

LIVRO 3

CÁLCULO DE TANQUES E TUBOS

Antonio Carvalho
2025

NOTA DO REVISOR



Gabriel Gonzalez é meu conhecido há anos, desde os tempos em que foi gerente de tecnologia da Flowtite Argentina. Além das muitas sugestões para melhorar os textos desses seis livros, o Gabriel contribuiu também a maioria das imagens aqui usadas.

Después de 33 años de aquel clásico de la literatura técnica, “Fiberglass x Corrosão”, hoy la comunidad de los compósitos recibe con gran beneplácito esta nueva obra maestra del profesor Carvalho.

Esta nueva edición está colmada de nuevos conceptos y criterios, completamente ingeniosos e innovadores, cargados de utilidad práctica, y desarrollados por el propio autor, quien no deja de sorprendernos cotidianamente con su extrema lucidez. Estos nuevos conceptos y criterios están destinados a ser las nuevas bases para las normas de diseño, cuando la comunidad internacional de los plásticos reforzados se atreva a romper con los paradigmas clásicos.

La parte medular de esta obra se encuentra en los nuevos criterios de cálculo para tanques y tuberías, basados en los conceptos de vida funcional y vida estructural. Con estas nuevas tecnologías, el autor presenta un método cuantitativo para prever la vida residual de una barrera de corrosión, a partir de 2 parámetros medidos en el equipo en tiempos distintos.

En el capítulo 8 podemos encontrar una revalorización del papel de las resinas en el diseño estructural. Aquí destaca el concepto de umbrales de falha como base para determinar el estiramiento admisible para el cálculo.

Por supuesto, Carvalho nos ilustra con gran cantidad de ejemplos prácticos a lo largo de todo el texto. En todos ellos nos impregna de sus nuevos conceptos y criterios.

Esperemos agradecidos a que la inspiración continúe iluminando a nuestro profesor, para que la ciencia y tecnología de los compósitos evolucionen cada día, y nos sigan suministrando soluciones eficientes al impiadoso fenómeno de la corrosión.

Gabriel N. González
Consultor PRFV/Composites
Set-2022, Córdoba - Argentina

PREFÁCIO



O Xará, Francisco Xavier de Carvalho, é meu parceiro e amigo desde 1971, quando iniciei minhas atividades profissionais. Sempre tive com ele grande afinidade. As ideias inovadoras expostas nestes livros foram criticadas e amenizadas por ele.

Mais de três décadas separam estas obras do lançamento, em 1992, do livro **FIBERGLASS X CORROSÃO**, que também tive a honra de prefaciar. Como o livro anterior, também estes são uma luz para a tecnologia dos compósitos.

Neste intervalo de mais de três décadas, o autor participou como consultor dos projetos mais importantes em compósitos realizados na América do Sul. Ele foi incentivador e líder das comissões que criaram as primeiras normas brasileiras para compósitos, bem como membro de comissões internacionais de normalização, como a ISO 14692.

O Carvalho sempre me surpreendeu pelas suas soluções inovadoras e ousadas, sempre suportadas por evidências de resultados obtidos e relatados na literatura. Além dessa capacidade de interpretação e de inovação, ele nunca deixou de divulgar suas conclusões através de trabalhos apresentados em congressos nacionais e internacionais, o que lhe trouxe como resultado o respeito e o reconhecimento da comunidade de compósitos no Brasil e no exterior.

Os seis livros agora publicados vão muito além do clássico **FIBERGLASS X CORROSÃO**, de 1992. Novos conceitos são introduzidos e muitos dos conceitos hoje aceitos são desafiados a toda hora. Estes livros abrem caminhos novos, claros e seguros para o desenvolvimento dos compósitos.

A maioria dos conceitos apresentados nestes livros são originais e inovadores, desenvolvidos pelo autor e apresentados de maneira objetiva e clara. Estes livros são uteis para profissionais, acadêmicos e estudantes.

Os profissionais vão encontrar soluções para problemas considerados insolúveis.

Os acadêmicos vão encontrar abordagens inéditas

Os estudantes vão encontrar descrições que facilitam o entendimento de forma rápida, segura e bem fundamentada em conceitos básicos.

A indústria dos compósitos pode considerar estas obras como um tratado completo para desenvolver produtos para uso industrial, cobrindo as matérias primas, passando pelo projeto e cálculo estrutural, variáveis do processo e até mesmo a solução do problema da durabilidade.

Estes livros são marcos para a tecnologia dos compósitos. Junto me à comunidade de compósitos para agradecer a mais esta contribuição que, somada às demais, faz de Antônio Carvalho o maior agente para o desenvolvimento dos compósitos no Brasil.

Francisco Xavier de Carvalho



PREFÁCIO DO AUTOR

Quando perguntado sobre a origem das ideias em sua magnífica obra sobre a Teoria da Gravitação Universal, Isaac Newton respondeu:

“Eu pensei no assunto”

Se me perguntassem de onde tirei as ideias para escrever esses livros eu diria essencialmente a mesma coisa. Desde o início de minha vida profissional, em 1971, sempre trabalhei como assistente técnico para compósitos. Nunca fiz outra coisa, e isso me fez pensar muito no assunto.

Estes anos focados em um único tema produziram seis livros.

- Durability of Industrial Composites
- Introdução aos compósitos Industriais
- Cura e pós-cura de resinas poliéster e vinil éster
- Propriedades mecânicas dos compósitos.
- Cálculo estrutural de tanques e tubos de compósitos
- Manual do usuário de compósitos industriais

Os seis livros estão recheados de conceitos, de explicações e de exemplos numéricos cuidadosamente escolhidos para guiar e formar especialistas. A abordagem profunda e detalhada procura atender as necessidades de projetistas, fabricantes, compradores e usuários de equipamentos industriais de compósitos.

Eu coloquei nestes livros praticamente tudo que os profissionais precisam saber para construir carreiras sólidas. O esforço foi grande. A atenção aos detalhes foi imensa. É minha esperança que os leitores encontrem nesses livros a inspiração para criar novos conhecimentos.

Mas, hábitos arraigados são difíceis de mudar. Eu sei que muitas das inovações aqui introduzidas não terão impacto imediato na tecnologia dos compósitos. Elas vão influenciar o futuro, quando os jovens leitores de hoje assumirem posições de comando.

Antonio Carvalho

Passos, Minas Gerais, 11 de dezembro de 2025.

Livro 1

Cálculo de tanques

Capítulo 1

Critério para cálculo de tanques

1 – Introdução. O cálculo estrutural de equipamentos de compósitos usados em ambientes agressivos inclui quatro tarefas.

- *A primeira consiste em arbitrar um laminado e determinar suas propriedades elásticas.*
- *A segunda é calcular o alongamento na lâmina crítica, geralmente a barreira de corrosão. Existem muitos métodos para fazer isso e alguns deles são discutidos neste livro.*
- *A terceira é comparar os alongamentos calculados com valores admissíveis. Esses alongamentos admissíveis são os critérios de cálculo, isto é, as regras que decidem se o laminado arbitrado é ou não aceitável.*
- *Se o alongamento calculado for inferior ao admissível, o laminado arbitrado é satisfatório. Caso contrário, os cálculos devem ser repetidos.*

Algumas vezes, como acontece com as tampas de tanques oblatados, ou com o costado de tanques retangulares, o critério de cálculo passa a ser a deflexão máxima admissível. Tudo isso será discutido em detalhe e ilustrado com exemplos numéricos nos capítulos que seguem.

Os métodos usados para calcular os alongamentos e as deflexões de tanques serão discutidos nos capítulos seguintes. Este capítulo trata unicamente dos critérios, isto é, das regras usadas pelos projetistas para decidir se os alongamentos ou as deflexões calculadas atendem às necessidades do projeto. O critério de deflexão é trivial e não merece atenção. Nossa atenção será focada nos alongamentos admissíveis. O critério de cálculo baseado nas tensões admissíveis será apenas mencionado, sem muita ênfase. As razões para isso são discutidas com detalhes no livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”.

Do ponto de vista estático, na ausência de cargas cíclicas, os alongamentos devem ser mantidos abaixo de valores admissíveis, para evitar penetração de produtos agressivos nos vazios deixados por trincas na resina. A velocidade de penetração de produtos agressivos aumenta com a densidade dessas trincas, reduzindo a durabilidade dos equipamentos. Se a densidade de trincas for pequena, a vida do equipamento é muito longa. A densidade de trincas está diretamente relacionada ao alongamento na lâmina crítica, isto é, da lâmina que controla a penetração do produto agressivo no laminado do equipamento.

Nos tanques e tubos usados para conter ou transportar fluidos, a lâmina crítica é a barreira de corrosão feita com fibras picadas. As lâminas feitas com fibras UD ou com fibras tecidas nunca são consideradas como barreiras de corrosão. As barreiras de corrosão são feitas com fibras picadas.

Duas situações merecem atenção:

- **Produtos não agressivos.** *Nesses casos, para evitar vazamento, o alongamento admissível deve ser inferior ao umbral de exudação da barreira de corrosão.*
- **Produtos agressivos.** *Nesses casos, para evitar a rápida penetração de produtos agressivos, o alongamento admissível deve ser inferior ao umbral de infiltração da barreira de corrosão.*

Portanto, os alongamentos na barreira de corrosão devem ser mantidos abaixo de valores admissíveis, conhecidos como “umbrais de falha”, para evitar densidades de trinca acima de valores críticos. Se o ambiente for agressivo, os alongamentos admissíveis devem ser inferiores ao umbral de infiltração. Se o ambiente for benigno, eles devem ser inferiores ao umbral de exudação. Os alongamentos admissíveis são obtidos aplicando um pequeno coeficiente de segurança ($CS = 2$) aos alongamentos de falha (umbrais) da barreira de corrosão.

2 – Umbrais de falha. Esta seção trata dos alongamentos de falha de barreiras de corrosão feitas com fibras de vidro picadas.

1. **Umbra de exudação.** *O umbral de exudação é o alongamento que produz densidade de trincas suficiente para permitir vazamento. O umbral de exudação tem forte fundamentação teórica, sendo medido por experimentos simples e rápidos. Ele é usado para dimensionar tubos ou tanques que transportam ou contém produtos não agressivos à resina, como água, esgoto urbano, vinhaça e a maioria dos produtos encontrados na indústria de petróleo e gás. Como esses ambientes não atacam a barreira de corrosão, a vida química dos equipamentos é infinita. Na ausência de cargas cíclicas, o umbral de exudação protege os equipamentos contra falha por vazamento, substituindo o HDB clássico.*
2. **Umbra de infiltração.** *O umbral de infiltração é o alongamento que produz densidade de trincas suficiente para permitir a penetração acelerada de fluidos na parede do equipamento. O umbral de infiltração substitui o alongamento admissível clássico, citado nas normas ASME RTP1, ASTM, etc. Abaixo do umbral de infiltração, a penetração de fluidos na barreira de corrosão é muito pequena, sendo governada pelo lento processo de difusão. O rápido processo de infiltração ocorre apenas se o alongamento exceder o umbral de infiltração.*

O umbral de exudação é definido para evitar vazamentos, ao passo que o de infiltração é definido para evitar penetração acelerada de produtos agressivos. A tabela 1 mostra os umbrais de falha para barreiras de corrosão feitas com diversas resinas. Mais detalhes sobre esse assunto podem ser encontrados nos livros “Propriedades mecânicas dos compósitos” e “Durability of Industrial Composites”.

Modo de falha	Resina bisfenólica	Resina poliéster	Resina vinil éster
Infiltração	0,20%	0,40%	0,50%
Vazamento	-----	0,80%	1,10%

Tabela 1
Umbrais de falha para lâminas de fibras picadas

3 – Alongamentos admissíveis. Os alongamentos admissíveis são determinados dividindo os umbrais de falha por um coeficiente de segurança, que não precisa ser maior que $CS = 2,0$. Assim, os alongamentos admissíveis são

$$[\text{alongamento admissível}] = \frac{[\text{umbral de falha}]}{2,0}$$

4 – Tensões e alongamentos – Esta seção discute os méritos e deméritos das tensões médias como critérios de análise para equipamentos de compósitos. Essa discussão é necessária, porque a maioria dos engenheiros está acostumada a raciocinar em termos de tensões, e não de alongamentos.

A análise estrutural de laminados usando o conceito de tensão média é adotada pela ASME RTP1 para dimensionar tanques usados em ambientes agressivos. Esse conceito tem como vantagem o fato de ser familiar aos engenheiros habituados a trabalhar com materiais homogêneos, como os metais. O problema com as tensões médias é que, no caso de compósitos, elas não refletem o estado de tensões na lâmina crítica. Dessa maneira, o analista nunca sabe se está trabalhando com a tensão adequada. O critério de cálculo baseado na tensão média é conhecido como critério de resistência.

Ao contrário das tensões, que têm valores diferentes para cada lâmina, os alongamentos têm o mesmo valor para todas elas, inclusive a barreira de corrosão. Os laminados de compósitos devem ser analisados usando o critério de alongamentos admissíveis, que nos informam exatamente o que acontece na barreira de corrosão. Essa é a grande vantagem dos alongamentos sobre as tensões médias.

Qualquer que seja o critério, tensões ou alongamentos, a análise é sempre feita levando em conta os esforços atuantes nos laminados. As cargas atuantes e os módulos dos laminados são usados para determinar as tensões médias ou os alongamentos nas direções globais x e y da estrutura. Esse procedimento é familiar aos projetistas acostumados com o cálculo de estruturas metálicas.

Se a espessura estrutural do equipamento for computada para que o alongamento na direção “ y ” não exceda 0,30%, dizemos que “o dimensionamento foi feito por critério de alongamento, com alongamento admissível igual a 0,30%”. O mesmo pode ser dito com relação à resistência. Por exemplo, se a espessura do equipamento for computada para que a tensão média na direção “ y ” não exceda 300 kg/cm^2 , dizemos que “o dimensionamento foi feito por critério de resistência, com tensão média admissível igual a 300 kg/cm^2 ”. A diferença entre esses dois critérios é que todas as lâminas são submetidas ao alongamento 0,30%, enquanto a tensão média 300 kg/cm^2 nada diz sobre a barreira de corrosão.

Os alongamentos e as tensões médias nas direções globais x e y devem atender as relações

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} (\varepsilon_x)_{adm} \\ (\varepsilon_y)_{adm} \\ (\gamma_{xy})_{adm} \end{bmatrix} \quad \text{ou} \quad \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} (\sigma_x)_{adm} \\ (\sigma_y)_{adm} \\ (\tau_{xy})_{adm} \end{bmatrix}$$

Nas relações acima os “épsilon” e os “sigmas” representam respectivamente os alongamentos na barreira de corrosão e as tensões médias do laminado nas direções globais x e y.

Os equipamentos de compósitos trabalham dentro da faixa elástica, onde as tensões são diretamente proporcionais aos alongamentos. Em todas as lâminas, para qualquer estado de tensões, existe apenas um estado de alongamentos e vice-versa. Portanto, os critérios de falha válidos para tensões são igualmente válidos para alongamentos. Porém, os compósitos devem ser preferencialmente analisados por alongamentos. Por que isso é assim?

A seguir as respostas a essa pergunta:

- Como dito acima, o alongamento da lâmina crítica é igual ao do laminado. Dessa maneira, o alongamento computado para o laminado pode ser confrontado diretamente com o valor admissível definido pela lâmina crítica. Se a análise for feita usando tensões, a tensão média deve ser convertida em tensão na lâmina crítica. Isso complica o procedimento.
- Ao contrário das tensões, os alongamentos podem ser facilmente medidos colando extensômetros na superfície dos laminados.
- As tensões críticas são afetadas pelo efeito Poisson. Os alongamentos críticos não são afetados pelo efeito Poisson.

Os critérios discutidos neste capítulo priorizam os alongamentos. As tensões médias serão consideradas apenas nos casos que envolvem instabilidade elástica, ou falha por cisalhamento ou descascamento secundário. Mais adiante vamos apresentar uma descrição completa das situações e dos cálculos dominados pelas resistências ao cisalhamento ou descascamento secundário.

Exemplo 1. Os laminados submetidos a forças de compressão e suscetíveis a falha por instabilidade elástica, são tradicionalmente analisados usando tensões e não alongamentos. Explique por que.

As falhas por instabilidade são determinadas por tensões de compressão médias, controladas pelos laminados. Assim, o cálculo para instabilidade geralmente é feito usando tensões.

Deve ser notado que é perfeitamente possível fazer a análise da estabilidade de estruturas usando alongamentos. Porém, como não existem “umbrais de falha” para os alongamentos que causam instabilidade, isso não agrega vantagem ao calculista. É por isso que os equipamentos sujeitos a vácuo ou pressões de vento são analisadas por tensões médias. Mas, eles poderiam ser analisados também por alongamentos.

Vamos então iniciar a apresentação e a discussão dos critérios usados para fazer cálculo estrutural de compósitos. Antes, porém, vamos lembrar que esses critérios nada mais são

que regras para tomada de decisão. Eles podem ser expressos como tensões médias ou como alongamentos admissíveis.

5 – Os critérios da ASME RTP -1. A ASME RTP-1 usa dois métodos para calcular as espessuras de equipamentos de compósitos submetidos a pressões internas. Vamos discutir os critérios aplicáveis a cada um desses métodos.

5.1 - Método A (design by rules). A parte A da ASME RTP-1 calcula a espessura usando valores admissíveis para os alongamentos e para as tensões médias nas direções globais x (axial) e y (circunferencial) do equipamento.

Os valores propostos pela ASME RTP1 para os alongamentos e para as tensões médias admissíveis são mostrados na tabela 2. As tensões médias admissíveis são obtidas dividindo a tensão de ruptura do laminado pelo coeficiente de segurança CS = 10.

<i>Alongamentos ou tensões médias admissíveis</i>		
<i>Tipo de laminado</i>	<i>Direção y (circunferencial)</i>	<i>Direção x (axial)</i>
<i>Laminado de fibras picadas</i>	$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rup}}{10}$	$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rup}}{10}$
<i>Laminado de fibras picadas + fibras tecidas</i>	$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rup}}{10}$	$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rup}}{10}$
<i>Laminado hoop-chop</i>	----	----
<i>Laminado UD cruzado</i>	$\varepsilon_{adm} = 0,001$	$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rup}}{10}$

Tabela 2

A parte A da norma ASME RTP-1 usa o critério de resistência para dimensionar laminados de fibras picadas e combinações de fibras picadas com tecidas. Os laminados cruzados, feitos com fibras UD, são analisados por resistência quando solicitados na direção axial e por alongamento se solicitados na direção circunferencial. A ASME RTP-1 não reconhece laminados hoop-chop.

As resistências à ruptura e os módulos mínimos dos laminados, segundo a ASME RTP-1, são mostradas na tabela 3.

<i>Espessura do laminado (mm)</i>	<i>Tipo de laminado</i>	<i>Resistência na tração (kg/cm²)</i>	<i>Módulo de tração (kg/cm²)</i>
<i>Todas</i>	<i>Fibras picadas</i>	<i>630</i>	<i>70.000</i>
<i>5,5</i>	<i>Picadas + tecidas</i>	<i>840</i>	<i>91.000</i>
<i>7,5</i>	<i>Picadas + tecidas</i>	<i>945</i>	<i>98.000</i>

> 9,5	Picadas + tecidas	1050	105.000
-------	-------------------	------	---------

Tabela 3

Mostra as propriedades mecânicas mínimas propostas na ASME RTP-1.

A tabela 4 compara os módulos mínimos citados na ASME RTP-1 com os valores sugeridos no capítulo 3 do livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”. A comparação foi feita para laminados MT alternando tecido T800 e manta M450.

Espessura (mm)	Construção do laminado	Livro (kg/cm ²)	ASME RTP1 (kg/cm ²)
Todas	Fibras picadas	70 000	70 000
4,60	MMTM	93 000	-----
5,65	MMTMM	84 000	91 000
6,50	MMTMTM	98 000	-----
7,55	MMTMTMM	94 000	98 000
8,40	MMTMTMTM	103 500	-----
9,45	MMTMTMTMM	100 000	105 000
10,30	MMTMTMTMTM	107 000	105 000
11,35	MMTMTMTMTMM	104 000	105 000
12,20	MMTMTMTMTMTM	110 000	105 000
13,25	MMTMTMTMTMTMM	106 500	105 000

* Tecido T800 com urdume na direção circunferencial do laminado.

Tabela 4

Compara os módulos de elasticidade citados pela ASME RTP-1 e pelo livro “propriedades Mecânicas dos Compósitos”. Análise para lâminas de fibras M450 + T800.

5.2 - Método B (teoria clássica de laminados). A parte B da ASME RTP-1 analisa os equipamentos usando as tensões nas lâminas. Ela calcula os coeficientes de segurança R para todas lâminas usando a equação de Tsai-Wu. Para aplicar o método é preciso conhecer as tensões e as resistências de todas lâminas nas suas direções principais 1 e 2. A norma estabelece que o coeficiente de segurança R, calculado pela equação de Tsai-Wu, não deve ser inferior aos valores da tabela 5.

$$R = \frac{\left[\begin{array}{l} \text{tensões principais} \\ \text{de} \\ \text{falha} \end{array} \right]}{\left[\begin{array}{l} \text{tensões principais} \\ \text{na} \\ \text{lâmina} \end{array} \right]}$$

Coeficiente de segurança R para lâminas comerciais		
Lâmina	Serviço não-crítico	Serviço crítico
Liner	R = 9,0	R = 11,25

<i>Barreira de corrosão</i>	<i>R = 9,0</i>	<i>R = 11,25</i>
<i>Tecido</i>	<i>R = 9,0</i>	<i>R = 11,25</i>
<i>Lâmina UD</i>	<i>R = 1,6</i>	<i>R = 2,0</i>

Tabela 5

Valores dos coeficientes de segurança R para lâminas, segundo a ASME RTP-1. Essa norma usa propriedades mecânicas medidas em ensaios de curto prazo e por isso trabalha com altos coeficientes de segurança para as lâminas do liner e da barreira de corrosão. As lâminas UD, usadas na estrutura, aceitam coeficientes R mais baixos.

O método de cálculo descrito na parte B da ASME RTP-1 é trabalhoso e impreciso, sendo por isso ignorado neste livro. O leitor interessado em detalhes pode consultar qualquer livro que trate da teoria clássica de laminados.

Nota: As equações Tsai-Wu são populares na comunidade de compósitos, sendo usadas em praticamente todos os softwares para prever falhas por ruptura. A parte B da ASME RTP-1 aplica o método de Tsai-Wu para todas as lâminas. Como dissemos, os cálculos para fazer isso são trabalhosos e fogem do escopo deste livro.

As tensões admissíveis citadas na norma ASME RTP-1 são estabelecidas aplicando o coeficiente de segurança $CS = 10$ às tensões de ruptura medidas em ensaios de curta duração. Os alongamentos admissíveis para infiltração e exudação, são estabelecidos aplicando o coeficiente de segurança $CS = 2,0$ para os umbrais de infiltração e de exudação, também medidos em ensaios de curto prazo. Numa primeira passada de olhos, o leitor vai estranhar essa enorme diferença entre os coeficientes de segurança. A justificativa para isso é que a ASME RTP1 aplica $CS = 10$ na resistência de ruptura, enquanto $CS = 2,0$ é aplicado no umbral de falha. Ambos são critérios de curto prazo. Os critérios de longo prazo são discutidos no livro “Durability of Industrial Composites”

6 – Os critérios da norma BS 4994. Os critérios citados na norma inglesa BS 4994 não têm sustentação lógica, sendo por isso ignorados neste livro.

7 – Critério de estabilidade. Este critério analisa a falha das estruturas por instabilidade elástica, levando em conta os módulos e as tensões médias nos laminados. A falha por instabilidade é muito importante para analisar estruturas de baixa rigidez, como as de compósitos. Esta falha ocorre quando o equipamento é submetido a esforços de compressão e nada tem a ver com a resistência do material. Em outras palavras, a instabilidade pode acontecer mesmo se as tensões de compressão forem muito inferiores à resistência do laminado. As normas ASME RTP-1 e BS 4994 estabelecem que a tensão crítica de compressão, que colapsa a estrutura, deve ser no mínimo igual a 5 vezes a tensão média atuante.

$$[Tensão crítica] > 5 \times [Tensão média]$$

Notar que esse alto coeficiente de segurança, $CS = 5$, leva em conta a esperada deterioração do laminado por ataque químico em longo prazo.

Para esclarecer, vamos supor um vaso cilíndrico dimensionado para trabalhar com pressão interna $P = 5 \text{ kg/cm}^2$, podendo eventualmente ser submetido à pressão negativa (vácuo) de $0,5 \text{ kg/cm}^2$. O dimensionamento desse vaso para pressão interna positiva, $P = 5 \text{ kg/cm}^2$, não implica que ele seja adequado para a pressão externa, negativa, de $0,5 \text{ kg/cm}^2$. Nesse caso, o vaso deve ser dimensionado para resistir às pressões externa e interna usando métodos e critérios diferentes.

O critério de estabilidade leva em conta as tensões de compressão no laminado, sem se preocupar com as tensões ou os alongamentos nas lâminas. A falha por instabilidade é estudada para laminados e não para lâminas. O capítulo 6 mostra como fazer o cálculo estrutural de cilindros anisotrópicos sob pressão externa.

8 – Critério de deflexão. Muitas vezes as estruturas de compósitos são projetadas para evitar deformações excessivas. Assim, as tampas de tanques oblatados submetidas a cargas externas são dimensionadas para que não afundar mais que $1/200$ do diâmetro do tanque. Essas deflexões não têm relação com a resistência ou com a estabilidade da estrutura, sendo estabelecidas por julgamento estético.

Da mesma maneira que o critério de estabilidade, a falha por deformação também é estudada usando as propriedades médias dos laminados, sem levar em conta as tensões ou os alongamentos nas lâminas.

A baixa rigidez na flexão das estruturas de compósitos pode resultar em pouca estabilidade ou em deflexões excessivas, mas não afeta a vida estrutural. Os coeficientes de segurança para estabilidade ou deflexão são escolhidos por arbítrio e nada têm a ver com a expectativa de vida do equipamento.

Os critérios de cálculo para estabilidade e para deflexão não têm muito mistério e de fato já foram esgotados quando fizemos suas introduções. A deflexão máxima é arbitrada em $1/200$ do menor vão da estrutura, ou qualquer outro valor estabelecido pelo projetista e ponto final. Para estabilidade, o coeficiente de segurança é arbitrado em $CS = 5$ ou qualquer outro valor estabelecido pelo projetista sem mais comentários

CAPÍTULO 2

Tanques verticais cilíndricos de fundo chato sob pressão hidrostática

1. Introdução. Este capítulo trata do cálculo das espessuras de tanques verticais cilíndricos de fundo plano sob pressão hidrostática. As espessuras necessárias para resistir pressão interna não-hidrostática, força de vento, vácuo e outras cargas externas são calculadas em outros capítulos deste livro. As fórmulas matemáticas para fazer os cálculos serão introduzidas quando necessárias. O uso das fórmulas será amplamente ilustrado com exemplos numéricos.

As propriedades mecânicas dos laminados comerciais são conhecidas e estão bem descritas no livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”. Os critérios de cálculo também são conhecidos e foram discutidos no capítulo 1. Os cálculos são elementares, feitos sem dificuldade usando calculadoras eletrônicas de bolso.

Os tanques verticais cilíndricos abordados neste capítulo têm fundos planos plenamente apoiados em base rígida. Este é o caso mais simples e o mais usado em aplicações industriais. Vamos mostrar o método de cálculo de cima para baixo, começando pela tampa do tanque e terminando no fundo chato. Os tanques de fundos abaulados ou cônicos, submetidos a cargas hidrostáticas, são estudados no capítulo seguinte

2 - Cálculo da tampa. A norma ASME RTP-1 estabelece que as tampas, ou calotas, de tanques verticais cilíndricos devam suportar 110 kg concentrados numa área de 10 cm x 10 cm. Nessa condição, a calota não pode sofrer danos estruturais nem apresentar afundamento superior a 1/200 do diâmetro do tanque. A norma não faz menção ao alongamento admissível. Ela diz apenas que a tampa não deve apresentar danos estruturais quando submetida à carga de 110 kg. Em minha interpretação, isso significa que o alongamento no ponto de aplicação da carga deve ser inferior à metade do umbral de exudação do laminado da tampa, isto é, menor que 0,40%.

As fórmulas para calcular a espessura de calotas de tanques pequenos, com diâmetros abaixo de 5 000 mm, são apresentadas no apêndice deste capítulo. As calotas de tanques grandes são discutidas no capítulo 5.

A espessura de tampas pequenas depende de sua elevação e do diâmetro do tanque. A tabela 1 mostra as espessuras de calotas feitas com fibras picadas, para elevação $h = 0,135D$. Essas espessuras atendem as exigências da norma ASME RTP -1.

Diâmetro do tanque D (mm)	Raio da calota R_e (mm)	Elevação da calota h (mm)	Espessura da calota (mm)
1200	1200	162	6,0
1500	1500	202	6,0
1800	1800	243	6,0
2000	2000	270	6,0
2200	2200	297	6,0
2500	2500	337	6,0
2800	2800	378	6,5
3000	3000	405	6,5
3200	3200	432	6,5
3500	3500	472	6,5
3800	3800	513	6,5
4000	4000	540	7,0
4500	4500	607	7,0

Tabela 1

Espessura de tampas toro esféricas para tanques verticais cilíndricos. As espessuras foram calculadas para alongamento $\epsilon = 0,40\%$, $R_e = D$ e $h = 0,135D$. Como as tampas não têm contato direto com ambientes agressivos, a barreira de corrosão pode ser considerada como parte da estrutura.

3 - Cálculo do costado. Os alongamentos do costado são calculados pelas equações de Hooke.

$$\epsilon_x = \frac{N_x}{E_x \times t} - \nu_{yx} \times \frac{N_y}{E_y \times t}$$

$$\epsilon_y = \frac{N_y}{E_y \times t} - \nu_{xy} \times \frac{N_x}{E_x \times t}$$

Onde ϵ_x e ϵ_y são os alongamentos, respectivamente nas direções “x” (axial) e “y” (circunferencial) do costado e t é a espessura estrutural do costado. N_x e N_y são as forças externas por unidade de comprimento, também nas direções “x” e “y”. Os módulos de elasticidade de tração, E_y e E_x , assim como as relações de Poisson, são conhecidos, como exhaustivamente discutido no livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”.

Para cilindros de extremidades fechadas (vasos de pressão ou tubulações aéreas sem ancoragem) as forças externas são $N_x = P \times D/4$ e $N_y = P \times D/2$. Entrando essas expressões nas equações acima, obtemos

$$\epsilon_x = \frac{P \times D}{4 \times t \times E_x} (1 - \nu_{yx}\nu_{xy})$$

$$\epsilon_y = \frac{P \times D}{4 \times t \times E_y} (1 - \nu_{yx}\nu_{xy})$$

Essas equações calculam a espessura de vasos de pressão e de tubos aéreos não ancorados.

Para tanques verticais sob pressão hidrostática, a força axial N_x é nula. Entrando $N_x = 0$ e $N_y = P \times D/2$ nas equações acima, obtemos

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \epsilon_y \times E_y}$$

O primeiro passo no cálculo da espessura do costado é arbitrar a construção do laminado, isto é arbitrar suas lâminas e suas espessuras. Feito isso, o projetista determina o módulo circunferencial e a espessura estrutural do laminado. Conhecido o módulo, ele computa a espessura usando o alongamento admissível. Se a espessura calculada for inferior à do laminado arbitrado, o problema está resolvido. Se não for, novas tentativas são feitas até a espessura computada igualar a arbitrada. O projetista sempre trabalha com laminados arbitrados, de construções, espessuras e propriedades conhecidas. O livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos” mostra como determinar as espessuras e todas propriedades de qualquer laminado, real ou virtual.

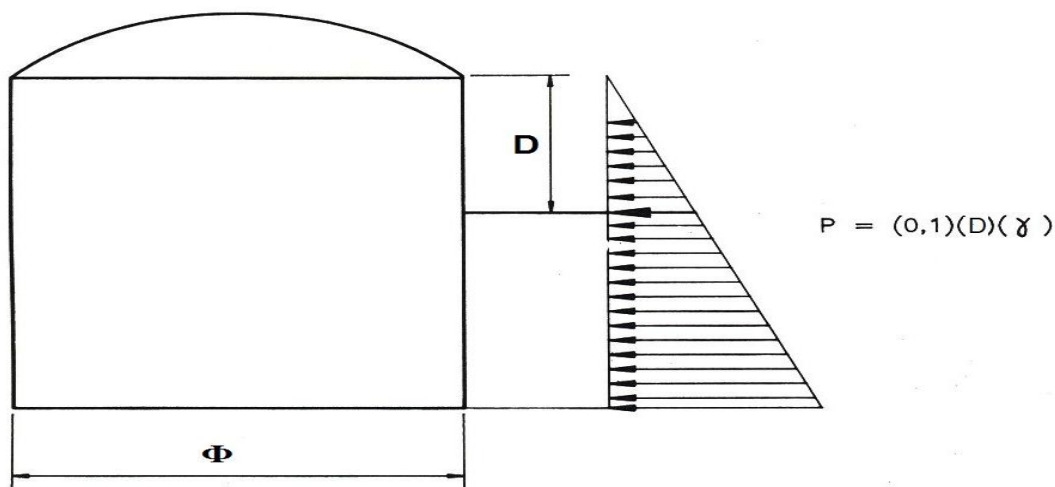


Figura 1
Reservatório cilíndrico de fundo chato sob pressão hidrostática. O fundo plano é integralmente apoiado.

A determinação do módulo circunferencial E_y de laminados virtuais, em fase de projeto, é amplamente discutida no livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”. O fato de os módulos reais não serem conhecidos – eles só podem ser medidos depois do tanque ser feito – não é problema, porque os módulos e as espessuras dos laminados virtuais valem para qualquer laminado construído com as mesmas quantidades de fibras. O alongamento admissível ϵ_y é conhecido e foi discutido no capítulo 1.

A pressão hidrostática P varia com a profundidade

$$P = 0,1 \times H \times \gamma$$

Onde P é a pressão hidrostática (kg/cm^2), H (m) é a altura da coluna de líquido no ponto analisado e γ (g/cm^3) é a densidade do fluido armazenado. O fator 0,1 entra na fórmula para harmonizar as unidades. Entrando essa expressão na equação anterior, obtemos

$$t = \frac{0,1 \times \gamma \times H \times D}{2 \times \epsilon_y \times E_y}$$

Onde

t é a espessura estrutural do costado (mm)

γ é a densidade do fluido armazenado (g/cm^3)

H é a altura da coluna de líquido no ponto analisado (m)

D é o diâmetro do costado (mm)

E_y é o módulo de tração circunferencial do laminado (kg/cm^2)

ϵ_y é o alongamento admissível

Essa equação calcula a espessura estrutural do costado de tanques verticais cilíndricos sob pressão hidrostática para qualquer profundidade H . A espessura estrutural cresce linearmente do topo do tanque até o fundo.

Nota. Os tanques cilíndricos submetidos a vácuo ou a carga de vento podem falhar por instabilidade, e não por pressão hidrostática. Esses casos serão discutidos nos capítulos seguintes

Exemplo 1. Calcular a espessura do costado próxima ao fundo de um tanque vertical de diâmetro $D = 4$ m e altura $H = 6$ m. O costado é feito de M lâminas de manta M450 e T lâminas de tecido T600, com resina poliéster. O tanque armazena água de densidade $\gamma = 1,0$ g/cm^3 .

Como o fluido armazenado (água) não é agressivo, a barreira de corrosão e o liner são preservados, podendo ser considerados estruturais. O alongamento admissível é determinado pelo umbral de exudação $\epsilon = 0,80/2,0 = 0,40\%$.

O módulo de elasticidade do laminado na direção circunferencial "y" é

$$E_y = \frac{70000 \times 1,05M + 180000 \times 0,85T + 30000 \times 0,6}{1,05M + 0,85T + 0,6}$$

Onde M é o número de lâminas de manta M450 e T é o número de lâminas de tecido T600. Para determinar o valor do módulo é preciso conhecer as quantidades de lâminas de manta M e de tecidos T . Essas quantidades são arbitradas pelo projetista. Vamos supor $M = 3$ e $T = 2$.

$$E_y = \frac{70000 \times 1,05 \times 3 + 180000 \times 0,85 \times 2 + 30000 \times 0,6}{1,05 \times 3 + 0,85 \times 2 + 0,6} = 99900 \text{ kg/cm}^2$$

A espessura desse laminado é

$$t = 1,05 \times 3 + 0,85 \times 2 + 0,6 = 5,45 \text{ mm.}$$

Deve ser notado que o liner e a barreira de corrosão foram incluídos nos cálculos. Isso pode ser assim nesse caso, porque o fluido armazenado não é agressivo.

A profundidade do costado próxima ao fundo é $H = 6$ m e o diâmetro do tanque é $D = 4000$ mm. Entrando esses valores na equação usada para calcular a espessura, obtemos

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \epsilon_y \times E_y}$$

$$t = \frac{0,1 \times 1,0 \times 6 \times 4000}{2 \times 0,004 \times 99900} = 3,0 \text{ mm}$$

A espessura calculada é inferior à do laminado arbitrado (5,45 mm). Isso indica que o laminado arbitrado é adequado. De fato, ele excede as exigências, mas as normas para construção de tanques proíbem espessuras inferiores a 5,0 mm.

Repetimos que a barreira de corrosão foi incluída nos cálculos, porque a água não é agressiva às resinas.

Exemplo 2. Vamos considerar agora que o tanque discutido no exemplo anterior seja usado para armazenar produtos agressivos, sendo feito com resina poliéster bisfenólica. As resinas bisfenólicas são usadas para armazenar produtos agressivos. Vamos supor a densidade desse produto igual a $1,3 \text{ g/cm}^3$.

Nesse caso a barreira de corrosão não deve ser incluída no cálculo estrutural e o alongamento admissível é determinado pelo umbral de infiltração para resinas bisfenólicas $\epsilon = 0,20/2 = 0,10\%$.

O módulo circunferencial do laminado estrutural do costado é

$$E_y = \frac{70000 \times 1,05 \times M + 180000 \times 0,85 \times T}{1,05 \times M + 0,85 \times T}$$

Fazendo $M = T$ obtemos

$$E_y = 119200 \text{ kg/cm}^2$$

Entrando esse valor na equação da espessura, obtemos

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \epsilon_y \times E_y}$$

$$t = \frac{0,1 \times 1,3 \times 6 \times 4000}{2 \times 0,001 \times 119200}$$

De onde obtemos

$$t = 13,10 \text{ mm}$$

A espessura do par formado por uma manta M450 e um tecido T600 é $1,05 + 0,85 = 1,90$ mm. Portanto, para obter a espessura estrutural 13,10 mm são necessários $13,10/1,90 = 6,89 = 7$ pares MT.

A espessura total do laminado é, portanto

$$t = 7 \times 1,90 + 2 \times 1,05 + 0,60 = 16,0 \text{ mm}$$

Onde $1,05 + 0,85 = 1,90$ mm é a espessura dos pares MT e $2 \times 1,05 + 0,60 = 2,7$ mm é a espessura da barreira de corrosão somada com a do véu e a do topcoat.

Essa é a espessura padrão do costado próxima ao fundo. Ela foi calculada supondo alongamento admissível $\varepsilon = 0,10\%$. A espessura real do costado será diferente de 16,0 mm, como vimos no livro “Propriedades mecânicas dos Compósitos”. Isso não tem nenhuma importância. O importante é que o fabricante deve fazer o costado com 7 lâminas de manta M450 e 7 lâminas de tecido T600. No nosso caso, como supomos $M = T$, a espessura estrutural 13,30 mm será atingida se o número de pares MT for igual a 7.

Exemplo 3. Calcular a espessura do costado do tanque do exemplo 1 supondo laminado cruzado UD70 e resina vinil éster. O ambiente é agressivo e tem densidade $1,3 \text{ g/cm}^3$. O alongamento de infiltração admissível para resina vinil éster é $\varepsilon = 0,50/2,0 = 0,25\%$.

Como o ambiente é agressivo, a barreira de corrosão não será incluída nos cálculos. O módulo padrão na direção y de laminados UD70 é $E_y = 298200 \text{ kg/cm}^2$. A espessura estrutural é obtida entrando esse valor na equação

$$t = \frac{0,1 \times 1,3 \times 6 \times 4000}{2 \times 0,0025 \times 298200}$$

De onde obtemos

$$t = 2,10 \text{ mm}$$

A espessura total, incluindo a barreira de corrosão, é

$$\text{Espessura total} = 2,10 + 2,70 = 4,80 \text{ mm}$$

Exemplo 4. Calcular o mesmo tanque do exemplo anterior supondo costado UD70 feito com resina poliéster bisfenólica. O alongamento admissível para evitar infiltração em barreiras de corrosão de resina poliéster bisfenólica é $\varepsilon = 0,20/2,0 = 0,10\%$.

$$t = \frac{0,1 \times 1,3 \times 6 \times 4000}{2 \times 0,001 \times 298200} = 5,23 \text{ mm}$$

A espessura total é

$$\text{Espessura total} = 5,23 + 2,70 = 7,93 \text{ mm}$$

A tabela 2 mostra as espessuras padrão totais (isto é, incluindo a barreira de corrosão) próximas ao fundo de costados feitos com diferentes resinas e diferentes processos.

<i>Espessura total do costado</i>			
<i>M450 + T600</i>	<i>M450 + T600</i>	<i>UD70</i>	<i>UD70</i>
<i>Resina poliéster para uso em água</i>	<i>Resina bisfenólica para produtos químicos</i>	<i>Resina vinil éster para produtos químicos</i>	<i>Resina bisfenólica para produtos químicos</i>
<i>5,45 mm</i>	<i>16,00 mm</i>	<i>4,80 mm</i>	<i>7,93 mm</i>

Tabela 2

Espessura total do costado de tanques verticais com 4 m de diâmetro e 6 m de altura. A superioridade dos laminados cruzados UD70 sobre os manuais, feitos com mantas e tecidos, é evidente. O mesmo pode ser dito da resina vinil éster em relação à bisfenólica.

4 – Cálculo de quinas. Quina é a transição que faz a união entre o fundo e o costado de tanques. Nessa transição geométrica, o costado sofre tensões de flexão que precisam ser avaliadas. Existem dois tipos de fixação do costado ao fundo. Nas fixações engastadas a extremidade do costado é impedida de sofrer deflexões e rotações, como acontece quando ela é embutida em concreto ou ligada a flanges. Nos casos usuais o fundo do tanque é colado à extremidade do costado, que pode girar sem sofrer deflexão. Estes casos caracterizam o apoio simples.

O estudo completo das quinas é assunto complexo, a ser discutido no próximo capítulo. Vamos apresentar aqui apenas a tabela que resume os cálculos, importada do capítulo anterior.

<i>Engaste pleno</i>	<i>Apoio simples</i>
$M(x) = \frac{P \times e^{-\beta x}}{2\beta^2} (\cos\beta x - \text{sen}\beta x)$	$M(x) = \frac{P \times e^{-\beta x}}{2\beta^2} \text{sen}\beta x$
$M_{max} = \frac{P}{2\beta^2}$	$M_{max} = 0,32 \times \frac{P}{2\beta^2}$
$\beta L = 2,0$ $L = 1,10 \times \left(\frac{E'_x}{E'_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$	$\beta L = 2,0$ $L = 1,10 \times \left(\frac{E'_x}{E'_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$
$\beta L = 1,0 (t_c > 0,45 \times t_k)$ $L = 0,55 \times \left(\frac{E'_x}{E'_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$	$\beta L = 1,5 (t_c > 0,45 \times t_k)$ $L = 0,85 \times \left(\frac{E'_x}{E'_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$
$t_k = \frac{0,10 \times H \times \gamma \times D}{\epsilon_x \times \sqrt{E'_y \times E'_x}}$	$t_k = \frac{0,03 \times H \times \gamma \times D}{\epsilon_x \times \sqrt{E'_y \times E'_x}}$

Onde

P é a pressão no fundo do tanque

D é o diâmetro do tanque

H é a altura do tanque (m)

x é a distância ao longo do costado

L é a altura da quina

t_k é a espessura da quina

$$\beta \cong \frac{1,83}{\sqrt{D \times t_k}} \times \left(\frac{E_y}{E_x'} \right)^{1/4}$$

As quinias com apoio simples têm momentos máximos iguais a 32% dos valores calculados para as engastadas, ocorrendo nas distâncias $x = 0,43\sqrt{D \times t_k}$.

As quinias simplesmente apoiadas têm espessuras iguais a 30% dos valores calculados para as engastadas.

As quinias simplesmente apoiadas são comprimidas internamente e tracionadas por fora. O oposto ocorre com as de engaste pleno.

Tabela 3

Mostra as equações para dimensionar quinias

5 – Cálculo de fundos planos. Os fundos planos de tanques cilíndricos verticais são apoiados em bases de concreto. As cargas verticais são transferidas integralmente para as bases, sem afetar o fundo plano. A ASME RTP1 recomenda os valores da tabela 4 para a espessura de fundos planos integralmente apoiados.

Diâmetro (mm)	Espessura total do fundo plano (mm)
Até 1800	4,5
Entre 1800 e 3800	6,5
Maior que 3800	9,5

Tabela 4

Espessura de fundos planos totalmente apoiados sobre laje de concreto. Essas espessuras incluem a barreira de corrosão e o liner.

Portanto, os fundos planos não são calculáveis. De fato, a espessura de tanques verticais deve ser escolhida com base na durabilidade química esperada para o tanque. Vamos explicar isso.

A restauração da vida química de tanques envelhecidos em uso é feita laminando externamente mantas e tecidos por fora dos costados. A laminação externa restaura a rigidez original do tanque, perdida após longo contato com ambientes agressivos. A redução do alongamento permitindo o uso do tanque por muitos anos adicionais. A laminação externa resolve o problema do costado, mas não pode ser usada para o fundo do

tanque. Sendo assim, para assegurar vida química longa aos tanques verticais, seus fundos devem ser construídos com grandes espessuras. Em ambientes agressivos, a espessura de fundos planos plenamente apoiados, independente do diâmetro, não deve ser inferior a 6,5 mm. Esse assunto é tratado com detalhes no capítulo 10 do livro “Durability of Industrial Composites”.

6. Flange de tanques sem tampa. A extremidade superior de tanques abertos, sem tampa, deve ser enrijecida com flanges de acordo com a tabela 2 da ASTM D 3299.

7. Cálculo de bocais e bocas de visita. As espessuras e a geometria dos bocais usados em tanques de compósitos estão bem definidas na parte 4 da norma ASME RTP1. A tabela 5, extraída dessa norma, mostra as dimensões de bocas de visita para pressão até 15 PSI.

<i>Diâmetro da boca de visita</i>	<i>Diâmetro do flange e da tampa</i>	<i>Espessura do flange e da tampa</i>	<i>Espessura do pescoço</i>	<i>Diâmetro do círculo de furação</i>	<i>Número de parafusos</i>	<i>Diâmetro dos furos</i>
20	27,5	1	3/8	25	20	3/4
22	30	1	3/8	27	20	3/4
24	32	1,25	3/8	29,5	20	3/4

Tabela 5

Dimensões em polegadas de bocas de visita em tanques de compósito. A norma ASME RTP1 tem tabelas como essa para os demais bocais.

A vedação dos flanges da BV é feita com junta de espessura 3,2 mm, face cheia e dureza 60 - 70 Shore A. A tabela 6 mostra os torques recomendados para apertar parafusos em flanges de compósitos com juntas de dureza 70 Shore A.

<i>Diâmetro Polegadas</i>	<i>Classe de pressão (PSI)</i>					
	<i>25</i>	<i>50</i>	<i>75</i>	<i>100</i>	<i>125</i>	<i>150</i>
2	25	25	25	25	25	25
3	25	25	25	25	25	25
4	25	25	25	25	25	25
6	25	25	25	25	35	40
8	25	25	30	40	50	60
10	25	25	30	40	50	70
12	25	25	35	45	60	80
14	25	30	40	60	75	100
16	25	30	50	70	80	
18	30	35	50	80	100	
20	30	35	60	90		
24	35	40	70			

Tabela 6

Torque máximo para aperto de flanges de compósito com junta 70 shore A (ft x lb). Torques excessivos podem trincar o pescoço dos flanges.

Resta calcular os laminados de reforço do costado ao redor dos bocais e os laminados de fixação deles ao costado. V. figuras 2.a e 2.b.

7.1 Fixação de bocais ao costado. O protocolo de cálculo desenvolvido nesta seção vale apenas para bocais submetidos a pressão hidrostática. Momentos fletores e outras forças externas são ignorados nesta seção. O protocolo de cálculo completo para bocais e bocas de visita é desenvolvido e apresentado no capítulo 15.

Primeiro computamos a largura total do laminado de colagem para evitar falha por cisalhamento. Considerando os resultados obtidos na parte 2 do capítulo 17, e supondo a resistência ao cisalhamento $\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$, a soma das larguras dos laminados de colagem deve ser

$$\tau \times (h_0 + h_i) = \frac{P \times d \times CS}{4}$$

$$140 \times (h_0 + h_i) = \frac{P \times d \times CS}{4}$$

$$h_0 + h_i = \frac{P \times d \times CS}{140 \times 4}$$

Onde $h_0 + h_i$ é a soma das larguras (interna e externa) dos laminados de colagem, P é a pressão hidrostática no bocal, d é o diâmetro do bocal, CS = 10 é o coeficiente de segurança.

A espessura total $t_0 + t_i$ do laminado de colagem deve resistir à força de tração gerada pela pressão P no bocal

$$t_0 + t_i = \frac{P \times d}{4 \times E_x \times \epsilon}$$

Onde $t_0 + t_i$ é a soma das espessuras (interna e externa) estruturais dos laminados de colagem, P é a pressão no bocal, d é o diâmetro do bocal, $E_x = 70\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo do laminado de colagem feito com mantas e $\epsilon = 0,001$ é o alongamento admissível. Vamos supor o alongamento admissível 0,10% para todas resinas.

A ASME RTP1, parte 4, estabelece que

$$h_0 + h_i > 75 \text{ mm}$$

$$t_0 + t_i > 8,5 \text{ mm}$$

Para encerrar, a espessura total do laminado de colagem deve ser checada para resistir à força cortante Q.

$$t_0 + t_i = \frac{P \times d \times CS}{4 \times 140}$$

Os protocolos de cálculo das espessuras e das larguras dos laminados de colagem, interno e externo, são descritos com detalhes no capítulo 17.

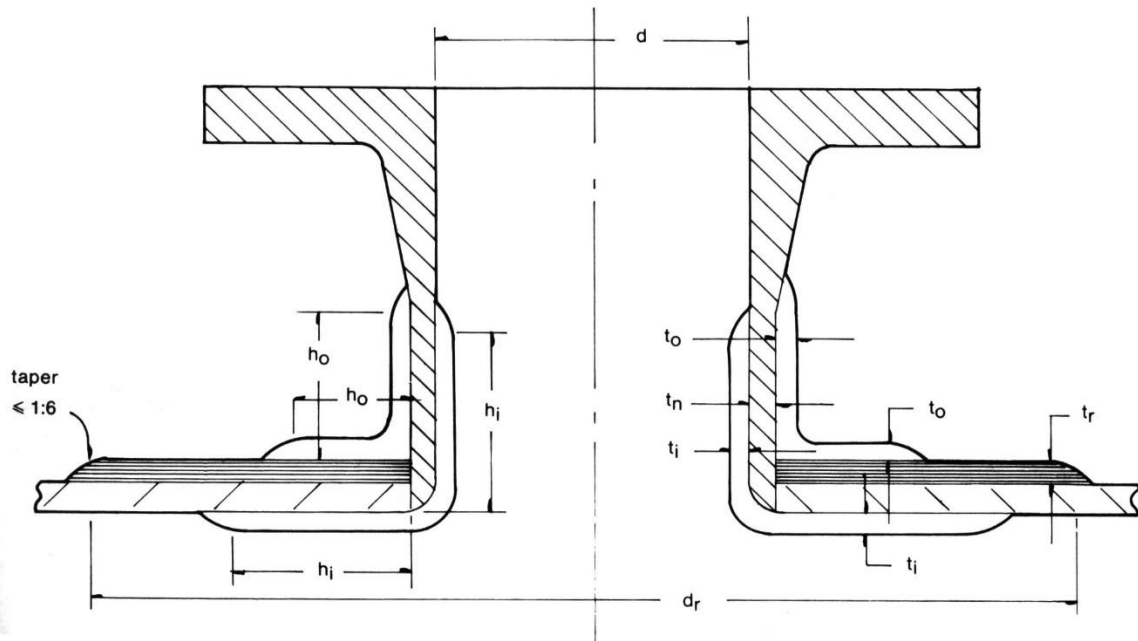


Figura 2.a

Bocal nivelado com o costado

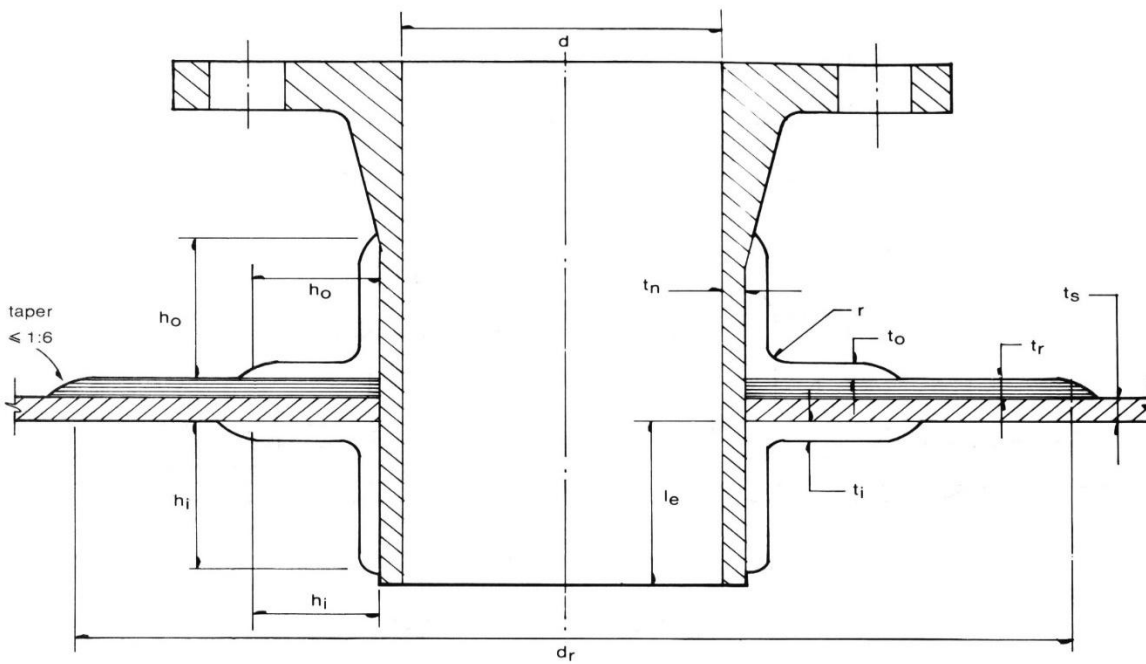


Figura 2.b

Bocal penetrante no costado

Exemplo 5. Dimensionar os laminados de fixação da boca de visita de um tanque de altura $H = 8$ m armazenando um produto de densidade $1,2 \text{ g/cm}^3$. O diâmetro da BV é $d = 610 \text{ mm}$.

A largura total (interna e externa) dos laminados de colagem para resistir ao cisalhamento é

$$h_0 + h_i = \frac{P \times d \times CS}{140 \times 4}$$

$$h_0 + h_i = \frac{0,1 \times 8 \times 1,2 \times 610 \times 10}{140 \times 4} = 10,5 \text{ mm}$$

A espessura total do laminado de colagem para resistir à força exercida na BV pela pressão é

$$t_0 + t_i = \frac{P \times d}{4 \times E_x \times \epsilon}$$

$$t_0 + t_i = \frac{0,1 \times 8 \times 1,2 \times 610}{4 \times 70\,000 \times 0,001} = 2,1 \text{ mm}$$

Finalmente, a espessura total do laminado de colagem deve resistir à força cortante

$$t_0 + t_i = \frac{P \times d \times CS}{4 \times 140}$$

$$t_0 + t_i = \frac{0,1 \times 8 \times 1,2 \times 610 \times 10}{4 \times 140} = 10,5 \text{ mm}$$

A norma ASME RTP1 estabelece que

$$h_0 + h_i > 75 \text{ mm}$$

$$t_0 + t_i > 8,5 \text{ mm}$$

Podemos fazer, por exemplo

$$h_0 = 60,0 \text{ mm}$$

$$h_i = 80,0 \text{ mm}$$

As larguras acima somam 140 mm, maior que o valor mínimo 75 mm.

A espessura total dos laminados de colagem, $t_0 + t_i = 10,5 \text{ mm}$ excede o valor mínimo aceitável 8,5 mm.

Podemos fazer, por exemplo

$$t_0 = 2,1 \text{ mm (2 M450)}$$

$$t_i = 8,5 \text{ mm}$$

7.2 – Almofada ao redor de bocais. A almofada de reforço ao redor dos bocais pode ser dimensionada de três maneiras.

A primeira, proposta na ASME RTP1, manda laminar ao redor do bocal de diâmetro d uma almofada circular de diâmetro $2d$ com espessura determinada para restaurar a rigidez do costado removida com o furo do bocal. Essa espessura pode ser calculada usando a igualdade abaixo

$$(E_y \times t)_{almofada} = (E_y \times t)_{costado}$$

$$t_{almofada} = t_a = \frac{(E_y \times t)_{costado}}{(E_y)_{almofada}}$$

A segunda, proposta na ASME SECTION X, usa gráficos protegidos por direitos autorais e não será discutida neste livro.

A terceira, discutida no capítulo 15 deste livro, é

$$t_a = 3,50 \times \left[\frac{M_0 \times \sqrt{D}}{\pi \times d^2 \times E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} + 1,39 \times \left[\frac{F_0 \times \sqrt{D}}{\pi \times d \times E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t$$

Onde

t_a é a espessura da almofada

t é a espessura estrutural do costado

D é o diâmetro do tanque

d é o diâmetro do bocal

M_0 é o momento fletor no bocal

F_0 é a força externa no bocal.

A largura da faixa do costado a ser reforçada ao redor do bocal é calculada pela expressão

$$L = 1,10 \times \sqrt{D \times (t_a + t)}$$

O diâmetro da almofada deve ser

$$\text{diâmetro} = d + 2 \times 1,10 \times \sqrt{D \times (t_a + t)}$$

Exemplo 6. Dimensionar a almofada de reforço do costado ao redor da boca de visita de um tanque construído com laminado cruzado UD70 operando nas condições seguintes:

Altura do tanque $H = 8 \text{ m}$

Diâmetro do tanque $D = 3\,500 \text{ mm}$

Diâmetro da BV $d = 610 \text{ mm}$

Alongamento admissível $\epsilon = 0,001$

Peso específico do fluido armazenado $\gamma = 1,2 \text{ g/cm}^3$

Módulo axial do costado $E_x = E'_x = 92\,800 \text{ kg/cm}^2$

Módulo circunferencial do costado $E_y = 298\,200 \text{ kg/cm}^2$

O laminado de reforço é feito com pares MT com os módulos seguintes

Módulo axial $E_x = E'_x = 114\,000 \text{ kg/cm}^2$

Módulo circunferencial $E_y = 123\,000 \text{ kg/cm}^2$

A espessura estrutural do costado na posição da boca de visita, $H = 8 \text{ m}$, é

$$t = \frac{0,1 \times 8 \times 1,2 \times 3500}{2 \times 298\,200 \times 0,001} = 5,65 \text{ mm}$$

De acordo com a ASME RTP1, a espessura da almofada deve ser

$$t_a = \frac{(E_y \times t)_{\text{costado}}}{(E_y)_{\text{reforço}}}$$

$$t_a = \frac{298\,200 \times 5,65}{123\,000} = 13,70 \text{ mm}$$

Ainda segundo a ASME RTP1, o diâmetro da almofada deve ser

$$\text{diâmetro} = 2 \times d = 2 \times 610 = 1220 \text{ mm}$$

Para computar as dimensões da almofada segundo o protocolo do capítulo 17, temos primeiro que computar a força Q atuante na BV

$$Q = \frac{0,1 \times 1,2 \times 8 \times 61}{4} = 14,6 \text{ kg/cm}$$

Onde $d = 61 \text{ cm}$ é o diâmetro da BV.

A espessura da almofada ao redor da BV deve ser

$$t_a = 1,39 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c$$

$$t_a = 1,39 \times \left[\frac{14,6 \times \sqrt{350}}{114000 \times 0,001} \right]^{2/3} - 5,65 = 2,49 \text{ cm} - 5,65 \text{ mm} = 19,0 \text{ mm}$$

A espessura da almofada deve ser

$$t_a = 24,9 - 5,65 = 19,0 \text{ mm}$$

O diâmetro da almofada deve ser

$$\text{diâmetro} = d + 2 \times 1,10 \sqrt{D \times (t_a + t)}$$

$$\text{diâmetro} = 61 + 2 \times 1,10 \sqrt{350 \times 2,49} = 126 \text{ cm} = 1250 \text{ mm}$$

A ASME RTP1 pede almofada com diâmetro 1220 mm e espessura 14,0 mm. O protocolo do capítulo 17 pede diâmetro 1250 mm e espessura 19,0 mm.

8. Olhais e alças. Os olhais e as alças são acessórios colados na parte superior do costado para içar e movimentar tanques. O dimensionamento de olhais e de alças é discutido nos capítulos 11 e 12.

Exemplo 7. Vamos encerrar este capítulo fazendo o dimensionamento estrutural completo de um tanque vertical cilíndrico de fundo plano operando sob carga hidrostática nas seguintes condições:

- Alongamento admissível 0,20%
- Densidade do fluido armazenado 1,4 g/cm³
- Altura do costado cilíndrico 8 m
- Diâmetro do cilindro 3,5 m

O fundo plano é totalmente apoiado em laje de concreto. A tampa e o fundo são feitos por laminação com pistola. O costado é feito por laminação manual alternando mantas M450 com tecidos T800. O ambiente é agressivo e a barreira de corrosão não é incluída nos cálculos.

O cálculo será feito apenas para pressão hidrostática, sem carga de vento.

Cálculo da tampa. A tabela 1 informa que para o diâmetro 3,5 m a tampa feita por laminação com pistola deve ter 6,5 mm de espessura.

Cálculo do costado. Na ausência de vento, a espessura do costado pode decrescer de cima para baixo, para levar em conta a variação da pressão hidrostática com a profundidade. Vamos fazer os cálculos supondo que o costado seja dividido em segmentos de 1,35 m. Essa divisão é conveniente para aproveitar sem desperdício a largura comercial das mantas e dos tecidos. Como as mantas e os tecidos são fornecidos em rolos com 1,40 m de largura, e a ASME RTP-1 exige a superposição de 5 cm nas lâminas adjacentes, a largura útil dos segmentos deve ser 1,40 – 0,05 = 1,35 m. Para facilitar o cálculo, os segmentos são designados pela letra "n", sendo n = 1 o superior, n = 2 o seguinte e assim sucessivamente até n = 6 para o último segmento, próximo ao fundo. Dessa maneira a profundidade, expressa em metros, da coluna de líquido em cada segmento é dada por $H = n \times 1,35$

A espessura estrutural do costado será determinada para cada segmento, levando em conta a pressão hidrostática atuante nele. Vamos calcular a espessura estrutural do costado.

$$t = \frac{0,1 \times \gamma \times H \times D}{2 \times \epsilon_y \times E_y}$$

Na expressão acima

$H = n \times 1,35$, onde "n" é o número do segmento, contado de cima para baixo

$$E_y = 70000 \times \frac{1,05 \times M}{1,05 \times M + 0,85 \times T} + 190000 \times \frac{0,85 \times T}{1,05 \times M + 0,85 \times T}$$

$t = 1,05 \times M + 0,85 \times T$, é a espessura estrutural
 $\gamma = 1,4 \text{ g/cm}^3$ é a densidade do produto armazenado
 $\epsilon = 0,002$ é o alongamento admissível
 $D = 3500 \text{ mm}$ é o diâmetro do tanque

Fazendo as devidas substituições na fórmula de cálculo, obtemos

$$661,5 \times n = 294 \times M + 646 \times T$$

Vamos construir o costado com “x” pares MT. Fazendo $x = M = T$ na equação acima obtemos

$$661,5 \times n = 940 \times x$$

$$x = 0,70 \times n$$

Onde “x” é o número de pares MT de espessura $1,05 + 0,85 = 1,90$ mm. Essa é a fórmula que vamos usar para calcular o número de lâminas de manta M450 e de tecido T800 para o costado do tanque.

Para o segmento superior, $n = 1$

$$x = 0,70 \times 1 = 0,70$$

Fazendo $x = 1$ concluímos que 1 par de M450 + T800, de espessura 1,90 mm, é suficiente para o segmento superior. A espessura total desse segmento, incluindo a barreira de corrosão, deve ser $1,90 + 2,70 = 4,60$ mm. Este segmento pode ser feito também com 5 mantas M450, sem tecido. A espessura nesse caso é 5,85 mm.

Para o segundo segmento, $n = 2$

$$x = 0,70 \times 2 = 1,40$$

Fazendo $x = 2$ concluímos que 2 pares MT, de espessura 3,80 mm, são suficientes para o segundo segmento. A espessura total desse segmento, incluindo a barreira de corrosão, é $3,80 + 2,70 = 6,50$ mm.

Para o terceiro segmento, $n = 3$

$$x = 0,70 \times 3 = 2,10$$

O terceiro segmento deve ser feito com $x = 3$ pares MT, de espessura 5,70 mm. A espessura total do terceiro segmento, incluindo a barreira de corrosão, deve ser 8,40 mm.

E assim sucessivamente, para os demais segmentos.

Para $n = 4$, $x = 3$ pares e a espessura total deve ser 8,40 mm

Para $n = 5$, $x = 4$ pares e a espessura total deve ser 10,30 mm.

Para $n = 6$, $x = 5$ pares e a espessura total deve ser 12,20 mm.

Completamos assim o cálculo do costado.

Cálculo do fundo. *A tabela 3 diz que se o diâmetro do tanque for 3,5 m, o fundo feito por laminação com pistola deve ter 6,5 mm de espessura.*

Cálculo da espessura e da largura da quina. Supondo engaste pleno, a espessura da quina é obtida pela equação

$$t_k = \frac{0,10 \times H \times \gamma \times D}{\epsilon_x \times \sqrt{E_y \times E'_x}}$$

Fazendo a quina com pares alternados de lâminas MT, os módulos são

$$E_y = \frac{190000 \times 0,85 + 70000 \times 1,05}{1,90} = 123000 \text{ kg/cm}^2$$

$$E_x = E'_x = \frac{170000 \times 0,85 + 70000 \times 1,05}{1,90} = 114000 \text{ kg/cm}^2$$

$$t_k = \frac{0,10 \times 8 \times 1,4 \times 3500}{0,002 \times \sqrt{123000 \times 114000}} = 16,55 \text{ mm}$$

Essa espessura deve se estender sobre o costado do tanque cobrindo a distância

$$L = 1,10 \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$$

$$L = 1,10 \times \left(\frac{114}{123}\right)^{1/4} \times \sqrt{3500 \times 16,55} = 260 \text{ mm}$$

Portanto, o laminado da quina deve ter 16,55 mm de espessura e se estender $L = 260$ mm sobre o costado.

Exemplo 8. Recalcular o costado do tanque do exemplo anterior, supondo que ele seja construído por enrolamento cruzado UD70.

As espessuras da tampa e do fundo não mudam. A espessura estrutural do costado deve ser

$$t = \frac{0,1 \times 8 \times 1,4 \times 3500}{2 \times 298\,200 \times 0,002} = 3,3 \text{ mm}$$

Onde o módulo de elasticidade $E_y = 298\,200 \text{ kg/cm}^2$ para laminados cruzados UD70 foi extraído do livro “Propriedades Mecânicas de Compósitos”.

A espessura total do costado, incluindo a barreira de corrosão, é

$$\text{Espessura total} = 3,3 + 2,7 = 6,0 \text{ mm.}$$

Essa espessura deve ser adotada para todo o costado. Os costados de tanques verticais cilíndricos de grandes dimensões construídos por enrolamento cruzado têm espessuras menores que os feitos manualmente.

A quina feita manualmente com pares MT deve ter a mesma espessura calculada no exemplo anterior, 16,55 mm, e se estender pela distância $L = 260$ mm.

Se a quina for feita na máquina de enrolamento, com as fibras UD enroladas com ângulo 90 graus, suas dimensões devem ser

$$t_k = \frac{0,10 \times 8 \times 1,4 \times 3500}{0,002 \times \sqrt{400\,000 \times 100\,000}} = 9,8 \text{ mm}$$

$$L = 1,10 \times \left(\frac{100}{400}\right)^{1/4} \times \sqrt{3\,500 \times 9,8} = 140 \text{ mm}$$

Este exemplo mostra que o processo de enrolamento cruzado UD70 produz tanques verticais cilíndricos mais leves e mais baratos que o processo de laminação manual.

Apêndice

Cálculo de tampas toro esféricas

Cálculo de tampas abauladas. A norma ASME RTP-1 estabelece que as tampas devem suportar 110 kg distribuídos numa área de 10 cm x 10 cm, sem sofrer danos estruturais ou apresentar afundamento local superior a duas vezes sua espessura. A ASME RTP1 não faz menção ao alongamento máximo admissível para o laminado. Ela diz apenas que a calota não deve apresentar danos estruturais quando submetida à carga de 110 kg citada acima. Em nossa interpretação, isso significa que os alongamentos devem ser inferiores à metade do umbral de exudação, isto é, menores que 0,40% para calotas feitas com fibras de vidro picadas e resinas com alongamento de ruptura maior que 3,0%.

Considerando a carga $P = 110$ kg aplicada em área circular de raio $r = 5$ cm (ao invés do quadrado de 10 cm x 10 cm mencionado na ASME RTP-1), a calota fica submetida ao carregamento mostrado na figura 3. A análise estrutural é feita computando o afundamento

e o alongamento no local onde atua a carga $P = 110$ kg. As condições de contorno (apoio), bem como a geometria da calota nas proximidades do costado, não têm influência na análise. Assim, não tem importância a calota ser esférica ou torisférica. O afundamento e o alongamento no local de aplicação da carga independem das condições de contorno.

Os alongamentos e os afundamentos no ponto de aplicação da carga $P = 110$ kg são calculados pelas expressões

$$d_{max} = A \times \frac{PR_e \sqrt{1 - \nu^2}}{E \times t^2} \leq 2t$$

$$\varepsilon = B \frac{P(1 - \nu^2)^{1/2}}{E \times t^2} + C \frac{P(1 + \nu)}{E \times t^2} \leq 0,40\%$$

Onde C e d_{max} são respectivamente o alongamento e o afundamento no local de aplicação da carga $P = 110$ kg. O alongamento C é obtido somando o de membrana (1ª - parcela) com o de flexão (2ª - parcela). O módulo de flexão e de tração são iguais, $E = 70.000$ kg/cm², para tampas feitas com fibras picadas.

Os coeficientes A , B e C são listados na tabela 7, em função do parâmetro “ α ” definido como

$$\alpha = r \times \left[\frac{12 \times (1 - \nu)^2}{R_e^2 \times t^2} \right]^{1/4}$$

Substituindo na expressão acima $\nu = 0,25$, $r = 5$ cm e $R_e = D$, obtemos

$$\alpha = \frac{8,06}{\sqrt{D \times t}}$$

Onde D e t entram em cm.

α	0,10	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,20	1,40
A	0,431	0,425	0,408	0,386	0,362	0,337	0,311	0,286
B	0,215	0,212	0,204	0,193	0,181	0,168	0,155	0,143
C	1,294	1,064	0,739	0,554	0,429	0,377	0,266	0,211

Tabela 7

Mostra os coeficientes A , B e C em função do parâmetro “ α ”

Para calcular a espessura estrutural “ t ” da calota, é preciso conhecer “ α ”, que depende de t . Problemas assim são resolvidos por tentativa e erro, arbitrando valores para a espessura e fazendo os cálculos até o valor calculado ser igual ao arbitrado. Portanto, conhecendo o raio da calota, $R_e = D$ e arbitrando a espessura t , calculamos “ α ” e os coeficientes A , B e C . As expressões para o alongamento e o afundamento, com A , B e C conhecidos, nos permitem calcular a espessura t , que é comparada com a arbitrada.

Este protocolo deve ser repetido até a espessura calculada ser igual à arbitrada

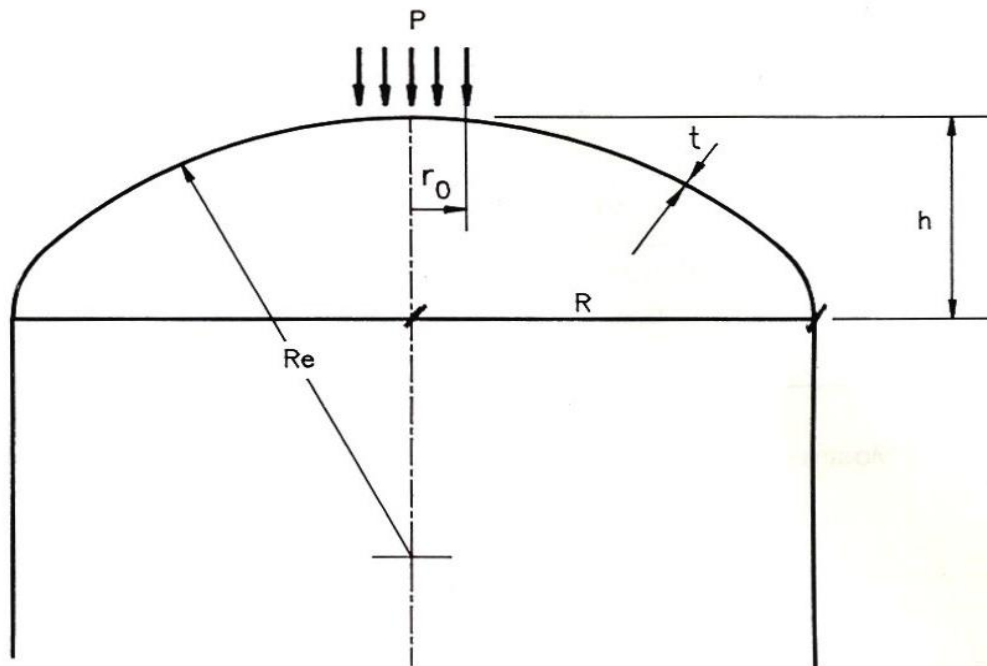


Figura 3
Geometria das calotas. Em geral as calotas são feitas com $Re = 2R$. A fixação da calota no costado não tem influência na análise.

Exemplo 9. Vamos mostrar a aplicação dessas fórmulas calculando a espessura de calotas torisféricas feitas com fibras picadas. O teor de vidro padrão é 30%.

São dados:

$$P = 110 \text{ kg}$$

$$E = 70000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\nu = 0,25$$

$$Re = D$$

A espessura t será calculada para satisfazer os critérios de alongamento e de afundamento.

$$2 \times t = A \frac{PR_e \sqrt{1 - \nu^2}}{E \times t^2}$$

$$0,004 = B \frac{P(1 - \nu^2)^{1/2}}{E \times t^2} + C \frac{P(1 + \nu)}{E \times t^2}$$

Onde admitimos que o alongamento máximo é 0,40% e o afundamento não deve exceder duas vezes a espessura da tampa. Fazendo as devidas substituições e resolvendo as equações acima para a espessura t , obtemos

Para satisfazer o critério de afundamento

$$t = 0,09 \times (A \times D)^{\frac{1}{3}}$$

Para satisfazer o critério de alongamento

$$t = \sqrt{0,38 \times B + 0,49 \times C}$$

Para calcular a espessura da tampa é preciso conhecer os coeficientes A B e C.

Exemplo 10. Para ilustrar o método, vamos calcular a espessura da tampa de um tanque com diâmetro $D = 180$ cm.

O parâmetro α é calculado arbitrando $t = 0,9$ cm (9 mm)

$$\alpha = \frac{8,06}{\sqrt{180 \times 0,90}} = 0,63 \cong 0,60$$

Para $\alpha = 0,60$, os coeficientes A B e C extraídos da tabela acima são

$$A = 0,386$$

$$B = 0,193$$

$$C = 0,554$$

Entrando esses valores nas expressões para calcular a espessura da calota, obtemos:

Para satisfazer o critério de afundamento

$$t = 0,09 \times (A \times D)^{\frac{1}{3}}$$

$$t = 0,09 \times (0,386 \times 180)^{\frac{1}{3}} = 0,38 \text{ cm} = 3,8 \text{ mm}$$

Para satisfazer o critério de alongamento

$$t = \sqrt{0,38 \times B + 0,49 \times C}$$

$$t = \sqrt{0,38 \times 0,193 + 0,49 \times 0,554} = 0,59 \text{ cm} = 5,9 \text{ mm}$$

A espessura arbitrada, 9,0 mm, excede o valor calculado, 5,9 mm. O processo deve ser repetido, dessa vez arbitrando um valor menor para a espessura. Suponhamos $t = 6,0$ mm. Nesse caso,

$$t = 6,0 \text{ mm (arbitrado)}$$

$$\alpha = 0,78 \cong 0,80$$

$$A = 0,362$$

$$B = 0,181$$

$$C = 0,429$$

Pelo critério de alongamento

$$t = \sqrt{0,38 \times 0,181 + 0,49 \times 0,429} = 0,52 \text{ cm} = 5,2 \text{ mm}$$

Podemos aceitar $t = 6,0$ mm para a calota, porque a espessura calculada é muito próxima da arbitrada.

A espessura das calotas é determinada pelo alongamento. A exigência que o afundamento no ponto de atuação da carga $P = 110 \text{ kg}$ seja inferior a $2t$ é sempre satisfeita se o alongamento for inferior a 0,40%.

Exemplo 11. Calcular a espessura da tampa de um tanque de diâmetro $D = 4500 \text{ mm}$. A tampa é feita com fibras picadas.

São dados:

$$\begin{aligned}P &= 110 \text{ kg} \\E &= 70000 \text{ kg/cm}^2 \\v &= 0,25 \\R_e = D &= 450 \text{ cm}\end{aligned}$$

Seguindo o protocolo, a espessura t será calculada para satisfazer os critérios de alongamento e de afundamento.

$$2 \times t = A \frac{PR_e \sqrt{1 - v^2}}{E \times t^2}$$

$$0,004 = B \frac{P(1 - v^2)^{1/2}}{E \times t^2} + C \frac{P(1 + v)}{E \times t^2}$$

Onde admitimos que o alongamento máximo é 0,40% e o afundamento não deve exceder duas vezes a espessura da tampa. Fazendo as devidas substituições e resolvendo as equações acima para a espessura t , obtemos

Para satisfazer o critério de afundamento

$$t = 0,09 \times (A \times D)^{1/3}$$

Para satisfazer o critério de alongamento

$$t = \sqrt{0,38 \times B + 0,49 \times C}$$

Para calcular a espessura da tampa é preciso conhecer os coeficientes A , B e C .

O parâmetro α é calculado arbitrando $t = 0,9 \text{ cm}$ (9 mm)

$$\alpha = \frac{8,06}{\sqrt{450 \times 0,90}} = 0,40$$

Para $\alpha = 0,40$, os coeficientes A , B e C extraídos da tabela 7, são

$$A = 0,408 \qquad B = 0,204 \qquad C = 0,739$$

Entrando esses valores nas expressões para calcular a espessura da calota obtemos:

Para satisfazer o critério de afundamento

$$t = 0,09 \times (A \times D)^{\frac{1}{3}}$$

$$t = 0,09 \times (0,408 \times 450)^{\frac{1}{3}} = 0,51 \text{ cm} = 5,1 \text{ mm}$$

Para satisfazer o critério de alongamento

$$t = \sqrt{0,38 \times B + 0,49 \times C}$$

$$t = \sqrt{0,38 \times 0,204 + 0,49 \times 0,739} = 0,66 \text{ cm} = 6,6 \text{ mm}$$

A espessura arbitrada, 9,0 mm, excede o valor calculado, 6,6 mm. O processo deve ser repetido, dessa vez arbitrando um valor menor para a espessura. Suponhamos $t = 7,0 \text{ mm}$. Nesse caso,

$$t = 7,0 \text{ mm (arbitrado)}$$

$$\alpha = 0,45$$

$$A = 0,403$$

$$B = 0,201$$

$$C = 0,693$$

Pelo critério de alongamento

$$t = \sqrt{0,38 \times 0,201 + 0,49 \times 0,693} = 0,65 \text{ cm} = 6,5 \text{ mm}$$

Podemos aceitar $t = 7,0 \text{ mm}$ para a calota, porque a espessura calculada é muito próxima da arbitrada.

A espessura das calotas é determinada pelo alongamento. A exigência do afundamento no ponto de atuação da carga $P = 110 \text{ kg}$ ser inferior a $2t$ é sempre satisfeita se o alongamento for inferior a 0,40%.

Exemplo 12. *Calcular a espessura da tampa de um tanque de diâmetro $D = 15\,000 \text{ mm}$. A tampa é feita com fibras picadas.*

São dados:

$$P = 110 \text{ kg}$$

$$E = 70000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\nu = 0,25$$

$$R_e = D = 1500 \text{ cm}$$

Seguindo o protocolo, a espessura t será calculada para satisfazer os critérios de alongamento e de afundamento.

Para satisfazer o critério de afundamento

$$t = 0,09 \times (A \times D)^{\frac{1}{3}}$$

Para satisfazer o critério de alongamento

$$t = \sqrt{0,38 \times B + 0,49 \times C}$$

O parâmetro α é calculado arbitrando $t = 0,70 \text{ cm}$ (7,0 mm)

$$\alpha = \frac{8,06}{\sqrt{1500 \times 0,7}} = 0,25$$

Para $\alpha = 0,25$, os coeficientes A , B e C , interpolados na tabela 7, são

$$A = 0,421$$

$$B = 0,210$$

$$C = 0,983$$

Entrando esses valores nas expressões para calcular a espessura da calota obtemos:

Para satisfazer o critério de afundamento

$$t = 0,09 \times (A \times D)^{\frac{1}{3}}$$

$$t = 0,09 \times (0,421 \times 1000)^{\frac{1}{3}} = 0,67 \text{ cm} = 6,7 \text{ mm}$$

Para satisfazer o critério de alongamento

$$t = \sqrt{0,38 \times B + 0,49 \times C}$$

$$t = \sqrt{0,38 \times 0,210 + 0,49 \times 0,983} = 0,75 \text{ cm} = 7,5 \text{ mm}$$

A espessura arbitrada, 10,0 mm, excede o valor calculado, 7,5 mm. O processo deve ser repetido, dessa vez arbitrando um valor menor para a espessura. Suponhamos $t = 7,2 \text{ mm}$. Nesse caso,

$$t = 7,2 \text{ mm (arbitrado)}$$

$$\alpha = 0,30$$

$$A = 0,416$$

$$B = 0,208$$

$$C = 0,902$$

Pelo critério de alongamento

$$t = \sqrt{0,38 \times 0,208 + 0,49 \times 0,902} = 0,72 \text{ cm} = 7,20 \text{ mm}$$

A espessura da calota deve ser, portanto, $t = 7,2 \text{ mm}$.

A espessura das calotas para atender o alongamento no local de aplicação da carga pouco varia com o diâmetro do tanque. Como vimos, as calotas de tanques de 15 m ou 4,5 m de diâmetro têm praticamente a mesma espessura.

As calotas de grandes diâmetros são analisadas no capítulo 5.

CAPÍTULO 2

Quina de tanques verticais cilíndricos de fundo chato

1. Introdução. Este capítulo trata do cálculo das espessuras e das larguras de quinas de tanques verticais cilíndricos de fundo plano sob pressão hidrostática. As propriedades mecânicas dos laminados comerciais são conhecidas e estão bem descritas no livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”. Os critérios de cálculo também são conhecidos e foram discutidos no capítulo 1.

A norma ASME RTP-1 estabelece a espessura das quinas como a soma das espessuras do fundo e do costado.

$$t_k = t_c + (\text{espessura do fundo})$$

Essa afirmação simplista é útil para tanques de pequenas dimensões, feitos por laminação manual. Os tanques grandes, feitos por enrolamento, devem ter a largura e a espessura das quinas analisadas como descrito neste capítulo.

2 – Quinas de tanques verticais com fundos planos. A figura 1 mostra uma entre várias maneiras de fazer a emenda e transição de fundos planos com costados cilíndricos. Essa transição, conhecida como quina, gera tensões de flexão que precisam ser analisadas.

O raio de transição da quina, r_k , deve ser o maior possível, para facilitar a laminação. A norma ASME RTP-1 estabelece que ele seja "maior que 40 mm". A pequena espessura da placa plana do fundo permite que o costado gire numa condição próxima à de apoio simples. Sendo assim, o momento fletor na quina de tanques verticais de fundos planos deve ser pequeno. Na prática, porém, os engenheiros adotam uma postura conservadora e calculam a espessura da quina supondo engaste pleno, como mostra a figura 2.

Portanto, o cálculo proposto para a quina considera, de maneira muito conservadora, engaste pleno. A figura 1 mostra a quina cobrindo uma faixa de largura L no costado. Acima dessa faixa de largura L , o cilindro assume sua espessura normal calculada pela equação mostrada no capítulo anterior. A espessura da quina deve ser aumentada externamente apenas no costado. A chapa plana do fundo não precisa ter a espessura

aumentada na região da quina. Os fundos flexíveis acomodam com facilidade a rotação que ocorre neles quando o tanque é colocado em carga. Isso é ilustrado na figura 1.

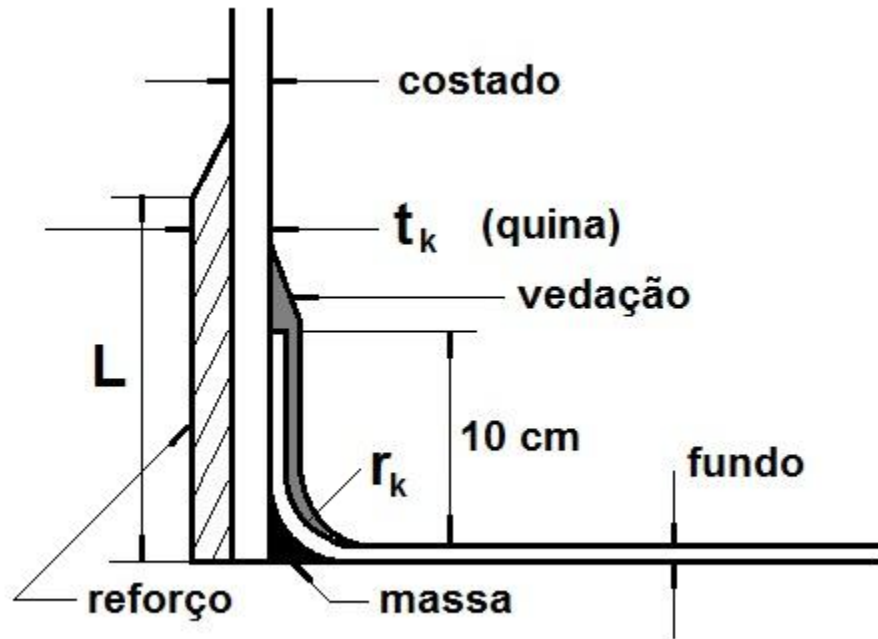


Figura 1
 Transição do fundo plano com o costado, mostrando o raio de transição, a espessura t_k e a altura L da quina. A ASME RTP-1 estabelece que o raio r_k deve ser "maior que 40 mm".

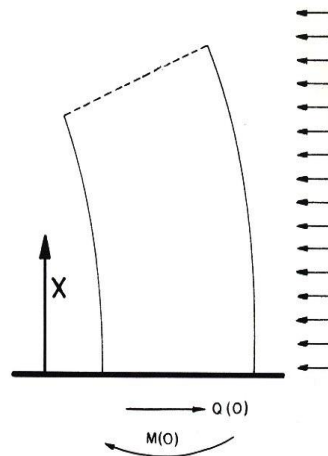


Figura 2
 Mostra o momento fletor $M(o)$ e a força cortante $Q(o)$ supondo engaste pleno do costado. Essa é uma abordagem conservadora.

3 – Espessura da quina para fundos planos. Vamos derivar a expressão para calcular a espessura da quina para tanques verticais de fundo plano sob pressão hidrostática. O problema será resolvido para engaste pleno e para apoio simples.

Supondo engaste pleno, o momento fletor $M(x)$ e a força cortante $Q(x)$ na quina são

$$M(x) = \frac{P}{2\beta^2} \times e^{-\beta x} (\cos\beta x - \text{sen}\beta x)$$

$$Q(x) = \frac{P}{\beta} \times e^{-\beta x} \times \cos\beta x$$

Onde P é a pressão hidrostática no fundo do tanque, x é a distância axial a partir do fundo e β é definido pela expressão

$$\beta = \left[\frac{(1 - \nu_{xy}\nu_{yx}) \times E_y}{R^2 \times t_k^2 \times E'_x} \right]^{1/4} \cong \frac{1,30}{\sqrt{R \times t_k}} \times \left(\frac{E_y}{E'_x} \right)^{1/4}$$

A variação do momento fletor axial $M(x)$ na região da quina é mostrada na figura 3, onde vemos que, para $\beta x > 4,0$, seu valor é praticamente zero.

O momento fletor axial máximo ocorre no engaste, onde $x = 0$

$$M(0) = \frac{P}{2\beta^2}$$

Para engaste pleno, a espessura t_k da quina deve ser

$$t_k = \sqrt{\frac{6 \times M(0)}{E'_x \times \epsilon_x}} = \sqrt{\frac{6 \times P}{2 \times \beta^2 \times E'_x \times \epsilon_x}}$$

Onde

$$\beta = \frac{1,30}{\sqrt{R \times t_k}} \times \left(\frac{E_y}{E'_x} \right)^{1/4} = \frac{1,83}{\sqrt{D \times t_k}} \times \left(\frac{E_y}{E'_x} \right)^{1/4}$$

$$P = 0,1 \times H \times \gamma$$

Entrando essas expressões na equação dada, a espessura da quina para engaste pleno é

$$t_k = \frac{0,10 \times H \times \gamma \times D}{\epsilon_x \times \sqrt{E_y \times E'_x}}$$

Onde

t_k = espessura da quina (mm) para engaste pleno

H = altura do tanque (m)

γ = densidade do fluido armazenado (g/cm^3)

D = diâmetro do tanque (mm)

ϵ_x = alongamento admissível na direção axial x .

E_y = módulo de tração circunferencial do laminado da quina
 E'_x = módulo de flexão axial do laminado da quina

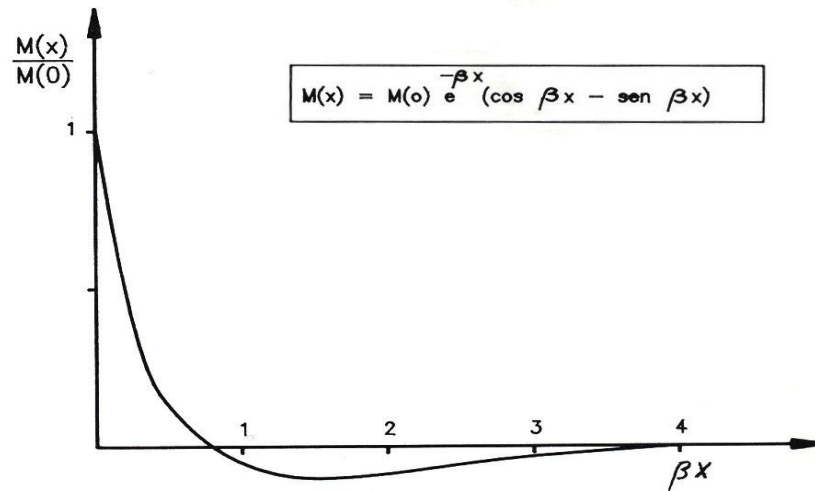


Figura 4
 Variação do momento axial $M(x)$ com a distância “ x ” ao longo do costado. O valor máximo do momento para engaste pleno tem valor $M(0)$ no ponto $x = 0$. Para βx entre 1 e 3, o momento atinge o valor negativo máximo $M(x) = 0,2M(0)$. Para $\beta x > 4,0$, $M(x)$ é praticamente zero. Nas aplicações práticas, podemos considerar o momento fletor a partir de $\beta x = 2,0$ ou de $\beta x = 1,0$, dependendo da espessura do costado. Esse assunto será discutido com detalhes mais adiante.

A espessura da quina para condição de apoio simples é calculada da mesma maneira, partindo do momento fletor máximo mostrado no apêndice desse capítulo

$$M = 0,32 \times \frac{P}{2\beta^2}$$

Isso nos leva à espessura

$$t_k = \frac{0,03 \times H \times \gamma \times D}{\epsilon_x \times \sqrt{E_y \times E'_x}}$$

Observe que a quina com apoio simples tem espessura 30% da calculada com engaste pleno.

Exemplo 1. Determinar a espessura da quina de um tanque vertical cilíndrico construído com laminado cruzado UD70. O tanque é feito com resina vinil éster e o alongamento admissível é 0,1%.

São dados

$$H = 8,0 \text{ m}$$

$$D = 4,0 \text{ m}$$

$$t_c = 10,0 \text{ mm}$$

$$\gamma = 1,5 \text{ g/cm}^3$$

Os módulos das lâminas UD90, isto é, enroladas com ângulo 90 graus são

$$E_{UD}^x = 92\,800 \text{ kg/cm}^2$$

$$E_{UD}^y = 298\,200 \text{ kg/cm}^2$$

Supondo a quina engastada, temos

$$t_k = \frac{0,10 \times 8 \times 1,5 \times 4000}{0,001 \times \sqrt{298\,200 \times 92\,800}} = 28,85 \text{ mm}$$

Como o costado tem espessura $t_c = 10,0 \text{ mm}$, o reforço da quina deve ser apenas $28,85 - 10,0 = 18,85 \text{ mm}$. Essa espessura deve se estender sobre o costado do tanque cobrindo a faixa de altura L , como mostra a figura 1. A norma ASME RTP-1 exige $L > 300 \text{ mm}$. A maneira correta de calcular essa largura será discutida mais adiante.

Supondo a quina simplesmente apoiada, temos

$$t_k = \frac{0,03 \times 8 \times 1,5 \times 4000}{0,001 \times \sqrt{298\,200 \times 92\,800}} = 8,7 \text{ mm}$$

A espessura da quina simplesmente apoiada é inferior à do costado. Isso pode acontecer em quinas simplesmente apoiadas que, muitas vezes, dispensam aumento de espessura.

Exemplo 2. Determinar a espessura da quina do tanque discutido no exemplo 1, supondo laminação com pares de lâminas M450 e tecido T800. O laminado da quina é considerado homogêneo e feito com pares de lâminas MT.

Os módulos de tração de pares MT são

$$E_y = \frac{190000 \times 0,85 + 70000 \times 1,05}{1,90} = 123000 \text{ kg/cm}^2$$

$$E_x = \frac{170000 \times 0,85 + 70000 \times 1,05}{1,90} = 114000 \text{ kg/cm}^2$$

Como a quina é homogênea, os módulos de flexão são iguais aos de tração. A espessura da quina para engaste pleno é

$$t_k = \frac{0,10 \times 8 \times 1,5 \times 4000}{0,001 \times \sqrt{123000 \times 114000}} = 36,5 \text{ mm}$$

Para apoio simples, a espessura da quina deve ser

$$t_k = \frac{0,03 \times 8 \times 1,5 \times 4000}{0,001 \times \sqrt{123000 \times 114000}} = 11,0 \text{ mm}$$

Vamos seguir nossa discussão calculando a espessura da quina, t_k , para resistir a força cortante $Q(o)$. Seja τ a resistência do laminado ao cisalhamento e seja CS o coeficiente de segurança. A espessura da quina para resistir a força cortante $Q(o)$ é

$$t_k = \frac{Q(o)}{\tau} \times CS = \frac{P}{\beta \times \tau} \times CS$$

Onde τ é a resistência ao cisalhamento do laminado. Vamos supor $\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$, que é a resistência ao cisalhamento estabelecida pela ASME RTP1. $CS = 10$ é o coeficiente de segurança. Lembrando que

$$\beta = \frac{1,83}{\sqrt{D \times t_k}} \times \left(\frac{E_y}{E'_x}\right)^{1/4}$$

Fazendo as devidas substituições, obtemos

$$t_k = 1,51 \times 10^{-5} \times H^2 \times \gamma^2 \times D \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/2}$$

Onde a altura H entra em metros, a densidade γ em g/cm^3 e o diâmetro do cilindro D em mm. A espessura t_k da quina é calculada em mm.

A espessura da quina para resistir forças cortantes $Q(o)$, é pequena quando comparada com a calculada para resistir momentos fletores $M(o)$. Assim, se a espessura da quina satisfizer o momento fletor, ela automaticamente satisfará a força cortante. Isso fica evidente no exemplo numérico 3.

Porém, existe mais uma consideração a ser feita com respeito à força cortante. A figura 2 mostra a força cortante puxando o costado para dentro, impedindo sua expansão radial. Existe, nesse caso, a possibilidade de descolamento, ou descascamento, do laminado de fixação do costado com o fundo do tanque. Para evitar esse descascamento, a força cortante $Q(o)$ deve ser menor que a resistência ao descascamento 90 kg/cm . Isso é descrito matematicamente pela relação

$$Q(o) = \frac{P}{\beta} < \frac{90}{CS}$$

Onde P é a pressão hidrostática no fundo do tanque, $CS = 10$ é o coeficiente de segurança e 90 kg/cm é a resistência ao descascamento de laminados secundários.

Desenvolvendo a expressão acima, obtemos

$$CS = \frac{1650}{H \times \gamma \times \sqrt{D \times t_k}} \times \left(\frac{E_y}{E'_x}\right)^{1/4}$$

Onde D e t_k entram em cm, H em m e γ em g/cm^3 . O coeficiente de segurança CS calculado acima protege o tanque contra descascamento entre o fundo e o costado. De acordo com a ASME RTP1, o valor de CS deve ser maior que 10.

Exemplo 3. Determinar a espessura da quina do tanque calculado no exemplo 1 para resistir força cortante.

São dados:

$$\begin{aligned}H &= 8 \text{ m} \\D &= 4000 \text{ mm} \\ \gamma &= 1,5 \text{ g/cm}^3 \\ E'_x &= 92\,800 \text{ kg/cm}^2 \\ E_y &= 298\,200 \text{ kg/cm}^2\end{aligned}$$

A espessura da quina para resistir a força cortante deve ser

$$t_k = 1,51 \times 10^{-5} \times 8^2 \times 1,5^2 \times 4000 \times \left(\frac{92\,800}{298\,200}\right)^{1/2}$$

$$t_k = 4,85 \text{ mm}$$

A espessura computada para apoio simples é menor que a requerida pelo momento fletor, 8,7 mm, indicando que a força cortante pode ser ignorada.

Exemplo 4. Calcular o coeficiente de segurança contra descascamento para o tanque do exemplo 1. A espessura da quina, calculada para engaste, é $t_k = 28,85 \text{ mm}$.

$$CS = \frac{1650}{8 \times 1,5 \times \sqrt{400 \times 2,885}} \times \left(\frac{298\,200}{92\,800}\right)^{1/4}$$

$$CS = 5,42$$

O coeficiente de segurança $CS = 10,5$ indica que o costado não corre risco de descascar e separar do fundo.

Exemplo 5. Calcular o coeficiente de segurança contra descascamento para o tanque do exemplo 2. Esse tanque é feito por laminação manual e a espessura da quina para engaste é 36,5 mm.

$$CS = \frac{1650}{8 \times 1,5 \times \sqrt{400 \times 3,65}} \times \left(\frac{123\,000}{114\,000}\right)^{1/4}$$

$$CS = 3,7$$

O coeficiente de segurança contra descascamento nesse caso é $CS = 3,7$. Esse exemplo mostra que as quinas de tanques de grandes dimensões, principalmente os feitos por laminação manual, precisam ser analisados para a possibilidade de falha por descascamento. Essa é a razão pela qual os costados de tanques oblatado devem ser impedidos de expandir para fora. O protocolo de cálculo de tanques oblatados é discutido no capítulo 5.

Nota: O descolamento fundo-costado não é causa de preocupação nos tanques verticais com sapatas de ancoragem contra força de vento. A ancoragem das sapatas impede o deslocamento radial da quina.

4 – Comparando as espessuras da quina e do costado. Essas comparações são muito simples.

A espessura da quina para engaste pleno é

$$t_k = \frac{0,10 \times H \times \gamma \times D}{\epsilon_x \times \sqrt{E_y \times E'_x}}$$

A espessura da quina para apoio simples é

$$t_k = \frac{0,03 \times H \times \gamma \times D}{\epsilon_x \times \sqrt{E_y \times E'_x}}$$

A espessura do costado, para qualquer situação de apoio, é

$$t_c = \frac{0,10 \times H \times \gamma \times D}{2 \times \epsilon_x \times E_y}$$

Comparando essas equações, temos

4.1 – Para apoio simples

$$t_k = 0,6 \times \sqrt{\frac{E_y}{E_x}} \times t_c$$

Para laminação manual, com $E_x = E_y$

$$t_k = 0,6 \times t_c$$

Para laminação de tanques oblatados com enrolamento UD90, com $E_x = \frac{1}{4}$ de E_y

$$t_k = 1,2 \times t_c$$

Para situações de apoio simples, a espessura da quina pode variar entre 0,6 e 1,2 vezes a do costado, indicando que nesses casos alguns tanques podem dispensar os reforços nas quinas. Essa situação ocorre principalmente em tanques feitos por laminação manual. Os tanques oblatados de grandes diâmetros, feitos com fibras UD90, requerem um pequeno aumento de 20% na espessura da quina.

4.2 – Para engaste pleno

$$t_k = 2,0 \times \sqrt{\frac{E_y}{E_x}} \times t_c$$

Supondo laminação manual, com $E_x = E_y$

$$t_k = 2,0 \times t_c$$

Supondo laminação de tanques oblatados com enrolamento UD90, $E_x = 1/4$ de E_y

$$t_k = 4,0 \times t_c$$

Para situações de engaste pleno, a espessura da quina varia entre 2,0 e 4,0 vezes a do costado. Essas grandes espessuras são aceitáveis para tanques pequenos. Porém, para tanques grandes, como os oblatados, existe uma clara vantagem para a condição de apoio simples.

Essas conclusões podem ser resumidas na tabela 1

<i>Apoio</i>	<i>Comentários</i>
<i>Simple</i>	$t_k = 0,6 \times \sqrt{\frac{E_y}{E_x}} \times t_c$ <p><i>Para $E_x = E_y$ (laminação manual)</i></p> $t_k = 0,6 \times t_c$ <p><i>Para $E_x = 1/4$ de E_y (enrolamento UD90)</i></p> $t_k = 1,2 \times t_c$
<i>Engaste</i>	$t_k = 2,0 \times \sqrt{\frac{E_y}{E_x}} \times t_c$ <p><i>Para $E_x = E_y$ (laminação manual)</i></p> $t_k = 2,0 \times t_c$ <p><i>Para $E_x = 1/4$ de E_y (enrolamento UD90)</i></p> $t_k = 4,0 \times t_c$

Tabela 1

As quinas simplesmente apoiadas podem dispensar reforço. Essa situação é muito favorável para tanques oblatados de grande capacidade.

5 – Largura da quina. A largura da quina, como a espessura, depende do modo de fixação do costado com o fundo.

Para situações de engaste, a figura 4 mostra o momento negativo $M = 0,32 \times P/2\beta^2$ praticamente constante para βx entre 1,0 e 2,0. Sendo conservadores, podemos considerar a largura L da quina definida pelo ponto onde $\beta L = 2,0$.

$$\frac{1,83}{\sqrt{D \times t_k}} \times \left(\frac{E_y}{E'_x}\right)^{1/4} \times L = 2,0$$

De onde obtemos

$$L = 1,10 \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$$

Sendo agressivos, podemos considerar a largura L definida por $\beta L = 1,0$.

$$\frac{1,83}{\sqrt{D \times t_k}} \times \left(\frac{E_y}{E'_x}\right)^{1/4} \times L = 1,0$$

De onde obtemos

$$L = 0,55 \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$$

Essas são as expressões para calcular a largura L da quina de tanques verticais com fundos planos supondo engaste pleno. Para decidir entre $\beta L = 1,0$ e $\beta L = 2,0$, veja o exemplo 6.

Exemplo 6. Determinar a altura (ou largura) L da quina para o costado sozinho ser capaz de resistir ao momento $M(x) = 0,2M_0$.

O máximo momento negativo tem o valor $M = 0,2M_0$ a partir de $\beta x > 1,0$ (engaste pleno) ou $\beta x > 1,5$ (apoio simples). A altura L para $\beta L = 1,0$ ou $\beta L = 1,5$ é computada para o costado sozinho resistir o momento $M(x) = 0,2M_0$. Isso implica na condição

$$\frac{6 \times M_0}{E_x \times t_k^2} = \frac{6 \times 0,2 \times M_0}{E_x \times t_c^2}$$

Simplificando a expressão acima, obtemos

$$t_c > 0,45 \times t_k$$

Portanto, se a espessura do costado for maior que 0,45 vezes a espessura da quina, a altura L pode ser computada pelas expressões

$$L = 0,55 \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$$

$$L = 0,85 \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$$

Na prática, os tanques de pequenas dimensões geralmente são computados para a condição $\beta L = 2,0$. Os tanques oblatados, de grandes dimensões, são computados para $\beta L = 1,0$ ou $1,5$.

Exemplo 7. Determinar a largura L da quina do tanque analisado no exemplo 2. A quina é feita por laminação manual com espessura $t_k = 36,5$ mm.

São dados

Engaste pleno

$$D = 4\,000 \text{ mm}$$

$$E_y = 123\,000 \text{ kg/cm}^2$$

$$E'_x = E_x = 114\,000 \text{ kg/cm}^2$$

$$t_k = 36,5 \text{ mm}$$

$$t_c = 18,0 \text{ mm}$$

Como a espessura do costado é maior que 0,45 vezes a da quina, podemos admitir a largura L para $\beta L = 1,0$

$$L = 0,55 \times \left(\frac{114000}{123000}\right)^{1/4} \times \sqrt{4000 \times 36,5} = 200 \text{ mm}$$

A ASME RTP1 manda que a altura L seja maior que 300 mm.

Exemplo 8. Recalcular a quina do tanque anterior, supondo engaste pleno e construção por enrolamento cruzado UD70.

A espessura estrutural do costado é

$$t_c = \frac{0,1 \times 8 \times 1,5 \times 4\,000}{2 \times 298200 \times 0,001} = 8,0 \text{ mm}$$

A espessura da quina para engaste pleno é

$$t_k = \frac{0,1 \times 8 \times 1,5 \times 4\,000}{0,001 \times \sqrt{298\,200 \times 92\,800}} = 28,8 \text{ mm}$$

Como a espessura do costado é menor que 0,45 vezes a da quina, a largura L deve ser computada para $\beta L = 2,0$

$$L = 1,10 \times \left(\frac{123}{114}\right)^{1/4} \times \sqrt{4\,000 \times 28,8} = 380 \text{ mm}$$

A ASME RTP1 manda que a altura L seja maior que 300 mm.

Exemplo 9. Determinar a largura L da quina feita por laminação manual com espessura $t_k = 11,0$ mm.

São dados

Apoio simples

$$D = 4\,000 \text{ mm}$$

$$E_y = 123\,000 \text{ kg/cm}^2$$

$$E'_x = E_x = 114\,000 \text{ kg/cm}^2$$

$$t_k = 11,0 \text{ mm}$$

$$t_c = 12,0 \text{ mm}$$

Como a espessura do costado é maior que 0,45 vezes a da quina, podemos admitir a largura L para $\beta L = 1,5$

$$L = 0,85 \times \left(\frac{114000}{123000} \right)^{1/4} \times \sqrt{4000 \times 11,0} = 200 \text{ mm}$$

A ASME RTP1 manda que a altura L seja maior que 300 mm.

Exemplo 10. Recalcular o costado do tanque do exemplo 8, supondo apoio simples e enrolamento cruzado UD70.

A espessura estrutural do costado é

$$t_c = \frac{0,1 \times 8 \times 1,5 \times 4\,000}{2 \times 298200 \times 0,001} = 8,0 \text{ mm}$$

A espessura da quina para apoio simples é

$$t_k = \frac{0,03 \times 8 \times 1,5 \times 4\,000}{0,001 \times \sqrt{123\,000 \times 114\,000}} = 12,2 \text{ mm}$$

Como a espessura do costado é maior que 0,45 vezes a da quina, a largura L deve ser computada para $\beta L = 1,5$

$$L = 0,85 \times \left(\frac{123}{114} \right)^{1/4} \times \sqrt{4\,000 \times 12,2} = 200 \text{ mm}$$

A ASME RTP1 manda que a altura L seja maior que 300 mm.

Apêndice

Quinas com apoio simples

As quinas de tanques verticais cilíndricos de fundo plano podem ser engastadas ou simplesmente apoiadas. O engaste ocorre quando o costado é fixado a estruturas rígidas, como paredes ou lajes de concreto, ou flanges de grandes espessuras. O apoio simples ocorre nos tanques com fundos de pequena espessura, flexíveis, que permitem o giro livre do costado. Na condição de apoio simples as quinas desenvolvem momentos e espessuras de pequena magnitude, mais adequadas economicamente.

As equações mostradas na tabela 2 governam o dimensionamento das quinas de tanques verticais cilíndricos com fundo plano, engastadas ou simplesmente apoiadas. Essas equações foram extraídas do livro “Theory of Plates and Shells, de Timoshenko e Woinowsky krieger”.

<i>Engaste pleno</i>	<i>Apoio simples</i>
$M(x) = \frac{P \times e^{-\beta x}}{2\beta^2} (\cos\beta x - \text{sen}\beta x)$ $M_{max} = \frac{P}{2\beta^2}$	$M(x) = \frac{P \times e^{-\beta x}}{2\beta^2} \text{sen}\beta x$ $M_{max} = 0,32 \times \frac{P}{2\beta^2}$
$\beta L = 2,0$ $L = 1,10 \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$ $\beta L = 1,0 \quad (t_c > 0,45 \times t_k)$ $L = 0,55 \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$	$\beta L = 2,0$ $L = 1,10 \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$ $\beta L = 1,5 \quad (t_c > 0,45 \times t_k)$ $L = 0,85 \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$
$t_k = \frac{0,10 \times H \times \gamma \times D}{\epsilon_x \times \sqrt{E_y \times E'_x}}$	$t_k = \frac{0,03 \times H \times \gamma \times D}{\epsilon_x \times \sqrt{E_y \times E'_x}}$
<p><i>Onde</i></p> <p><i>P é a pressão no fundo do tanque</i> <i>D é o diâmetro do tanque</i> <i>H é a altura do tanque (m)</i> <i>x é a distância ao longo do costado</i> <i>L é a altura da quina</i> <i>t_k é a espessura da quina</i></p> $\beta \cong \frac{1,83}{\sqrt{D \times t_k}} \times \left(\frac{E_y}{E'_x}\right)^{1/4}$ <p><i>As quinias com apoio simples têm momentos máximos iguais a 32% dos valores calculados para as engastadas, ocorrendo nas distâncias $x = 0,43\sqrt{D \times t_k}$.</i></p> <p><i>As quinias simplesmente apoiadas têm espessuras iguais a 30% dos valores calculados para as engastadas.</i></p> <p><i>As quinias simplesmente apoiadas são comprimidas internamente e tracionadas por fora. O oposto ocorre com as de engaste pleno.</i></p>	

Tabela 2

Mostra as equações que governam o dimensionamento de quinias engastadas ou simplesmente apoiadas.

CAPÍTULO 3

Tanques suspensos com fundos abaulados ou cônicos

Parte 1: Cálculo para pressão interna

Introdução. Este capítulo trata do dimensionamento estrutural de fundos abaulados ou cônicos de tanques verticais sob carga hidrostática ou pressão negativa. As tampas, os costados e os bocais desses tanques são dimensionados como descrito no capítulo anterior para tanques de fundo plano. As diferenças tratadas neste capítulo são apenas o cálculo dos fundos abaulados ou cônicos.

Vamos iniciar a discussão pelos fundos abaulados.

1. Fundos toro-esféricos. A Figura 1 mostra a geometria de fundos toro-esféricos. A espessura desses fundos é computada em duas etapas. Primeiro calculamos a espessura da casca esférica e em seguida a da quina que faz a transição entre o fundo e o costado.

A espessura de cascas esféricas sob pressão hidrostática é determinada pela fórmula

$$t_e = \frac{0,1 \times (H + h) \times \gamma \times R_e}{2 \times E \times \epsilon}$$

Onde

t_e é a espessura da casca esférica

H é a altura da parte cilíndrica do tanque

h é a elevação do fundo

R_e é o raio do fundo esférico

γ é a densidade do fluido armazenado

E é o módulo de tração do laminado estrutural do fundo

ε é o alongamento admissível

Essa expressão é similar à usada para calcular a espessura estrutural de costados cilíndricos, com a introdução da elevação h da calota e do raio R_e do fundo toro-esférico. O raio R_e pode ser computado em função da elevação h da calota e do raio R do costado.

$$R_e = \frac{h^2 + R^2}{2h}$$

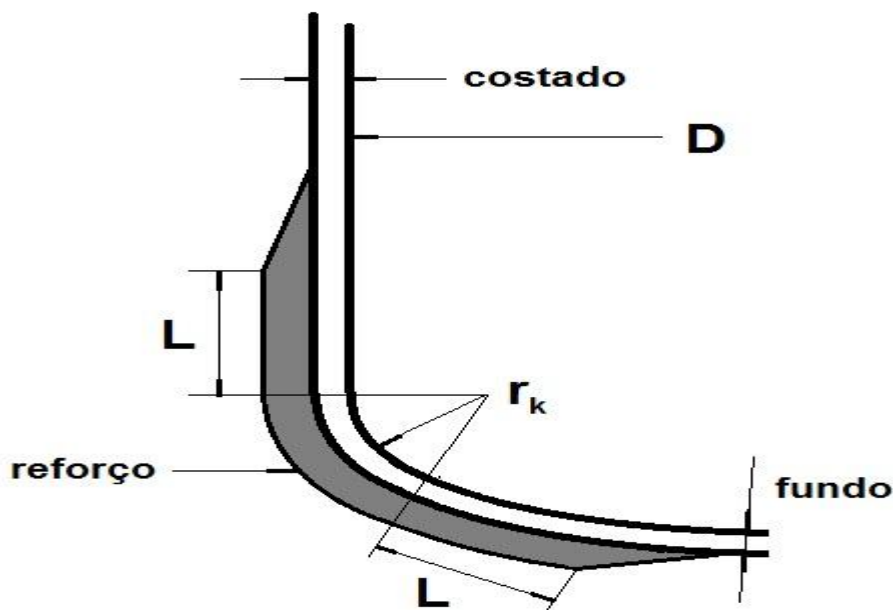


Figura 1
Fundo toro-esférico. O raio R_e da casa esférica é geralmente igual ao diâmetro D do costado. O raio toroidal da quina de transição é geralmente $r_k = 0,06D$.

Para fundos feitos com fibras picadas, o módulo de elasticidade isotrópico é $E = 70\,000 \text{ kg/cm}^2$. A dificuldade para o projetista é determinar o módulo de elasticidade de fundos feitos alternando mantas M450 e tecidos T800. Como sabemos, os laminados feitos com tecidos não são isotrópicos, tendo módulos diferentes para cada direção. Para obter laminados isotrópicos, as lâminas sucessivas de tecidos T800 devem ser giradas em 45 graus. Fazendo esse giro, os laminados ficam com módulos iguais em qualquer direção. Esses laminados são conhecidos como quase-isotrópicos. Eles são discutidos no livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”. Os módulos para calcular a espessura de fundos esféricos feitos com mantas ou com tecidos T800 são mostrados na tabela 1.

Construção	Módulo (kg/cm^2)	Comentário
Fibras picadas	70 000	Laminado isotrópico
Pares MT com os tecidos T800 girados em 45 graus	100 000	Laminado quase-isotrópico. Este valor é igual em todas direções
Tecido T800 (sem manta)	140 000	Laminado quase-isotrópico

Tabela 1
Valores dos módulos usados para dimensionar fundos abaulados

A espessura da quina é computada para resistir ao momento fletor na descontinuidade fundo-costado. A espessura da quina para fundos abaulados é computada pela fórmula clássica

$$t_k = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{D}{r_k}} \right) \times t_e$$

Onde

t_k é a espessura da quina abaulada com transição toroidal

r_k é o raio da quina

D é o diâmetro do tanque

t_e é a espessura do fundo esférico

De acordo com a ASME RTP1, o raio da quina para fundos toro-esféricos deve ser

$r_k = 0,06D$. Entrando esse valor na fórmula acima, obtemos

$$t_k = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{D}{0,06D}} \right) \times t_e$$

$$t_k = 1,77 \times t_e$$

Essa é a espessura da quina para fundos abaulados. Ela deve ser 1,77 vezes a espessura calculada para o fundo esférico. A espessura t_k calculada acima inclui o fundo. A espessura do reforço, laminado externamente sobre o fundo, deve ser

$$\left[\begin{array}{l} \text{espessura do} \\ \text{reforço} \end{array} \right] = t_k - t_e$$

$$\left[\begin{array}{l} \text{espessura do} \\ \text{reforço} \end{array} \right] = 1,77 \times t_e - t_e = 0,77 \times t_e$$

Esse reforço deve se estender sobre o costado e o fundo, cobrindo neles uma faixa de largura

$$L = 1,10 \times \sqrt{D \times t_k}$$

Essa largura L é suficiente para dissipar o momento fletor presente na quina. Ela é mais que suficiente para resistir por cisalhamento ao peso do tanque cheio.

Exemplo 1. Provar que a largura L do reforço aplicado externamente na quina é suficiente para resistir por cisalhamento ao peso do tanque cheio. A altura do reforço para resistir ao peso deve ser (V. parte 2 do capítulo 17)

$$\left[\begin{array}{l} \text{Altura do} \\ \text{reforço} \end{array} \right] = \frac{(\text{Peso do tanque cheio}) \times CS}{\pi \times D \times \tau}$$

$$\left[\begin{array}{l} \text{Altura do} \\ \text{reforço} \end{array} \right] = \frac{\text{Peso} \times 10}{\pi \times D \times 140} \text{ cm}$$

Essa altura deve ser inferior ao valor L calculado acima.

Exemplo 2. Dimensionar o fundo toro-esférico de um tanque vertical operando nas seguintes condições:

Fundo construído com laminado quase-isotrópico feito pares MT (M450 e T800)

Quina feita com M450 e T800

Altura do cilindro $H = 5 \text{ m}$

Elevação da calota $h = 560 \text{ mm}$

Diâmetro do cilindro $D = 4 \text{ m}$

$R_e = D = 4 \text{ m}$

Alongamento admissível $\epsilon = 0,002$

Densidade do fluido armazenado $\gamma = 1,2 \text{ g/cm}^3$

$P = 80\,000 \text{ kg}$ é o peso do tanque cheio

A espessura estrutural do fundo esférico é

$$t_e = \frac{0,1 \times (H + h) \times \gamma \times D}{2 \times E \times \epsilon}$$

$$t_e = \frac{0,1 \times (5 + 0,56) \times 1,2 \times 4000}{2 \times 100000 \times 0,002} = 6,7 \text{ mm}$$

O fundo pode ser feito com 4 pares MT, que dá a espessura 7,6 mm. A espessura total do fundo, incluindo a barreira de corrosão e o topcoat, deve ser $7,6 + 2,70 = 10,3 \text{ mm}$. Os tecidos T800 devem ser girados em 45 graus para produzir laminado quase-isotrópico.

A espessura da quina deve ser

$$t_k = 1,77 \times t_e$$

$$t_k = 1,77 \times 6,7 = 11,85 \text{ mm}$$

A altura da quina é

$$L = 1,10 \times \sqrt{D \times t_k}$$

$$L = 1,10 \times \sqrt{4000 \times 11,85} = 240 \text{ mm}$$

A altura do reforço da quina para evitar falha por cisalhamento do fundo colado no costado é

$$\left[\begin{array}{l} \text{Altura do} \\ \text{reforço} \end{array} \right] = \frac{\text{Peso} \times CS}{\pi \times D \times 140} \text{ cm}$$

$$\left[\begin{array}{l} \text{Altura do} \\ \text{reforço} \end{array} \right] = \frac{80\,000 \times 10}{\pi \times 400 \times 140} = 5 \text{ cm}$$

A altura calculada, 50 mm, é muito inferior aos 240 mm calculados antes. Assim, a altura e a espessura da quina são controladas pelo momento fletor. Nossos cálculos indicam que a quina deve ter espessura $t_k = 11,85 \text{ mm}$ e largura $L = 240 \text{ mm}$, como mostra a figura 1. A espessura do reforço externo sobre a quina é

$$\left[\begin{array}{l} \text{espessura do} \\ \text{reforço} \end{array} \right] = t_k - t_c$$

$$\left[\begin{array}{l} \text{espessura do} \\ \text{reforço} \end{array} \right] = 11,85 - 6,7 = 5,1 \text{ mm}$$

Esse reforço pode ser feito com 3 pares MT.

2. Fundos cônicos. A espessura de fundos cônicos é computada usando a fórmula para cascas cônicas submetidas a pressão hidrostática interna. V. figura 2.

$$t_c = \frac{0,1 \times H \times \gamma \times R_c}{E_y \times \epsilon_y}$$

Onde

t_c é a espessura do fundo cônico

H é a altura da parte cilíndrica do tanque

R_c é o raio do fundo cônico

γ é a densidade do fluido armazenado

E_y é o módulo de tração circunferencial do cone

ϵ_y é o alongamento admissível

Observando a figura 2, notamos que

$$R_c = \frac{D}{2 \times \cos \alpha}$$

Entrando essa igualdade na equação acima, obtemos a expressão para calcular a espessura do cone em função do diâmetro do costado

$$t_c = \frac{0,1 \times H \times \gamma \times D}{2 \times \cos \alpha \times E_y \times \epsilon_y}$$

Onde

D é o diâmetro do costado cilíndrico

α é o ângulo de abertura do cone

E_y é o módulo circunferencial do cone

A fórmula acima é a mesma usada para calcular a espessura de costados cilíndricos, exceto pela inclusão do ângulo α . Os cones são feitos com fibras picadas ou combinado pares de mantas M450 com tecidos T800. Eles podem ser feitos também unicamente com tecidos T800. Nessas condições, os módulos dos laminados estruturais dos cones são

$$E_x = E_y = 70\,000 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{Laminação com fibras picadas})$$

Ou

$$E_x = 114\,000 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{Laminação com pares MT})$$

$$E_y = 123\,000 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{Laminação como pares MT})$$

Ou

$$E_x = 180\,000 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{Laminação com T800})$$

$$E_y = 190\,000 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{Laminação com T800})$$

Esses são os valores dos módulos de elasticidade usados para calcular fundos cônicos.

Como fizemos para os tanques de fundo abaulado, a espessura da quina de tanques de fundo cônico deve ser calculada pela fórmula.

$$t_k = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{D}{2\cos\alpha \times r_k}} \right) \times t_c$$

Onde

t_k é a espessura da quina

r_k é o raio da quina

D é o diâmetro do costado

t_c é a espessura do fundo cônico

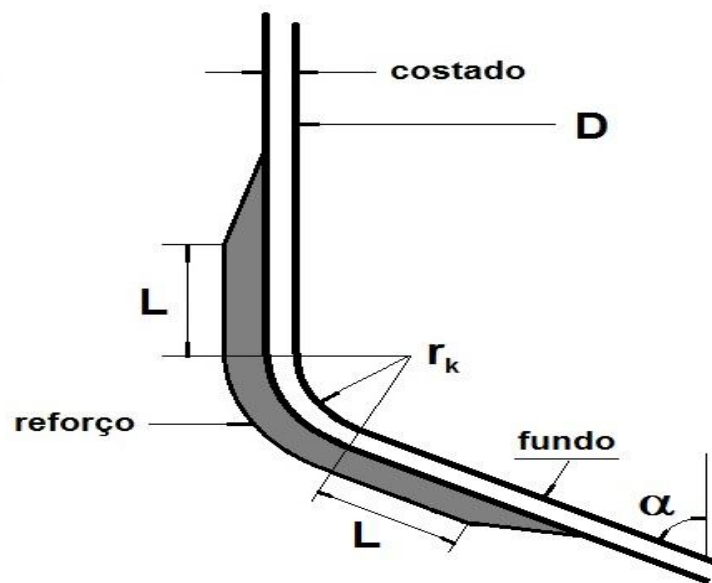


Figura 2

Fundo cônico. Geralmente o raio da quina $r_k = 0,06D$

De acordo com a ASME RTP1, o raio da quina para fundos cônicos deve ser

$$r_k = 0,06 \times D$$

De modo que

$$t_k = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{D}{2\cos\alpha \times 0,06D}} \right) \times t_c$$

$$t_k = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{8,33}{\cos\alpha}} \right) \times t_c$$

A espessura do reforço, laminado externamente sobre parte do costado e do fundo é

$$\left[\begin{array}{l} \text{espessura do} \\ \text{reforço} \end{array} \right] = t_k - t_c$$

A largura L do reforço externo da quina de tanques com fundos cônicos é determinada da mesma maneira que para tanques de fundos toro-esféricos.

$$L = 1,10 \times \sqrt{\frac{D \times t_k}{\cos \alpha}}$$

Onde D é o diâmetro do costado.

A largura L deve se estender sobre o costado e o fundo.

A largura, ou altura, do reforço deve ser suficiente para resistir por cisalhamento ao peso do tanque cheio.

$$\left[\begin{array}{l} \text{Altura do} \\ \text{reforço} \end{array} \right] = \frac{(\text{Peso do tanque cheio}) \times 10}{\pi \times D \times 140} \text{ cm}$$

Exemplo 3. Dimensionar o fundo cônico de um tanque operando nas seguintes condições:

Fundo construído com M450 e T800

Quina construída com M450 e T800

Altura do cilindro $H = 5 \text{ m}$

Diâmetro do cilindro $D = 4 \text{ m}$

$P = 85 \text{ 000 kg}$ é o peso do tanque cheio

Alongamento admissível $\epsilon = 0,002$

Abertura do cone $\alpha = 45 \text{ graus}$

Densidade do fluido armazenado $\gamma = 1,2 \text{ g/cm}^3$

Espessura estrutural do fundo cônico

$$t_c = \frac{0,1 \times H \times \gamma \times D}{2 \times \cos \alpha \times E_y \times \epsilon_y}$$

$$t_c = \frac{0,1 \times 5 \times 1,2 \times 4000}{2 \times \cos 45 \times 123000 \times 0,002} = 6,9 \text{ mm}$$

O fundo deve ser feito com 4 pares MT, que dá a espessura 7,6 mm.

A espessura da quina deve ser

$$t_k = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{8,33}{\cos \alpha}} \right) \times t_c$$

$$t_k = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{8,33}{\cos 45}} \right) \times 6,9 = 11,1 \text{ mm}$$

Largura da quina para resistir o momento fletor

$$L = 1,10 \times \sqrt{\frac{D \times t_k}{\cos \alpha}}$$

$$L = 1,10 \times \sqrt{\frac{4000 \times 11,1}{\cos 45}} = 290 \text{ mm}$$

A quina deve ter espessura $t_k = 11,1 \text{ mm}$ e largura $L = 275 \text{ mm}$ sobre o cone e o cilindro. A espessura do reforço da quina, de largura total $2L$, é

$$\left[\begin{array}{l} \text{espessura do} \\ \text{reforço} \end{array} \right] = t_k - t_c$$

$$\left[\begin{array}{l} \text{espessura do} \\ \text{reforço} \end{array} \right] = 11,1 - 6,9 = 4,2 \text{ mm}$$

Esse reforço pode ser feito com 3 pares MT.

3 – Saias e cintas para suporte de tanques suspensos. Os tanques verticais com fundos abaulados ou cônicos trabalham suspensos em cintas coladas no costado e suportadas por colunas. O protocolo de cálculo dessas cintas é discutido nos capítulos 15 (cintas metálicas) e 16 (cintas de compósitos).

Em alguns casos o suporte é feito com saias cilíndricas, feitas de compósitos e alinhadas com a quina. O diâmetro da saia deve ser igual ao do costado, para assegurar que o peso do tanque cheio seja transferido como compressão diretamente para ela, sem excentricidade. A espessura da saia é computada para resistir ao peso do tanque cheio.

A tensão de compressão axial na saia é

$$\sigma_x = \frac{\text{Peso}}{2\pi \times R \times t}$$

A tensão axial crítica é

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \times \exp\left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{R}{t}}\right) \right] \times \sqrt{E_y \times E'_x} \times \frac{t}{R}$$

Que pode ser simplificada para

$$\sigma_{cri} = 0,25 \times \sqrt{E_y \times E'_x} \times \frac{t}{R}$$

Considerando o coeficiente de segurança CS, temos

$$0,25 \times \sqrt{E_y \times E'_x} \times \frac{t}{R} = CS \times \frac{\text{Peso}}{2\pi \times R \times t}$$

De onde obtemos a espessura da saia

$$t = 0,80 \times \sqrt{\frac{CS \times \text{Peso}}{\sqrt{E_y \times E_x}}}$$

Onde t é a espessura da saia e Peso é o peso total do tanque cheio

Exemplo 4. Dimensionar a espessura da saia para suportar um tanque vertical suspenso operando nas condições seguintes:

$\text{Peso} = 100\ 000\ \text{kg}$.

Saia feita com fibras UD70

$CS = 5$

$$t = 0,80 \times \sqrt{\frac{CS \times \text{Peso}}{\sqrt{E_y \times E_x}}}$$

$$t = 0,80 \times \sqrt{\frac{5 \times 100\ 000}{\sqrt{298\ 200 \times 92\ 800}}} = 1,4\ \text{cm} = 14\ \text{mm}$$

A saia deve ter diâmetro igual ao do costado, para assegurar a transferência direta do peso. Notar que a espessura da saia não depende do diâmetro.

Parte 2: Cálculo para pressão negativa

O cálculo da estabilidade elástica de fundos abaulados ou cônicos é feito como descrito no capítulo 6 para os tanques cilíndricos.

Para fundos cônicos, de diâmetro variável, usamos o diâmetro médio para calcular as espessuras das cascas, as inércias e as distâncias entre as nervuras. Tudo como descrito no capítulo 6.

CAPÍTULO 4

PARTE 1

Tanques pressurizados sob jurisdição da ASME RTP1

Pressão interna menor que 1 kg/cm².

Introdução. A parte 1 deste capítulo mostra como dimensionar laminados de tanques verticais cilíndricos submetidos simultaneamente à carga hidrostática e à pressão interna P_i inferior a 1 kg/cm². A análise para essa condição é feita pelo protocolo ASME RTP1, o mesmo usado no capítulo 2 para tanques sob carga hidrostática.

As diferenças entre os tanques sob pressão hidrostática (Capítulo 2) e os discutidos aqui são:

- *Os costados de tanques de fundo plano sob pressão interna **devem ser fixados** a bases rígidas. Essa fixação é necessária para evitar levantamento do costado e ruptura da quina quando o tanque for pressurizado. Essa fixação é necessária apenas para os tanques de fundo plano. Os tanques de fundo abaulado não precisam ser fixados.*
- *O módulo de tração axial E_x , que não entra nos cálculos para carga hidrostática, passa a ser importante na análise de tanques sob pressão interna P_i .*
- *As quinadas de tanques pressurizados são toroidais*
- *As calotas de tanques pressurizados são toro esféricas*

Fora essas diferenças, o protocolo de análise para tanques verticais sob pressão interna é igual ao descrito no capítulo 2 para carga hidrostática.

A parte B deste capítulo trata do dimensionamento de tanques submetidos a pressão interna maior que 1 kg/cm². Nesses casos o tanque passa a ser regido pela ASME SECTION X, que trata de vasos de pressão.

A figura 1 mostra um tanque típico sob carga hidrostática e pressão interna P_i . Vamos mostrar o procedimento para dimensionar os laminados das calotas, do costado e das emendas deste tanque para os casos em que a pressão interna $P_i < 1$ kg/cm².

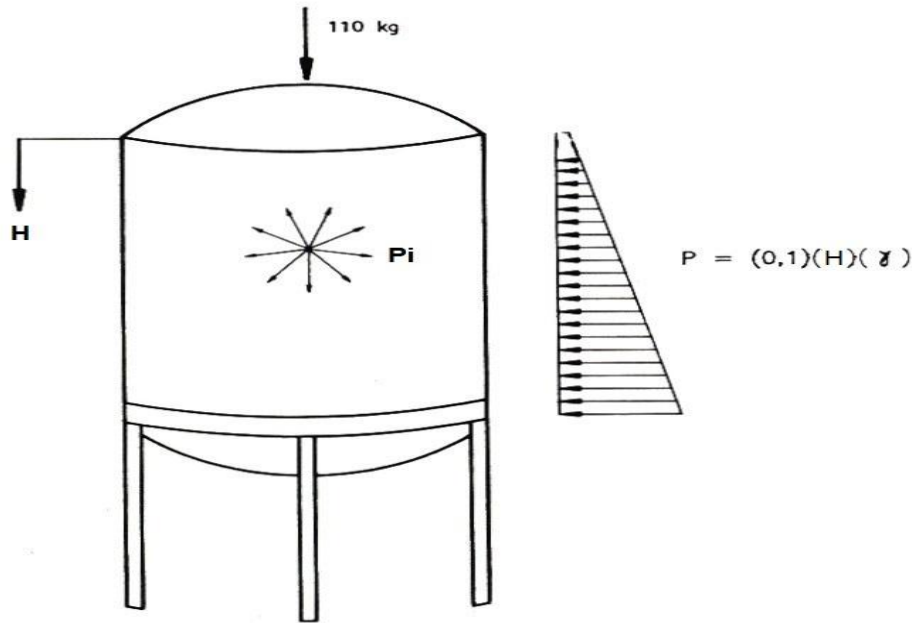


Figura 1
Tanque vertical cilíndrico sob pressão interna P_i e pressão hidrostática. O fundo e o tampo devem ser toro esféricos. A distância H é contada a partir do topo do costado.

Vamos iniciar o dimensionamento pelas calotas.

1 - Cálculo das calotas. Como no caso dos tanques verticais cilíndricos sob pressão hidrostática, a calota superior deve ter espessura suficiente para suportar a carga vertical de 110 kg concentrada em área de 10 cm x 10 cm. Essa carga concentrada simula o peso de inspetores caminhando sobre o tanque.

Portanto, a espessura da calota torisférica superior deve ser no mínimo conforme a tabela 1 do capítulo 2. Além da carga de 110 kg, a tampa deve resistir também à pressão interna P_i sem exceder o alongamento admissível. A tampa com geometria torisférica é mostrada na figura 2.

A espessura estrutural da calota inferior é computada para resistir à pressão interna P_i somada com a pressão hidrostática.

$$t = \frac{(P_i + 0,1 \times H \times \gamma) \times R_e}{2 \times E \times \epsilon}$$

Onde

- t é a espessura estrutural da tampa (mm)
- P_i é a pressão interna (kg/cm^2)
- H é a altura do tanque, em metros
- γ é a densidade do produto armazenado
- R_e é o raio da parte esférica da calota (mm)

E é o módulo quase-isotrópico do laminado (kg/cm^2)
 ϵ é o alongamento admissível

O raio da esfera, R_e , é geralmente igual ao diâmetro D do tanque. Nesses casos, a espessura da calota deve ser

$$t = \frac{(P_i + 0,1 \times H \times \gamma) \times D}{2 \times E \times \epsilon}$$

Onde D é o diâmetro do tanque. Para a calota superior ($H = 0$) a espessura calculada deve ser comparada com a listada na tabela 1 do capítulo 2, sendo adotada aquela que for maior.

Os módulos de laminados quase-isotrópicos são discutidos no apêndice 1 do capítulo 3 do livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”. A tabela 1 mostra esses módulos para alguns laminados.

	<i>TUD 1200</i>	<i>T800</i>	<i>Pares TM</i>
<i>Espessura</i>	<i>1,1 mm/lâmina</i>	<i>0,85 mm/lâmina</i>	<i>1,9 mm/par</i>
<i>E (kg/cm²)</i>	<i>155 000</i>	<i>140 000</i>	<i>100 000</i>

Tabela 1
Módulos quase-isotrópicos

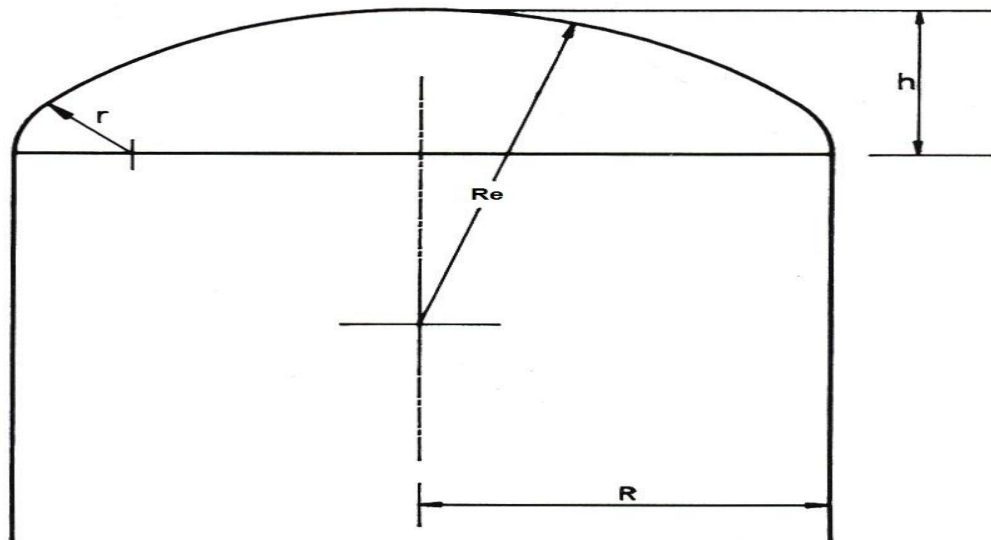


Figura 2
Geometria de tampas toro-esféricas, onde r_k é o raio do toróide de transição, R_e é o raio da calota, R é o raio do tanque cilíndrico e h é a elevação (altura) da calota

2 - Espessura e largura da quina. As espessuras de quinas toro-esféricas sob pressão interna são calculadas pela expressão

$$t_k = \frac{(P_i + 0,1 \times H \times \gamma) \times D}{2 \times E \times \epsilon} \times \frac{1}{4} \times \left(3 + \sqrt{\frac{D}{r_k}} \right)$$

Onde r_k é o raio da quina, isto é, do segmento toroidal que faz a transição entre a casca cilíndrica e a casca esférica. Geralmente o raio da transição é $r_k = 0,06D$, de modo que a expressão acima passa a ser

$$t_k = \frac{(P_i + 0,1 \times H \times \gamma) \times D}{2 \times E \times \epsilon} \times \frac{1}{4} \times \left(3 + \sqrt{\frac{D}{0,06 \times D}} \right)$$

$$t_k = 1,77 \times \frac{(P_i + 0,1 \times H \times \gamma) \times D}{2 \times E \times \epsilon}$$

Onde t_k é a espessura da quina.

Nota: Em geral a espessura da quina é a soma das espessuras do costado com a da calota. Essa soma é suficiente para atender à exigência acima.

A figura 3 mostra a geometria típica de quinas.

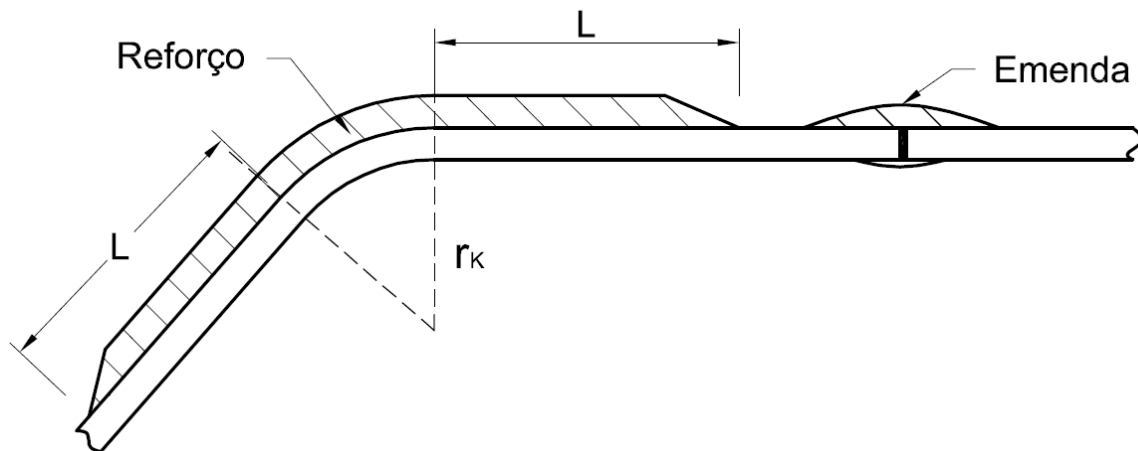


Figura.3
Mostra a largura L da faixa de transição da quina com o costado.

Os tanques que trabalham sob pressão interna P_i são feitos em três partes – o cilindro e as duas calotas – unidas por emendas circunferenciais. Essas emendas são feitas sobrepondo o costado nas calotas. A largura L dessa sobreposição deve ser

$$L = \frac{(P_i + 0,1 \times H \times \gamma) \times D \times CS}{4 \times \tau}$$

Onde

D é o diâmetro do cilindro

$\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento secundário

$CS = 10$ é o coeficiente de segurança

3 - Espessura do costado. A espessura estrutural do costado é computada para os alongamentos não excederem o valor admissível nas direções “x” (axial) e “y” (circunferencial). O cálculo é feito usando a lei de Hooke.

$$\epsilon_x = \frac{P \times D}{4 \times t \times E_x} (1 - \nu_{yx}\nu_{xy})$$

$$\epsilon_y = \frac{P \times D}{4 \times t \times E_y} (1 - \nu_{yx}\nu_{xy})$$

Onde

N_x e N_y são as forças por unidade de comprimento nas direções “x” e “y”

ϵ_x e ϵ_y são os alongamentos admissíveis nas direções globais “x” e “y”.

t é a espessura estrutural do costado

$E_x, E_y, \nu_{xy}, \nu_{yx}$ são as propriedades elásticas do laminado nas direções globais “x” e “y”.

A única incógnita nas equações acima é a espessura estrutural do costado.

As forças N_x e N_y são conhecidas. Para tanques de diâmetro D submetidos simultaneamente às pressões interna P_i e hidrostática $P = 0,1 \times H \times \gamma$, a força axial é $N_x = P_i \times D/4$ e a força circunferencial é $N_y = (P_i + 0,1 \times H \times \gamma) \times D/2$. O alongamento admissível é estabelecido com base nos umbrais de exudação ou de infiltração, dependendo da agressividade do produto armazenado.

As propriedades mecânicas são estabelecidas por tentativas, arbitrando a construção do laminado. Exatamente como fizemos no capítulo 2 e como descrito no livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”.

Exemplo 1. Calcular a espessura do costado de um tanque vertical cilíndrico operando nas seguintes condições:

Altura $H = 4 \text{ m}$

Diâmetro $D = 3 \text{ m}$

Pressão interna $P_i = 1,0 \text{ kg/cm}^2$ (máxima pressão admitida pela ASME RTP-1)

Densidade do fluido armazenado $\gamma = 1,2 \text{ g/cm}^3$

Alongamento admissível $\epsilon = \epsilon_x = \epsilon_y = 0,10\%$

O costado cilíndrico é construído por enrolamento cruzado UD70. As propriedades mecânicas desses laminados estão na tabela 1.

<i>Propriedade</i>	<i>Laminado UD70</i>	<i>Laminado MT</i>	<i>Laminado T800</i>	<i>Laminado de fibras picadas</i>
E_x (kg/cm ²)	92800	100 000	140 000	70000
E_y (kg/cm ²)	298200	100 000	140 000	70000
ν_{xy} (----)	0,18	0,30	0,30	0,30
ν_{yx} (----)	0,59	0,30	0,30	0,30

Tabela 1

Propriedades extraídas do livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”

Vamos calcular a espessura do costado para resistir às solicitações axial e circunferencial.

$$t = \frac{N_x}{E_x \times \epsilon_x} - \nu_{yx} \times \frac{N_y}{E_y \times \epsilon_x}$$

$$t = \frac{N_y}{E_y \times \epsilon_y} - \nu_{xy} \times \frac{N_x}{E_x \times \epsilon_y}$$

Onde

$$N_x = \frac{P_i \times D}{4} = \frac{1 \times 300}{4} = 75 \text{ kg/cm}$$

$$N_y = \frac{(1 + 0,1 \times 4 \times 1,2) \times 300}{2} = 222 \text{ kg/cm}$$

Entrando esses valores nas equações, temos

$$t = \frac{75}{92800 \times 0,001} - 0,59 \times \frac{222}{298200 \times 0,001} = 0,37 \text{ cm} = 3,7 \text{ mm}$$

$$t = \frac{222}{298200 \times 0,001} - 0,18 \times \frac{75}{92800 \times 0,001} = 0,60 \text{ cm} = 6,0 \text{ mm}$$

A espessura do costado é determinada pela força circunferencial $N_y = 222 \text{ kg/cm}$. A espessura total do costado, incluindo o liner e a barreira de corrosão, deve ser

$$\text{Espessura total do costado} = 6,0 + 2,7 = 8,7 \text{ mm}$$

Exemplo 2. *Calcular a espessura do fundo abaulado do tanque anterior, supondo construção com manta M450.*

A espessura da calota inferior nesse caso passa a ser

$$t = \frac{(1 + 0,1 \times 4 \times 1,2) \times 3000}{2 \times 70\,000 \times 0,001} = 31,7 \text{ mm}$$

A espessura da quina inferior deve ser

$$t_k = 1,77 \times 31,7 = 56,0 \text{ mm}$$

A largura L da sobreposição da quina no costado e nas calotas deve ser

$$L = \frac{(P_i + 0,1 \times H \times \gamma) \times D \times CS}{4 \times \tau}$$
$$L = \frac{(1 + 0,1 \times 4 \times 1,2) \times 3000 \times 10}{4 \times 140} = 80 \text{ mm}$$

Exemplo 3. Recalcular a espessura do fundo do tanque anterior, supondo construção com pares quase-isotrópicos MT.

As lâminas de tecido são giradas 45 graus, para produzir laminado quase-isotópico de módulo $E = 100\,000 \text{ kg/cm}^2$

A espessura da calota inferior nesse caso passa a ser

$$t = \frac{(1 + 0,1 \times 4 \times 1,2) \times 3000}{2 \times 100000 \times 0,001} = 22,2 \text{ mm}$$

A espessura da quina inferior deve ser

$$t_k = 1,77 \times 22,2 = 39,3 \text{ mm}$$

Exemplo 4. Recalcular a espessura do fundo do tanque anterior, supondo construção com tecidos T800.

As lâminas de tecido são giradas 45 graus, para produzir laminado quase-isotópico de módulo $E = 140\,000 \text{ kg/cm}^2$

A espessura da calota inferior nesse caso passa a ser

$$t = \frac{(1 + 0,1 \times 4 \times 1,2) \times 3000}{2 \times 140\,000 \times 0,001} = 15,8 \text{ mm}$$

A espessura da quina inferior deve ser

$$t_k = 1,77 \times 15,8 = 28,0 \text{ mm}$$

Os cálculos indicam ser vantajoso usar pares tecido T800 na tampa inferior. A espessura cai de 22,20 mm com pares MT para 15,8 mm.

Essa conclusão contraria o que dissemos no capítulo 2 com referência ao uso de tecidos em calotas de tanques submetidos a cargas hidrostáticas. A explicação é a seguinte. Para cargas hidrostáticas o cálculo é dominado por flexão e o tecido tem pouco efeito. Para pressão interna o cálculo é dominado por tração, realçando o efeito do tecido.

7 – Fixação de bocais ao costado. Os bocais são fixados no costado como discutido no capítulo 17, somando a pressão interna P_i à pressão hidrostática. V. as figuras 4 e 5. As espessuras e larguras dos laminados de fixação, assim como as dimensões da almofada de reforço do costado são computadas como mostra a tabela abaixo, extraída do capítulo 17.

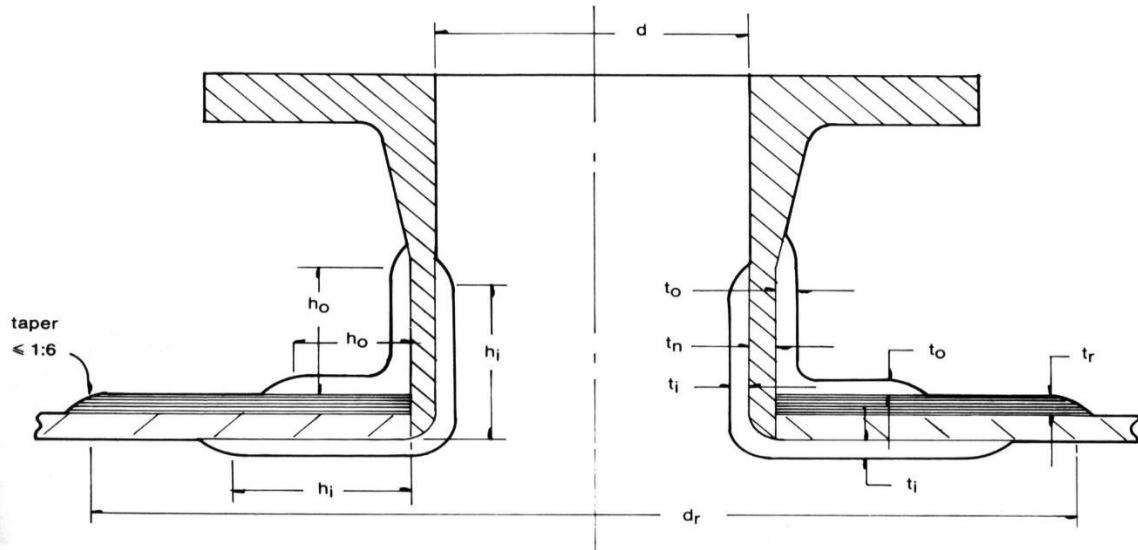


Figura 4
Bocal nivelado com o costado

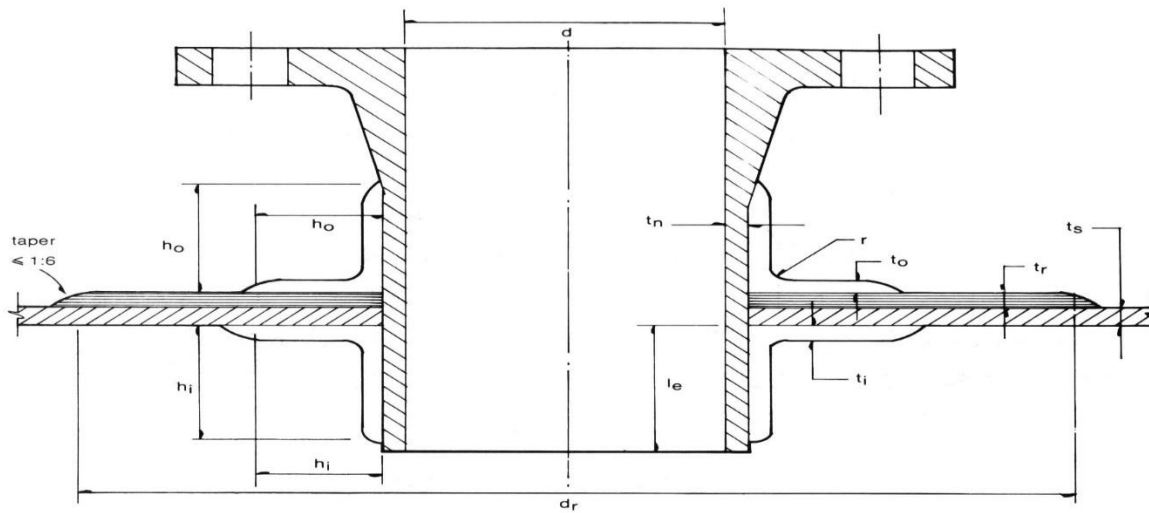


Figura 5
Bocal penetrante

Força Q	$Q = \frac{Pd}{4} = \frac{1,48 \times 61}{4} = 22,5 \text{ kg/cm}$
Espessura total do laminado de colagem	$t = t_0 + t_i = \frac{Q \times 10}{800} = \frac{22,5 \times 10}{800} = 0,3 \text{ cm}$ $t = t_0 + t_i = \frac{Q}{70\,000 \times 0,001} = \frac{22,5}{70\,000 \times 0,001} = 0,3 \text{ cm}$ <p style="text-align: center;"><i>Mínimo 8,5 mm</i></p>
Largura do laminado de colagem	$h_0 + h_i = \frac{Q \times 10}{140} = \frac{22,5 \times 10}{140} = 1,6 \text{ cm}$ <p style="text-align: center;"><i>Mínimo 75 mm</i></p>
Espessura do costado ao redor da BV	$T = 1,38 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} = 1,38 \times \left[\frac{22,5 \times \sqrt{300}}{114\,000 \times 0,001} \right]^{2/3} = 3,0 \text{ cm}$
Espessura da almofada	$t_a = t_c \times \frac{E_y}{E_y^a} = 6,0 \times \frac{298\,200}{114\,000} = 12,5 \text{ mm}$ $t_a = T - t_c - t = 30 - 6 - 8 = 16 \text{ mm}$
Diâmetro da almofada	$\text{diâmetro} = d + 2 \times 1,10 \times \sqrt{D \times T} = 61 + 2 \times 1,10 \times \sqrt{300 \times 3,0} = 127 \text{ cm}$

Fórmulas para dimensionar bocais. Tabela importada do capítulo 17

Exemplo 5. Calcular a almofada e os laminados de colagem da boca de visita do tanque discutido no exemplo 1.

São dados:

$d = 61 \text{ cm}$ é o diâmetro da BV

$E = 114\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo da almofada feita com pares MT

A pressão na BV é

$$P = 1 + 0,1 \times 4 \times 1,2 = 1,48 \text{ kg/cm}^2$$

Os cálculos estão na tabela.

8 – Cálculo de sapatas para tanques de fundo plano. Para não levantar, os tanques de fundo plano submetidos a pressão interna devem ser ancorados na base de concreto. O cálculo das sapatas para esses casos é discutido no capítulo 13.

CAPÍTULO 4

PARTE 2

Tanques sob jurisdição da ASME SECTION X

Vasos de pressão

Introdução. A parte 1 deste capítulo detalhou o protocolo para dimensionar tanques cilíndricos submetidos a pressões internas P_i inferiores a 1 kg/cm^2 . A análise para essa condição é feita pelo protocolo ASME RTP1.

Neste capítulo vamos discutir o dimensionamento de tanques submetidos a pressões internas superiores a 1 kg/cm^2 . O dimensionamento desses tanques, conhecidos como vasos de pressão, é regido pela norma ASME SECTION X.

O leitor vai notar que os protocolos de cálculo propostos nessas duas normas são idênticos. Vamos iniciar o dimensionamento de vasos de pressão pelas calotas.

1 – Espessura de calotas toro esféricas. A figura 1 mostra a geometria de calotas toro esféricas usadas para fazer vasos de pressão. A espessura estrutural dessas tampas é

$$t = \frac{P \times R_e}{2 \times E \times \epsilon}$$

Onde

t é a espessura estrutural da tampa (mm)

P é a pressão interna (kg/cm^2)

R_e é o raio da parte esférica da calota (mm)

E é o módulo quase-isotrópico das tampas

$\epsilon = 0,001$ é o alongamento admissível (ASME X)

Os módulos de laminados quase-isotrópicos são discutidos no apêndice 1 do capítulo 3 do livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”. A tabela 1 mostra esses módulos para alguns laminados.

	TUD 1200	T800	Pares TM
Espessura	1,1 mm/lâmina	0,85 mm/lâmina	1,9 mm/par
E (kg/cm ²)	155 000	140 000	100 000

Tabela 1
Módulos de laminados quase-isotrópicos. A condição de quase-isotropia é obtida laminando os tecidos defasados em 45 graus.

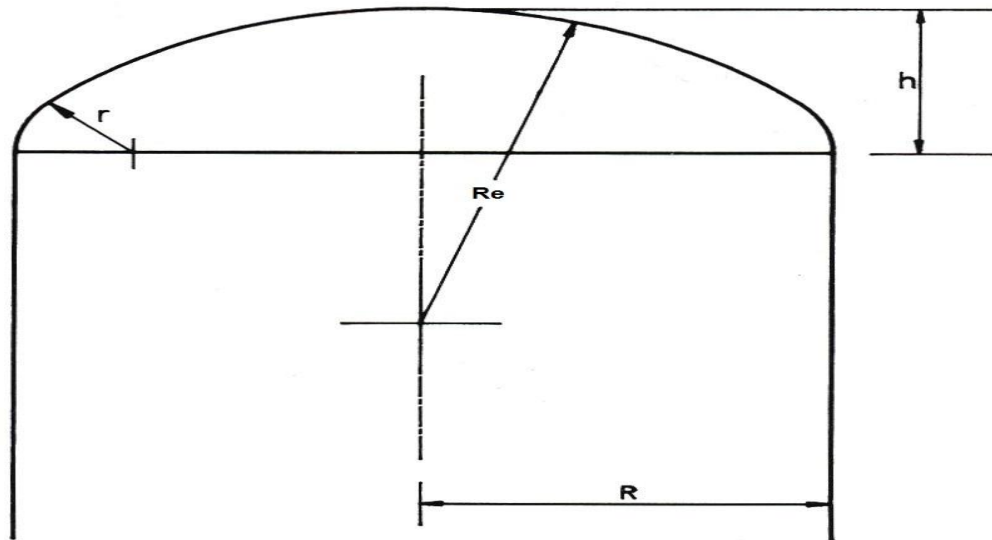


Figura 1
Geometria de tampas toro-esféricas, onde r_k é o raio do toróide de transição, R_e é o raio da calota, R é o raio do tanque cilíndrico e h é a elevação (altura) da calota. Para calotas esféricas, $r_k = R = R_e$.

2 - Espessura e largura da quina. A espessura de quinas toro-esféricas sob pressão interna é calculada pela expressão

$$t_k = \frac{P \times R_e}{2 \times E \times \epsilon} \times \frac{1}{4} \times \left(3 + \sqrt{\frac{D}{r_k}} \right)$$

Onde r_k é o raio da quina, isto é, do segmento toroidal que faz a transição entre a casca cilíndrica e a casca esférica. Para calotas esféricas, $r_k = R_e = R = D/2$, de modo que a expressão acima passa a ser

$$t_k = \frac{P \times D}{4 \times E \times \epsilon} \times \frac{1}{4} \times (3 + \sqrt{2}) \cong t$$

Onde D é o diâmetro da casca cilíndrica. Como vemos, a espessura de calotas esféricas é igual à da quina.

Na prática o laminado de reforço é feito sobrepondo o costado nas calotas, de modo que a espessura da quina geralmente é igual à soma das espessuras da calota com a do costado. A largura L da faixa de sobreposição do costado na calota é computada pela expressão

$$L = \frac{P \times D \times CS}{4 \times \tau}$$

Onde

L é a largura da faixa de superposição

D é o diâmetro do cilindro

$\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento secundário

P é a pressão interna

CS = 10 é o coeficiente de segurança

A figura 2 mostra a geometria típica de quinas para vasos de pressão.

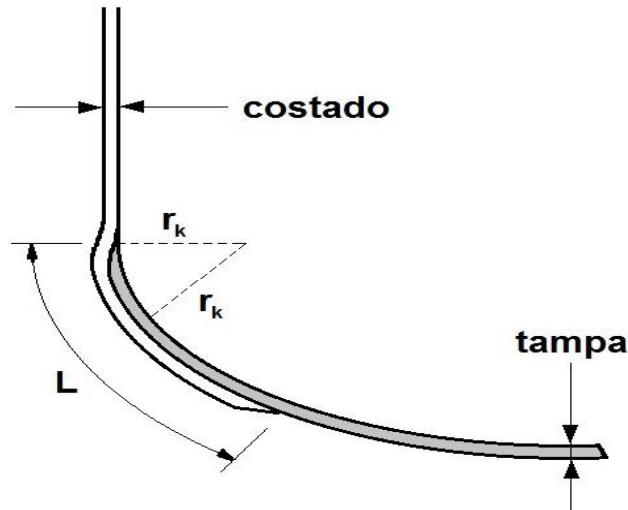


Figura.2

Mostra a largura *L* da faixa de fixação da calota com o costado. A transição é feita simplesmente estendendo o costado sobre as calotas

3 - Espessura do costado. De acordo com a ASME X, a espessura estrutural do costado é computada para os alongamentos não excederem valores admissíveis nas direções “x” (axial) e “y” (circunferencial). O cálculo é feito usando a lei de Hooke.

$$t = \frac{N_x}{E_x \times \epsilon_x} - \nu_{yx} \times \frac{N_y}{E_y \times \epsilon_y}$$

$$t = \frac{N_y}{E_y \times \epsilon_y} - \nu_{xy} \times \frac{N_x}{E_x \times \epsilon_x}$$

Onde

N_x e N_y são as forças por unidade de comprimento nas direções “x” e “y”
 ϵ_x e ϵ_y são os alongamentos admissíveis nas direções globais “x” e “y”.

t é a espessura estrutural do costado

$E_x, E_y, \nu_{xy}, \nu_{yx}$ são as propriedades elásticas do costado nas direções globais “x” e “y”.

A única incógnita nas equações acima é a espessura estrutural do costado. As forças N_x e N_y , produzidas pela pressão interna, são conhecidas e os alongamentos admissíveis são os mandados pela ASME X. Para tanques de diâmetro D submetidos à pressão interna P , essas forças são $N_x = P \times D/4$ e $N_y = P \times D/2$.

As espessuras do costado são calculadas entrando essas forças nas equações acima. Essas equações calculam duas espessuras estruturais para o costado, uma para a sollicitação axial e outra para a sollicitação circunferencial. Naturalmente, adotamos aquela que for maior.

4 - Cálculo das emendas. Os vasos de pressão são feitos em três partes – o cilindro e as duas calotas – unidas por duas emendas circunferenciais. No caso de vasos de pressão, essas emendas são idênticas às quinas calculadas anteriormente.

Exemplo 1. Calcular as espessuras do costado, da calota e da quina de um vaso de pressão cilíndrico operando nas seguintes condições:

$D = 1,4$ m é o diâmetro do costado e das tampas esféricas

Pressão interna $P = 5,0$ kg/cm²

Alongamento admissível $\epsilon = \epsilon_x = \epsilon_y = 0,10\%$

As calotas são feitas manualmente com tecido TUD 1200 quase-isotrópico. O costado cilíndrico é construído por enrolamento cruzado UD70, cujas propriedades mecânicas são mostradas na tabela 2.

Propriedade	Laminado cruzado UD70	Laminado cruzado UD55
E_x (kg/cm ²)	92 800	96 300
E_y (kg/cm ²)	298 200	170 800
ν_{xy} (----)	0,18	0,39
ν_{yx} (----)	0,59	0,70

Tabela 2

Propriedades mecânicas de laminados cruzados, extraídas do livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”

A espessura estrutural da tampa deve ser

$$t = \frac{P \times D}{4 \times E \times \epsilon}$$

$$t = \frac{5 \times 1400}{4 \times 155\,000 \times 0,001} = 11,3 \text{ mm}$$

Por se tratar de tampas esféricas, a espessura da quina é igual à das tampas, 11,3 mm. Para fazer a emenda, a tampa é inserida por baixo do costado (V. figura 2) de modo que, de fato, a espessura da quina nesse caso é 11,3 mm, acrescida da espessura do costado.

A largura L da sobreposição da quina é

$$L = \frac{P \times D \times CS}{4 \times \tau}$$

$$L = \frac{5 \times 1400 \times 10}{4 \times 140} = 125 \text{ mm}$$

De acordo com a figura 2, a laminação do costado deve estender 125 mm sobre as calotas.

Passemos agora ao cálculo da espessura do costado.

$$t = \frac{N_x}{E_x \times \epsilon_x} - \nu_{yx} \times \frac{N_y}{E_y \times \epsilon_x}$$

$$t = \frac{N_y}{E_y \times \epsilon_y} - \nu_{xy} \times \frac{N_x}{E_x \times \epsilon_y}$$

Onde

$$N_x = \frac{P \times D}{4} = \frac{5 \times 140}{4} = 175 \text{ kg/cm}$$

$$N_y = \frac{P \times D}{2} = \frac{5 \times 140}{2} = 350 \text{ kg/cm}$$

Entrando esses valores nas equações, obtemos

$$t = \frac{175}{92800 \times 0,001} - 0,59 \times \frac{350}{298200 \times 0,001} = 1,19 \text{ cm} = 11,9 \text{ mm}$$

$$t = \frac{350}{298200 \times 0,001} - 0,18 \times \frac{175}{92800 \times 0,001} = 0,83 \text{ cm} = 8,3 \text{ mm}$$

A espessura do costado para laminado UD70 deve ser 11,9 mm, determinada pela força axial $N_x = 175 \text{ kg/cm}$.

Exemplo 2. Recalcular a espessura do costado do vaso anterior, supondo construção com fibras UD55.

Entrando nas fórmulas com os valores da tabela 2, obtemos

$$t = \frac{175}{96\,300 \times 0,001} - 0,70 \times \frac{350}{170\,800 \times 0,001} = 0,38 \text{ cm} = 3,8 \text{ mm}$$

$$t = \frac{350}{170\,800 \times 0,001} - 0,39 \times \frac{175}{96\,300 \times 0,001} = 1,34 \text{ cm} = 13,4 \text{ mm}$$

A espessura do costado para UD55 deve ser 13,4 mm, determinada pela força circunferencial $N_y = 350 \text{ kg/cm}$.

Os cálculos indicam ser vantajoso usar laminado UD70. Isso contraria o consenso que afirma a maior eficiência dos laminados UD55 para costados de vasos de pressão. Onde está o erro?

O erro está na ASME X, que especifica alongamento 0,001 nas direções globais "x" e "y". De fato, esse alongamento deve ser especificado na direção transversal às fibras UD.

A superioridade do laminado UD55 pode ser comprovada refazendo os cálculos considerando o alongamento 0,001 na direção transversal às fibras.

5 – Fixação de bocais a costados. Os bocais são fixados no costado como discutido no capítulo 17. V. as figuras 3 e 4. As espessuras e larguras dos laminados de fixação, assim como as dimensões da almofada de reforço são computadas como mostra a tabela 3, importada do capítulo 17.

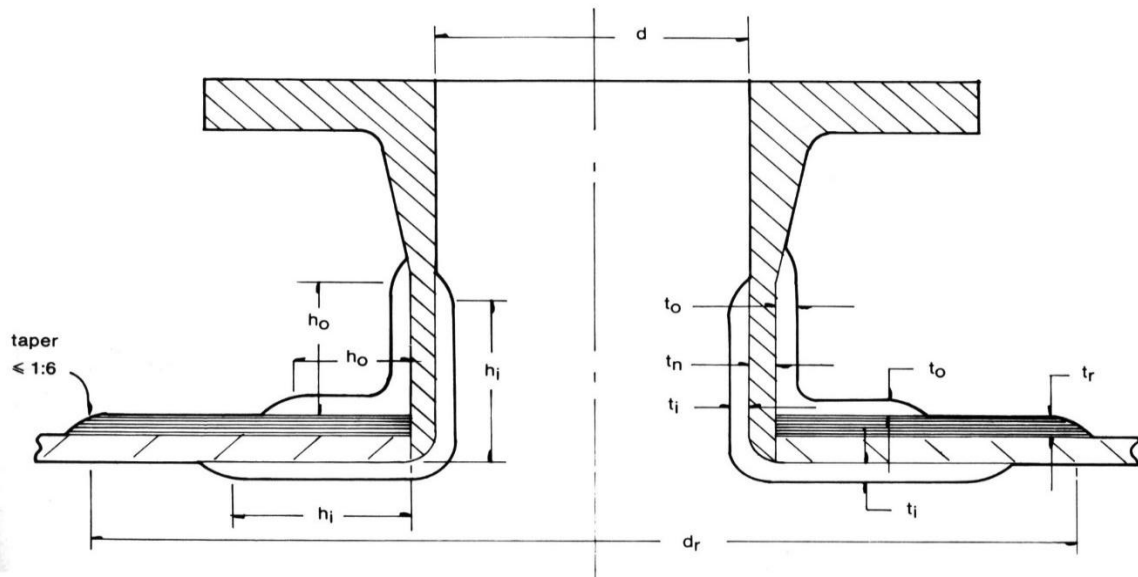


Figura 4
Bocal nivelado com o costado

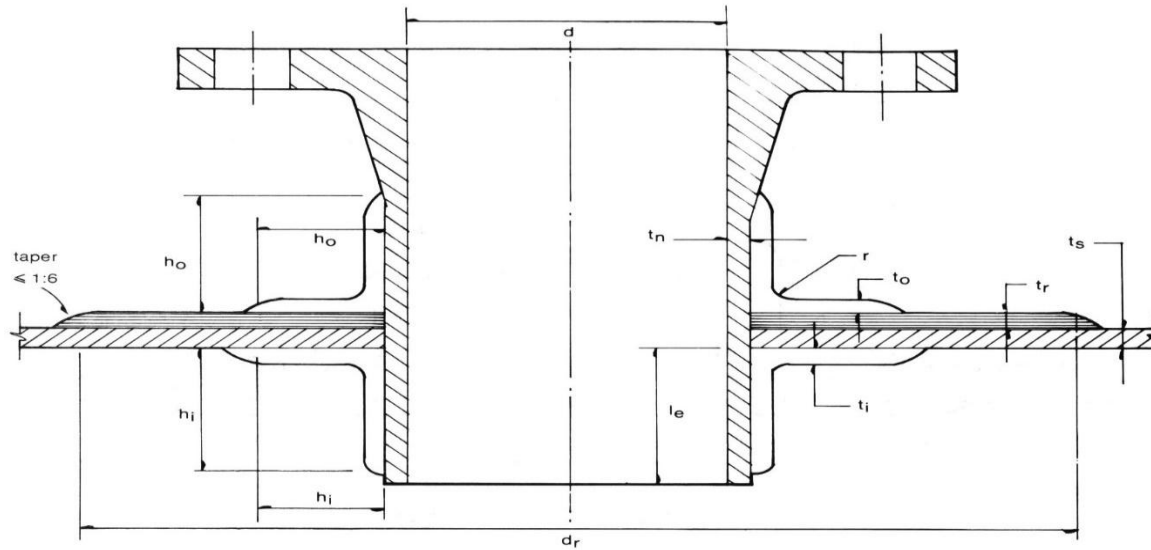


Figura 5
Bocal penetrante

Força Q	$Q = \frac{Pd}{4} = \frac{5 \times 61}{4} = 76 \text{ kg/cm}$
Espessura total do laminado de colagem	$t = t_o + t_i = \frac{Q \times 10}{800} = \frac{76 \times 10}{800} = 0,95 \text{ cm}$ $t = t_o + t_i = \frac{Q}{70\,000 \times 0,001} = \frac{76}{70\,000 \times 0,001} = 1,1 \text{ cm}$ <p>Mínimo 8,5 mm</p>
Largura do laminado de colagem	$h_o + h_i = \frac{Q \times 10}{140} = \frac{76 \times 10}{140} = 5,5 \text{ cm}$ <p>Mínimo 75 mm</p>
Espessura do costado ao redor da BV	$T = 1,38 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} = 1,38 \times \left[\frac{76 \times \sqrt{140}}{115\,000 \times 0,002} \right]^{2/3} = 3,4 \text{ cm}$
Espessura da almofada	$t_a = t_c \times \frac{E_y}{E_y^a} = 1,19 \times \frac{170\,800}{120\,000} = 1,7 \text{ cm}$ $t_a = T - t_c = 1,7 - 1,3 - 0,8 = \text{negativo}$
Diâmetro da almofada	Não precisa almofada

Tabela 3

Fórmulas para dimensionar bocais. Tabela importada do capítulo 17

Exemplo 3. *Calcular a almofada e os laminados de colagem da boca de visita do vaso de pressão discutido no exemplo 1.*

São dados:

$d = 61 \text{ cm}$ é o diâmetro da BV

$E_y^a = 120\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo da almofada feita com pares MT

$E_x^a = 115\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo da almofada feita com pares MT

$F_o = M_o = 0$

$P = 5 \text{ kg/cm}^2$

Os cálculos estão na tabela.

6 – Cálculo de flanges. Os flanges de pequeno diâmetro, como os de bocais, estão tabelados na ASME X. Os flanges de maior diâmetro, para bocas de visita e outras conexões, devem ser computados como indicado no texto da norma.

7 – Cálculo de sapatas para tanques de fundo plano. Para não levantar, os tanques de fundo plano submetidos a pressão interna devem ser ancorados na base de concreto. O cálculo das sapatas para esses casos é discutido no capítulo 13.

CAPÍTULO 5

Tanques oblatados

Introdução – Este capítulo trata da análise estrutural de tanques cilíndricos com diâmetros acima do limite permitido para trânsito em rodovias. Os costados desses tanques são fornecidos em segmentos curtos, comprimidos e achatados diametralmente durante o transporte. A montagem do costado é feita no local da obra.

O achatamento dos segmentos cilíndricos reduz a largura do costado a valores admissíveis para transporte em rodovias. No local da montagem, os segmentos são descomprimidos para retomar a geometria circular original. O fundo e a tampa também são fabricados e transportados em peças separadas, para montagem no local da obra.

A espessura dos segmentos cilíndricos, da quina, do fundo, da boca de visita e das nervuras de tanques oblatados são computadas usando o protocolo discutido no capítulo 2. Os pontos que diferenciam os tanques oblatados e requerem atenção especial são:

- *A espessura e as nervuras dos tampos*
- *As emendas dos segmentos cilíndricos*
- *As espessuras máximas admissíveis para oblatar os segmentos.*

2 – Cálculo dos raios de curvatura. A figura 1 mostra a seção transversal de um segmento cilíndrico oblatado. Para evitar danos à barreira de corrosão, o achatamento não deve gerar alongamentos superiores aos valores críticos definidos pelos umbrais de falha. Os umbrais de falha, com sabemos, podem ser o de infiltração (produtos agressivos) ou o de exudação (água ou esgoto urbano).

O alongamento da peça oblatada é computado pela expressão

$$\epsilon = t \times \left(\frac{D - D_0}{D \times D_0} \right)$$

Onde

D é o diâmetro do costado oblatado

D é o diâmetro original do costado

t é a espessura do costado

ϵ é o alongamento no liner oblatado

O maior alongamento ocorre nas extremidades do cilindro oblatado. Podemos provar com simples considerações geométricas que essas extremidades têm geometria circular, de modo que o diâmetro D_0 é igual à largura C da carreta usada no transporte.

A espessura máxima admissível é determinada para o alongamento não exceder o umbral de falha

$$t \times \left(\frac{D - D_0}{D \times D_0} \right) = \frac{(\text{umbral de falha})}{CS}$$

$$t = \frac{(\text{umbral de falha})}{CS} \times \frac{D \times D_0}{D - D_0}$$

O coeficiente de segurança nesses casos pode ser baixo (sugiro $CS = 1,5$), porque a deformação ocorre apenas durante o curto tempo de transporte.

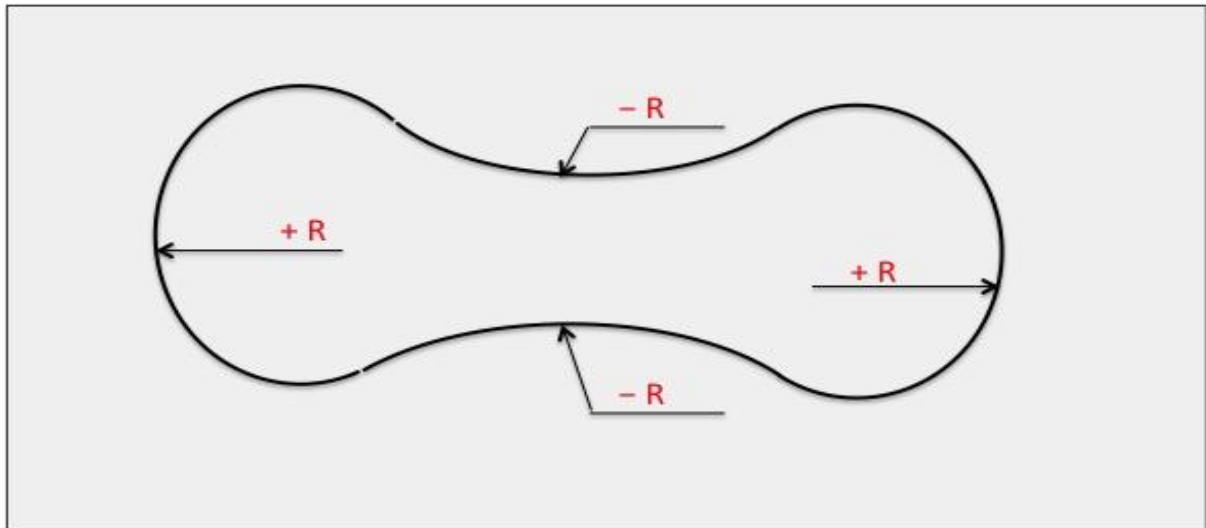


Figura 1

O alongamento crítico acontece nas extremidades oblatadas do cilindro. A extremidade oblatada tem geometria circular com diâmetro igual à largura da carreta.

Assim, a espessura máxima admissível para tanques usados em ambientes químicos deve ser

$$t = \frac{(\text{umbral de infiltração})}{1,5} \times \frac{D \times D_0}{D - D_0}$$

Para tanques usados em ambientes benignos, a espessura máxima deve ser

$$t = \frac{(\text{umbral de exudação})}{1,5} \times \frac{D \times D_0}{D - D_0}$$

Nas equações acima, $CS = 1,5$ é o coeficiente de segurança. A espessura máxima é definida para evitar danos no cilindro oblatado.

Exemplo 1 - Calcular a espessura máxima admissível para oblatar um cilindro de geometria conhecida.

São dados:

Para produtos químicos, usar resina Derakane 411

Para saneamento, usar resina poliéster de alta tenacidade

$D_o = 2500$ mm é o diâmetro da extremidade oblatada

$D = 14000$ mm é o diâmetro original do cilindro.

A fórmula para computar a espessura crítica é

$$t = \left(\frac{\text{umbral de falha}}{CS} \right) \times \frac{D \times D_o}{D - D_o}$$

Entrando os valores citados na fórmula acima, obtemos

Para ambientes químicos

$$t = \left(\frac{\text{umbral de infiltração}}{CS} \right) \times \frac{D \times D_o}{D - D_o}$$

$$t = \left(\frac{0,005}{1,5} \right) \times \frac{14\,000 \times 2\,500}{14\,000 - 2\,500} = 10,2 \text{ mm}$$

Para saneamento

$$t = \left(\frac{\text{umbral de exudação}}{CS} \right) \times \frac{D \times D_o}{D - D_o}$$

$$t = \left(\frac{0,008}{1,5} \right) \times \frac{14\,000 \times 2\,500}{14\,000 - 2\,500} = 16,2 \text{ mm}$$

Esses são os valores máximos para as espessuras de cilindros oblatados com as dimensões dadas e as resinas especificadas.

3 – Largura da carreta. As larguras das carretas são especificadas em legislação. Para rodovias federais, essas larguras são

Largura da carreta	Necessidade de licença e batedores
$C = 2,60$ m	Não requer licença nem batedor
$C = 3,20$ m	Requer licença, dispensa batedor
$C = 3,80$ m	Requer licença e batedor
$C = 5,00$ m	Requer licença e 2 batedores
$C > 5,00$ m	Requer instruções especiais da PRF

A largura C da carreta é, como discutido acima

$$D_o = C$$

Entrando essa condição na equação acima, obtemos para a espessura máxima

$$t = \left(\frac{\text{umbral de falha}}{CS} \right) \times \frac{D \times C}{D - C}$$

Essa equação calcula a espessura máxima de cilindros de diâmetro D oblatados para transporte em carretas de largura C.

Nota: a altura máxima da carga, somando o cilindro com a carreta deve ser 5,45 m. Para carretas de altura 110 cm, o comprimento dos segmentos cilíndricos deve ser menor que $5,45 - 1,10 = 4,35$ m.



Foto 1

A foto mostra dois segmentos oblatados e prontos para o transporte. Observe a geometria circular nas extremidades oblatadas. Foto cedida pela Tecniplás.



Foto 2

Remoção do segmento interno. A montagem dos segmentos é feita na obra. Foto Tecniplás.

Exemplo 2 – Calcular a espessura máxima para cilindros de diâmetro $D = 15\ 000\text{ mm}$ oblatados em carreta de largura $C = 3\ 800\text{ mm}$.

Para ambientes agressivos, com resina DK411

$$t = \left(\frac{\text{umbral de infiltração}}{CS} \right) \times \frac{D \times C}{D - C}$$

$$t = \left(\frac{0,005}{1,5} \right) \times \frac{15\ 000 \times 3\ 800}{15\ 000 - 3\ 800}$$

De onde obtemos

$$t = 17,0\text{ mm}$$

Para ambientes não-agressivos, com resina poliéster

$$t = \left(\frac{\text{umbral de exudação}}{CS} \right) \times \frac{D \times C}{D - C}$$

$$t = \left(\frac{0,008}{1,5} \right) \times \frac{15\ 000 \times 3\ 800}{15\ 000 - 3\ 800}$$

De onde obtemos

$$t = 27,2\text{ mm}$$

4 – Tampos cônicos. São duas as razões para usar tampos cônicos em tanques de grandes diâmetros

- A geometria cônica é mais rígida que a esférica, exigindo nervuras menores
- Moldes cônicos são mais simples de fazer que moldes esféricos

Nesta seção vamos mostrar o protocolo para calcular a espessura e a rigidez de tampos cônicos. Para isso partimos do ângulo de elevação da tampa cônica, calculado pela expressão

$$tg\theta = \frac{2 \times h}{D}$$

Onde θ é o ângulo de elevação do cone, isto é, da tampa.

$\theta > 15\text{ graus}$, a tampa é analisada como casca cônica

$\theta < 15\text{ graus}$, a tampa é analisada como placa circular

As tampas muito baixas, de elevação $\theta < 15\text{ graus}$, são analisadas como placas planas. Se $\theta > 15\text{ graus}$, elas são analisadas como cascas cônicas. A elevação crítica da tampa, que determina se a análise é feita como casca cônica ou como placa circular é

$$h = \frac{D \times tg(13)}{2} = 0,12 \times D$$

Repetindo.... Se a elevação $h > 0,12D$, a tampa é calculada como casca cônica. Caso contrário, como placa circular. Na grande maioria das aplicações, as tampas têm elevação inferior a $0,12D$, sendo calculadas como placas circulares.

4.1 – Tampos cônicos de pequena elevação. Os tampos cônicos com elevação $h < 0,12D$ são analisados como placas circulares divididas por “N” nervuras radiais em “N” setores semelhantes a fatias de pizza.

O dimensionamento é feito em duas etapas.

1. *A espessura dos tampos é computada para suportar $P = 110$ kg concentrados em superfície circular de raio $r = 5$ cm.*
2. *A inércia dos tampos é computada para manter os afundamentos abaixo de $1/300$ do diâmetro do tanque. Essa computação é feita modelando a tampa como placa circular simplesmente apoiada nas bordas e guiada no centro.*

Vamos esclarecer o procedimento de cálculo determinando a espessura da tampa para suportar a carga $P = 110$ kg concentrada em superfície circular de raio $r = 5$ cm. Para calcular essa espessura para um setor da tampa, isto é, uma das N fatias de pizza. A espessura desse setor pode ser calculada pela fórmula do livro “Roark Formulas for Stress and Strain”, caso 17, página 475, sexta edição.

$$t = \sqrt{\frac{3 \times P}{2\pi E \epsilon} \times \left[\frac{1 - \nu}{2} + (1 + \nu) \ln \frac{0,377 \times R}{r} \right]}$$

Onde

t é a espessura da tampa

P = 110 kg é a carga concentrada

E é o módulo de flexão da tampa

$\epsilon = 0,004$ é o alongamento admissível

R = D/2 é o raio da tampa

r = 5,0 cm é o raio da área de atuação da carga P

De acordo com o livro citado, a fórmula acima vale para setores triangulares equiláteros, sendo conservadora para triângulos isósceles de bases menores que os dois lados iguais, isto é, menor que o raio R. Portanto, podemos com segurança usar a fórmula acima para computar a espessura de tampos com mais de $N = 6$ nervuras radiais. Assim é calculada a espessura da tampa cônica.

Dito isso, passemos ao cálculo da rigidez da placa circular, que determina a inércia das N nervuras radiais. O número N de vigas, ou nervuras radiais, é arbitrado pelo projetista. A única restrição é que N deve ser maior ou igual a 6. A distância entre essas vigas radiais varia do valor máximo na borda inferior da tampa ao valor zero, no vértice do cone.

A distância média entre as nervuras é

$$\left[\begin{array}{l} \text{Distância média} \\ \text{entre nervuras} \end{array} \right] = L = \frac{\pi \times R}{N}$$

Onde N é o número de nervuras radiais e R é o raio do tanque. Como dito, o número dessas nervuras radiais deve ser maior ou igual a 6.

A pressão externa na tampa cônica é obtida somando o peso próprio com a carga de vácuo. A pressão do vento pode ser ignorada para tampas rasas, isto é, de elevação inferior a 0,12D.

$$p = 0,0015 + \text{vácuo}$$

Onde

p é a pressão vertical na tampa
0,0015 kg/cm² é o peso próprio
Vácuo é a pressão externa oriunda de vácuo

O afundamento máximo de placas circulares de raio R simplesmente apoiadas nas bordas e guiadas no centro, sob carregamento uniforme p, é computado pela fórmula do caso 2b, tabela 24, página 405 da sexta edição do livro Roark's Formulas for Stress and Strains.

$$d_{max} = \frac{0,0575 \times p \times R^4}{E \times i}$$

Onde p é a pressão externa e i é a inércia por unidade de comprimento. Essa deflexão não pode exceder 1/300 do diâmetro

$$\frac{2R}{300} = \frac{0,0575 \times p \times R^4}{E \times i}$$

$$Ei = 8,63 \times p \times R^3$$

Supondo essa inércia concentrada em nervuras radiais de módulo E = E_N, temos

$$i = \frac{8,63 \times p \times R^3}{E_N} \text{ cm}^4/\text{cm}$$

Considerando a distância média $L = \frac{\pi \times R}{N}$ entre as nervuras radiais, a inércia delas deve ser

$$I_N = L \times i = \frac{27,10 \times p \times R^4}{N \times E_N}$$

Essa é a fórmula que calcula a inércia I_N das nervuras radiais que servem de suporte para a tampa do tanque.

Exemplo 3. Calcular a espessura e a inércia das nervuras radiais de tampos cônicos operando nas condições seguintes:

h = 360 mm é a elevação da tampa
D = 10 000 mm é o diâmetro do tanque
p = 0,02 kg/cm² é a pressão externa.
E = 70 000 kg/cm² (tampa feita com fibras picadas)
E_N = 190 000 kg/cm² (nervuras feitas com tecido T800)
N = 16 nervuras radiais

A elevação nesse caso é menor que 12% do diâmetro D . O tempo deve ser analisado como placa circular.

A espessura da casca cônica é calculada para resistir à carga concentrada $P = 110 \text{ kg}$.

$$t = \sqrt{\frac{3 \times P}{2\pi E \epsilon} \times \left[\frac{1 - \nu}{2} + (1 + \nu) \ln \frac{0,377 \times R}{r} \right]}$$

$$t = \sqrt{\frac{3 \times 110}{2\pi \times 70\,000 \times 0,004} \times \left[\frac{1 - 0,3}{2} + (1 + 0,3) \ln \frac{0,377 \times 500}{5} \right]}$$

$$t = 0,98 \text{ cm} = 10,0 \text{ mm}$$

A espessura da casca, feita com fibras picadas, deve ser 10,0 mm.

A inércia das nervuras deve ser

$$I_N = \frac{27,10 \times p \times R^4}{N \times E_N}$$

Supondo nervuras feitas com lâminas tecido T800 de módulo $E_N = 190\,000 \text{ kg/cm}^2$

$$I_N = \frac{27,10 \times 0,02 \times 500^4}{16 \times 190\,000} = 11\,100 \text{ cm}^4$$

Para satisfazer essa inércia, as dimensões das nervuras (B , H e T) são determinadas como explicado no capítulo 6.

Muitas vezes, para evitar a laminação de nervuras, os fabricantes preferem aumentar a inércia dos flanges que unem as "fatias de pizza". Isso me parece uma boa ideia. Nesses casos, as dimensões dos flanges devem ser

$$\frac{2 \times T \times H^3}{12} = \frac{27,10 \times p \times R^4}{N \times E_N}$$

Onde

T é a espessura do flange

H é a altura do flange

O fator 2 aparece na fórmula porque as uniões são feitas com 2 flanges

Considerando os flanges feitos com tecido T800, de módulo $E_N = 190\,000 \text{ kg/cm}^2$, temos

$$T \times H^3 = \frac{12 \times 11\,100}{2} = 66\,600 \text{ cm}^4$$

Arbitrando a espessura dos flanges $T = 4 \text{ cm}$, temos a altura $H = 25,5 \text{ cm}$

4.2 – Tampos cônicos de grande elevação. O dimensionamento de tampas cônicas de grande elevação ($\theta > 15$ graus) também deve atender duas condições:

- A espessura é determinada para suportar a carga concentrada $P = 110 \text{ kg}$.
- A inércia das nervuras é determinada para estabilizar o cone submetido à pressão externa p .

A estabilidade de tampas cônicas de grande elevação é analisada usando a expressão modificada a partir de informações do livro “Structural Analysis of Shells”, de Baker, Kovalevsky e Rish.

$$P_{cri} = 5 \times p = 41,60 \times E \times \left[\frac{h \times t}{D \sqrt{4h^2 + D^2}} \right]^2$$

Onde

P_{cri} é a pressão crítica que colapsa a tampa cônica

$E = 70\,000 \text{ kg/cm}^2$ para tampas feitas com fibras picadas

$E = 100\,000 \text{ kg/cm}^2$ para tampas feitas com laminados quase isotrópicos

$h > 0,13D$ é a elevação da tampa

D é o diâmetro do cilindro

t é a espessura da tampa lisa (sem nervuras)

p é a pressão externa na tampa

A inércia das nervuras é obtida concentrando nelas a inércia por unidade de comprimento.

$$I_N = L \times i = L \times \frac{t^3}{12}$$

A espessura da tampa é determinada como mostrado antes para tampas rasas, para resistir à carga concentrada $P = 110 \text{ kg}$.

$$t = \sqrt{\frac{3 \times P}{2\pi E \epsilon} \times \left[\frac{1 - \nu}{2} + (1 + \nu) \ln \frac{0,377 \times R}{r} \right]}$$

Exemplo 4. Calcular a espessura e a inércia das nervuras radiais para tampo cônico operando nas condições seguintes:

$h = 1\,500 \text{ mm}$ é a elevação

$D = 10\,000 \text{ mm}$ é o diâmetro do tanque

$p = 0,02 \text{ kg/cm}^2$ é a pressão externa.

$E = 70\,000 \text{ kg/cm}^2$

A elevação nesse caso é maior que 12% do diâmetro D . O tampo deve ser analisado como casca cônica.

$$P_{cri} = 41,60 \times E \times \left[\frac{h \times t}{D \times \sqrt{4h^2 + D^2}} \right]^2$$

Supondo $CS = 5$, temos

$$5 \times 0,02 = 41,60 \times 70\,000 \times \left[\frac{150 \times t}{1000 \times \sqrt{4 \times 150^2 + 1000^2}} \right]^2$$

De onde obtemos

$$t = 1,3 \text{ cm} = 13,0 \text{ mm}$$

Essa é a espessura da casca cônica lisa, sem nervuras, para resistir à pressão externa especificada.

A espessura mínima dessa casca, para suportar a carga $P = 110 \text{ kg}$, deve ser

$$t = \sqrt{\frac{3 \times P}{2\pi E \epsilon} \times \left[\frac{1 - \nu}{2} + (1 + \nu) \ln \frac{0,377 \times R}{r} \right]}$$

$$t = \sqrt{\frac{3 \times 110}{2\pi \times 70\,000 \times 0,004} \times \left[\frac{1 - 0,3}{2} + (1 + 0,3) \ln \frac{0,377 \times 500}{5} \right]}$$

$$t = 10,0 \text{ mm}$$

A espessura mínima da tampa, para suportar $P = 110 \text{ kg}$, deve ser $10,0 \text{ mm}$.

A espessura mínima da tampa, para suportar a pressão externa sem nervuras, deve ser $13,0 \text{ mm}$.

Nesse caso prevalece a maior espessura. Sugerimos fazer a tampa cônica sem nervuras, com espessura $t = 13,0 \text{ mm}$

5 – União horizontal dos segmentos. A montagem do tanque é feita sobre base de concreto. Primeiro é montado o fundo plano. Em seguida, o segmento inferior do costado é posicionado sobre a chapa plana do fundo. Depois são montados os demais segmentos e por último a tampa. Todas montagens são feitas por uniões laminadas.

Para ter rigidez axial igual à do costado, a espessura das emendas deve ser

$$E_x^u \times t_u = E_x^c \times t_c$$

$$t_u = \frac{E_x^c}{E_x^u} \times t_c$$

Onde

E_x^c é o módulo de tração axial do costado

E_x^u é o módulo de tração axial da união

t_c é a espessura do costado

t_u é a espessura da união

As emendas podem ser feitas com tiras de tecido T800, sem mantas. Nesse caso

$$E_x^u = 170\,000 \text{ kg/cm}^2$$

A largura total Δ das uniões horizontais é computada para resistir alongamento de $0,5\%$. Vamos supor duas emendas, uma interna e outra externa.

$$\tau \times \frac{\Delta}{2} \times 2 = E_x^c \times t_c \times 0,005$$

Onde o fator 2 leva em conta que a união é feita sobre os lados interno e externo da parede do tanque

$$\Delta = \frac{E_x^c \times t_c \times 0,005}{\tau}$$

Onde $\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento secundário.

Exemplo 5. Computar a largura e a espessura das emendas de um tanque vertical oblatado operando nas condições seguintes

$$\begin{aligned}E_x^c &= 100\,000 \text{ kg/cm}^2 \\E_x^u &= 170\,000 \text{ kg/cm}^2 \\t_c &= 15 \text{ mm} \\ \tau &= 140 \text{ kg/cm}^2\end{aligned}$$

A espessura das emendas deve ser

$$t_u = \frac{E_x^c}{E_x^u} \times t_c$$

$$t_u = \frac{100\,000}{170\,000} \times 15 = 8,85 \text{ mm}$$

As emendas são feitas com 10 tecidos T800, 5 laminados por dentro e 5 por fora

A largura das emendas deve ser

$$\Delta = \frac{E_x^c \times t_c \times 0,005}{\tau}$$

$$\Delta = \frac{100\,000 \times 15 \times 0,005}{140} = 50 \text{ mm}$$

6. Estabilidade do costado. A estabilidade do costado deve ser checada para duas situações:

- Estabilidade global contra a pressão lateral direta do vento. Esse caso é tratado com detalhes no capítulo 7.
- Estabilidade local contra compressão axial oriunda do vento e de cargas suportadas pela tampa.

Como explicado no exemplo numérico seguinte, o anel superior de tanques de grandes diâmetros é particularmente sensível à falha por instabilidade axial.

Exemplo 6. Computar o coeficiente de segurança para estabilidade axial de um tanque com diâmetro $D = 24 \text{ m}$. A pressão vertical do vácuo e do peso próprio é $p = 0,0062 \text{ kg/cm}^2$. O tanque armazena água, com o costado de módulos $E_y = 350\,000 \text{ kg/cm}^2$ e $E_x = 150\,000 \text{ kg/cm}^2$

Para resistir à pressão hidrostática, a espessura estrutural do anel superior, de altura 3,5 m, deve ser

$$t = \frac{0,1 \times 3,5 \times 1,1 \times 24000}{2 \times 350\,000 \times 0,0025} = 5,0 \text{ mm}$$

A pressão vertical total na tampa, oriunda do peso próprio e da pressão vertical do vento, é $p = 0,0062 \text{ kg/cm}^2$. Essa pressão gera no cilindro a tensão axial de compressão

$$\sigma_x = \frac{p \times D}{4 \times t} = \frac{0,0062 \times 24000}{4 \times 5,0} = 7,5 \text{ kg/cm}^2$$

A tensão axial crítica para o segmento superior é

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \times \exp \left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{R}{t}} \right) \right] \times \sqrt{E_y \times E'_x} \times \frac{t}{R}$$

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \times \exp \left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{12000}{5,0}} \right) \right] \times \sqrt{350\,000 \times 150\,000} \times \frac{5,0}{12000} = 8,1 \text{ kg/cm}^2$$

O coeficiente de segurança é

$$CS = \frac{8,1}{7,5} = 1,1$$

Esse CS é muito baixo, indicando que o anel superior do tanque pode colapsar por compressão axial.

6. Quina de tanques oblatados. No capítulo 2 vimos que as quinas de tanques pequenos geralmente são supostas engastadas, sendo suas espessuras calculadas como

$$t_k = \frac{0,10 \times H \times \gamma \times D}{\epsilon_x \times \sqrt{E_y \times E'_x}}$$

Na fórmula acima, usada para tanques pequenos, o reforço externo da quina tem a mesma construção e os mesmos módulos do costado.

Para tanques oblatados o reforço da quina é feito no campo, depois de montar o segmento inferior sobre o fundo plano. A quina é reforçada manualmente por fora, ao redor do costado, geralmente usando tecido T800 ou tecido UD. A espessura e a largura da quina nesses casos são computadas supondo apoio simples, como explicado no apêndice do capítulo 2A.

$$t_k = \frac{0,03 \times H \times \gamma \times D}{\epsilon_x \times \sqrt{E_y \times E'_x}}$$

Observe que a espessura das quinas simplesmente apoiadas, usadas para tanques oblatados, é muito inferior à das engastadas.

A largura L da quina para costados de espessura $t_c > 0,45 \times t_k$ deve ser

$$L = 0,85 \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$$

Para costados de espessura $t_c < 0,45 \times t_k$ a largura L da quina deve ser

$$L = 1,10 \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$$

Onde

t_k = espessura da quina (mm) para tanque oblatados

L = largura da quina (mm)

H = altura do tanque (m)

γ = densidade do fluido armazenado (g/cm^3)
 D = diâmetro do tanque (mm)
 ϵ_x = alongamento admissível na direção axial x .
 E_y = módulo de tração circunferencial do laminado da quina
 E'_x = módulo de flexão axial do laminado da quina

Temos aqui um complicador. A quina é feita com dois laminados distintos, o do costado e o do reforço externo. Vamos dar uma rápida recapitulada no método para calcular os módulos de tração e de flexão de laminados heterogêneos.

O módulo de tração circunferencial dos laminados de quinas é calculado usando a regra das misturas

$$E_y = \frac{E_y^r \times t_r + E_y^c \times t_c}{t_k}$$

O cálculo do módulo de flexão de quinas é mais complicado. Para simplificar, vamos calcular esse módulo supondo que a superfície neutra coincida com a superfície média do laminado. Com essa simplificação, o módulo de flexão circunferencial é

$$E'_x = E_x^c \times \left(\frac{t_c}{t_k}\right)^3 + E_x^r \times \left(\frac{t_r}{t_k}\right)^3 + 3 \times E_x^c \times \frac{t_c \times t_r^2}{t_k^3} + 3 \times E_x^r \times \frac{t_r \times t_c^2}{t_k^3}$$

Onde

t_r é a espessura do reforço externo
 t_c é a espessura do segmento inferior do costado
 $t_k = t_c + t_r$ é a espessura da quina

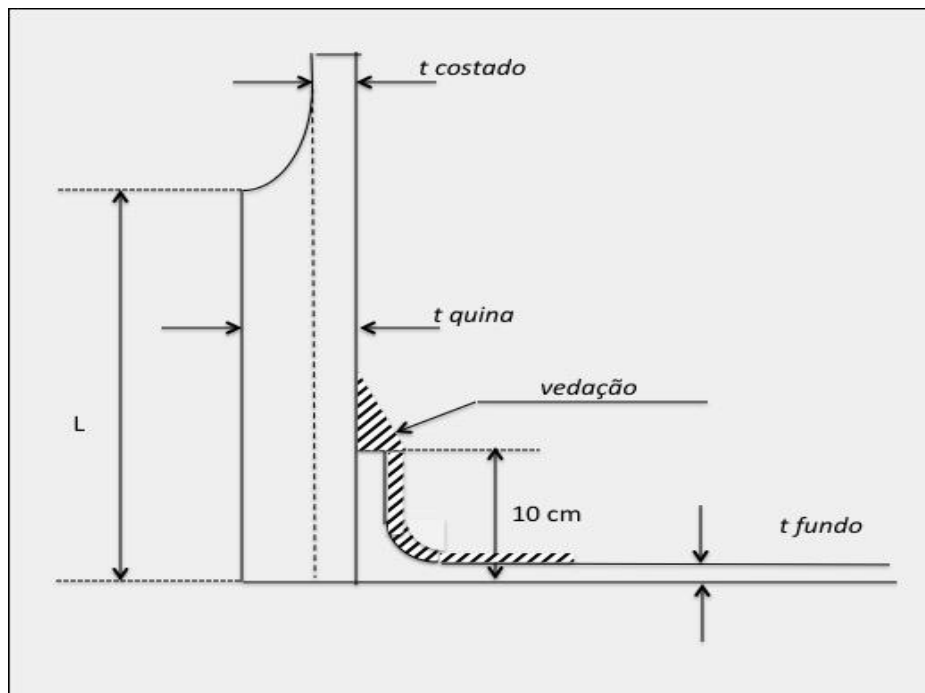


Figura 3
 Quina de tanques oblatados

7 – Ancoragem da quina de tanques oblatados. A figura 3 mostra a vedação da quina de tanques verticais, laminada internamente sobre o costado com faixa de largura entre 100 mm e 150 mm. Vimos no capítulo 2 que um possível problema com as quinas de tanques verticais de pequena capacidade, aqueles montados em fábrica, é a possibilidade de descascamento dessa vedação. Para evitar esse descascamento, a força cortante na quina, $Q(o)$, deve ser menor que a resistência ao descascamento de laminados secundários, $Q = 90 \text{ kg/cm}$.

No capítulo 2 mostramos que o coeficiente de segurança CS contra descascamento nesse caso é

$$CS = \frac{1650}{H \times \gamma \times \sqrt{D} \times t_k} \times \left(\frac{E_y}{E'_x}\right)^{1/4}$$

Onde D é o diâmetro do tanque em cm, t_k é a espessura da quina em cm, H é a altura do tanque em m e γ é a densidade do fluido em g/cm^3 . O coeficiente de segurança CS protege a quina contra descascamento do costado, supondo resistência ao descascamento $Q = 90 \text{ kg/cm}$.

Observando essa equação, notamos que as grandes alturas H, diâmetros D e espessuras t_k dos tanques oblatados podem reduzir esse coeficiente de segurança a valores inaceitáveis. Nesses casos, para evitar risco de descascamento, o costado deve ser impedido de expandir radialmente quando colocado em carga. Isso pode ser feito chumbando ancoragens ou construindo muretas de concreto ao redor da quina.

Apêndice 1

Exemplo numérico

Neste apêndice apresentamos um exemplo numérico com o cálculo completo de um tanque oblatado

Exemplo 7. Dimensionar um tanque vertical cilíndrico de diâmetro $D = 15,0 \text{ m}$ e altura $H = 14,0 \text{ m}$. A elevação da tampa cônica é $h = 500 \text{ mm}$. Supor vento de 160 km/h e ausência de vácuo. O tanque armazena produto agressivo de densidade 1,1. A barreira de corrosão é feita com Derakane 411.

Laminados e propriedades mecânicas. O tanque é feito com os laminados seguintes.

O costado e o reforço da quina são feitos combinando grupos de 5 lâminas TUD 1200 na direção y e 1 lâmina TUD 1200 na direção x.

Os tampos e o fundo são laminados com pistola.

As emendas são feitas com tecido T800, sem mantas.

As nervuras das tampas são feitas com fibras picadas de módulo $E = 70\,000 \text{ kg/cm}^2$

As nervuras do costado são feitas com lâminas TUD 1200 de módulo $E_N = 280\,000 \text{ kg/cm}^2$

Para o costado e o reforço da quina:

$$E_y = \frac{5 \times 280\,000 + 1 \times 75\,000}{6} = 245\,000 \text{ kg/cm}^2$$

$$E_x = \frac{5 \times 75\,000 + 1 \times 280\,000}{6} = 110\,000 \text{ kg/cm}^2$$

Para as emendas feitas com tecido T800:

$$E_y = 190\,000 \text{ kg/cm}^2 \text{ e } E_x = 170\,000 \text{ kg/cm}^2$$

Para os laminados de fibras picadas:

$$E = 70\,000 \text{ kg/cm}^2$$

Critério de cálculo. Os cálculos são feitos para infiltração, porque o ambiente é agressivo. A densidade do fluido armazenado é $\gamma = 1,1 \text{ g/cm}^3$. O umbral de infiltração de barreiras de corrosão feitas com resina Derakane 411 é $T_i = 0,0050$. O alongamento admissível para cargas permanentes em ambientes agressivos é $\varepsilon = 0,0050/2 = 0,0025$, obtido dividindo por 2 o umbral de infiltração.

O costado é dividido em 4 segmentos de 3,5 m de altura.

Cálculo da tampa cônica. A espessura da tampa feita com fibras picadas é calculada para suportar a carga concentrada $P = 110 \text{ kg}$.

$$t = \sqrt{\frac{3 \times P}{2\pi E \varepsilon} \times \left[\frac{1 - \nu}{2} + (1 + \nu) \ln \frac{0,377 \times R}{r} \right]}$$

$$t = \sqrt{\frac{3 \times 110}{2\pi \times 70\,000 \times 0,004} \times \left[\frac{1 - 0,3}{2} + (1 + 0,3) \ln \frac{0,377 \times 750}{5} \right]}$$

$$t = 1,02 \text{ cm} = 10,0 \text{ mm}$$

A espessura da tampa deve ser 10,0 mm.

Vamos agora calcular a inércia das nervuras radiais da tampa.

A pressão vertical do vento é computada levando em conta a elevação da tampa ($h = 500 \text{ mm}$)

$$w = 4,76 \times 10^{-7} \times V^2 \times (\text{sen}(\theta))^2$$

O ângulo de elevação, teta, é

$$\theta = \text{tg}^{-1} \left(\frac{2h}{D} \right) = \text{tg}^{-1} \left(\frac{2 \times 500}{15\,000} \right) = 0,07 \text{ graus.}$$

A componente vertical do vento é

$$w = 4,76 \times 10^{-7} \times 120^2 \times \text{sen}^2(0,07) = \text{zero}$$

A pressão do vento nos tampos horizontais pode ser ignorada.

Portanto, a carga vertical no tampo resulta do peso próprio somado à pressão do vento

$$p = 0,0015 \text{ kg/cm}^2$$

A tampa nesse caso é rasa, porque $h = 500 \text{ mm} < 0,12D$. Assim, a inércia das nervuras é computada modelando a tampa cônica como placa circular. A inércia das nervuras radiais para dar deflexão igual a 1/300 do diâmetro deve ser

$$I_N = \frac{27,10 \times p \times R^4}{N \times E_N}$$

Supondo $N = 50$ nervuras radiais, temos

$$I_N = \frac{27,10 \times 0,0015 \times 750^4}{50 \times 70\,000} = 3\,700 \text{ cm}^4$$

As dimensões das nervuras para satisfazer essa inércia são determinadas como explicado no capítulo 6. Notar que as 50 nervuras devem ser feitas com fibras picadas.

Espessura do costado para pressão hidrostática. Essa espessura será determinada para cada um dos $n = 4$ segmentos de altura 3,5 m.

$$t = \frac{0,1 \times n \times 3,5 \times 1,1 \times 15000}{2 \times 245\,000 \times 0,0025} \text{ mm}$$

$$t = 4,72 \times n$$

Para o segmento superior, $n = 1$

$$t = 4,72 \times 1 = 4,72 \text{ mm (Com a barreira de corrosão, temos 6,72 mm).}$$

Para o segundo segmento, $n = 2$

$$t = 4,72 \times 2 = 9,5 \text{ mm (Com a barreira de corrosão, temos 11,5 mm)}$$

Para o terceiro segmento, $n = 3$

$$t = 4,72 \times 3 = 14,2 \text{ mm (Com a barreira de corrosão, temos 16,2 mm)}$$

O terceiro segmento deve ser feito com 11 tecidos, para ter espessura 13,75 mm.

Para o quarto segmento, $n = 4$

$$t = 4,72 \times 4 = 18,9 \text{ mm (Espessura total 20,9 mm)}$$

O segmento inferior deve ser feito com 15 tecidos, para ter espessura 18,75 mm.

Cálculo do costado para resistir vento. A espessura do costado para resistir à pressão lateral do vento será calculada supondo as nervuras circunferenciais laminadas nas emendas, isto é, distando $L = 350$ cm umas das outras.

$$P_{cri} = K \times E'_y \times \left(\frac{E_x}{E'_y}\right)^{1/4} \times \frac{R}{L} \times \left(\frac{t}{R}\right)^{5/2}$$

Onde $L = 350$ cm é a distância entre as nervuras.

De conformidade com a ASME RTP1, o coeficiente $K = 0,66$ para laminados feitos com fibras UD. Supondo $CS = 3$, a espessura do costado para resistir vento deve ser

$$3 \times 0,007 = 0,66 \times 245\,000 \times \left(\frac{110\,000}{245\,000}\right)^{1/4} \times \frac{750}{350} \times \left(\frac{t}{7500}\right)^{5/2}$$

De onde obtemos a espessura

$$t = 10,0 \text{ mm}$$

A espessura 4,72 mm do segmento superior não é suficiente para resistir vento de 120 km/h. Ela deve ser aumentada para 10,0 mm.

O segundo anel tem 9,5 mm de espessura, suficiente para resistir vento.

O terceiro segmento tem espessura 14,5 mm. Para ele, a distância entre as nervuras pode ser aumentada para.

$$750 L = 0,66 \times 245\,000 \times \left(\frac{110\,000}{245\,000}\right)^{1/4} \times \frac{750}{3 \times 0,008} \times \left(\frac{14,5}{7500}\right)^{5/2}$$

$$L = 680 \text{ cm}$$

Essa distância é praticamente igual à altura dos 2 segmentos inferiores (700 cm). Podemos fazer o resto do costado sem nervuras.

Inércia das nervuras do costado. O costado terá 3 nervuras circunferenciais, sendo 2 nas emendas e uma na aresta superior do tanque.

A inércia dessas nervuras é determinada como mostrado no capítulo 6

$$E_N \times I_N = 0,43 \times L \times P \times R^3 \times CS$$

$$I_N = 0,43 \times \frac{L \times P \times R^3 \times CS}{E_N}$$

Onde

I_N é a inércia das nervuras circunferenciais (cm^4)

$E_N = 280\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo da nervura de tecido TUD 1200

$L = 350$ cm é a distância entre as nervuras

$P = w = 0,012 \text{ kg/cm}^2$ é a pressão do vento com $V = 160 \text{ km/h}$

$R = 750$ cm é o raio do cilindro

$CS = 3$ é o coeficiente de segurança

Entrando esses valores na expressão acima, temos

$$I_N = 0,43 \times \frac{350 \times 0,012 \times 750^3 \times 3}{280\,000} = 4\,750 \text{ cm}^4$$

As dimensões dessas nervuras são determinadas como mostrado no capítulo 6.

Cálculo da espessura crítica para oblação. A espessura crítica do costado é determinada para o achatamento não exceder o umbral de infiltração.

$$t = \left(\frac{\text{umbral de infiltração}}{CS} \right) \times \frac{D \times C}{D - C}$$

Onde $C = 3\,800$ mm é a largura da carreta

$$t = \left(\frac{0,005}{1,5} \right) \times \frac{15\,000 \times 3\,800}{15\,000 - 3\,800} = 17,0 \text{ mm}$$

O segmento inferior tem espessura 20,9 mm, superior ao valor crítico 17,0 mm.

Se a espessura do costado exceder o valor crítico para oblação, o fabricante deve usar fibras de carbono combinadas com fibras de vidro. As fibras de carbono aumentam o módulo do laminado e reduzem a espessura do costado.

Cálculo das emendas horizontais. São três as emendas horizontais. Vamos dimensionar apenas a superior.

Emenda dos segmentos 1 e 2. A espessura dessa emenda feita com tecido T800 deve ser

$$t_u = \frac{E_x^c}{E_x^u} \times t_c$$

$$t_u = \frac{110\,000}{170\,000} \times 10,0 = 6,5 \text{ mm}$$

Essa espessura pode ser obtida com 8 tecidos T800, 4 laminados por dentro e 4 por fora. Naturalmente o laminado interno deve ser feito com barreira de corrosão.

A largura total da emenda deve ser

$$\Delta = \frac{E_x^c \times t_c \times 0,005}{\tau}$$

$$\Delta = \frac{110\,000 \times 10 \times 0,005}{140} = 40 \text{ cm}$$

As demais emendas podem ser feitas como essa. A emenda superior governa o desempenho axial do tanque.

Cálculo do fundo. Os fundos planos apoiados em base de concreto não são calculados. A espessura deve ser determinada em função da durabilidade química desejada. Sugerimos espessura mínima 6,0 mm, laminada com pistola.

Cálculo da quina. A espessura da quina é computada supondo apoio simples.

$$t_k = \frac{0,03 \times H \times \gamma \times D}{\epsilon_x \times \sqrt{E_y \times E_x'}}$$

Vamos supor o reforço da quina feito com o mesmo laminado usado para fazer o costado. Nesse caso, o laminado da quina é homogêneo com módulos

$$E_y = 245\,000 \text{ kg/cm}^2$$

$$E'_x = 110\,000 \text{ kg/cm}^2$$

A espessura da quina deve ser

$$t_k = \frac{0,03 \times 14,0 \times 1,1 \times 15000}{0,0025 \times \sqrt{245\,000 \times 110\,000}} = 16,75 \text{ mm}$$

A espessura da quina é praticamente igual à do costado. Isso significa que a quina não requer reforço

Portanto, o costado será feito sem quina.

Esse é o protocolo completo para analisar tanques de oblatados. O primeiro resultado obtido nunca é ótimo, sendo muitas vezes revisado pelo projetista. Observando os resultados desse exemplo, vemos que a distância entre as nervuras é muito grande, implicando em grandes espessuras para o costado. A primeira otimização seria aumentar o número de nervuras. Isso implica em redução na espessura do costado. De qualquer maneira, o protocolo é como mostrado nesse exemplo.

Apêndice 2

Tampos esféricos

As tampas de tanques oblatados são feitas com elevação muito baixa em relação ao diâmetro. Essa condição exige algumas modificações no protocolo de cálculo desenvolvido no capítulo 2 para tanques de pequenos diâmetros. Esta seção discute essas diferenças.

A espessura de tampos esféricos é computada para atender duas condições:

- *Suportar carga concentrada $P = 110 \text{ kg}$.*
- *Suportar cargas uniformemente distribuídas, como peso próprio, vácuo ou pressão de vento, sem colapsar*

Espessura para suportar carga $P = 110 \text{ kg}$. Vimos no apêndice do capítulo 2 que a espessura de tampos toro esféricos para suportar cargas concentradas $P = 110 \text{ kg}$ sem alongar mais que 0,40% deve ser

$$t = \sqrt{0,38 \times B + 0,49 \times C}$$

Onde os coeficientes B e C são obtidos da tabela 1 em função do parâmetro “ α ” determinado pela expressão

$$\alpha = \frac{8,06}{\sqrt{D \times t}}$$

Onde D e t entram em cm.

<i>a</i>	0,10	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,20	1,40
<i>B</i>	0,215	0,212	0,204	0,193	0,181	0,168	0,155	0,143
<i>C</i>	1,294	1,064	0,739	0,554	0,429	0,377	0,266	0,211

Tabela 1

Mostra os coeficientes B e C em função do parâmetro “a”

Estabilidade de tampas esféricas sob cargas externas uniformes. A solução para a estabilidade de tampas esféricas sob cargas externas uniformes é discutida no livro “Structural Analysis of Shells”, de Baker, Kovalevsky e Rish. Essa solução depende da relação entre a elevação “h” da tampa e o diâmetro “D” do tanque. Para facilitar a análise, vamos usar duas fórmulas, uma para tampas profundas e outra para tampas rasas.

As tampas profundas, com elevação $h > 0,12D$ são analisadas pela expressão

$$P_{cri} = 0,30 \times E \times \left(\frac{t}{R_e}\right)^2$$

Essa é a mesma equação adotada pela ASME RTP1, que usamos no capítulo 2 para analisar a estabilidade de tampas de tanques de pequenos diâmetros.

As tampas rasas, com elevação $h < 0,12D$, são analisadas pela equação

$$P_{cri} = 0,18 \times E \times \left(\frac{t}{R_e}\right)^2$$

Essa é a equação usada para calcular a estabilidade de tampas esféricas de grandes diâmetros D e pequenas elevações h, como as de tanques oblatados.

Lembrando que para cascas esféricas

$$R_e = \frac{R^2 + h^2}{2h}$$

Substituído na expressão acima temos, para tampas rasas

$$P_{cri} = 0,72 \times E \times \left(\frac{t \times h}{R^2 + h^2}\right)^2$$

Onde

P_{cri} é a pressão externa que colapsa tampas rasas

E é o módulo de elasticidade da tampa

t é a espessura da tampa

h é a elevação da tampa

R é o raio do tanque.

Essa é a fórmula para computar a pressão externa crítica de tampas esféricas rasas. De acordo com a ASME RTP1, a pressão crítica deve ser pelo menos 5 vezes a pressão externa, obtida somando o peso próprio da tampa, com a pressão vertical do vento e eventual vácuo. Nós

estamos propondo um coeficiente de segurança $CS = 3$, menor que o proposto pela ASME RTP1

A pressão do vento, suposta atuando de cima para baixo, é calculada pela expressão

$$w = 4,76 \times 10^{-7} \times V^2 \text{ kg/cm}^2$$

Onde V é a velocidade do vento em km/h.

O peso próprio pode ser estimado supondo tampas com 10,0 mm de espessura e densidade 1,5 g/cm³.

$$p = 0,0015 \text{ kg/cm}^2$$

Assim, a espessura de tampas esféricas rasas deve ser calculada pela expressão

$$3 \times (w + 0,0015 + \text{vácuo}) = 0,72 \times E \times \left(\frac{t \times h}{R^2 + h^2} \right)^2$$

Exemplo 8. Calcular a espessura e a inércia das nervuras radiais de tampo esférico de elevação $h = 1500$ mm e diâmetro $D = 10\,000$ mm, construída com laminado quase-isotrópico. A pressão externa é $p = 200$ kg/m²

A elevação da calota $h = 1500$ mm é maior que 1300 mm e a análise deve ser feita usando a fórmula discutida no capítulo 2.

$$P_{cri} = 0,30 \times E \times \left(\frac{t}{R_e} \right)^2$$

Onde

$$R_e = \frac{R^2 + h^2}{2h} = \frac{500^2 + 150^2}{2 \times 150} = 908 \text{ cm}$$

A espessura da tampa esférica deve ser

$$5 \times 0,02 = 0,30 \times 100\,000 \times \left(\frac{t}{908} \right)^2$$

$$t = 1,65 \text{ cm} = 16,5 \text{ mm}$$

O tampo esférico pode ser feito liso, sem nervuras, com 16,5 mm de espessura. Essa espessura pode ser reduzida usando nervuras radiais.

Exemplo 8. Calcular a espessura da tampa esférica de um tanque de diâmetro $D = 15$ m. A tampa é feita por laminação com pistola.

São dados:

$h = 80$ cm é a elevação da tampa

$D = 15$ m é o diâmetro do tanque

$E = 70\,000$ kg/cm² é o módulo de laminados de fibras picadas

Supor ausência de vento e de vácuo.

A espessura para atender a carga concentrada $P = 110 \text{ kg}$ é

$$t = \sqrt{0,38 \times B + 0,49 \times C}$$

Onde os coeficientes B e C são obtidos da tabela 1 em função do parâmetro " α " determinado pela expressão

$$\alpha = \frac{8,06}{\sqrt{D \times t}}$$

Vamos supor $t = 7,2 \text{ mm}$ ($0,72 \text{ cm}$)

$$\alpha = \frac{8,06}{\sqrt{D \times t}} = \frac{8,06}{\sqrt{1500 \times 0,72}} = 0,25$$

Interpolando na tabela 1, obtemos

$$B = 0,21 \text{ e } C = 0,98$$

A espessura deve ser

$$t = \sqrt{0,38 \times 0,21 + 0,49 \times 0,98} = 0,75 \text{ cm}$$

Como a espessura arbitrada é praticamente igual à calculada, podemos aceitar a espessura $t = 7,5 \text{ mm}$ para a tampa.

Vamos agora calcular a espessura da tampa para resistir à carga externa uniforme. A relação $h/D < 0,13$, de modo que a estabilidade dessa tampa rasa deve ser analisada pela fórmula

$$3 \times (w + 0,0015 + \text{vácuo}) = 0,72 \times E \times \left(\frac{t \times h}{R^2 + h^2} \right)^2$$

Como não existe vento nem vácuo, temos

$$3 \times 0,0015 = 0,72 \times 70\,000 \times \left(\frac{t \times 80}{750^2 + 80^2} \right)^2$$

$$t = 2,12 \text{ cm} = 21,2 \text{ mm}$$

Vemos que, para suportar o peso próprio sem colapsar, a tampa esférica deve ter $21,2 \text{ mm}$ de espessura. Essa espessura é muito grande e inviabiliza a tampa. Podemos resolver isso adotando $t = 7,5 \text{ mm}$, que é a espessura para suportar a carga localizada $P = 110 \text{ kg}$, e controlar a estabilidade com nervuras externas.

Vamos supor a construção de $N = 15$ nervuras radiais. A distância média entre essas nervuras é

$$L = \frac{314 + 0}{2} = 157 \text{ cm}$$

Para manter a rigidez da tampa de espessura $2,12 \text{ cm}$, a inércia dessas nervuras deve ser

$$I_N = 157 \times \frac{t^3}{12} = 157 \times \frac{2,12^3}{12} = 125 \text{ cm}^4$$

Essa inércia pressupõe nervuras feitas com fibras picadas, como as tampas. Para nervuras feitas com tecido T800, essa inércia pode ser reduzida para

$$I_N = 125 \times \frac{70\,000}{190\,000} = 46 \text{ cm}^4$$

As nervuras devem ser laminadas do lado de fora da tampa, na direção radial. Elas viabilizam a tampa, que pode ser feita com 7,5 mm de espessura.

Exemplo 10. Calcular a espessura da tampa anterior, supondo ela feita por laminação manual, com laminado quase isotrópico alternando mantas M450 e tecidos T800.

O protocolo de cálculo é o mesmo. O módulo de flexão de laminados MT quase-isotópicos é $E = 100\,000 \text{ kg/cm}^2$. A espessura da casca nesse caso é

$$t_{MT} = \sqrt{\frac{70\,000}{100\,000}} \times t_{pic}$$

$$t_{MT} = \sqrt{\frac{70\,000}{100\,000}} \times 21,2 = 17,74 \text{ mm}$$

O uso de tecidos na construção de tampas de tanques parece não ser muito vantajoso. A espessura cai de 21,2 mm com fibras picadas para 17,74 mm com tecidos. É melhor fazer a tampa com pistola.

Exemplo 11. Calcular a espessura da tampa anterior, supondo vento de 160 km/h.

A pressão horizontal exercida pelo vento é

$$w = 4,76 \times 10^{-7} \times V^2 \text{ kg/cm}^2$$

$$w = 4,76 \times 10^{-7} \times 160^2 = 0,012 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

A pressão vertical do vento, exercida na tampa de cima para baixo, é

$$w = 4,76 \times 10^{-7} \times 160^2 \times \text{sen}^2(\theta)$$

Onde

$$\theta = \text{arctg}\left(\frac{2h}{D}\right) = 0,6 \text{ graus}$$

$$w = 4,76 \times 10^{-7} \times 160^2 \times \text{sen}^2(0,6) \cong \text{zero}$$

Nesse caso, a pressão externa passa a ser

$$\text{Pressão} = 0,0015 \text{ kg/cm}^2$$

A espessura da tampa com fibras picadas passa a ser

$$3 \times 0,0015 = 0,72 \times E \times \left(\frac{t \times h}{R^2 + h^2}\right)^2$$

$$3 \times 0,0015 = 0,72 \times 70\,000 \times \left(\frac{t \times 80}{750^2 + 80^2} \right)^2$$

$$t = 2,12 \text{ cm}$$

Essa espessura é muito grande. Vamos supor $N = 15$ nervuras radiais, distantes $\frac{\pi \times D}{N} = \frac{\pi \times 1500}{15} = 314 \text{ cm}$ umas das outras na borda da tampa. A distância média entre essas nervuras é

$$L = \frac{314 + 0}{2} = 157 \text{ cm}$$

Para manter a rigidez da tampa, a inércia dessas nervuras deve ser

$$I_N = 157 \times \frac{t^3}{12} = 157 \times \frac{2,12^3}{12} = 124 \text{ cm}^4$$

Essa inércia pressupõe nervuras feitas com fibras picadas, como as tampas. Para nervuras feitas com tecido T800, essa inércia pode ser reduzida para

$$I_N = 124 \times \frac{70\,000}{190\,000} = 45 \text{ cm}^4$$

Exemplo 12. Calcular a espessura da tampa anterior, supondo a elevação $h = 1500 \text{ mm}$.

São dados:

$h = 150 \text{ cm}$ é a elevação da tampa

$D = 15 \text{ m}$ é o diâmetro do tanque

$E = 70\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo de laminados de fibras picadas

Vento de 100 km/h .

A tampa é rasa, porque $h/D = 150/1500 = 0,10 < 0,12$.

A pressão externa total, ignorando o vento vertical é

$$\text{Pressão} = 0,0015 \text{ kg/cm}^2$$

A espessura da tampa é

$$3 \times 0,0015 = 0,72 \times E \times \left(\frac{t \times h}{R^2 + h^2} \right)^2$$

$$3 \times 0,0062 = 0,72 \times 70\,000 \times \left(\frac{t \times 150}{750^2 + 150^2} \right)^2$$

$$t = 11,7 \text{ mm}$$

A espessura da tampa cai de $21,2 \text{ mm}$ ($h = 80 \text{ cm}$), para $11,7 \text{ mm}$, se h for aumentada de 80 cm para 150 cm .

Este exemplo mostra que a elevação das tampas esféricas tem grande influência na inércia das nervuras. As tampas esféricas muito rasas devem ser analisadas como placas circulares. Esse assunto foi discutido no texto para tampas cônicas.

CAPÍTULO 6

Estruturas cilíndricas sob vácuo

1 - Introdução. Vimos no capítulo 4 como analisar tanques verticais cilíndricos sob a ação simultânea de carga hidrostática e de pressão interna. Essas cargas geram esforços de tração no costado e nos tampos, cujas espessuras são calculadas para manter os alongamentos abaixo do valor admissível. Este capítulo mostra como calcular a rigidez de tampos e de costados submetidos a vácuo, que gera esforços de compressão. Ao contrário dos esforços de tração, os de compressão não interferem na densidade de trincas e não têm efeito na infiltração de produtos agressivos no equipamento. Sendo assim, o conceito de alongamento admissível não é aplicável a estruturas comprimidas. As estruturas sob compressão falham por instabilidade elástica e não por infiltração do ambiente agressivo.

A análise da estabilidade elástica de estruturas é feita usando tensões médias, e não alongamentos. Os alongamentos são usados para analisar laminados sob esforços de tração.

O leitor pode imaginar um vaso cilíndrico fechado, com diâmetro D , espessura t e sob pressão externa P . A pressão externa P pode ter várias origens. Ela pode, por exemplo, ser a pressão atmosférica no caso do vaso ser submetido a vácuo. Ou pode resultar do peso do solo, se o vaso trabalhar enterrado. Algumas vezes a pressão externa P comprime o cilindro apenas na direção radial, como acontece com a pressão lateral do vento e com o peso do solo. Outras vezes a pressão externa atua apenas na direção axial, como é o caso do peso de passarelas ou de outras estruturas apoiadas no topo de vasos cilíndricos. Os tanques cilíndricos fechados e submetidos a vácuo sofrem compressão simultânea nas direções axial e radial.

Este capítulo discute o protocolo para calcular a estabilidade elástica de cilindros e calotas toro-esféricas sob cargas externas. As fórmulas usadas foram extraídas do livro de Baker, Kovalevsky e Rish – Structural Analysis of Shells. Essas fórmulas produzem resultados confiáveis. A norma ASME RTP1 também foi considerada. Vamos iniciar a análise pelos cilindros sob compressão axial. Em seguida trataremos dos cilindros sob compressão lateral e finalmente vamos estudar o caso de vácuo aplicado a cilindros fechados.

A estabilidade de cilindros sob carga de vento será analisada no capítulo seguinte.

2 - As nervuras. As estruturas podem falhar por instabilidade elástica quando submetidas a cargas de compressão axial ou radial, como mostra a figura 1. A análise para estabilidade consiste em determinar a tensão ou pressão crítica, que falha estrutura de rigidez conhecida, ou ao contrário, em determinar a rigidez da estrutura quando a pressão externa ou a tensão de compressão forem conhecidas.

A estabilidade elástica de estruturas é controlada por uma grandeza conhecida como rigidez de flexão, definida pela relação

$$[\text{rigidez de flexão}] = E' \times i$$

Onde $E' = E'_y$ é o módulo de flexão do laminado e $i = t^3/12$ é o momento de inércia por unidade de comprimento da parede da estrutura. Note que a rigidez de flexão é calculada usando o módulo de flexão e não o módulo de tração. Isso, porém, não deve nos preocupar, porque na grande maioria das vezes os laminados comerciais são homogêneos e têm os módulos de flexão iguais aos de tração. Essas considerações estão bem explicadas no livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”.

As fórmulas usadas para analisar a estabilidade são aplicáveis a estruturas de paredes lisas, isto é, sem nervuras. Dessa maneira, a inércia citada acima supõe estrutura de parede lisa. Muitas vezes a espessura requerida para estabilizar estruturas lisas é muito grande, inviabilizando economicamente os equipamentos de compósitos. Nesses casos as paredes são feitas com espessuras menores e nervuras para compensar a rigidez perdida. As nervuras são muito eficientes para aumentar a rigidez de flexão de estruturas que têm baixo módulo de elasticidade, como as de compósitos.

A rigidez das nervuras é determinada concentrando nelas a rigidez espalhada no costado liso. Isso nos leva à equação

$$E_N \times I_N = L \times E'_y \times i \times CS$$

Onde

L é a distância entre as nervuras

E'_y é o módulo de flexão do cilindro

E_N é o módulo da nervura

i é a inércia por unidade de comprimento, calculada pela fórmula de Bresse.

CS = 5 é o coeficiente de segurança

A distância L entre as nervuras é arbitrada pelo projetista. A inércia i por unidade de comprimento do costado cilíndrico liso, sem nervuras, é calculada pela fórmula de Bresse. O coeficiente de segurança CS = 5 é determinado pela norma ASME RTP 1.

A análise para estabilidade é feita calculando a inércia i da estrutura com parede lisa, sem nervuras. Em seguida arbitramos a distância L entre nervuras e calculamos a inércia I_N. A fórmula de Bresse nos dá a inércia i por unidade de comprimento da parede lisa. Deve ser

notado que a rigidez de flexão não tem relação com a resistência da estrutura. Assim, um tubo cilíndrico de alta resistência pode suportar altas pressões internas e colapsar sob baixas pressões externas. A análise para estabilidade é fundamentalmente diferente da análise para resistência. Este capítulo mostra como analisar estruturas cilíndricas ou esféricas para estabilidade

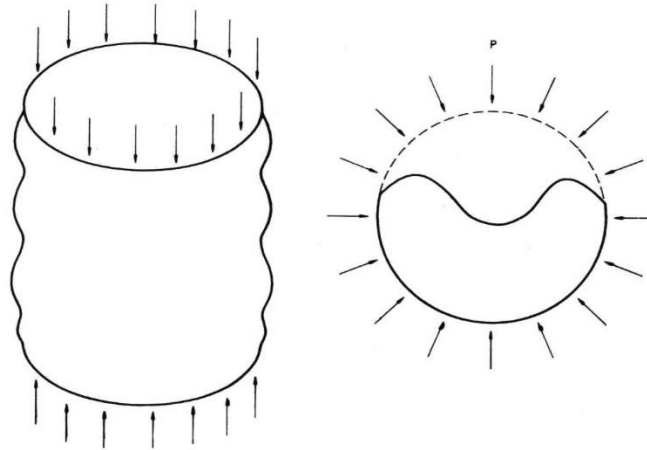


Figura 1
Mostra o colapso de cilindros sob compressão axial e sob compressão radial

5.2 - Instabilidade de cilindros sob compressão axial. A tensão de compressão axial crítica, aquela que colapsa cilindros de parede lisa, é

$$\sigma_{cri} = \left[0,1 + 0,9 \times \exp\left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{R}{t}}\right) \right] \times 2 \times \sqrt{\frac{1}{12 \times (1 - \nu_{xy}\nu_{yx})}} \times \sqrt{E_y \times E'_x} \times \frac{t}{R}$$

Essa expressão pode ser simplificada para

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \times \exp\left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{R}{t}}\right) \right] \times \sqrt{E_y \times E'_x} \times \frac{t}{R}$$

A equação acima será usada neste livro para calcular a tensão de compressão axial crítica que colapsa cilindros de seção circular. Observe que a tensão crítica não depende do comprimento do cilindro. A expressão acima é geral e calcula a tensão de compressão axial crítica para cilindros de qualquer comprimento. A origem da tensão de compressão é irrelevante, resultando do peso de estruturas apoiadas em tanques verticais, ou de momentos fletores gerados por vento. No capítulo seguinte vamos usar essa equação para calcular a tensão axial crítica em cilindros sob carga de vento.

A equação acima vale para cilindros comprimidos longitudinalmente e sem compressão lateral. O problema que envolve a atuação simultânea de compressão axial e radial (cilindro fechado e sob vácuo), será tratado mais adiante. Repetimos que a tensão axial crítica não depende do comprimento do cilindro.



A foto mostra o costado de uma torre de resfriamento cilíndrica, colapsado por compressão axial. A falha ocorreu porque a temperatura de trabalho (90°C) excedeu o HDT da resina. Acima do HDT a estrutura perde rigidez, ficando suscetível a colapso por compressão.

3 - Instabilidade de cilindros sob pressão lateral externa. Esta seção analisa o caso de pressões radiais externas, atuando isoladamente no cilindro, sem compressão axial. Para evitar confusão, vamos esclarecer que o termo pressão lateral tem o mesmo significado que compressão radial. Esta condição ocorre em tubos ou tanques sob carga lateral de vento. Ela ocorre também em dutos ou tubos ligados a equipamentos rígidos e submetidos a vácuo.

Para calcular a pressão radial crítica, é preciso conhecer o comprimento crítico do cilindro, definido como a distância máxima entre as nervuras circunferenciais para que elas tenham efeito. Se a distância entre as nervuras exceder o comprimento crítico, a pressão de colapso do cilindro deve ser calculada como se ele fosse liso, isto é, sem nervuras. Nesse caso, as nervuras não têm efeito enrijecedor. A equação para calcular o comprimento crítico de cilindros sob pressão radial foi derivada por Southwell. Abaixo, a expressão de Southwell para calcular o comprimento crítico de cilindros ortotrópicos.

$$L_{cri} = 3,1 \times R \times \sqrt{\frac{R}{t} \times \left(\frac{E_x}{E'_y}\right)^{1/4}}$$

A expressão acima determina a máxima distância entre nervuras circunferenciais para que elas tenham função enrijecedora. As nervuras circunferenciais – também conhecidas como

anéis de reforço – posicionadas em distâncias maiores que L_{cri} não servem para nada. Na prática o comprimento crítico é muito maior que a distância entre as nervuras, sendo por isso raramente calculado.

Se a distância entre os anéis (L) for superior ao comprimento crítico ($L > L_{cri}$), o cilindro é considerado infinitamente longo e a pressão externa crítica é calculada pela fórmula de Bresse

$$P_{cri} = \gamma \times 3 \times \frac{E'_y \times i}{(1 - \nu_{xy}\nu_{yx}) \times R^3}$$

ou

$$P_{cri} = \gamma \times \frac{E'_y}{4 \times (1 - \nu_{xy}\nu_{yx})} \times \left(\frac{t}{R}\right)^3$$

A fórmula de Bresse calcula pressões laterais críticas sem coeficiente de segurança. Ela é aplicável a cilindros lisos infinitamente longos, ou a cilindros nervurados que têm a distância entre as nervuras $L > L_{cri}$. As condições assumidas para deduzir essa fórmula (espessura uniforme, cilindro de seção perfeitamente circular) não são cumpridas na prática e por isso ela é ajustada pelo coeficiente empírico γ . Para nossas finalidades adotamos $\gamma = 0,7$.

A fórmula de Bresse não vale para cilindros curtos. A fórmula para calcular a pressão crítica de cilindros curtos sob carga radial externa será apresentada mais adiante.

Exemplo 1. Um fabricante informa rigidez de anel $SN = 5000 \text{ Pa}$ ($0,05 \text{ kg/cm}^2$) para seus tubos. Essa é a única informação fornecida. Nada é dito sobre a espessura ou o módulo de flexão circunferencial do tubo. É desejado saber qual a pressão negativa máxima que esse tubo pode suportar.

A rigidez de anel de cilindros de paredes lisas é definida como

$$SN = \frac{E'_y \times t^3}{(1 - \nu_{xy}\nu_{yx}) \times D^3}$$

Entrando essa expressão na fórmula de Bresse, obtemos

$$P_{cri} = \gamma \times 24 \times SN$$

$$P_{cri} = 0,70 \times 24 \times 0,05 = 0,84 \text{ kg/cm}^2$$

Essa é a pressão externa que colapsa o cilindro. A pressão admissível é obtida aplicando o coeficiente de segurança $CS = 5$ a essa pressão crítica.

$$P = \frac{0,84}{5} = 0,17 \text{ kg/cm}^2$$

Exemplo 2 – Supondo $\nu_{xy} = \nu_{yx} = 0,3$ e $\gamma = 0,7$, a equação de Bresse pode ser simplificada para

$$P_{cri} = 0,19 \times E'_y \times \left(\frac{t}{R}\right)^3$$

Ou

$$P_{cri} = 2,31 \times \frac{E'_y \times i}{R^3}$$

O exemplo 2 mostra que as espessuras calculadas pela fórmula de Bresse são muito grandes e desfavoráveis economicamente. Nesses casos o projetista arbitra um valor “razoável” para a espessura do cilindro, compensando a inércia faltante com nervuras circunferenciais. A rigidez dessas nervuras pode ser calculada pela equação abaixo, derivada na seção 1

$$E_N \times I_N = L \times E'_y \times i \times CS$$

Onde i é a inércia requerida pela fórmula de Bresse. Observe que o coeficiente de segurança, ausente na fórmula de Bresse, aparece no cálculo da rigidez das nervuras. A expressão acima pode ser expandida usando a fórmula de Bresse para dar a rigidez das nervuras em função da pressão externa P .

$$E_N \times I_N = 0,43 \times L \times P \times R^3 \times CS$$

Onde

I_N é a inércia das nervuras circunferenciais (cm^4)

E_N é o módulo da nervura (kg/cm^2)

L é a distância entre as nervuras (cm)

P é a pressão externa (kg/cm^2)

R é o raio do cilindro (cm)

$CS = 5$ é o coeficiente de segurança

A inércia das nervuras é computada pela expressão

$$I_N = 0,43 \times \frac{L \times P \times R^3 \times CS}{E_N}$$

A equação acima calcula a inércia das nervuras circunferenciais usadas para enrijecer cilindros longos. Elas foram deduzidas usando a fórmula de Bresse supondo a inércia do cilindro liso concentrada nas nervuras. V. a figura 2. Esses anéis, ou nervuras circunferenciais, enrijecem o cilindro e impedem seu colapso

Observe que as fórmulas para calcular a rigidez e a inércia das nervuras incluem o coeficiente de segurança $CS = 5$, que não consta na equação de Bresse.

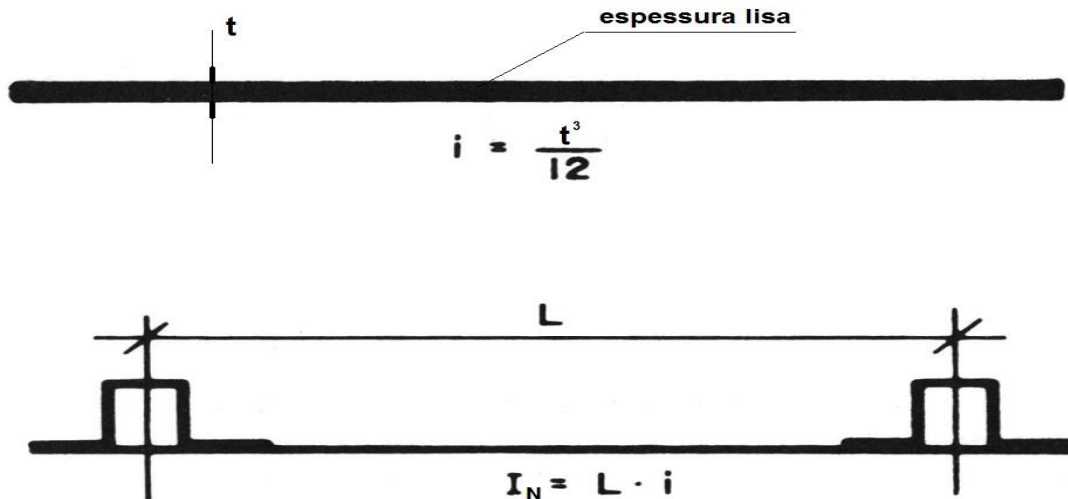


Figura 2

A inércia uniformemente distribuída no cilindro liso é suposta concentrada nas nervuras circunferenciais. A distância L entre as nervuras deve ser menor que a distância crítica calculada pela fórmula de Southwell. As cargas laterais são transferidas às nervuras pela casca cilíndrica.

3.1 – Espessura do costado para resistir pressão lateral externa. Na seção anterior vimos como calcular a rigidez e a inércia de nervuras circunferenciais para resistir pressão lateral, mas nada dissemos sobre a espessura do cilindro. A espessura do costado entre as nervuras é calculada usando fórmula de estabilidade apropriada para cilindros curtos. Vamos mostrar essa fórmula.

A fórmula de Bresse vale para cilindros longos, nos quais a distância L entre as nervuras é maior que L_{cri} . Se a distância L for menor que L_{cri} , as nervuras dividem o cilindro em segmentos curtos, para os quais a fórmula de Bresse não vale.

A pressão lateral externa crítica, que colapsa cilindros curtos, é

$$P_{cri} = K \times E'_y \times \left(\frac{E_x}{E'_y} \right)^{1/4} \times \frac{R}{L} \times \left(\frac{t}{R} \right)^{5/2}$$

Onde L é a distância entre as nervuras.

De conformidade com a ASME RTP1, o coeficiente K da fórmula acima depende do laminado do cilindro.

$K = 0,66$ para laminados cruzados, feitos com fibras UD

$K = 0,82$ para laminados feitos com fibras picadas ou combinando mantas e tecidos.

A pressão crítica, por definição, é aquela que colapsa a estrutura. Ela deve ser igual à pressão atuante multiplicada pelo coeficiente de segurança CS .

$$P_{cri} = P_{atuante} \times CS$$

A pressão crítica é usada para calcular a espessura estrutural mínima de cilindros curtos quando a distância L entre as nervuras é conhecida. Ela é usada também para calcular L , quando a espessura t é dada. Deve ser lembrado que essa equação vale apenas se a distância entre as nervuras for inferior ao comprimento crítico, isto é, se $L < L_{cri}$.

A equação de Bresse é usada para calcular a rigidez requerida por unidade de comprimento do costado. Multiplicando essa rigidez pela distância L entre as nervuras, obtemos a rigidez das nervuras circunferenciais que dividem o costado longo em segmentos curtos de comprimento L .

Deve ser lembrado que a fórmula mostrada acima para a pressão crítica vale apenas para pressão externa radial atuando isoladamente, sem compressão axial. A equação para o caso geral, onde a pressão atua simultaneamente nas direções axial e circunferencial, será discutida na seção 5.

4 – Distância L entre as nervuras. A distância L entre as nervuras é arbitrada pelo projetista para atender duas condições:

- Ela deve ser menor que a distância crítica
- Ela deve dividir a estrutura em segmentos de comprimentos iguais

A ASME RTP1 estabelece que, para determinar a distância e a inércia das nervuras, o costado dos tanques seja acrescido de $1/3$ da elevação de cada calota. Isso implica que a distância L entre as nervuras de tanques com duas calotas deve satisfazer a relação

$$L = \frac{\Delta + \frac{2 \times h}{3}}{N + 1}$$

Onde

L é a distância entre nervuras

Δ é o comprimento do costado cilíndrico

h é a elevação de cada uma das duas calotas

N é o número de nervuras

A expressão acima considera a existência de duas calotas. Se o tanque tiver fundo plano, com apenas uma calota, a expressão acima passa a ser

$$L = \frac{\Delta + \frac{h}{3}}{N + 1}$$

5 – Equipamentos cilíndricos sob vácuo. Até agora consideramos a análise de cilindros submetidos a cargas axiais ou circunferenciais atuando isoladamente, isto é, os equipamentos são supostos comprimidos longitudinalmente sem carga lateral ou lateralmente sem carga axial. Vamos ver agora a equação para dimensionar equipamentos

com tampas, fechados, que sofrem compressão simultânea nas direções axial e circunferencial. Essa é a situação de tanques sob vácuo.

A equação aplicável a cilindros curtos ($L < L_{cri}$) sob a ação simultânea de compressão axial e circunferencial é

$$P_{cri} = 0,40 \times E'_y \times \left(\frac{E_x}{E'_y}\right)^{1/4} \times \frac{R}{L} \times \left(\frac{t}{R}\right)^{5/2}$$

A ASME RTP1 calcula a pressão crítica de tanques submetidos a vácuo considerando as forças axial e circunferencial atuando separadamente. Isso não está correto. As forças axiais e circunferenciais oriundas de vácuo atuam simultaneamente e a pressão crítica de cilindros fechados deve ser computada pela fórmula acima.

6 – Cálculo de calotas sob vácuo – As calotas de tanques sob vácuo são submetidas a cargas externas, sendo analisadas para estabilidade. A pressão externa crítica para calotas toro esféricas é

$$P_{cri} = P \times CS = 0,30 \times E' \times \left(\frac{t}{R_e}\right)^2$$

Em geral o raio de calotas toro esféricas é igual ao diâmetro do costado, de modo que a espessura estrutural delas é obtida entrando $R_e = D$ na equação acima

$$t = 1,83 \times \sqrt{\frac{P \times CS}{E'}} \times D$$

Onde

t é a espessura da calota

P é a pressão externa (vácuo)

CS = 5 é o coeficiente de segurança

E' é o módulo de flexão da calota

D = R_e é o diâmetro do costado

7 - Protocolo de cálculo. Esta seção apresenta um protocolo de cálculo com oito passos para calcular a estabilidade de qualquer estrutura cilíndrica.

7.1 – Espessura do costado. O projetista arbitra uma espessura “razoável” para o costado. A espessura do costado não é calculada. Ela é arbitrada.

7.2 – Compressão axial. O projetista confere se a espessura arbitrada atende a estabilidade axial do costado. A tensão de compressão axial crítica é

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \times \exp \left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{R}{t}} \right) \right] \times \sqrt{E_y \times E'_x} \times \frac{t}{R}$$

Nessa expressão, t é a espessura do costado, arbitrada no primeiro passo. A tensão crítica deve ser comparada com a tensão de compressão axial atuante no cilindro. O critério de estabilidade axial é atendido se

$$\sigma_{cri} \geq \sigma_x \times CS$$

Se a espessura t arbitrada no primeiro passo for insuficiente para resistir a compressão axial, os cálculos devem ser repetidos arbitrando espessuras maiores, até atender a condição acima.

7.3 – Distância L entre nervuras. A distância máxima entre as nervuras circunferenciais é calculada usando a expressão abaixo, que é válida se a carga lateral atuar isolada, isto é, sem compressão axial.

$$P_{cri} = CS \times P = K \times E'_y \times \left(\frac{E_x}{E'_y} \right)^{1/4} \times \frac{R}{L} \times \left(\frac{t}{R} \right)^{5/2}$$

$$L = K \times E'_y \times \left(\frac{E_x}{E'_y} \right)^{1/4} \times \frac{R}{P \times CS} \times \left(\frac{t}{R} \right)^{5/2}$$

Onde

$K = 0,66$ para laminados cruzados, feitos com fibras UD

$K = 0,82$ para laminados feitos com fibras picadas ou combinando mantas e tecidos.

$CS = 5$ é o coeficiente de segurança

P é a pressão externa

t é a espessura estrutural arbitrada

L é a distância máxima aceitável entre as nervuras circunferenciais.

Se a pressão lateral atuar simultaneamente com a compressão axial, a máxima distância L entre as nervuras deve ser

$$P_{cri} = CS \times P = 0,40 \times E'_y \times \left(\frac{E_x}{E'_y} \right)^{1/4} \times \frac{R}{L} \times \left(\frac{t}{R} \right)^{5/2}$$

$$L = 0,40 \times E'_y \times \left(\frac{E_x}{E'_y} \right)^{1/4} \times \frac{R}{P \times CS} \times \left(\frac{t}{R} \right)^{5/2}$$

Dessa maneira calculamos a máxima distância L admissível entre as nervuras circunferenciais. A distância L calculada assim é necessariamente inferior ao comprimento crítico L_{cri} . Isso acontece porque L é calculado pela fórmula aplicável a cilindros curtos, que pressupõe essa condição.

7.4 – Determinação da distância entre nervuras. A distância real L entre as nervuras circunferenciais é escolhida pelo projetista para atender duas condições:

1. *Dividir o comprimento efetivo do cilindro em partes iguais.*
2. *Ser menor ou igual à distância crítica calculada antes.*

Levando em conta a ASME RTP1, a distância real L é determinada pela relação

$$L = \frac{\Delta + \frac{2 \times h}{3}}{N + 1}$$

Onde N é o número de nervuras, Δ é o comprimento do cilindro e h é a elevação das calotas. Esta expressão supõe a existência de duas calotas.

7.5 – Cálculo da inércia das nervuras. A inércia das nervuras é calculada pela expressão

$$I_N = 0,43 \times \frac{L \times P \times R^3 \times CS}{E_N}$$

Onde L é a distância entre nervuras, P é a pressão externa, R é o raio do cilindro, E_N é o módulo da nervura, I_N é a inércia da nervura e CS = 5 é o coeficiente de segurança.

7.6 – Espessura das calotas. A espessura de calotas toro-esféricas para resistir pressão externa é

$$t = 1,83 \times \sqrt{\frac{P \times CS}{E'}} \times D$$

Onde P é a pressão externa, E é o módulo de flexão da calota, D é o diâmetro do cilindro e CS = 5 é o coeficiente de segurança.

7.7 – Quina das calotas com o costado. A espessura da quina pode ser igual a soma das espessuras da calota com a do cilindro.

$$t_k = t_{cal} + t_{cil}$$

A largura da faixa de transição é calculada como mostramos no capítulo 2 para a quina de tanques verticais sob carga hidrostática

$$L = 1,10 \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times t_k}$$

Onde L é a largura da faixa de transição, que não deve ser confundida com a distância entre as nervuras, também representada por L.

Completamos assim o roteiro para análise da estabilidade elástica de estruturas cilíndricas submetidas a cargas externas. Falta apenas determinar a geometria das nervuras.

7.8 – Geometria das nervuras. Nesta seção vamos determinar a geometria das nervuras para dar a inércia requerida I_N . Para simplificar os cálculos e a fabricação, estamos sugerindo nervuras de geometria como mostra a figura 3. Essa geometria é fácil de ser construída sobre núcleo de espuma de PE ou de PU, de largura B e altura H, posicionado ao redor do cilindro. Se desejado, o fabricante pode fazer as nervuras sobre cascas de compósitos de dimensões B e H.

As nervuras podem ser feitas com fibras picadas, fibras picadas combinadas com tecidos ou com fibras UD90. Nossa missão é determinar a espessura T da nervura e as dimensões B e H do núcleo.

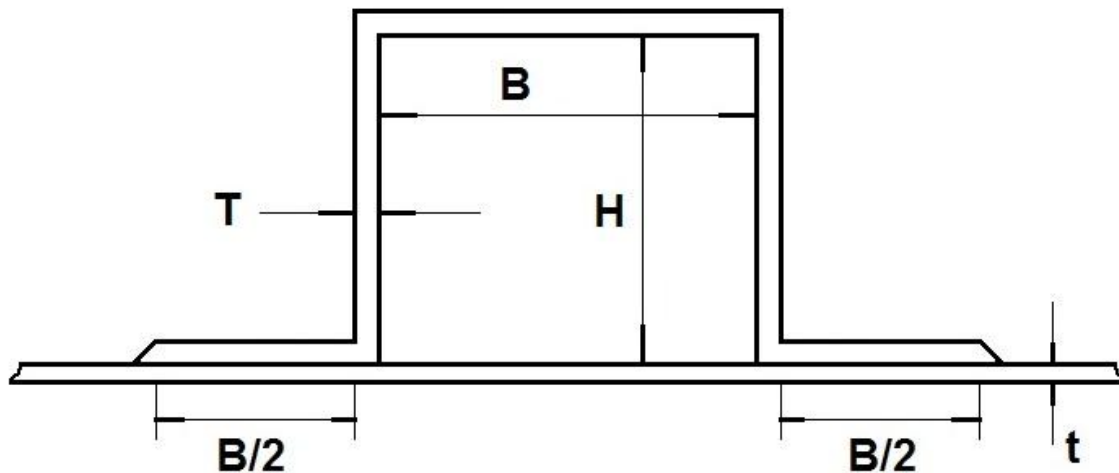


Figura 3
Geometria proposta para as nervuras. As nervuras de espessura T são laminadas sobre forma de largura B e altura H. Observe a espessura "t" do costado.

A inércia da nervura mostrada na figura 3 é

$$I_N = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2}$$

Onde

E_N é o módulo da nervura

E_y é o módulo do laminado

t é a espessura do laminado

Essa inércia deve ser igual à requerida pelo cilindro que, como vimos antes, é dada por

$$I_N = 0,43 \times \frac{L \times P \times R^3 \times CS}{E_N}$$

As dimensões B, H e T da nervura são determinadas igualando as expressões acima. Isso nos dá uma equação com três incógnitas. Essa situação é resolvida arbitrando valores razoáveis para a altura H e para a espessura T. A largura B é calculada.

Exemplo 3. Vamos ilustrar o protocolo de cálculo fazendo o dimensionamento estrutural de um duto operando nas seguintes condições.

Diâmetro: 1 metro

Processo de fabricação: Manual, com pares MT de manta M450 e tecido T800.

O duto é ligado por flanges a dois equipamentos rígidos e trabalha sob pressão lateral negativa (vácuo) igual a $-0,70 \text{ kg/cm}^2$.

Vamos aplicar o protocolo.

Primeiro passo. No primeiro passo, arbitramos uma espessura estrutural “razoável” para o cilindro. Vamos supor que o laminado estrutural seja feito com $M = 6$ mantas M450 e $T = 4$ tecidos T800. A espessura estrutural do laminado do duto é

$$t = 6 \times 1,05 + 4 \times 0,85 = 9,70 \text{ mm}$$

As propriedades mecânicas desse laminado são

$$E_x = \frac{70000 \times 1,05 \times 6 + 170000 \times 0,85 \times 4}{9,70} = 105000 \text{ kg/cm}^2$$

$$E_y = \frac{70000 \times 1,05 \times 6 + 190000 \times 0,85 \times 4}{9,70} = 112000 \text{ kg/cm}^2$$

Segundo passo. Conferir a estabilidade do cilindro para compressão axial.

Nesse caso não existe compressão axial

Terceiro passo. Cálculo da distância máxima entre as nervuras circunferenciais para carga lateral atuando isoladamente.

$$L = K \times E'_y \times \left(\frac{E_x}{E'_y}\right)^{1/4} \times \frac{R}{P \times CS} \times \left(\frac{t}{R}\right)^{5/2}$$

Onde $P = 0,70 \text{ kg/cm}^2$ é a pressão externa, $CS = 5$ é o coeficiente de segurança, $t = 9,70 \text{ mm}$ é a espessura estrutural do cilindro, $R = 500 \text{ mm}$ é o raio do duto e L é a distância máxima aceitável entre as nervuras circunferenciais. Os módulos do laminado são conhecidos.

$$L = 0,82 \times 112000 \times \left(\frac{105000}{112000}\right)^{1/4} \times \frac{50}{0,70 \times 5} \times \left(\frac{9,70}{500}\right)^{5/2} = 68 \text{ cm}$$

Se desejado, podemos aumentar a distância máxima entre as nervuras. Para isso, é necessário arbitrar uma espessura maior que $9,70 \text{ mm}$ para o cilindro.

Quarto passo. Cálculo da distância máxima entre as nervuras circunferenciais para compressão lateral e axial atuando simultaneamente.

A pressão lateral atua isoladamente nesse caso. Não há compressão axial.

Quinto passo. Escolha da distância real entre os anéis circunferenciais, levando em conta a distância máxima L calculada acima. A distância real entre essas nervuras deve satisfazer 2 condições:

1. Dividir o comprimento do equipamento em partes iguais.
2. Ser menor ou igual à distância calculada no terceiro passo.

Como nada foi informado sobre o comprimento do duto, vamos manter $L = 68$ cm.

Sexto passo. Cálculo da inércia das nervuras circunferenciais

$$I_N = 0,43 \times \frac{L \times P \times R^3 \times CS}{E_N}$$

Vamos supor as nervuras feitas com pares MT de manta M450 e de tecido T800. Nesse caso, o módulo da nervura é $E_N = 123600$ kg/cm²

$$I_N = 0,43 \times \frac{68 \times 0,70 \times 50^3 \times 5}{123600} = 105 \text{ cm}^4$$

Sétimo passo. As dimensões da nervura são computadas pela equação

$$I_N = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2}$$

$$105 = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2}$$

Os dados aplicáveis são:

Espessura do cilindro $t = 9,7$ mm = 0,97 cm.

Módulo do costado $E_y = 112$ 000 kg/cm².

Módulo da nervura $E_N = 123$ 600 kg/cm²

A largura B do núcleo pode ser calculada supondo a altura $H = 5,0$ cm e a espessura $T = 7,60$ mm. Entrando esses valores na equação acima, obtemos

$$105 = \frac{(B + 1,52)}{12} \times (5 + 0,76)^3 - \frac{B}{12} \times (5 - 0,76)^3 + \frac{112}{123,6} \times \frac{B \times 0,97 \times (5 + 0,76)^2}{2}$$

Resolvendo essa equação, obtemos $B = 3,5$ cm

O núcleo da nervura deve ter largura $B = 3,5$ cm e altura $H = 5,0$ cm. As nervuras devem ter $T = 7,6$ mm de espessura e a distância entre elas deve ser $L = 68$ cm.

Oitavo passo. Cálculo da espessura das calotas.

Nesse caso não há calotas

Nono passo. Transição das calotas com o costado.

Nesse caso não há calotas

Exemplo 4. Redimensionar o duto do exemplo anterior supondo que ele seja feito pelo processo de enrolamento com laminado cruzado UD70.

Vamos seguir o protocolo

Primeiro passo. Com o objetivo de fazer comparações, vamos arbitrar a mesma espessura estrutural do exemplo anterior, $t = 9,70 \text{ mm}$. Os módulos desse laminado são

$$E_x = 92800 \text{ kg/cm}^2$$

$$E_y = 298200 \text{ kg/cm}^2$$

Como esse laminado é homogêneo, os módulos de flexão são iguais aos de tração.

Segundo passo. Conferir a estabilidade do cilindro para compressão axial.

Nesse caso não existe compressão axial

Terceiro passo. Cálculo da distância máxima entre as nervuras circunferenciais para carga lateral atuando isoladamente

$$L = K \times E'_y \times \left(\frac{E_x}{E'_y}\right)^{1/4} \times \frac{R}{P \times CS} \times \left(\frac{t}{R}\right)^{5/2}$$

Onde $P = 0,70 \text{ kg/cm}^2$ é a pressão externa, $CS = 5$ é o coeficiente de segurança, $t = 9,70 \text{ mm}$ é a espessura estrutural arbitrada, $R = 500 \text{ mm}$ é o raio do duto e L é a distância máxima aceitável entre as nervuras circunferenciais. Os módulos do laminado são conhecidos.

$$L = 0,66 \times 298200 \times \left(\frac{92800}{298200}\right)^{1/4} \times \frac{50}{0,70 \times 5} \times \left(\frac{9,70}{500}\right)^{5/2} = 110 \text{ cm}$$

Notamos que o alto módulo circunferencial dos laminados UD70 permite aumentar a distância entre nervuras de $L = 68 \text{ cm}$ para $L = 110 \text{ cm}$.

Quarto passo. Cálculo da distância máxima entre as nervuras circunferenciais para compressão lateral e axial atuando simultaneamente.

A pressão lateral atua isoladamente nesse caso. Não há compressão axial.

Quinto passo. Escolha da distância real entre os anéis circunferenciais, levando em conta a distância máxima L calculada acima. A distância real entre essas nervuras deve satisfazer 2 condições:

1. Dividir o comprimento do equipamento em partes iguais.
2. Ser menor ou igual à distância calculada no terceiro passo.

Como nada foi informado sobre o comprimento do duto, vamos manter $L = 110 \text{ cm}$.

Sexto passo. Cálculo da inércia das nervuras circunferenciais

$$I_N = 0,43 \times \frac{L \times P \times R^3 \times CS}{E_N}$$

Vamos supor as nervuras feitas com lâminas UD90, de módulo $E_N = 400\,000 \text{ kg/cm}^2$

$$I_N = 0,43 \times \frac{110 \times 0,70 \times 50^3 \times 5}{400\,000} = 52 \text{ cm}^4$$

Sétimo passo. As dimensões da nervura são determinadas pela equação

$$I_N = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2}$$

$$52 = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2}$$

Os dados aplicáveis são:

Espessura do cilindro $t = 9,7 \text{ mm} = 0,97 \text{ cm}$.

Módulo do costado $E_y = 298\,200 \text{ kg/cm}^2$.

Módulo da nervura $E_N = 400\,000 \text{ kg/cm}^2$

A largura B do núcleo pode ser calculada supondo a altura do núcleo $H = 3,0 \text{ cm}$ e a espessura da nervura $T = 7,0 \text{ mm}$.

$$52 = \frac{(B + 1,4)}{12} \times (3 + 0,7)^3 - \frac{B}{12} \times (3 - 0,7)^3 + \frac{298,2}{400} \times \frac{B \times 0,97 \times (3 + 0,7)^2}{2}$$

Resolvendo essa equação, obtemos $B = 5,5 \text{ cm}$

O núcleo da nervura deve ter largura $B = 5,5 \text{ cm}$ e altura $H = 3,0 \text{ cm}$. As nervuras devem ter $T = 7,0 \text{ mm}$ de espessura e a distância entre elas deve ser $L = 110 \text{ cm}$.

Oitavo passo. Cálculo da espessura das calotas.

Nesse caso não há calotas

Nono passo. Transição das calotas com o costado.

Nesse caso não há calotas

Exemplo 5. Dimensionar estruturalmente um tanque cilíndrico para trabalhar sob vácuo. São dados:

Diâmetro: $D = 2 \text{ m}$

Comprimento do cilindro: $\Delta = 4 \text{ m}$

Raio das calotas: $R_e = D = 2 \text{ m}$.

Pressão de trabalho (vácuo): $-0,25 \text{ kg/cm}^2$

A parte cilíndrica do equipamento é construída por laminação manual com tecidos T800 e mantas M450. As calotas são laminadas com pistola. As nervuras são construídas alternando lâminas de tecido T800 e manta M450.

Vamos aplicar o protocolo

Primeiro passo. A espessura estrutural do cilindro é arbitrada em $t = 6,75 \text{ mm}$, obtida laminando $M = 4$ mantas M450 e $T = 3$ tecidos T800. Essa espessura é pequena e não me parece razoável, mas vamos ver onde ela nos leva. A espessura t , como arbitrada, é

$$t = 4 \times 1,05 + 3 \times 0,85 = 6,75 \text{ mm}$$

As propriedades mecânicas do cilindro são

$$E_x = \frac{70000 \times 1,05 \times 4 + 170000 \times 0,85 \times 3}{6,75} = 107700 \text{ kg/cm}^2$$

$$E_y = \frac{70000 \times 1,05 \times 4 + 190000 \times 0,85 \times 3}{6,75} = 115300 \text{ kg/cm}^2$$

Segundo passo. Conferir a estabilidade do cilindro para compressão axial atuando isoladamente.

Nesse caso o cilindro é submetido a vácuo e sofre a ação simultânea de compressão axial e radial. Essa situação é analisada no quarto passo.

Terceiro passo. Cálculo da distância máxima entre as nervuras circunferenciais para carga lateral atuando isoladamente

Nesse caso a carga lateral não atua isolada, porque o cilindro é submetido a vácuo que o comprime axialmente.

Quarto passo. Cálculo da distância máxima entre as nervuras circunferenciais para compressão lateral e axial atuando simultaneamente.

$$L = 0,40 \times E'_y \times \left(\frac{E_x}{E'_y}\right)^{1/4} \times \frac{R}{P \times CS} \times \left(\frac{t}{R}\right)^{5/2}$$

Onde $P = 0,25 \text{ kg/cm}^2$ é a pressão externa, $CS = 5$ é o coeficiente de segurança, $t = 6,75 \text{ mm}$ é a espessura estrutural arbitrada e L é a distância máxima aceitável entre as nervuras circunferenciais. Os módulos do laminado são conhecidos.

$$L = 0,40 \times 115300 \times \left(\frac{107700}{115300}\right)^{1/4} \times \frac{100}{0,25 \times 5} \times \left(\frac{6,75}{1000}\right)^{5/2} = 13,5 \text{ cm}$$

Não pode. A distância $L = 13,5$ cm entre as nervuras é muito pequena. Temos que voltar ao passo 1, arbitrar outra espessura para o cilindro e repetir os cálculos. Mas, existe um caminho mais fácil. Podemos inverter o processo e arbitrar a distância L entre as nervuras, ao invés de arbitrar a espessura do cilindro.

Por exemplo, como o comprimento do cilindro e a elevação das calotas são conhecidos, a distância entre as nervuras deve ser

$$L = \frac{\Delta + \frac{2 \times h}{3}}{N + 1}$$

Vamos supor $N = 5$ nervuras

$$L = \frac{400 + \frac{2 \times 27}{3}}{5 + 1} = 70 \text{ cm}$$

Definida a distância $L = 70$ cm entre as nervuras, podemos calcular a espessura do cilindro. A espessura mínima do cilindro é computada usando a equação.

$$70 = 0,40 \times 115300 \times \left(\frac{107700}{115300}\right)^{1/4} \times \frac{100}{0,25 \times 5} \times \left(\frac{t}{1000}\right)^{5/2}$$

De onde obtemos $t = 13,0$ mm. Essa espessura pode ser feita com 8 mantas M450 e 6 tecidos T800. A espessura do laminado com essa construção é $t = 13,5$ mm. Os módulos desse laminado são iguais aos calculados no primeiro passo.

Quinto Passo. Escolha da distância real entre as nervuras circunferenciais, levando em consideração a distância máxima L calculada acima. A distância real entre essas nervuras deve satisfazer 2 condições:

1. Dividir o comprimento (H) do equipamento em partes iguais.
2. Ser menor ou igual à distância máxima calculada nos passos anteriores.

A distância $L = 70$ cm foi computada para atender essas condições.

Sexto passo. Cálculo da rigidez das nervuras circunferenciais

$$I_N = 0,43 \times \frac{L \times P \times R^3 \times CS}{E_N}$$

Vamos supor que as nervuras sejam feitas com pares MT de manta M450 e de tecido T800, o que resulta no módulo

$$E_N = 123600 \text{ kg/cm}^2$$

$$I_N = 0,43 \times \frac{70 \times 0,25 \times 100^3 \times 5}{123600} = 305 \text{ cm}^4$$

Sétimo passo. As nervuras são feitas com núcleo de espuma de poliuretano ou de polietileno. O dimensionamento dessa nervura é feito como mostrado antes. A largura B do núcleo de espuma pode ser calculada supondo a altura $H = 6,0$ cm e a espessura $T = 10,0$ mm.

$$I_N = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2}$$

$$305 = \frac{(B + 2)}{12} \times (6 + 1)^3 - \frac{B}{12} \times (6 - 1)^3 + \frac{115,3}{123,6} \times \frac{B \times 1,35 \times (6 + 1)^2}{2}$$

Resolvendo essa equação, obtemos $B = 5,5$ cm

As nervuras devem ter $T = 10,0$ mm de espessura. O núcleo deve ter largura $B = 5,5$ cm e altura $H = 6,0$ cm. A distância entre as nervuras deve ser $L = 70$ cm.

Oitavo passo. Cálculo da espessura das calotas toro-esféricas com $D = R_e$

$$t = 1,83 \times \sqrt{\frac{P \times CS}{E'}} \times D$$

Onde $P = 0,25$ kg/cm² é a pressão externa, $CS = 5$ é o coeficiente de segurança e $D = 2000$ mm é o diâmetro do cilindro. O módulo é $E = 70000$ kg/cm²

$$t = 1,83 \times \sqrt{\frac{0,25 \times 5}{70000}} \times 2000 = 15,5 \text{ mm}$$

Essa espessura pode ser reduzida fazendo as calotas com pares MT quase-isotópicos, que têm módulo $E = 100000$ kg/cm²

$$t = 1,83 \times \sqrt{\frac{0,25 \times 5}{100000}} \times 2000 = 13,0 \text{ mm}$$

Nono passo. A espessura da transição entre as calotas e o costado deve ser igual à soma das espessuras da calota com a do cilindro, isto é, $t_k = 13,5 + 15,5 = 29,0$ mm. A largura da faixa de transição é calculada como as quinças de tanques verticais sob carga hidrostática.

$$L = 1,54 \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{R \times t_k}$$

$$L = 1,54 \times \left(\frac{107700}{115300}\right)^{1/4} \times \sqrt{1000 \times 29,0} = 250 \text{ mm}$$

Essa largura não deve ser confundida com a distância entre as nervuras, que também é representada por L .

A tabela 1 resume os resultados para este tanque:

Dados de operação	<p>Diâmetro: 2000 mm Comprimento do costado: 4000 mm Raio da calota: 2000 mm Vácuo: 0,25 kg/cm²</p>
Processos de fabricação	<p>Costado: Laminação manual com M450 e T800 Tampas: Laminação com pistola</p>
Resultados	<p>Construção do costado: 8 mantas M450 + 6 tecidos T600 Espessura do costado: $8 \times 1,05 + 6 \times 0,85 + 2,6 = 16,10$ mm Distância entre nervuras: 700 mm Número de nervuras: 5 Dimensões das nervuras: B = 55 mm, H = 60 mm Espessura das tampas: 15,5 mm Espessura da transição tampa-costado: $13,50 + 15,50 = 29,0$ mm Largura da transição tampa-costado: 250 mm</p>
Espessura total	<p>A espessura total é obtida somando 2,7 mm às espessuras estruturais</p>

Tabela 1

Dados de operação e resultados dos cálculos para o tanque do exemplo 5.

CAPÍTULO 7

Cilindros verticais sob vento

1 – Introdução. A pressão lateral de vento pode colapsar estruturas verticais cilíndricas de duas maneiras. Primeira, pelo colapso global causado por instabilidade elástica da superfície diretamente exposta. Segunda, pelo colapso local causado por compressão axial na superfície oposta. A estabilidade elástica de estruturas cilíndricas sob cargas de vento é analisada levando em conta essas duas situações.

Vamos iniciar pelo colapso global, causado pela pressão lateral do vento. Como mostra a figura 1, esse colapso se manifesta apenas no lado de incidência do vento. Muitas vezes os costados cilíndricos de torres, de chaminés ou de tanques verticais são feitos com anéis circunferenciais para evitar esse tipo de falha. Este capítulo mostra como dimensionar esses anéis levando em conta a velocidade do vento, o diâmetro e a altura da estrutura. O colapso global acontece apenas em tanques vazios. Os tanques cheios de líquido não sofrem colapso global, porque a pressão hidrostática interna exercida pelo líquido se opõe à pressão externa do vento.

O protocolo de análise para colapso global segue o protocolo exposto no capítulo 6, supondo a pressão do vento atuando na direção radial e uniformemente distribuída ao redor do costado. Essa simplificação é conservadora, porque o vento incide apenas de um lado da estrutura e, além disso, não exerce pressão exatamente radial. Porém, essa suposição nos permite calcular a estabilidade global sob vento usando as mesmas fórmulas mostradas no capítulo anterior para o caso de vácuo.

Vamos agora tratar da instabilidade local, causada por compressão axial. Como mostra a figura 2, a tensão de compressão axial pode falhar o cilindro no lado oposto ao que sopra o vento. A tensão que colapsa o costado é calculada supondo compressão uniforme de toda circunferência. Essa simplificação nos permite usar a mesma fórmula discutida no capítulo anterior para calcular a tensão de compressão axial crítica.

Concluindo essa introdução, podemos dizer que as estruturas verticais cilíndricas sob carga de vento são analisadas para duas situações. Na primeira, a pressão do vento é comparada com a pressão radial crítica suposta uniformemente distribuída ao redor do cilindro. Na segunda, a mesma coisa é feita para a tensão de compressão axial, que é suposta uniformemente distribuída na circunferência do cilindro. Fazendo essas simplificações, as tensões axiais e as pressões radiais críticas são calculadas como mostrado no capítulo anterior.

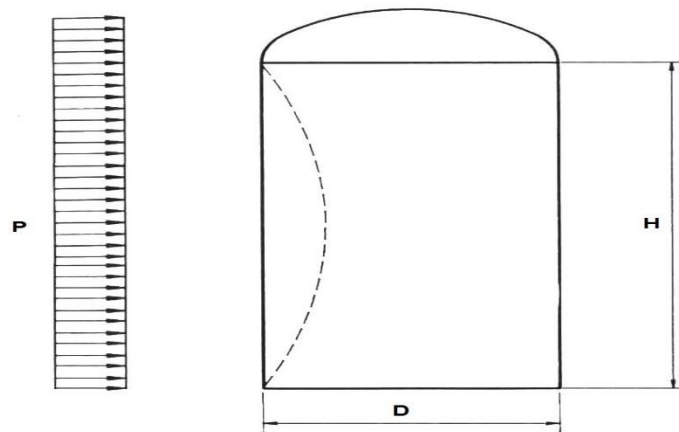


Figura 1

A pressão do vento é suposta uniformemente distribuída sobre o cilindro vertical, podendo causar instabilidade global. Essa instabilidade se manifesta como deflexão excessiva no costado de tanques vazios, do lado em que sopra o vento.

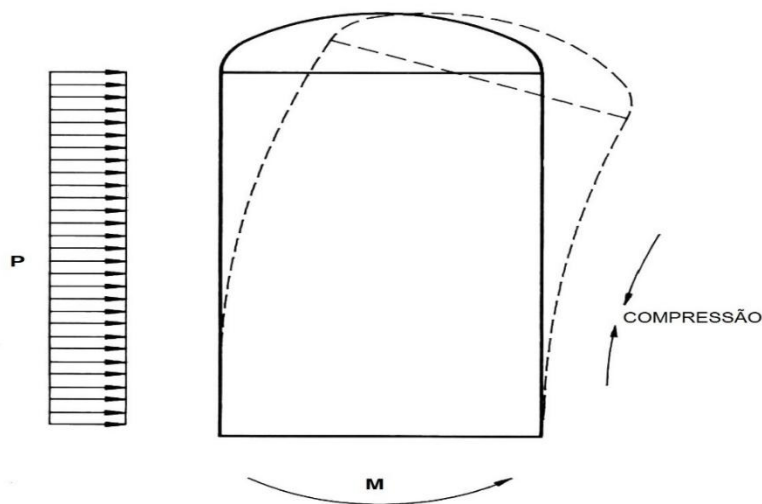


Figura.2

A instabilidade axial ocorre do lado oposto ao que sopra o vento, onde atuam tensões de compressão na parede da estrutura.

2 – Pressão eólica. A pressão lateral exercida pelo vento em superfícies verticais cilíndricas pode ser estimada pela expressão

$$w = 4,76 \times 10^{-7} \times V^2$$

Onde w é a pressão lateral do vento, em kg/cm^2 , e V é a velocidade do vento, em km/h .

Essa pressão lateral será suposta radial. Ela pode causar instabilidade global ou local na estrutura cilíndrica. Vamos primeiro estudar a instabilidade local.

3 – Instabilidade local. A instabilidade local resulta da tensão de compressão axial exercida na geratriz oposta à que recebe o vento. O valor máximo dessa tensão ocorre próximo ao fundo do tanque.

$$\sigma_x = \frac{M \times R}{I}$$

Onde σ_x é a tensão de compressão axial, M é o momento fletor, R é o raio do cilindro e I é o momento de inércia da seção cilíndrica. O momento fletor na seção distante X do topo do tanque, é

$$M = w \times R \times X^2$$

Onde

M é o momento fletor na distância “ x ” a contar do topo (kg.cm)

w é a pressão do vento (kg/cm^2)

R é o raio do cilindro (cm)

X é a distância da seção ao topo do cilindro (cm)

O momento de inércia da seção cilíndrica é

$$I = \pi \times R^3 \times t$$

Onde I é o momento de inércia da seção circular (cm^4), R é o raio do cilindro (cm) e t é a espessura estrutural expressa em cm .

Juntando as expressões acima, obtemos

$$\sigma_x = \frac{w \times X^2}{\pi \times R \times t}$$

A tensão de compressão axial calculada acima deve ser comparada com a tensão axial crítica discutida no capítulo anterior

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \times \exp \left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{R}{t}} \right) \right] \times \sqrt{E_y \times E'_x} \times \frac{t}{R}$$

Na análise para instabilidade, a tensão de compressão axial atuante no cilindro deve ser pelo menos 5 vezes menor que a tensão crítica.

$$CS = \frac{\sigma_{cri}}{\sigma_x} > 5$$

4 – Instabilidade global. A análise de cilindros para estabilidade global é feita comparando a pressão lateral externa exercida pelo vento, w , com a pressão radial crítica para cilindros curtos, discutida no capítulo anterior.

$$P_{cri} = K \times E'_y \times \left(\frac{E_x}{E'_y}\right)^{1/4} \times \frac{R}{L} \times \left(\frac{t}{R}\right)^{5/2}$$

Onde

$K = 0,66$ para laminados feitos por enrolamento.

$K = 0,82$ para laminados feitos com fibras picadas ou combinando mantas e tecidos.

Segundo a ASME RTP1, a pressão crítica deve ser pelo menos 5 vezes maior que a pressão do vento.

$$CS = \frac{P_{cri}}{w} > 5$$

Vamos ilustrar essas afirmações com exemplos numéricos.

Exemplo 1. Verificar a estabilidade de um tanque vertical cilíndrico sem nervuras, com altura $H = 10$ m e diâmetro $D = 3$ m. Supor o costado construído por laminação manual com $M = 7$ mantas M450 e $T = 5$ tecidos T800. A elevação da calota é $h = 400$ mm, e a velocidade do vento é $V = 120$ km/h. O costado é suposto rigidamente engastado na base e na tampa.

A espessura estrutural e os módulos do laminado são

$$t = 7 \times 1,05 + 5 \times 0,85 = 11,6 \text{ mm}$$

$$E_x = \frac{70000 \times 1,05 \times 7 + 170000 \times 0,85 \times 5}{11,6} = 106600 \text{ kg/cm}^2$$

$$E_y = \frac{70000 \times 1,05 \times 7 + 190000 \times 0,85 \times 5}{11,6} = 114000 \text{ kg/cm}^2$$

A pressão lateral exercida pelo vento de velocidade $V = 120$ km/h é

$$w = 4,76 \times 10^{-7} \times V^2$$

$$w = 4,76 \times 10^{-7} \times 120^2$$

$$w = 0,007 \text{ kg/cm}^2$$

Essa pressão é suposta uniformemente distribuída ao redor do cilindro.

A tensão de compressão axial na geratriz oposta ao vento é

$$\sigma_x = \frac{w \times X^2}{\pi \times R \times t}$$

A tensão máxima ocorre próxima à base onde $X = H = 10 \text{ m}$.

$$\sigma_x = \frac{0,007 \times 1000^2}{\pi \times 150 \times 1,16} = 12,81 \text{ kg/cm}^2$$

Essa tensão é suposta atuando em toda a circunferência.

A tensão axial crítica é

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \times \exp\left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{R}{t}}\right) \right] \times \sqrt{E_y \times E'_x} \times \frac{t}{R}$$

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \times \exp\left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{1500}{11,6}}\right) \right] \times \sqrt{114000 \times 106600} \times \frac{11,6}{1500} = 277,3 \text{ kg/cm}^2$$

O coeficiente de segurança para estabilidade local é

$$CS = \frac{\sigma_{cri}}{\sigma_x} = \frac{277,3}{12,81} = 21,6$$

Para calcular a estabilidade global e a pressão lateral crítica, temos primeiro que decidir se o cilindro é longo ou curto. Isso é feito usando a fórmula de Southwell, apresentada no capítulo anterior

$$L_{cri} = 3,1 \times R \times \sqrt{\frac{R}{t}} \times \left(\frac{E_x}{E'_y}\right)^{1/4}$$

$$L_{cri} = 3,1 \times 150 \times \sqrt{\frac{1500}{11,6}} \times \left(\frac{106600}{114000}\right)^{1/4} = 5280 \text{ cm} \cong 52 \text{ m}$$

A altura efetiva do tanque, para análise de estabilidade, deve ser

$$H = \frac{10 + \frac{0,4}{3}}{0 + 1} = 10,13 \text{ m}$$

Como a altura $H = 10,13 \text{ m}$ é menor que $L_{cri} = 52 \text{ m}$, o cilindro é curto e como tal deve ser analisado.

$$P_{cri} = K \times E'_y \times \left(\frac{E_x}{E_y}\right)^{1/4} \times \frac{R}{L} \times \left(\frac{t}{R}\right)^{5/2}$$

Como o cilindro não tem nervuras, a distância $L = H = 10,13$ m.

$$P_{cri} = 0,82 \times 114000 \times \left(\frac{106600}{114000}\right)^{1/4} \times \frac{150}{1013} \times \left(\frac{11,6}{1500}\right)^{5/2} = 0,073 \text{ kg/cm}^2$$

O coeficiente de segurança contra instabilidade global é

$$CS = \frac{P_{cri}}{w} = \frac{0,073}{0,007} = 10$$

Concluimos que a estrutura analisada resiste muito bem a vento de velocidade $V = 120$ km/h. Os coeficientes de segurança são $CS = 10$ e $CS = 21,6$, respectivamente para estabilidade global e local.

Exemplo 2. Considere uma chaminé de diâmetro $D = 3$ m e altura $H = 9$ m, construída por laminação manual com fibras picadas (sem tecido). A espessura estrutural da parede é $t = 7,40$ mm. Desejamos saber se essa chaminé resiste vento de 120 km/hora. A chaminé não tem nervuras, é engastada na base e não tem tampa ou anel no topo. A ausência de anel enrijecedor no topo torna essa chaminé infinitamente longa. O módulo de elasticidade de laminados de fibras picadas é $E = 70000$ kg/cm².

Vimos no exemplo anterior que a pressão lateral do vento para $V = 120$ km/hora é $w = 0,007$ kg/cm².

A tensão de compressão axial na base da chaminé é

$$\sigma_x = \frac{w \times X^2}{\pi \times R \times t}$$

Na base da chaminé, $X = 9$ m. Entrando os dados do problema na equação acima, obtemos

$$\sigma_x = \frac{0,007 \times 900^2}{\pi \times 150 \times 0,74} = 16,3 \text{ kg/cm}^2$$

Essa tensão axial de compressão deve ser comparada com a tensão axial crítica

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \times \exp\left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{R}{t}}\right) \right] \times \sqrt{E_y \times E'_x} \times \frac{t}{R}$$

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \times \exp\left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{1500}{7,4}}\right) \right] \times 70000 \times \frac{7,4}{1500} = 97,3 \text{ kg/cm}^2$$

O coeficiente de segurança para estabilidade local é

$$CS = \frac{\sigma_{cri}}{\sigma_x} = \frac{97,3}{16,3} = 6,0$$

Esse coeficiente de segurança é satisfatório e a chaminé não corre risco de colapsar por compressão axial.

Vamos verificar a estabilidade global. A pressão externa exercida pelo vento é $w = 0,007 \text{ kg/cm}^2$. Essa pressão deve ser comparada com a crítica. Nesse caso, como a extremidade superior da chaminé não tem tampa ou anel rígido, ela deve ser analisada como se fosse infinitamente longa. A análise para estabilidade circunferencial é feita usando a expressão de Bresse vista no capítulo anterior.

$$P_{cri} = 0,19 \times E'_y \times \left(\frac{t}{R}\right)^3$$

Fazendo as devidas substituições, obtemos

$$P_{cri} = 0,19 \times 70000 \times \left(\frac{7,4}{1500}\right)^3 = 0,002 \text{ kg/cm}^2$$

A pressão do vento, $w = 0,007 \text{ kg/cm}^2$ é maior que a pressão crítica. Isso significa que a chaminé com a espessura 7,4 mm colapsa sob vento nesse caso. Para evitar isso, ela deve ser nervurada com anéis circunferenciais.

Para calcular a rigidez dessas nervuras, usamos a fórmula abaixo, deduzida no capítulo anterior.

$$E_N \times I_N = 0,47 \times L \times w \times R^3 \times CS$$

Onde

$E_N \times I_N$ é a rigidez de flexão das nervuras

L é a distância entre as nervuras

w é a pressão lateral do vento

R é o raio do cilindro

$CS = 5$ é o coeficiente de segurança

A distância L entre as nervuras é calculada usando a fórmula para estabilidade de cilindros curtos deduzida no capítulo anterior. Mantendo a espessura estrutural da parede em 7,40 mm, a distância entre as nervuras é

$$P_{cri} = 5 \times 0,007 = K \times E'_y \times \left(\frac{E_x}{E'_y}\right)^{1/4} \times \frac{R}{L} \times \left(\frac{t}{R}\right)^{5/2}$$

$$5 \times 0,007 = 0,82 \times 70000 \times \frac{150}{L} \times \left(\frac{7,40}{1500}\right)^{5/2}$$

$$L = 420 \text{ cm}$$

Essa é a máxima distância L admissível para as nervuras. A distância real deve ser igual ou menor que $L = 4,2 \text{ m}$ e deve dividir a chaminé em segmentos iguais. Como a chaminé tem 9 m de altura, podemos adotar $L = 3,0 \text{ m}$. A chaminé deve ter 3 nervuras (anéis) que a divide em 3 segmentos de 3,0 m.

Vamos supor as nervuras feitas com tecido T800, sem mantas. O módulo das nervuras nesse caso é $E_N = 190\,000 \text{ kg/cm}^2$

Conhecida a distância L , a inércia das nervuras deve ser

$$I_N = \frac{0,43 \times L \times w \times R^3 \times CS}{E_N}$$
$$I_N = \frac{0,43 \times 300 \times 0,007 \times 150^3 \times 5}{190\,000} = 80 \text{ cm}^4$$

As nervuras são feitas sobre formas retangulares de dimensões B e H . O dimensionamento das nervuras é feito usando a fórmula mostrada no capítulo 6.

$$I_N = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2}$$

Onde

E_N é o módulo da nervura

E_y é o módulo do laminado

t é a espessura do laminado

B , H e T são as dimensões das nervuras, mostradas na figura 3

As dimensões B , H e T da nervura são determinadas entrando na equação acima o valor calculado para a rigidez. Isso nos dá uma equação com três incógnitas. Essa situação é resolvida arbitrando valores razoáveis para a altura H e para a espessura T . A largura B é calculada.

Vamos supor $H = 5,0 \text{ cm}$ e $T = 5,0 \text{ mm}$. Nesse caso, a largura B do núcleo de espuma deve ser

$$80 = \frac{(B + 1)}{12} \times (5 + 0,5)^3 - \frac{B}{12} \times (5 - 0,5)^3 + \frac{70}{190} \times \frac{B \times 0,74 \times (5 + 0,5)^2}{2}$$

Resolvendo essa equação, obtemos

$$B = 7,0 \text{ cm.}$$

As nervuras devem ter largura $B = 7,0 \text{ cm}$, altura $H = 5,0 \text{ cm}$ e espessura $T = 5,0 \text{ mm}$. Elas devem ser feitas com tecido T800, sem mantas e devem distar $L = 300 \text{ cm}$ umas das outras

CAPÍTULO 8

Tanques cilíndricos horizontais

Introdução. Vimos nos capítulos anteriores que a espessura estrutural do costado de tanques verticais cilíndricos pode ser calculada de maneira simples e direta pela expressão

$$t = \frac{D}{2 \times \epsilon_y \times E_y} \times (P_i + 0,1 \times \gamma \times H)$$

Onde a pressão interna P_i , o diâmetro D , a altura H do tanque e a densidade γ do líquido armazenado são conhecidos. O módulo de elasticidade circunferencial do laminado, E_y , também é conhecido. O alongamento admissível, ϵ_y , é especificado em normas ou decidido pelo projetista com base nos umbrais de falha.

Neste capítulo vamos analisar o comportamento estrutural de tanques horizontais cilíndricos com apoios equidistantes. A figura 1 mostra os parâmetros geométricos necessários para fazer o cálculo. Os tanques são analisados como vigas de seção circular. Para manter a circularidade, o costado é enrijecido por nervuras (anéis) circunferenciais laminadas nos locais de apoio. Essas nervuras reduzem o achatamento do costado cilíndrico cheio de líquido. Mais adiante vamos mostrar como calcular a inércia dessas nervuras e a espessura do costado nos locais onde elas são colocadas.

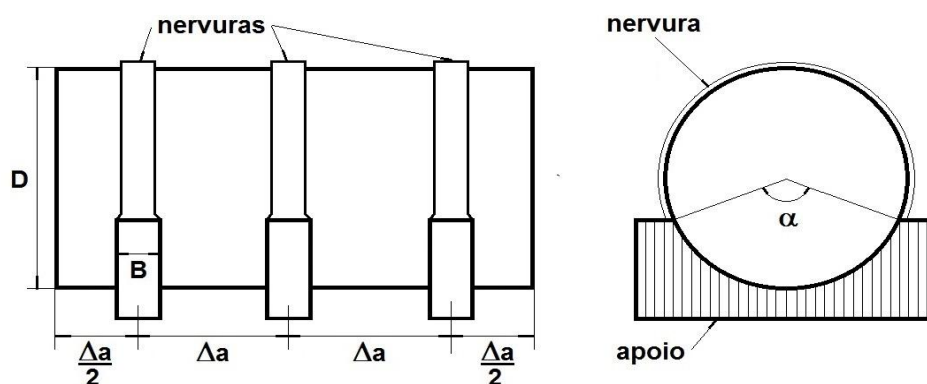


Figura 1

Dimensões de tanque cilíndrico horizontal sobre 3 apoios. Observe as nervuras circunferenciais nos apoios. Essas nervuras são necessárias para evitar achatamento do costado cilíndrico.

O protocolo de cálculo estrutural para tanques horizontais é como segue:

2 – Comprimento equivalente das calotas. Para facilitar o cálculo, as calotas abauladas dos tanques são substituídas por cilindros equivalentes. Seja R o raio do cilindro e h a

altura, ou elevação, das calotas toro-esféricas. O comprimento L_{cal} do cilindro de volume equivalente ao da calota é obtido pela expressão.

$$L_{cal} = \frac{3R^2h + h^3}{6R^2}$$

O uso de segmentos cilíndricos em lugar de calotas de igual volume introduz um pequeno erro nos cálculos, porque o centro de gravidade de calotas toro-esferas não coincide com o de segmentos cilíndricos equivalentes. Porém, esse erro é pequeno e justificado pela simplificação dos cálculos. O comprimento total do tanque cilíndrico equivalente é, portanto

$$\Delta = L_{cil} + 2 \times L_{cal}$$

3 – Posições dos apoios. Os apoios devem ser posicionados para receber cargas iguais. Assim, a distância entre eles deve ser

$$\Delta_a = \frac{\Delta}{N}$$

Onde Δ é o comprimento total do cilindro equivalente e N é o número de apoios. O posicionamento equidistante permite que os apoios recebam cargas iguais e tenham nervuras também iguais.

O número de apoios N é arbitrado pelo projetista para evitar cargas acima de 12 000 kg/apoio. Por exemplo, um tanque com peso $P = 75\ 000$ kg, deve ter no mínimo 6 ou 7 apoios. Porém, os tanques horizontais podem ter qualquer número de apoios.

4 – Espessura do costado. A espessura estrutural do costado é determinada por três critérios.

1. *Manter o alongamento de membrana inferior ao valor admissível. Esse critério será desenvolvido no item 4.1.*
2. *Assegurar a estabilidade axial do tanque no centro do vão, entre os apoios. Esse critério será desenvolvido no item 4.2.*
3. *Assegurar a circularidade entre os apoios. Esse critério será desenvolvido no item 4.3*

4.1 – Alongamento de membrana. Vamos determinar a espessura estrutural mínima do costado para manter o alongamento de membrana abaixo do valor admissível. Isso será feito levando em conta os esforços circunferenciais e axiais.

O alongamento circunferencial de tração máximo ocorre na geratriz inferior do tanque, causado pela pressão hidrostática e pela pressão interna. A espessura estrutural mínima do cilindro, para manter o alongamento circunferencial abaixo do valor admissível deve ser

$$t = \frac{2\gamma R^2}{E_y \times \epsilon_y} \times \frac{1}{1000} + \frac{P_i \times D}{2E_y \times \epsilon_y}$$

Para manter o alongamento axial de tração abaixo do valor admissível, a espessura estrutural deve ser

$$t = \frac{P_i \times D}{4E_x \times \epsilon_x}$$

Nas equações acima a densidade γ entra em g/cm^3 , o raio R em cm, o diâmetro D em mm e os módulos circunferencial E_y e axial E_x em kg/cm^2 . Com essas unidades, a espessura do costado é obtida em mm. Nos tanques usados em ambientes agressivos, o alongamento admissível deve ser inferior à metade do umbral de infiltração. Se o ambiente não for agressivo, o alongamento admissível deve ser inferior à metade do umbral de exudação. A norma ASME RTP1 exige alongamentos inferiores a $\epsilon_x = \epsilon_y = \epsilon_{adm} = \epsilon = 0,001$

A pressão interna P_i em tanques horizontais é geralmente igual a zero, de modo que a espessura mínima para controlar os alongamentos de membrana é determinada pela pequena pressão hidrostática.

Nota. O fator 1000 aparece nessa e em outras expressões similares, porque a densidade entra nelas em g/cm^3 e o módulo em kg/cm^2 . O fator 1000 faz a conversão de gramas para quilogramas.

4.2 – Estabilidade axial. A compressão axial no costado de tanques horizontais pode ter duas origens.

1. *Compressão térmica, quando os tanques são impedidos de expandir em altas temperaturas*
2. *Compressão de flexão, quando os tanques trabalham como vigas de seção circular.*

A máxima tensão de flexão ocorre na geratriz superior, no centro do vão.

Vamos determinar o momento M_x atuante nesse local. Observe que estamos considerando costado como cilindro de comprimento equivalente Δ , trabalhando como viga uniformemente carregada. A tensão de compressão axial gerada no costado pelo momento M_x é

$$\sigma_x = \frac{M_x \times R}{I} = \frac{M_x \times R}{\pi R^3 t} = \frac{M_x}{\pi R^2 t}$$

O valor máximo de M_x na geratriz superior, no centro do vão, é

$$M_x = \frac{\pi R^2 \gamma}{24} \times \left(\frac{\Delta}{N}\right)^2$$

A tensão axial de compressão gerada por esse momento é

$$\sigma_x = \frac{\gamma}{1000 \times 24 \times t} \times \left(\frac{\Delta}{N}\right)^2$$

Onde σ_x é a tensão de flexão em kg/cm^2 que comprime a geratriz superior (no centro do vão) do costado. Nessa expressão Δ e t entram em cm. A densidade γ entra em g/cm^3 . O divisor 1000 entra nas fórmulas para converter gramas em quilogramas.

Essa tensão de compressão axial deve ser ajustada por um fator de correção K_8 , proposto na norma BS 13121-3

$$K_8 = \left[2,71 + \frac{D}{600t} - 1,376 \left(\frac{\Delta a}{D} \right) + 0,308 \left(\frac{\Delta a}{D} \right)^2 - 0,024 \left(\frac{\Delta a}{D} \right)^3 \right]$$

Onde

K_8 é o fator de correção proposto na BS 13121-3

D é o diâmetro

t é a espessura do cilindro

Δa é a distância entre apoios

Caso o tanque não possa expandir livremente na direção axial, essa tensão deve ser acrescida pela componente térmica.

$$\sigma_x = K_8 \times \left[\frac{\gamma}{1000 \times 24 \times t} \times \left(\frac{\Delta}{N} \right)^2 + E_x \times \alpha_x \times (OT - RT) \right]$$

Onde OT é a temperatura de trabalho e RT é a temperatura do ambiente. O módulo de elasticidade axial e o coeficiente de dilatação térmica axial do costado são conhecidos.

Essa tensão de compressão axial deve ser comparada com o valor crítico que colapsa o cilindro.

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \exp \left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{R}{t}} \right) \right] \times \sqrt{E_y \times E_x} \times \frac{t}{R}$$

O coeficiente de segurança para estabilidade axial não deve ser inferior a 5, isto é,

$$\sigma_{cri} > 5 \times \sigma_x$$

4.3 – Circularidade do costado entre apoios. As estruturas cilíndricas enrijecidas nos apoios trabalham como viga de seção circular apenas quando plenamente cheias. Em condições de meia carga, o cilindro pode achatarse, falhando por instabilidade circunferencial, como mostra a figura 2.

Não existe expressão analítica para computar a rigidez de anel mínima que evite esse achatamento. Nesse particular, os tanques horizontais estão na mesma situação dos tubos que trabalham aéreos ou enterrados. Tanto os tanques como os tubos requerem um valor mínimo de rigidez de anel (SN) para evitar colapso. A diferença é que os cilindros enterrados são submetidos a cargas externas provenientes do solo, enquanto os tanques aéreos são submetidos ao peso do líquido contido neles. Os tubos enterrados requerem rigidez de anel muito superior à dos tanques aéreos. Vamos usar esse conhecimento para propor um valor mínimo para a rigidez de anel de cilindros (tanques ou tubos) aéreos.



Figura 2

As fotos mostram tanques colapsados por achatamento entre apoios. O achatamento ocorre durante o enchimento do tanque, antes dele ficar plenamente cheio.

Para tubos e tanques enterrados a rigidez de anel mínima é

$$SN = \frac{E'_y \times t^3}{D^3} = 1250 \text{ Pa} = 0,0125 \text{ kg/cm}^2$$

Tomando esse valor como referência, vamos arbitrar para tanques e tubos aéreos a rigidez de anel mínima

$$SN = \sqrt{E_y \times E_x} \times \frac{t^3}{D^3} = 500 \text{ Pa} = 0,005 \text{ kg/cm}^2$$

De onde obtemos a espessura mínima

$$t = \left[\frac{0,005}{\sqrt{E_y \times E_x}} \right]^{1/3} \times D$$

Com base nessa rigidez mínima, a espessura de costados feitos com fibras UD70 deve ser

$$t = \left[\frac{0,005}{\sqrt{298200 \times 92800}} \right]^{1/3} \times D = 0,0031 \times D$$

A espessura mínima de costados feitos com fibras UD55 deve ser

$$t = \left[\frac{0,005}{\sqrt{96300 \times 170800}} \right]^{1/3} \times D = 0,0034 \times D$$

A espessura mínima de costados feitos com fibras picadas deve ser

$$t = \left[\frac{0,005}{\sqrt{70000 \times 70000}} \right]^{1/3} \times D = 0,0042 \times D$$

Como vemos, para evitar achatamento entre os apoios, a espessura estrutural mínima do costado aumenta linearmente com o diâmetro. Essa variação é mostrada na figura 3. Notar que a espessura mínima não pode ser inferior a 4,5 mm.

A rigidez mínima $SN = 500 \text{ Pa}$ arbitrada para cilindros aéreos não tem respaldo teórico. Os engenheiros que preferirem trabalhar com mais segurança, devem usar valores maiores que esse.

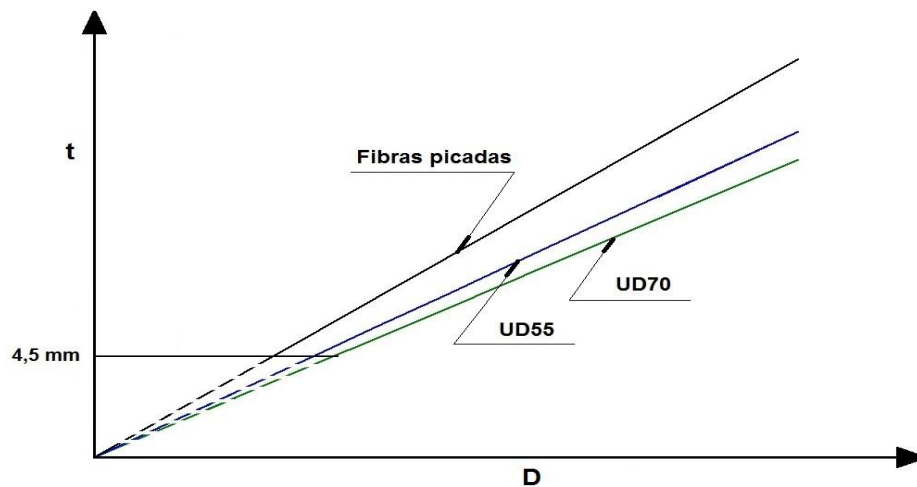


Figura 3

A espessura mínima do costado de tanques horizontais varia linearmente com o diâmetro. Observe a espessura mínima 4,5 mm.

5 – Inércia das nervuras. Para funcionar como vigas, os tanques horizontais devem manter a geometria circular. Essa circularidade é assegurada por nervuras circunferenciais laminadas nos locais de apoio. O protocolo para dimensionar essas nervuras, ou anéis, será explicado nesta seção.

Para computar a inércia dessas nervuras é preciso conhecer a pressão exercida no costado pelos apoios. Existem várias propostas para descrever a distribuição de pressão dos apoios no costado. A ASME RTP1 apresenta um exemplo numérico que assume distribuição senoidal da pressão ao longo da circunferência do costado, com pressão máxima na geratriz inferior e nula nas extremidades (horn) dos apoios. Neste livro estou propondo que a pressão exercida pelos apoios no costado tenha distribuição radial uniforme, como mostra a figura 4. Essa pressão, radial e uniforme, pode ser computada igualando a soma de suas componentes verticais ao peso transferido pelo tanque a cada apoio.

$$2 \int_0^{\alpha/2} p_a R \cos(\alpha) d\alpha = \frac{P}{NB}$$

De onde obtemos

$$p_a = \frac{P}{2NRB \sin \frac{\alpha}{2}}$$

Onde P é o peso total do tanque cheio, p_a é a pressão radial exercida no costado pelos apoios, N é o número de apoios, R é o raio do cilindro, α é o ângulo de apoio e B é a largura dos apoios.

A inércia do costado por unidade de comprimento é determinada supondo o carregamento mostrado na figura 4.

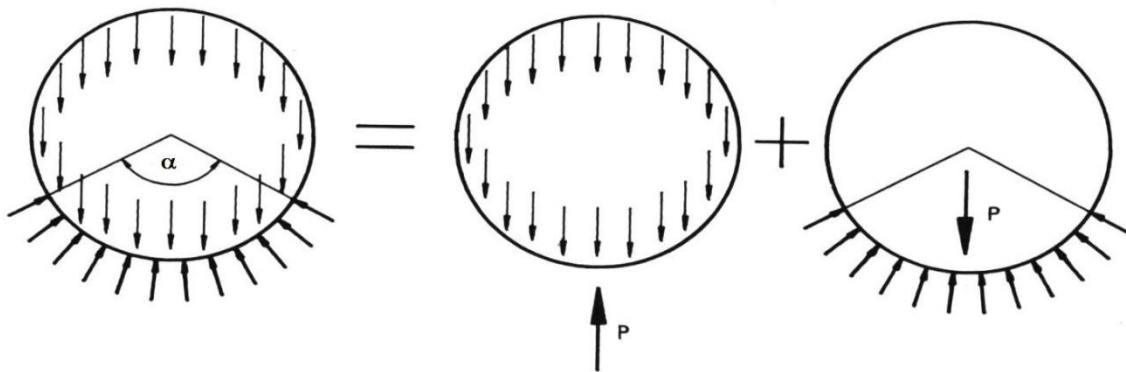


Figura 4

O carregamento na parede do tanque é obtido superpondo os casos 12 e 15 da tabela 17 do livro Roark's Formulas for Stress and Strain.

Assumindo o carregamento mostrado na figura 4, o achatamento do tanque pode ser computado pela expressão abaixo, extraída do livro Roark's Formulas for Stress and Strain.

$$\Delta D = K \times \frac{R^3}{E'_y \times i} \times \frac{P}{\Delta}$$

Onde ΔD é a redução do diâmetro vertical, R é o raio do cilindro, E'_y é o módulo de flexão circunferencial do laminado, i é a inércia do costado por unidade de comprimento, P é o peso do tanque cheio e Δ é o comprimento equivalente do tanque, calculado em 1.1. A constante K depende do ângulo de apoio α e está listada no livro citado.

A inércia circunferencial do cilindro por unidade de comprimento é determinada para que o afundamento não exceda, digamos, 2% do diâmetro. Assim, fazendo $\Delta D = 0,02 \times 2R$ obtemos

$$0,02 \times 2R = K \times \frac{R^3}{E'_y \times i} \times \frac{P}{\Delta}$$

$$i = 25 \times K \times \frac{R^2}{E'_y} \times \frac{P}{\Delta}$$

A equação acima calcula a inércia circunferencial requerida por unidade de comprimento do costado. Ela vale para achatamento igual a 2% do diâmetro.

Dessa maneira computamos a inércia circunferencial do cilindro por unidade de comprimento, necessária para evitar achatamento global do tanque acima de 2,0% do diâmetro. A tabela 1 mostra os valores dessas inércias para vários ângulos de apoio. Deve ser notado que se $\alpha = 180$ graus, as nervuras podem ser dispensadas. Essa conclusão é intuitiva. Se pensarmos um pouco, havemos de concordar que cilindros confinados em 180 graus de sua circunferência não podem achatar. Mas isso vale apenas para achatamento nos locais de apoio. Para evitar achatamento entre apoios, como vimos na seção anterior, o cilindro deve ter rigidez de anel $SN > 500$ Pa. Portanto, independente do ângulo de apoio e da rigidez das nervuras, o costado deve ter uma espessura mínima que assegure sua estabilidade local, entre apoios. Essa espessura varia linearmente com o diâmetro do cilindro, como discutido no item anterior e mostrado na figura 3.

	Ângulo de apoio α			
	180 graus	150 graus	120 graus	90 graus
Inércia por unidade de comprimento	Não precisa	$i = 0,44 \times \frac{R^2}{E'_y} \times \frac{P}{\Delta}$	$i = 0,85 \times \frac{R^2}{E'_y} \times \frac{P}{\Delta}$	$i = 1,26 \times \frac{R^2}{E'_y} \times \frac{P}{\Delta}$

Tabela 1

Inércia circunferencial por unidade de comprimento do costado, para assegurar achatamento global igual a 2% do diâmetro. Essas expressões foram deduzidas de fórmulas apresentadas no livro Roark's Formulas for Stress and Strain. P é o peso do tanque cheio, Δ é o comprimento do tanque equivalente, R é o raio do cilindro e E'_y é o módulo de flexão circunferencial do costado.

A inércia das nervuras laminadas nos apoios, equivalente à inércia calculada para o costado, é

$$I_N = L \times \frac{E'_y}{E_N} \times i$$

Onde L é distância entre as nervuras, i é a inércia por unidade de comprimento do costado, e E_N é o módulo de tração da nervura.

Sabendo que a distância entre nervuras L é igual à distância entre apoios, temos

$$L = \Delta_a = \frac{\Delta}{N} = \text{distância entre apoios}$$

$$I_N = \frac{E'_y}{E_N} \times \frac{\Delta}{N} \times i$$

Esta é a inércia mínima de cada nervura. São necessárias N nervuras com essa inércia, todas com largura B igual à dos apoios. Para fazer essas nervuras, recomendamos

1. *Posicionar cascas (formas) de pequena espessura, ou placas de espuma, de largura “B” e altura “H”, centradas nos locais do costado correspondentes aos apoios. Essas cascas ou núcleos de espuma servem de forma para moldar as nervuras, que devem envolver todo o cilindro. V. figura 5.*
2. *Laminar a espessura T da nervura sobre essa forma ou espuma. O laminado da nervura deve se estender lateralmente para cobrir a largura B/2 sobre o costado. As nervuras podem ser feitas com fibras picadas, fibras tecidas ou fibras UD90. V. figura 5.*

Como vimos no capítulo 6, a inércia de nervuras feitas assim é determinada pela relação

$$I_N = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2}$$

Onde

I_N é a inércia das nervuras

E_N é o módulo da nervura

E_y é o módulo do costado

t é a espessura do costado

T é a espessura da nervura

B é a largura interna da nervura

H é a altura interna da nervura

As dimensões das nervuras são computadas entrando a inércia requerida na fórmula acima. Ao fazer isso, temos uma equação com 3 incógnitas. A largura B das nervuras é arbitrada igual à dos apoios. A espessura T das nervuras também é arbitrada. A altura H é calculada.

6 – Espessura do costado nos locais dos apoios. O costado de tanques horizontais é flexionado na transição com os apoios. Temos aqui duas situações.

- *Apoios rígidos tradicionais, de aço ou de concreto, montados em contato direto com o costado. Essa situação acontece frequentemente nos apoios de tubos aéreos.*
- *Apoios integrados ao costado, como é comum nos tanques de compósitos. Essa situação é discutida no apêndice 2.*

Ambas situações geram alongamentos axiais de flexão no costado, nos locais dos apoios. Esses casos são analisados a seguir.

6.1 – Apoios rígidos em contato direto com o costado, o alongamento axial pode ser calculado usando o momento M_x do caso 17, página 536, sexta edição, do livro Roark's Formulas for Stress and Strain.

$$\epsilon_x = \frac{6M_x}{E_x(t + T_a)^2}$$

Onde t é a espessura do costado e T_a é a espessura da almofada. Desenvolvendo a equação acima, obtemos

$$\epsilon_x = 0,894 \times \frac{P}{N \times B \times E_x \times (t + T_a) \times \text{sen}\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \times \exp\left(\frac{-0,648 \times B}{\sqrt{R \times (t + T_a)}}\right) \times \text{sen}\left(\frac{0,648 \times B}{\sqrt{R \times (t + T_a)}}\right)$$

Esse alongamento deve ser menor que o admissível. A espessura T_a da almofada deve ser aumentada até isso acontecer. Veja o exemplo numérico 2.

6.2 – Apoios integrados ao tanque, a espessura da almofada interposta entre o costado e a nervura deve ser

$$T_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t$$

Onde

T_a é a espessura da almofada

t é a espessura do costado

Q é a força cortante exercida pela nervura no costado

D é o diâmetro do tanque

E'_x é o modulo axial da almofada

$\epsilon_x = 0,002$ é o alongamento admissível na almofada

Esses cálculos serão feitos mais adiante, ao considerar a força cortante Q induzida no costado pelos apoios. A espessura da almofada deve ser comparada com a espessura da nervura. Muitas vezes a espessura da nervura é suficiente para servir de almofada. V. figura 5.

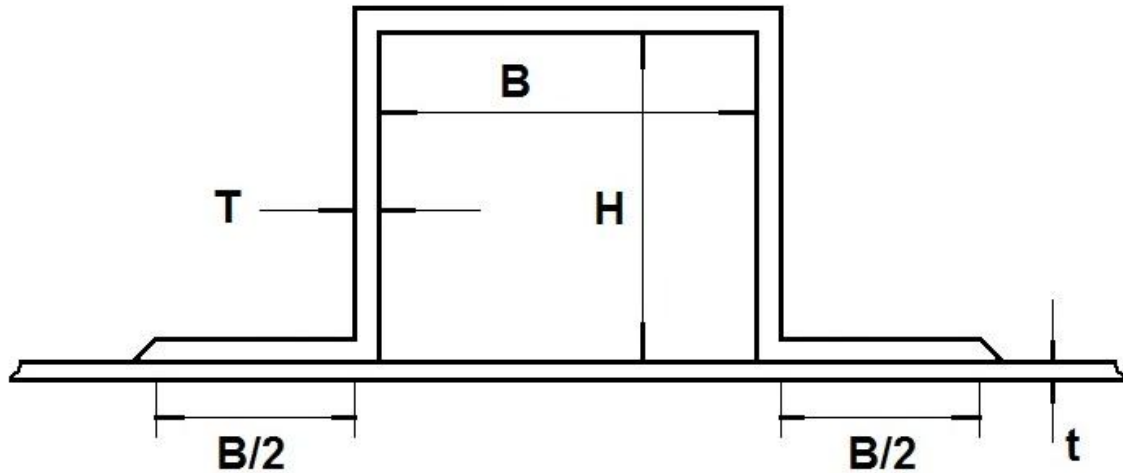
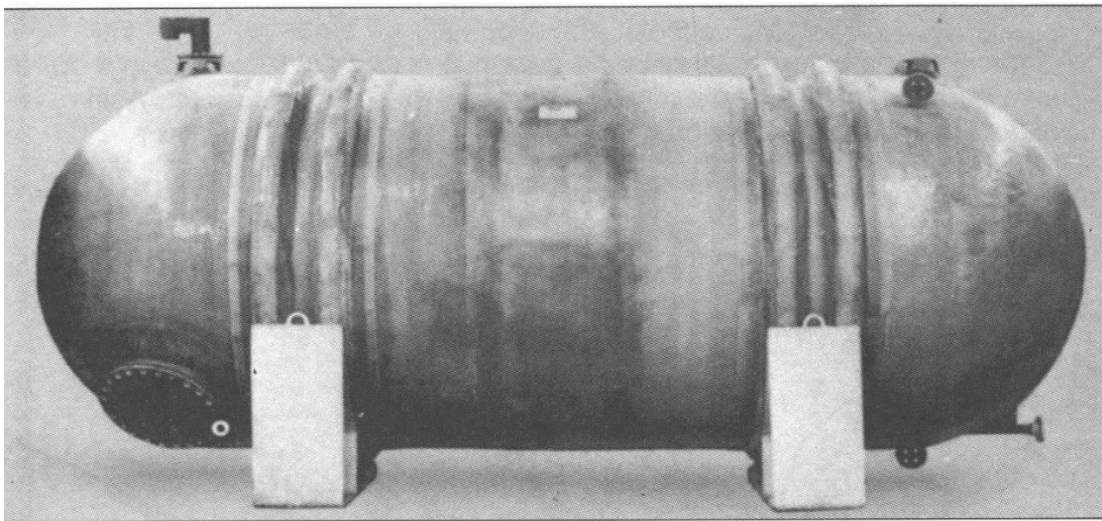


Figura 5

As nervuras têm largura B igual à do apoio, espessura T e altura H . Observe que o laminado da nervura, de espessura T , soma com o costado para dar a espessura total $t + T$ na transição com o costado. A espessura da nervura muitas vezes é suficiente para servir de almofada



Tanque horizontal sobre dois apoios. Notar as nervuras nos apoios.

7 – Espessura das calotas. A espessura das calotas é calculada de maneira conservadora, supondo que a pressão hidrostática atuante na geratriz inferior seja uniformemente distribuída na superfície inteira. A fórmula de cálculo é a mesma usada para as calotas abauladas do fundo de tanques verticais aéreos.

$$t = \frac{P \times R_e}{2 \times E \times \epsilon}$$

Onde

$P = 0,1 \times D \times \gamma$ é a pressão na geratriz inferior do costado.

R_e é o raio da calota

$E = 70\,000\text{ kg/cm}^2$ é o módulo de tração de calotas feitas com fibras picadas.
 D é o diâmetro do costado
 γ é a densidade do fluido armazenado

O raio R_e da calota pode ser obtido do diâmetro D e da elevação h da toro-esfera.

$$R_e = \frac{D^2 + 4h^2}{8h}$$

Nota: Geralmente o raio R_e da calota é igual ao diâmetro D do costado.

8 – Nervuras adjacentes aos apoios. Muitos fabricantes preferem laminar duas nervuras menores adjacentes aos apoios, ao invés de uma nervura grande sobre os apoios. Isso pode ser justificado por dois argumentos.

- As duas nervuras adjacentes aos apoios têm inércias menores, iguais à metade da exigida pela nervura grande. Essas nervuras não esmagam sob o peso do tanque cheio.
- As nervuras construídas adjacentes ao apoio cobrem áreas maiores no costado, sendo mais eficientes para transmitir rigidez circunferencial a ele.
- As abas das nervuras adjacentes devem ser laminadas sobre o costado nos locais de apoio, para servir também como almofadas.

O costado deve ser reforçado com almofada nos pontos apoio, como descrito no item 6.2.

9 – Emenda do costado com as calotas. Essa emenda é submetida à soma de duas forças. A primeira resulta da pressão hidrostática na calota, citada no item anterior. A segunda atua apenas na geratriz superior e tem como causa o momento fletor da calota cheia. A soma dessas forças é muito pequena e não tem efeito prático. Vamos ilustrar essa afirmação considerando um exemplo numérico extremo.

Exemplo 1. Determinar a força axial na emenda da calota com o costado de um tanque horizontal cilíndrico de diâmetro $D = 5,0\text{ m}$ ($R = 250\text{ cm}$) contendo fluido de densidade $\gamma = 1,5\text{ g/cm}^3$. Supor calotas semiesféricas.

O momento axial no local da emenda, causado pelo peso do fluido contido na calota semiesférica é

$$M = \left[\text{Peso da calota} \right] \times \left[\text{Distância do centróide} \right]$$

semiesférica ao local da emenda

$$M = \frac{2\pi R^3}{3} \times \gamma \times \frac{3R}{8} = \frac{1}{4} \times \gamma \pi R^4$$

Esse momento fletor gera tensões de tração axial na geratriz superior

$$\sigma_x = \frac{M \times R}{I} = \frac{M \times R}{\pi R^3 t} = \frac{M}{\pi R^2 \times t}$$

A força axial exercida na emenda por essa tensão é

$$\sigma_x \times t = N_x = \frac{M}{\pi R^2} = \frac{R^2 \times \gamma}{4}$$

Essa fórmula deve ser modificada para dar a força em kg

$$N_x = \frac{250^2 \times 1,5}{4 \times 1000} = 23,4 \text{ kg/cm}$$

A força axial exercida pela pressão hidrostática é

$$N_x = \frac{P \times R}{2} = \frac{0,1 \times 5,0 \times 1,5 \times 250}{2} = 93,7 \text{ kg/cm}$$

A soma dessas forças é

$$N_x = 23,4 + 93,7 = 117,1 \text{ kg/cm}$$

A largura da faixa de ancoragem para resistir essa força é

$$\Delta = \frac{2N_x \times CS}{\tau}$$

Onde $\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento de colagens secundárias e $CS = 10$

$$\Delta = \frac{2 \times 117,1 \times 10}{140} = 16,0 \text{ cm}$$

Como vemos, a força axial nas emendas das calotas de tanques horizontais é muito pequena e a largura das faixas de colagem é irrisória. Sugiro fazer essas emendas com a mesma espessura das calotas e com faixa de colagem $\Delta = 300 \text{ mm}$.

Exemplo 2. Dimensionar um tanque horizontal cilíndrico para operar nas seguintes condições:

$L = 6600 \text{ mm}$ (comprimento do cilindro)

$R = 1200 \text{ mm}$ (raio do cilindro)

$h = 1200 \text{ mm}$ (elevação das calotas)

$\gamma = 1,1 \text{ g/cm}^3$ (densidade do fluido armazenado)

$P = 41 \text{ 000 kg}$ (peso do tanque cheio)

$\alpha = 120^\circ$ (ângulo de apoio)

$B = 300 \text{ mm}$ (largura dos apoios)

$N = 4$ apoios

$P_i = 0$ (não há pressão interna)

O alongamento máximo admissível é $\varepsilon = 0,10\%$. O achatamento do tanque cheio nos apoios não deve exceder 2% do diâmetro.

Os laminados do cilindro e das calotas são feitos com fibras de vidro picadas de módulo

$$E = E_x = E_y = 70 \text{ 000 kg/cm}^2$$

As nervuras podem ser feitas com fibras picadas, fibras UD90 ou combinando pares MT.

Seguindo o roteiro apresentado, temos

Primeiro passo – Nesse passo determinamos o comprimento do tanque cilíndrico equivalente e a distância entre os apoios. O comprimento do cilindro equivalente à calota de elevação $h = 1200$ mm é

$$L_{cal} = \frac{3R^2h + h^3}{6R^2}$$

$$L_{cal} = \frac{3 \times 1200^2 \times 1200 + 1200^3}{6 \times 1200^2} = 800 \text{ mm}$$

O comprimento total do tanque cilíndrico equivalente ao tanque real é

$$\Delta = L_{cil} + 2 \times L_{cal}$$

$$\Delta = 6600 + 2 \times 800 = 8200 \text{ mm}$$

A posição dos apoios é estabelecida para que eles recebam cargas iguais. Assim a distância entre eles deve ser

$$\Delta_a = \frac{\Delta}{N} = \frac{8200}{4} = 2050 \text{ mm}$$

Segundo passo – A espessura do costado é computada para atender 3 critérios.

1 – Para manter o alongamento de membrana menor que 0,10%

$$t = \frac{2\gamma R^2}{E_y \times \epsilon_y} \times \frac{1}{1000} + \frac{P_i \times D}{2E_y \times \epsilon_y}$$

$$t = \frac{2 \times 1,1 \times 120^2}{70000 \times 0,001} \times \frac{1}{1000}$$

$$t = 0,45 \text{ cm} \cong 5,0 \text{ mm}$$

Como o tanque não tem pressão interna, a espessura estrutural do costado calculada por esse critério é pequena.

2 – O segundo critério para dimensionar a espessura do costado envolve a estabilidade por compressão axial.

Como não existe dilatação térmica, a máxima tensão de compressão axial nos apoios extremos é

$$\sigma_x = K_8 \times \frac{\gamma}{1000 \times 24 \times t} \times \left(\frac{\Delta}{N}\right)^2$$

Entrando na expressão acima com as dimensões em cm e a densidade em g/cm^3 obtemos

$$\sigma_x = K_8 \times \frac{1,1}{1000 \times 24 \times t} \times \left(\frac{820}{4}\right)^2 = K_8 \times \frac{1,93}{t} \text{ kg/cm}^2$$

Onde a espessura “t” entra em cm e o divisor 1000 transforma gramas em quilogramas.

Essa tensão deve ser no máximo igual a 1/5 da tensão de compressão axial crítica.

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \exp \left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{R}{t}} \right) \right] \times \left(\frac{E_y}{E_x} \right)^{\frac{1}{2}} \times E_x \times \frac{t}{R}$$

Essa equação deve ser resolvida por tentativas, arbitrando valores para a espessura “t” e fazendo as contas, até que a tensão de compressão seja inferior a 1/5 da tensão crítica.

Vamos fazer a primeira tentativa arbitrando a espessura $t = 5,0 \text{ mm}$ ($0,5 \text{ cm}$) calculada usando o critério anterior. Entrando $t = 0,5 \text{ cm}$ nas equações acima, obtemos

$$K_8 = \left[2,71 + \frac{240}{600 \times 0,5} - 1,376 \left(\frac{205}{240} \right) + 0,308 \left(\frac{205}{240} \right)^2 - 0,024 \left(\frac{205}{240} \right)^3 \right] = 2,54$$

$$\sigma_x = K_8 \times \frac{1,93}{t} = 2,54 \times \frac{1,93}{0,5} = 9,80 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \exp \left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{R}{t}} \right) \right] \times \left(\frac{E_y}{E_x} \right)^{\frac{1}{2}} \times E_x \times \frac{t}{R}$$

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \exp \left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{1200}{5}} \right) \right] \times 70000 \times \frac{5}{1200} = 77,0 \text{ kg/cm}^2$$

Portanto, para $t = 5,0 \text{ mm}$, $\sigma_x = 9,80 \text{ kg/cm}^2$ e $\sigma_{cri} = 77,0 \text{ kg/cm}^2$. O coeficiente de segurança é

$$CS = \frac{77,0}{9,80} = 7,86$$

Esse CS é superior ao mínimo CS = 5 exigido pela ASME RTP1. Portanto, a espessura estrutural $t = 5,0 \text{ mm}$ é suficiente para atender o critério de estabilidade por compressão axial.

3 – O terceiro critério para determinar a espessura do costado envolve a estabilidade circunferencial do cilindro entre os apoios. Como o costado é feito com fibras picadas, temos

$$t = 0,0042 \times D$$

$$t = 0,0042 \times 2400 = 10,0 \text{ mm}$$

A espessura estrutural do costado é governada pela estabilidade circunferencial e deve ser $t = 10,0 \text{ mm}$.

A espessura total do costado, incluindo o liner e a barreira de corrosão, é

$$\text{espessura total} = 10,0 + 2,7 = 12,7 \text{ mm}$$

Terceiro passo – A inércia circunferencial do costado por unidade de comprimento, necessária para manter o achatamento do tanque abaixo de 2,0%, é obtida da tabela 1 para $\alpha = 120$ graus.

$$i = 0,85 \times \frac{R^2}{E'_y} \times \frac{P}{\Delta}$$

$$i = 0,85 \times \frac{120^2}{70000} \times \frac{41000}{820} = 8,75 \text{ cm}^4/\text{cm}$$

A inércia das nervuras deve ser

$$I_N = \frac{E'_y}{E_N} \times \frac{\Delta}{N} \times i$$

Supondo as nervuras feitas com tecido T800 de módulo $E_N = 190\,000 \text{ kg/cm}^2$

$$I_N = \frac{70000}{190\,000} \times \frac{820}{4} \times 8,75 = 660 \text{ cm}^4$$

Observe que estamos sugerindo fazer a nervura com tecidos T800, sem mantas M450. Se as nervuras calculadas assim forem muito grandes, o projetista pode diminuí-las aumentando o número de apoios ou o ângulo de apoio. Em casos extremos, o fabricante pode reduzir o tamanho das nervuras usando fibras de carbono em lugar de fibras de vidro.

Essas nervuras podem ser feitas laminando o tecido T800 sobre forma de pequena espessura, com a geometria das nervuras, ou sobre núcleo de espuma de polietileno ou de poliuretano. A espuma é cortada nas dimensões corretas (largura e altura) e centrada nos locais do apoio acompanhando a circunferência do costado. Em seguida este núcleo é coberto com laminado de espessura adequada para dar a inércia desejada. Em nosso caso isso é feito assim:

Inércia desejada: $I_N = 660 \text{ cm}^4$.

Largura da nervura: $B = 30 \text{ cm}$

Espessura das cascas da nervura: $T \text{ cm}$

Altura do núcleo de espuma: $H \text{ cm}$

$E_y = 70\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo do laminado

$E_N = 190\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo da nervura

$t = 10 \text{ mm} = 1,0 \text{ cm}$ é a espessura estrutural do cilindro

A altura H do núcleo de espuma e a espessura T da nervura devem satisfazer a relação

$$I_N = 660 = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2}$$

Podemos arbitrar o valor da altura do núcleo H e computar a espessura T da nervura, ou ao contrário, arbitrar T e computar H . Suponhamos as nervuras feitas com 12 lâminas de T800, que resulta na espessura $T = 1,0 \text{ cm}$.

$$\frac{(30 + 2)}{12} \times (H + 1)^3 - \frac{30}{12} \times (H - 1)^3 + \frac{70}{190} \times \frac{30 \times 1,0 \times (H + 1)^2}{2} = 660$$

Fazendo os cálculos, obtemos $H = 5,0 \text{ cm}$.

A nervura deve ser feita com 12 tecidos T800, para dar $T = 1,0$ cm de espessura. O núcleo deve ter largura $B = 30$ cm e altura $H = 5,0$ cm. A nervura deve se estender $B/2 = 30/2 = 15$ cm de cada lado dos apoios.

A espessura estrutural do cilindro no pé das nervuras, onde acontece a transição com os apoios, é

$$\text{Espessura} = t + T = 10,0 + 10,0 = 20,0 \text{ mm.}$$

A espessura 20,0 mm deve cobrir uma faixa de $300/2 = 150$ mm de cada lado das nervuras.

Quarto Passo – Nosso tanque é nervurado com nervuras ocas, de modo que a espessura da almofada deve ser computada pela fórmula da seção 1.5.2

$$T_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t$$

Onde

$$Q = \frac{P}{N \times 2D \sin(\alpha/2)} = \frac{41\,000}{4 \times 2 \times 240 \sin(60)} = 24,7 \text{ kg/cm}$$

Supondo alongamento 0,002 para a almofada, temos

$$T_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t$$

$$T_a = 0,87 \times \left[\frac{24,7 \times \sqrt{240}}{70\,000 \times 0,002} \right]^{2/3} - 1,0 = 0,71 \text{ cm}$$

Essa deve ser a espessura da almofada, ou a espessura das abas das nervuras adjacentes ao apoio.

Quinto passo – A espessura das calotas de tanques horizontais é calculada de maneira conservadora pela mesma fórmula usada para as calotas abauladas de tanques verticais, supondo a pressão hidrostática na geratriz inferior atuando em toda superfície.

Neste caso, o raio da calota é $R_e = D = 2400$ mm

$$t = \frac{P \times R_e}{2 \times E \times \epsilon}$$

$$t = \frac{0,1 \times 2,40 \times 1,1 \times 2400}{2 \times 70\,000 \times 0,001} = 5,0 \text{ mm}$$

A espessura estrutural adotada para as calotas deve ser 10,0 mm, a mesma do costado. As calotas feitas com fibras picadas não precisam de barreira de corrosão.

A emenda das calotas com o costado deve ser feita com tiras de manta de largura 300 mm, para dar espessura de 10,0 mm.

Exemplo 3. Dimensionar as nervuras do tanque analisado no exemplo anterior, supondo que elas sejam feitas por laminação manual com pares MT.

Os módulos das nervuras feitas com pares M450 e T800, são

$$E_x = 115000 \text{ kg/cm}^2$$

$$E_y = 123000 \text{ kg/cm}^2$$

A inércia das nervuras construídas com pares MT deve ser

$$I_N = \frac{70000}{123000} \times \frac{820}{4} \times 8,75 = 1020 \text{ cm}^4$$

Observe que a inércia das nervuras aumenta de 660 cm⁴ para 1020 cm⁴ quando feitas com pares MT em lugar de tecido T800. Como dito antes, a melhor maneira de construir essas nervuras é fazendo laminação sobre forma de pequena espessura, ou núcleo de espuma de polietileno ou de poliuretano. A espuma é cortada nas dimensões corretas (largura B e altura H) e colocada sobre os locais do apoio abraçando o costado. Em seguida ela é coberta com laminado de espessura T calculada para dar a inércia desejada. Em nosso caso, isso é feito como segue:

Inércia desejada: $I_N = 1020 \text{ cm}^4$.

Largura da nervura: $B = 30 \text{ cm}$

Espessura das cascas da nervura: $T \text{ cm}$

Altura da espuma de núcleo: $H \text{ cm}$

A altura H do núcleo de espuma e a espessura T da nervura devem satisfazer a relação

$$I_N = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2} = 1020$$

Onde $B = 30 \text{ cm}$. Na expressão acima, podemos arbitrar o valor da altura H e computar a espessura T, ou ao contrário, arbitrar T e computar H. Suponhamos $T = 1,0 \text{ cm}$.

$$\frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{70}{123} \times \frac{30 \times 1 \times (H + 1)^2}{2} = 1020$$

Fazendo os cálculos, obtemos $H = 6,0 \text{ cm}$. Vemos que, ao mudar a construção das nervuras de fibras UD para pares MT, a altura do núcleo de espuma passa de 4,0 cm para 6,0 cm.

A espessura das nervuras, $T = 1,0 \text{ cm}$, deve se estender para fora da região de apoio cobrindo uma faixa de largura $L = B/2 = 30/2 = 15 \text{ cm}$.

A espessura do costado no pé das nervuras, onde acontece a transição com os apoios, é $10,0 + 10,0 = 20,0 \text{ mm}$, como no exemplo anterior. A faixa de transição deve cobrir $300/2 = 150 \text{ mm}$ de cada lado das nervuras.

Exemplo 4. Determinar a espessura do costado do tanque analisado no exemplo 2, supondo que ele trabalhe na temperatura $OT = 80 \text{ graus}$.

A temperatura afeta apenas o critério 2 para determinação da espessura do costado. A tensão de compressão axial nesse caso é

$$\sigma_x = K_8 \times \left[\frac{\gamma}{1000 \times 24 \times t} \times \left(\frac{\Delta}{N} \right)^2 + E_x \times \alpha_x \times (OT - RT) \right]$$

$$K_8 = \left[2,71 + \frac{D}{600 \times t} - 1,376 \left(\frac{\Delta a}{D} \right) + 0,308 \left(\frac{\Delta a}{D} \right)^2 - 0,024 \left(\frac{\Delta a}{D} \right)^3 \right]$$

Vamos fazer a primeira tentativa arbitrando a espessura $t = 10,0 \text{ mm}$, calculada para atender o critério de estabilidade circunferencial. Entrando $t = 1,0 \text{ cm}$ nas equações acima, obtemos

$$K_8 = \left[2,71 + \frac{2400}{600 \times 10} - 1,376 \left(\frac{2050}{2400} \right) + 0,308 \left(\frac{2050}{2400} \right)^2 - 0,024 \left(\frac{2050}{2400} \right)^3 \right] = 2,14$$

$$\sigma_x = 2,14 \times \left[\frac{1,1}{1000 \times 24 \times 1} \times \left(\frac{820}{4} \right)^2 + 70000 \times 23,0 \times 10^{-6} \times (80 - 30) \right]$$

$$\sigma_x = 82,4 \text{ kg/cm}^2$$

Essa pressão deve ser no máximo 1/5 da pressão crítica

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \exp \left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{R}{t}} \right) \right] \times \sqrt{E_x \times E_y} \times \frac{t}{R}$$

$$\sigma_{cri} = 0,6 \times \left[0,1 + 0,9 \exp \left(-\frac{1}{16} \times \sqrt{\frac{1200}{10}} \right) \right] \times 70000 \times \frac{10}{1200} = 194 \text{ kg/cm}^2$$

O coeficiente de segurança é

$$CS = \frac{194}{82,4} = 2,3$$

A espessura para atender essa tensão de compressão com $CS = 5$ é muito grande, indicando que o tanque deve ser instalado para deslizar nos apoios e evitar as tensões térmica de compressão.

Apêndice 1

Tanques horizontais com apoio contínuo.

Algumas vezes os tanques horizontais são instalados em berços contínuos ou apoiados diretamente no solo. O protocolo de cálculo das nervuras de tanques horizontais com apoio contínuo é idêntico ao de tanques com apoios discretos, considerando o berço ou o solo como um apoio longo, de largura $B = \Delta$. O número de apoios nesses casos é $N = 1$.

Assumindo o carregamento da figura 3, a redução do diâmetro vertical do tanque pode ser aproximada pela expressão

$$\Delta D = K \times \frac{R^3}{E'_y \times I} \times \frac{P}{\Delta}$$

Onde ΔD é a redução do diâmetro vertical, R é o raio do cilindro, E'_y é o módulo de flexão do costado na direção circunferencial, I é a inércia do costado por unidade de comprimento, P é o peso do tanque cheio e Δ é o comprimento equivalente do tanque, calculado em 1.1. Essa fórmula é a mesma usada para tanques com apoios discretos. O coeficiente K depende do ângulo de apoio α e foi calculado antes.

Os tanques com apoio contínuo não trabalham como viga e por isso admitem achatamentos maiores que 2,0%. Para tanques com apoios contínuo, a inércia I do costado por unidade de comprimento é determinada para manter o achatamento do tanque abaixo de, digamos, 5% do diâmetro. Assim, fazendo $\Delta D = 0,05 \times 2R$ obtemos

$$0,05 \times 2R = K \times \frac{R^3}{E'_y \times I} \times \frac{P}{\Delta}$$

$$i = 10 \times K \times \frac{R^2}{E'_y} \times \frac{P}{\Delta}$$

A equação acima calcula a inércia requerida pelo costado por unidade de comprimento, para achatamento igual a 5% do diâmetro.

A tabela 2 mostra as inércias por unidade de comprimento de tanques com apoio contínuo para vários ângulos de apoio e achatamento igual a 5,0% do diâmetro. As fórmulas da tabela 2 são as mesmas da tabela 1, exceto que o achatamento admissível para elas é 5,0%, e não 2,0%, do diâmetro.

Como discutido no caso de tanques com apoios discretos, a inércia das nervuras deve ser

$$I_N = \frac{E'_y}{E_N} \times \frac{\Delta}{N} \times i$$

Onde I_N é a inércia das nervuras, N é o número de nervuras, i é a inércia requerida por unidade de comprimento conforme a tabela 2 e Δ é o comprimento do tanque equivalente.

	Ângulo de apoio α			
	180 graus	150 graus	120 graus	90 graus
Inércia da parede	Não precisa	$i = 0,18 \times \frac{R^2}{E'_y} \times \frac{P}{\Delta}$	$i = 0,34 \times \frac{R^2}{E'_y} \times \frac{P}{\Delta}$	$i = 0,50 \times \frac{R^2}{E'_y} \times \frac{P}{\Delta}$

Tabela 2

Inércia circunferencial por unidade de comprimento do costado, para achatamento igual a 5,0% do diâmetro. As expressões acima foram deduzidas de fórmulas apresentadas no livro Roark's Formulas for Stress and Strain. P é o peso do tanque cheio, Δ é o comprimento equivalente do tanque (V. seção 7.1.1), R é o raio do cilindro e E'_y é o módulo de flexão circunferencial do costado.

A espessura do costado é determinada para atender o critério de rigidez de anel mínima, da mesma maneira que para os tanques com apoios discretos.

$$\sqrt{E_y \times E_x} \times \frac{t^3}{D^3} = 0,005 \text{ kg/cm}^2$$

De onde obtemos

$$t = \left[\frac{0,005}{\sqrt{E_y \times E_x}} \right]^{1/3} \times D$$

A geometria das nervuras é computada a partir da inércia requerida I_N . Esse dimensionamento é feito como explicado antes, usando a fórmula

$$I_N = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2}$$

As dimensões B, H e T das nervuras devem satisfazer essa equação.

Exemplo 5. Neste exemplo vamos considerar o mesmo tanque do exemplo 2, supondo que a parte inferior do costado seja integralmente apoiada sobre leito de areia ou de brita cobrindo um ângulo de 120 graus. Os dados para projeto são os mesmos do exemplo 2, exceto que nesse caso o costado é integralmente apoiado.

$\Delta = 8200 \text{ mm}$ (comprimento equivalente)

$R = 1200 \text{ mm}$ (raio do cilindro)

$h = 1200 \text{ mm}$ (altura das calotas)

$\gamma = 1,1 \text{ g/cm}^3$ (densidade do fluido armazenado)

$P = 41000 \text{ kg}$ (peso do tanque cheio)

$\alpha = 120^\circ$ (ângulo de apoio no solo)

$P_i = 0$ (não há pressão interna)

Os laminados do cilindro e das calotas são feitos com fibras de vidro picadas com módulos

$$E_x = E_y = E'_y = 70000 \text{ kg/cm}^2$$

O alongamento máximo admissível é $\varepsilon = 0,10\%$. O achatamento não deve exceder 5% do diâmetro. O comprimento equivalente do costado é $\Delta = 820 \text{ cm}$.

A espessura do costado é computada para atender o critério de rigidez mínima para cilindros horizontais.

$$t = \left[\frac{0,005}{\sqrt{E_y \times E_x}} \right]^{1/3} \times D$$

$$t = \left[\frac{0,005}{70000} \right]^{1/3} \times 2400 = 10,0 \text{ mm}$$

Pela tabela 2, a inércia requerida por unidade de comprimento do costado com apoio contínuo de 120 graus deve ser

$$i = 0,34 \times \frac{R^2}{E'_y} \times \frac{P}{\Delta}$$

$$i = 0,34 \times \frac{120^2}{70000} \times \frac{41000}{820} = 3,50 \text{ cm}^4/\text{cm}$$

A espessura mínima do costado, calculada antes, é $t = 10,0 \text{ mm}$, a mesma espessura do exemplo 2. A distância entre as nervuras, $\Delta_a = 820/4 = 205 \text{ cm}$, é suposta a mesma do exemplo 2. Vamos supor também as $N = 4$ nervuras feitas com pares MT, que têm módulo $E_N = 123000 \text{ kg/cm}^2$

A inércia das nervuras deve ser

$$I_N = \frac{E'_y}{E_N} \times \Delta_a \times i$$

$$I_N = \frac{70000}{123000} \times \frac{820}{4} \times 3,50 = 402 \text{ cm}^4$$

Se desejado, essa inércia pode ser reduzida aumentando o número de nervuras.

Para ilustrar isso, vamos supor $N = 10$ nervuras. Nesse caso, a distância entre as nervuras é $\Delta_a = 820/10 = 82 \text{ cm}$. A inércia requerida pelas nervuras nessa nova condição é

$$I_N = \frac{70000}{123000} \times 82 \times 3,50 = 160 \text{ cm}^4$$

A inércia requerida para $N = 10$ nervuras, 160 cm^4 , é bem menor que a exigida para $N = 4$ nervuras. As nervuras são dimensionadas usando a expressão

$$I_N = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2}$$

Fazendo $T = 1,0 \text{ cm}$ e $B = 12 \text{ cm}$, obtemos

$$\frac{(12+2)}{12} \times (H+1)^3 - \frac{12}{12} \times (H-1)^3 + \frac{70}{123} \times \frac{12 \times 1 \times (H+1)^2}{2} = 160$$

$$H = 3,5 \text{ cm}$$

Comparando os resultados acima com os do exemplo 2, concluímos:

As espessuras das calotas e do cilindro são as mesmas nos dois casos. O número de nervuras passa de $N = 4$ para apoios discretos para $N = 10$ para apoio contínuo. A inércia das nervuras diminui de 1017 cm^4 para $N = 4$ apoios discretos para 160 cm^4 quando o tanque tem apoio contínuo. Além disso, as 10 nervuras usadas para apoio contínuo são menores que as 4 usadas para apoio discreto.

Finalizando este exemplo, podemos dizer que não existe diferença significativas entre os protocolos de cálculo para tanques horizontais com apoios contínuos ou discretos. O procedimento é o mesmo e as espessuras das tampas e do costado são idênticas nos dois casos. A diferença é que os tanques com apoio contínuo não trabalham como viga e aceitam maiores achatamentos, o que permite reduzir a inércia das nervuras.

Exemplo 6. Refazer o exemplo 2, supondo apoio contínuo de 150 graus.

Da tabela 7.2 obtemos

$$i = 0,18 \times \frac{R^2}{E_y'} \times \frac{P}{\Delta}$$

$$i = 0,18 \times \frac{120^2}{70000} \times \frac{41000}{820} = 1,85 \text{ cm}^4/\text{cm}$$

Vamos supor $N = 10$ nervuras e $\Delta_a = 82 \text{ cm}$.

$$I_N = \frac{E_y'}{E_N} \times \Delta_a \times i$$

$$I_N = \frac{70000}{123000} \times 82 \times 1,85 = 85 \text{ cm}^4$$

Essas nervuras são dimensionadas usando a expressão

$$\frac{(B+2T)}{12} \times (H+T)^3 - \frac{B}{12} \times (H-T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H+T)^2}{2} = 85$$

Fazendo $T = 1,0 \text{ cm}$ e $B = 10,0 \text{ cm}$, obtemos

$$\frac{(10+2)}{12} \times (H+1)^3 - \frac{10}{12} \times (H-1)^3 + \frac{70}{123} \times \frac{10 \times 1 \times (H+1)^2}{2} = 85$$

$$H = 3,0 \text{ cm}$$

Como vemos, é possível reduzir a inércia das nervuras de tanques horizontais com apoio contínuo simplesmente aumentando o ângulo de apoio. De acordo com a tabela 2, se o ângulo de apoio for 180 graus, o tanque não precisa ser nervurado.

Exemplo 7. Dimensionar as nervuras nos apoios de tubulação aérea feita com laminado cruzado UD70 operando nas seguintes condições.

Diâmetro $D = 1500 \text{ mm}$

Espessura estrutural $t = 15 \text{ mm}$

Distância entre apoios $\Delta_a = 6 \text{ m}$

Densidade do fluido transportado $\gamma = 1,0 \text{ g/cm}^3$

Ângulo de apoio $\alpha = 120 \text{ graus}$

Largura dos apoios $B = 300 \text{ mm}$

Módulo do laminado $E_y = 298200 \text{ kg/cm}^2$

O peso nos apoios é

$$P = \frac{\pi \times 75^2 \times 1,0 \times 600}{1000} \cong 10600 \text{ kg}$$

A inércia da parede, para achatamento 2,0%, é obtida da tabela 7.1 para $\alpha = 120 \text{ graus}$.

$$i = 0,85 \times \frac{R^2}{E'_y} \times \frac{P}{\Delta}$$

$$i = 0,85 \times \frac{75^2}{298200} \times \frac{10600}{600} = 0,28 \text{ cm}^4/\text{cm}$$

Onde consideramos $\Delta = \Delta_a = 600 \text{ cm}$.

A inércia das nervuras é

$$I_N = \frac{E'_y}{E_N} \times \Delta_a \times i$$

$$I_N = \frac{E'_y}{E_N} \times 600 \times 0,28$$

Essa nervura é muito pequena. A parede do tubo tem espessura suficiente para dar essa inércia. O tubo não precisa ser nervurado. Como regra geral, tubos aéreos de pequenos diâmetros e grandes espessuras dispensam nervuras nos apoios.

Apêndice 2

Apoios integrados de compósitos

Opção 1

Os usuários de tanque horizontais estão atualmente migrando dos tradicionais apoios de aço ou de concreto, para apoios de compósitos integrados ao costado. A grande vantagem dessa migração é a facilidade de instalação, visto que os apoios integrados asseguram boa distribuição de esforços no costado, sem problemas de alinhamento. O protocolo de cálculo desses apoios e a implicação deles na espessura local do costado são discutidos neste apêndice.

Vamos supor os apoios de compósitos com a geometria mostrada na figura 6.

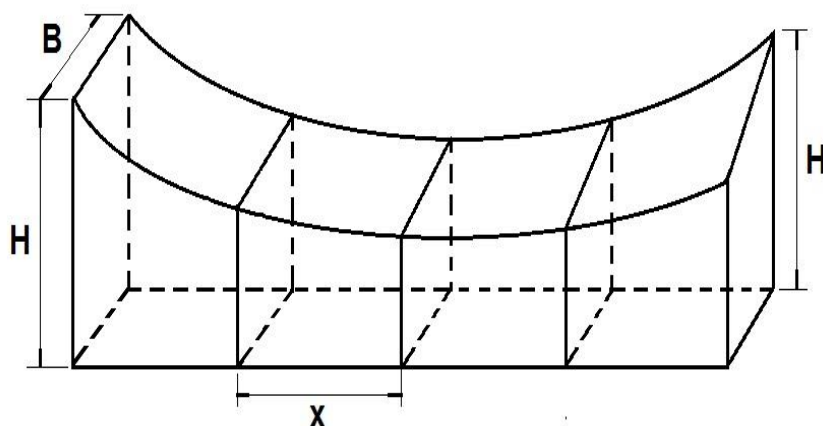


Figura 6

A figura mostra apoios de compósitos como caixas divididas em compartimentos por “n” travessas (placas paralelas ao eixo do tanque) de largura B. As “n” travessas são coladas a duas placas transversais que acompanham a curvatura do costado. A caixa, ou melhor, o apoio pré-moldado é em seguida colado no costado. As “n” travessas são simplesmente apoiadas no costado. As duas placas transversais (perpendiculares ao eixo do tanque) são coladas no costado. As travessas longitudinais servem apoiar o tanque e também para enrijecer as placas transversais

As placas verticais que apoiam o tanque – duas transversais e “n” travessas longitudinais – são comprimidas pelo peso do tanque cheio. A tensão de compressão nelas é suposta uniformemente distribuída e tem o valor aproximado

$$\sigma = \frac{P}{N(2D\text{sen}(\alpha/2) + nB) \times t}$$

Onde

σ é a tensão de compressão
 α é o ângulo de apoio
 D é o diâmetro do tanque
 n é o número de travessas longitudinais
 B é a largura dos apoios
 t é a espessura das placas

O número “n” de travessas longitudinais é determinado arbitrando a dimensão “X” mostrada na figura 6. Muitas vezes X é tomado igual à largura B dos apoios, isto é, X = B.

$$n = \frac{D \operatorname{sen}\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{X} + 1$$

Onde $D \operatorname{sen}\left(\frac{\alpha}{2}\right)$ é a projeção horizontal dos apoios.

A espessura dessas placas é computada para evitar que colapsem sob o peso do tanque. A tensão de compressão crítica para placas retangulares com 3 arestas engastadas e uma livre, submetidas a carga de compressão, é

$$\sigma_{cri} = K \frac{E}{1 - \nu^2} \left(\frac{t}{B}\right)^2$$

Onde

E é o módulo de elasticidade das placas
 ν é a relação de Poisson
 t é a espessura das placas
 B é a largura dos apoios

Os valores do coeficiente K são tabelados em função das dimensões das placas

H/B	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1	> 2,1
K	7,76	6,32	5,80	5,76	6,00	6,32	5,80	5,76	6,00	5,80	5,76	5,73

Mostra os valores do coeficiente K em função da relação H/B, onde H é a altura e B é a largura dos apoios. Tabela extraída do livro Roark's formulas for stress and strain, sexta edição, caso 1c, página 684.

A espessura do costado no local dos apoios é dimensionada para resistir à força cortante Q exercida nele pelas arestas das placas. Essa força linear Q determina a espessura das almofadas nos locais dos apoios.

$$Q = \sigma t = \frac{P}{N(2D \operatorname{sen}(\alpha/2) + nB)}$$

O momento axial gerado no costado por essa força de compressão Q é

$$M_x = \frac{Q}{4\beta}$$

Onde

$$\beta = \frac{1,30}{\sqrt{R \times T}} \times \left(\frac{E_y}{E'_x}\right)^{1/4} = \frac{1,83}{\sqrt{D \times T}} \times \left(\frac{E_y}{E'_x}\right)^{1/4}$$

*T é a espessura do costado no local dos apoios
D é o diâmetro do costado*

Fazendo as devidas substituições, obtemos

$$M_x = \frac{Q \times \sqrt{D \times T}}{4 \times 1,83}$$

O alongamento axial de flexão gerado no costado por esse momento é

$$\epsilon_x = \frac{6 \times M_x}{E'_x \times T^2}$$

A espessura da almofada a ser laminada nos apoios do costado é

$$t_a = T - t_c$$

A espessura da almofada é obtida desenvolvendo as equações acima

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x}\right]^{2/3} \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/6} - t_c$$

Onde

$$Q = \frac{P}{N(2D \sin(\alpha/2) + nB)}$$

t_c é a espessura do costado

Exemplo 8. Dimensionar os apoios de compósito para um tanque horizontal de diâmetro $D = 3000$ mm e espessura 10,0 mm. O costado é feito com fibras UD70 de módulo $E_x = 92\ 800$ kg/cm². O tanque cheio pesa $P = 40\ 000$ kg e têm $N = 4$ apoios.

Vamos supor as dimensões seguintes para o apoio

X = B = 300 mm (largura do apoio)

α = 120 graus

H = 850 mm é a altura das placas longitudinais maiores, aquelas nas extremidades do apoio.

t = 8,0 mm (espessura arbitrada para as placas)

O número n de travessas longitudinais (paralelas ao eixo do tanque) é determinado supondo a distância X entre elas igual à largura dos apoios, isto é, $X = B$

$$n = \frac{D \operatorname{sen}\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{B} + 1$$

$$n = \frac{300 \times 0,87}{30} + 1 = 10 \text{ travessas}$$

A tensão de compressão vertical no costado é

$$\sigma = \frac{P}{N(2D \operatorname{sen}(\alpha/2) + nB) \times t}$$

$$\sigma = \frac{40000}{4 \times (2 \times 300 \times \operatorname{sen}60 + 10 \times 30) \times 0,8} = 15,25 \text{ kg/cm}^2$$

A tensão crítica para as placas comprimidas verticalmente é

$$\sigma_{cri} = K \frac{E}{1 - \nu^2} \left(\frac{t}{B}\right)^2$$

Onde $B = 30 \text{ cm}$ para todas elas.

A altura H das placas varia. Para ser conservadores, vamos considerar apenas as placas extremas com $H = 85 \text{ cm}$.

Os valores de K são obtidos da tabela com $H/B = 85/30 = 2,83$ e $K = 5,73$. A tensão crítica para as placas verticais extremas é

$$\sigma_{cri} = 5,73 \times \frac{70000}{1 - 0,3^2} \times \left(\frac{0,8}{30}\right)^2 = 313,4 \text{ kg/cm}^2$$

O coeficiente de segurança contra colapso é

$$CS = \frac{313,4}{15,25} = 20$$

Esse coeficiente de segurança é maior que o mínimo aceitável, $CS = 5$. Portanto, a espessura $t = 8,0 \text{ mm}$ é aceitável para as placas que formam os apoios.

Falta determinar a espessura e a largura da almofada nos locais de fixação dos apoios. A força de compressão exercida no costado pelas placas do apoio é

$$Q = \frac{P}{N(2D \operatorname{sen}(\alpha/2) + nB)}$$

$$Q = \frac{40\ 000}{4 \times (2 \times 300 \times \operatorname{sen}60 + 10 \times 30)} = 12,20 \text{ kg/cm}$$

A espessura da almofada é

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/6} - t_c$$

Supondo $E_x = E_y = 100\,000 \text{ kg/cm}^2$, temos

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c$$

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{12,20 \times \sqrt{300}}{100\,000 \times 0,001} \right]^{2/3} - 1,0$$

$$t_a = 5,0 \text{ mm}$$

A espessura da almofada nos locais dos apoios deve ser 5,0 mm.

A largura da almofada deve ser

$$L = B + 2 \times 0,55 \times \sqrt{D \times (t_a + t_c)}$$

$$L = 300 + 2 \times 0,55 \times \sqrt{3000 \times (5 + 10)} = 530 \text{ mm}$$

Essa é uma característica dos tanques que usam apoios de compósitos integrados ao costado. As forças cortantes Q exercidas pelas placas podem exigir almofadas para aumentar localmente a espessura do costado. Essas coisas não acontecem com os apoios tradicionais de aço ou de concreto.

Apoios integrados de compósitos

Opção 2

Vamos supor os apoios de compósitos com geometria igual à usada para os de aço. V. figura 7. A placa transversal é comprimida verticalmente pelo peso do tanque, tendo sua espessura dimensionada para não colapsar. A tensão de compressão nessa placa é suposta uniformemente distribuída com o valor aproximado

$$\sigma = \frac{P}{N \times D \sin(\alpha/2) \times t}$$

Onde

σ é a tensão de compressão
 P é o peso do tanque cheio
 N é o número de apoios
 α = é o ângulo de apoio
 D é o diâmetro do tanque
 t é a espessura das placas (na figura, 15 mm)

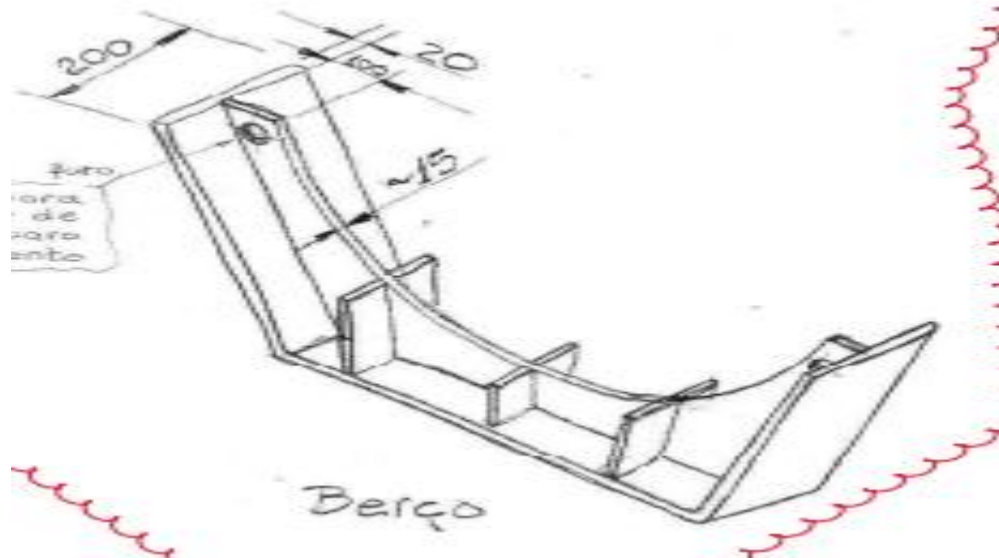


Figura 7
 Apoio integrado, com apenas uma placa transversal.

Vamos computar a espessura da placa transversal para evitar colapso. A tensão de compressão crítica para placas retangulares com 3 arestas engastadas e uma livre, submetidas a compressão em seus planos, é

$$\sigma_{cri} = K \frac{E}{1 - \nu^2} \left(\frac{t}{X} \right)^2$$

Onde

$E = 70\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo de elasticidade das placas feitas com fibras picadas

$\nu = 0,3$ é a relação de Poisson

t é a espessura das placas

X é a distância entre as aletas de fixação da placa transversal

Os valores do coeficiente K são tabelados em função das dimensões H (altura da placa transversal) e X (distância entre as aletas)

Os valores do coeficiente K são tabelados em função da relação H/X

H/X	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1	> 2,1
K	7,76	6,32	5,80	5,76	6,00	6,32	5,80	5,76	6,00	5,80	5,76	5,73

Mostra os valores do coeficiente K em função da relação H/X, onde H é a altura e X é a distância entre as aletas. Tabela extraída do livro Roark's formulas for stress and strain, sexta edição, caso 1c, página 684.

Exemplo 9. Dimensionar os apoios de compósito para um tanque horizontal de diâmetro $D = 2000$ mm e espessura 15,0 mm, feito com fibras picadas de módulo $E = 70\,000$ kg/cm².

O tanque cheio pesa $P = 12\,000$ kg e têm $N = 2$ apoios.

Vamos supor as dimensões seguintes para o apoio

$\alpha = 180$ graus

$H = 20$ cm é a altura da placa transversal.

$t = 8,0$ mm (espessura arbitrada para a placa transversal)

$X = 30$ cm é a distância entre as aletas de reforço da placa transversal

O número n de aletas longitudinais (paralelas ao eixo do tanque) deve ser determinado em função da distância X entre elas.

$$n = \frac{D \operatorname{sen}\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{X} + 1$$

$$n = \frac{200 \times 1}{30} + 1 = 8 \text{ aletas}$$

A tensão de compressão na placa transversal é

$$\sigma = \frac{P}{N \times D \operatorname{sen}(\alpha/2) \times t}$$

$$\sigma = \frac{12\,000}{2 \times 200 \operatorname{sen}(180/2) \times 0,8} = 37,5 \text{ kg/cm}^2$$

A tensão crítica para as placas comprimidas verticalmente é

$$\sigma_{cri} = K \frac{E}{1 - \nu^2} \left(\frac{t}{X}\right)^2$$

Onde o valor da largura $X = 30$ cm.

O valor do coeficiente $K = 5,76$ é obtido da tabela para $H/X = 20/30 = 0,7$

A tensão crítica para a placa transversal é

$$\sigma_{cri} = 5,76 \times \frac{70\,000}{1 - 0,3^2} \times \left(\frac{0,8}{30}\right)^2 = 320 \text{ kg/cm}^2$$

O coeficiente de segurança contra colapso é

$$CS = \frac{320}{37,5} = 8,5$$

Esse coeficiente de segurança é maior que o mínimo aceitável, $CS = 5$. Portanto, a espessura $t = 8,0$ mm é aceitável para a placa dos apoios.

A espessura da almofada é

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/6} - t_c$$

Como $E_x = E_y = 70\,000$ kg/cm², temos

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c$$

A força cortante Q é

$$Q = \frac{12\,000}{2 \times 200 \sin(180/2)} = 30,0 \text{ kg/cm}$$

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{30 \times \sqrt{200}}{70\,000 \times 0,001} \right]^{2/3} - 1,5$$

$$t_a = 14,0 \text{ mm}$$

A espessura da almofada deve ser 14,0 mm.

A largura da almofada deve ser

$$L = 2 \times 0,55 \times \sqrt{D \times (t_a + t_c)}$$

$$L = 2 \times 0,55 \times \sqrt{2000 \times (14 + 15)} = 700 \text{ mm}$$

CAPÍTULO 9

Parte 1

Tanques prismáticos com nervuras horizontais

1 – Introdução. Os tanques prismáticos de fundo plano são projetados e construídos para suportar pressões hidrostáticas internas. Eles não devem ser submetidos a outra carga além da hidrostática exercida pelo fluido armazenado neles. Para controlar a deflexão lateral, as paredes planas desses tanques são enrijecidas com nervuras primárias e secundárias, laminadas externamente sobre elas. As nervuras primárias são dimensionadas para controlar a deflexão global. As nervuras secundárias controlam a deflexão local. A casca transmite a carga hidrostática para essas nervuras.

Os tanques retangulares são submetidos unicamente a cargas laterais que produzem deflexões e tensões de flexão. Eles não são submetidos a esforços de tração ou de compressão. As inércias das nervuras e a espessura da casca, são determinadas para controlar a deflexão lateral – afundamento – da parede do tanque.

A estratégia de cálculo pode ser descrita com poucas palavras.

- *As nervuras primárias e secundárias dividem o costado do tanque em painéis retangulares planos de dimensões “h” e “v”.*
- *Esses painéis são analisados como placas retangulares engastadas e sob carregamento lateral uniforme.*
- *As nervuras são analisadas como vigas engastadas e uniformemente carregadas.*
- *Esses cálculos exigem o conhecimento das distâncias entre as nervuras. Essas distâncias são arbitradas pelo projetista.*
- *Para calcular a deflexão das placas é necessário conhecer as dimensões h e v, determinadas pelas posições escolhidas para as nervuras. As distâncias entre nervuras e as dimensões das placas retangulares devem ser conhecidas.*
- *A otimização do projeto é feita por aproximação, fazendo várias tentativas, até obter a distância ótima entre as nervuras.*
- *As fórmulas para fazer os cálculos são conhecidas e podem ser encontradas em qualquer livro sobre teoria de vigas e de placas. Os engenheiros acostumados a analisar estruturas de aço ou de concreto vão reconhecer essas fórmulas.*

2 – A estratégia de cálculo. O protocolo de cálculo para tanques retangulares pode ser dividido em cinco etapas.

- *Na primeira, o projetista decide se as nervuras primárias serão horizontais ou verticais. Isso é feito levando em conta a esbelteza do tanque.*
- *Em seguida são arbitradas as posições das nervuras primárias e secundárias, levando em conta as dimensões do tanque. As posições dessas nervuras definem as dimensões “h” e “v” dos painéis e permitem calcular as cargas laterais atuantes neles e nas nervuras.*

- Na terceira etapa, são calculadas a espessura da casca e as inércias das nervuras.
- Na quarta etapa é feita a análise crítica dos resultados.
- Sendo os resultados insatisfatórios, o processo é repetido.

Em seguida vamos descrever as cinco etapas desse processo de análise, sem detalhar o protocolo de cálculo. O protocolo de cálculo será mostrado mais adiante.

2.1 – Estratégia de nervuração. Nos tanques retangulares, as cargas hidrostáticas geram deflexões laterais que devem ser controladas com nervuras. As nervuras primárias controlam a deflexão global da parede do equipamento. As nervuras secundárias controlam a deflexão local. As nervuras podem ser colocadas em qualquer lugar, dependendo da vontade do projetista. Na prática, elas são posicionadas levando em conta aspectos estéticos e facilidade de laminação.

Vamos discutir a estratégia de nervuração de tanques construídos sem tirantes na borda superior. Os tirantes impedem o afundamento da borda superior, reduzindo a inércia das nervuras. Porém, muitas vezes esses tirantes não podem ser usados. Vamos considerar primeiro o caso de tanques sem tirantes que trabalham abertos e sem tampas. Os tanques com tirantes serão considerados na parte 2 deste capítulo.

A primeira decisão a ser tomada é se as nervuras primárias serão horizontais ou verticais. Para decidir isso, o projetista precisa conhecer a esbelteza do tanque. As dimensões dos tanques retangulares são representadas por C (comprimento), L (largura) e H (altura), como mostra a figura 1. Os tanques curtos e altos devem ser feitos com nervuras primárias horizontais. Os longos e baixos são feitos com nervuras primárias verticais. Veja a tabela 1.

Dimensão C (Comprimento)	Dimensão H (Altura)	
	<i>Grande</i>	<i>Pequena</i>
<i>Grande</i>	<i>Os tanques de grandes dimensões devem ser feitos circulares. Evite tanques retangulares.</i>	<i>As nervuras primárias dos tanques longos e baixos devem ser verticais</i>
<i>Pequena</i>	<i>As nervuras primárias dos tanques altos e curtos devem ser horizontais</i>	<i>Os tanques de pequenas dimensões geralmente são feitos com nervuras primárias horizontais.</i>

Tabela 1

As nervuras primárias podem ser horizontais ou verticais, dependendo da esbelteza do tanque

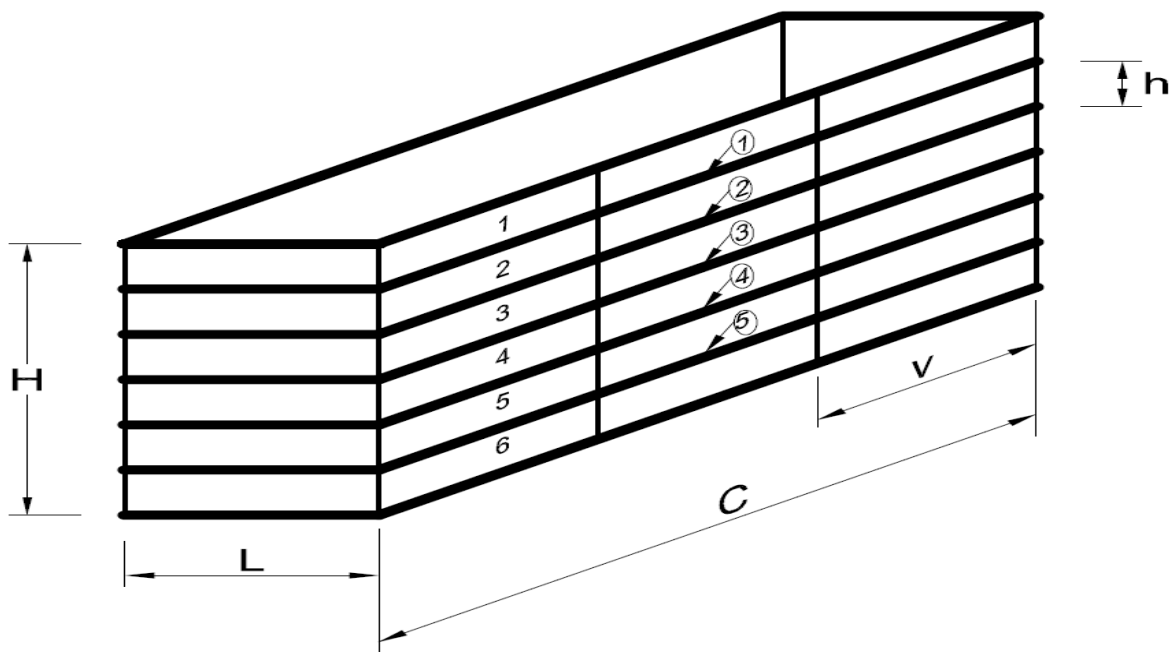


Figura 1

As nervuras horizontais e verticais dividem os tanques de dimensões C , L e H em painéis retangulares de dimensões h e v . As nervuras e os painéis são numerados de cima para baixo. A espessura dos painéis e a inércia das nervuras variam com a profundidade. Porém, para facilitar a fabricação, muitas vezes as nervuras e os painéis inferiores são adotados em todo o tanque.

2.2 – Posicionamento das nervuras. A distância entre as nervuras primárias é arbitrada levando em conta se é melhor fazer poucas nervuras grandes ou muitas nervuras pequenas. Na maioria das vezes as nervuras grandes são evitadas, o que reduz a distância entre elas. As nervuras primárias dividem a casca do tanque em vários painéis retangulares que na maioria das vezes têm dimensões muito grandes, que devem ser divididos em painéis menores por nervuras secundárias. As nervuras secundárias são usadas para reduzir o tamanho dos painéis. Dependendo das dimensões dos painéis, as nervuras secundárias podem ser dispensadas. A posição das nervuras secundárias também é arbitrada.

2.3 – Cálculo das cargas atuantes nas nervuras e nos painéis. Depois de determinar as posições das nervuras, o projetista calcula as cargas hidrostáticas atuantes nelas e nos painéis.

2.4 – Cálculo estrutural. Os cálculos determinam as inércias das nervuras primárias e secundárias, assim como a espessura dos painéis. As fórmulas usadas são encontradas em qualquer livro sobre teoria de vigas e de cascas planas submetidas a carregamento lateral.

2.5 – Refino dos cálculos. Depois de fazer os cálculos preliminares, o projetista faz a análise crítica dos resultados e percebe que, na maioria das vezes, eles não são satisfatórios. Muitas vezes as inércias das nervuras, ou a espessura da casca, ficam muito grandes. Outras vezes elas ficam muito pequenas. No primeiro caso, as distâncias entre as nervuras são reduzidas. No segundo, elas são aumentadas. Em qualquer situação, os cálculos devem ser refeitos.

3 - O protocolo de cálculo. O protocolo para fazer o cálculo estrutural de tanques retangulares segue exatamente a estratégia citada acima. Vamos detalhar o protocolo em cinco passos.

3.1 – Posicionamento das nervuras. As nervuras primárias podem ser horizontais ou verticais. O engenheiro decide isso com base na esbelteza do tanque. Portanto, a primeira decisão a ser tomada é sobre a esbelteza do tanque, ou seja, se o tanque deve ser considerado curto e alto, ou longo e baixo. Não existe regra para isso. A decisão é do engenheiro, que faz sua escolha visando evitar nervuras muito grandes. Em alguns casos, o engenheiro pode concluir que o tanque é grande demais e talvez mude a geometria dele, de retangular para circular. A tabela 1 explica isso.

As nervuras secundárias são posicionadas logo após o posicionamento das nervuras primárias. Isso define as dimensões “h” e “v” dos painéis.

3.2 – Identificação das nervuras e dos painéis. As nervuras primárias horizontais são numeradas de cima para baixo, como mostra a figura 1. As nervuras primárias verticais são todas iguais e não precisam ser identificadas. As nervuras secundárias – horizontais ou verticais – são feitas todas iguais e também não precisam ser numeradas. Os painéis retangulares também são numerados de cima para baixo, como na figura 1.

As nervuras secundárias não precisam ser iguais, mas elas são feitas assim para facilitar a construção do tanque. Essa afirmação vale também para os painéis. A espessura do painel crítico, aquele localizado no fundo do tanque e que tem maior espessura, é adotada para toda a casca. A adoção de espessura única para a casca e da mesma nervura secundária para todo o tanque facilita a fabricação.

3.3 – Cálculo das cargas atuantes nas nervuras e nos painéis. As cargas atuantes nas nervuras e nos painéis são estabelecidas de modo simples e conservador. Por exemplo:

- A carga nas nervuras primárias horizontais é obtida multiplicando a pressão hidrostática P atuante nelas pela distância h mostrada na figura 1.

$$q = P \times h$$

Onde

q é a carga uniforme atuante na nervura primária horizontal, em kg/cm

P é a pressão hidrostática na nervura horizontal, em kg/cm²

h é a distância entre nervuras horizontais adjacentes, em cm.

A carga q nas nervuras horizontais primárias é uniforme.

- A carga nas nervuras primárias verticais não é uniforme. Ela cresce do valor zero no topo do tanque ao valor máximo no fundo. A carga máxima nessas nervuras é obtida multiplicando a pressão no fundo do tanque pela distância v entre nervuras verticais adjacentes. V. figura 1.

$$q = P \times v$$

Onde

q é a carga máxima no pé da nervura primária vertical, em kg/cm

P é a pressão hidrostática no fundo do tanque, em kg/cm²

v é a distância entre as nervuras primárias verticais, em cm

A carga hidrostática nas nervuras verticais primárias cresce linearmente do topo até o fundo do tanque.

- As cargas nas nervuras secundárias verticais são supostas uniformes. Elas são obtidas multiplicando a pressão P no fundo do tanque pela distância v entre elas.

$$q = P \times v$$

Onde

q é a carga uniforme na nervura secundária vertical, em kg/cm

P é a pressão hidrostática no fundo do tanque, em kg/cm²

v é a distância entre as nervuras secundárias verticais, em cm.

A carga q atuante nas nervuras verticais secundárias é suposta uniformemente distribuída nelas.

- As cargas nas nervuras secundárias horizontais são calculadas da mesma maneira que as que atuam nas nervuras primárias horizontais, isto é,

$$q = P \times h$$

Onde

q é a carga uniforme na nervura secundária horizontal, em kg/cm

P é a pressão hidrostática no fundo do tanque, em kg/cm²

h é a distância entre as nervuras secundárias horizontais adjacentes, em cm.

A carga q atuante nas nervuras horizontais secundárias é uniformemente distribuída nelas.

- Finalmente chegamos às cargas atuantes nos painéis. As nervuras primárias e secundárias dividem a parede do tanque em painéis retangulares de dimensões h e v , onde h é a distância entre as nervuras horizontais e v é a distância entre as nervuras verticais. Esses painéis são supostos submetidos a carga uniforme igual à pressão hidrostática P no fundo do tanque.

$$p = P$$

Onde

p é a pressão uniforme atuante no painel, em kg/cm²

P é a pressão hidrostática no fundo do tanque, em kg/cm²

A pressão nos painéis aumenta com a profundidade, porém, vamos considerar que a pressão máxima, no fundo do tanque, atue em todos eles. Assim são calculadas as cargas atuantes nas nervuras e nos painéis. O passo seguinte mostra como dimensionar as nervuras e os painéis.

3.4 – Inércia das nervuras primárias horizontais. Neste capítulo vamos computar a inércia de nervuras primárias horizontais, que são usadas quando os tanques são curtos e altos. As nervuras primárias verticais serão calculadas na parte B deste capítulo.

As nervuras primárias horizontais dividem as paredes do tanque (dimensões C x H, e L x H) em painéis retangulares de altura h e comprimentos C ou L. Essas nervuras são interligadas para formar quadros que abraçam o tanque. Elas são numeradas de cima para baixo, como mostra a figura 1 e suas inércias são estabelecidas para que elas tenham deflexão menor que 1/200 da menor dimensão “L” ou “C” ou “H”.

$$d_{\max} \leq \left[\frac{C}{200} \quad \text{ou} \quad \frac{L}{200} \quad \text{ou} \quad \frac{H}{200} \right]$$

Onde d_{\max} é a deflexão máxima admitida para as nervuras primárias que formam os quadros horizontais.

Repetimos que as nervuras primárias horizontais são interligadas para formar quadros que dividem a parede do tanque em placas retangulares de comprimento C ou L e altura h. A altura h, que corresponde à distância entre as nervuras horizontais, pode assumir valores diferentes h_1, h_2, h_3 , etc. Porém, para facilitar a fabricação, geralmente essa altura h tem o mesmo valor. Essas placas retangulares geralmente têm grandes dimensões e muitas vezes são divididas por nervuras secundárias verticais em painéis menores, de dimensões “h” e “v”. Veja a figura 1.

As nervuras primárias horizontais são submetidas a cargas uniformes iguais a “q” kg/cm. Essas cargas são calculadas como mostrado no passo anterior e são, portanto, conhecidas. As nervuras horizontais formam quadros que trabalham como vigas contínuas de vãos C e L e que têm deflexões, rotações angulares e momentos fletores dados pelas equações

$$M(x) = M_O + R_A x - \frac{qx^2}{2}$$

$$\Theta(x) = \Theta_A + \frac{M_O x}{EI} + \frac{R_A x^2}{2EI} - \frac{qx^3}{6EI}$$

$$y(x) = \Theta_A x + \frac{M_O x^2}{2EI} + \frac{R_A x^3}{6EI} - \frac{qx^4}{24EI}$$

Nas expressões acima

$$M_O = -\frac{q}{12} \times \frac{C^3 + L^3}{C + L} \text{ é o momento fletor nos cantos do quadro}$$

$$R_A = \frac{qC}{2} \text{ é a reação nos cantos da viga que cobre o vão C. Para a viga do vão L, } R_A = \frac{qL}{2}.$$

A rotação Θ_A será calculada mais adiante, nos exemplos numéricos.

Estamos interessados no momento fletor máximo e na deflexão máxima (flecha) das nervuras primárias dos quadros horizontais. O momento fletor máximo pode ocorrer nos cantos ou no centro do vão e vale

$$\text{Nos cantos: } M_O = -\frac{q}{12} \times \frac{C^3 + L^3}{C + L} \quad \text{No centro: } M(x = C/2) = M_O + \frac{qC^2}{8}$$

A deflexão máxima (flecha) é obtida fazendo $x = C/2$ na expressão geral para a deflexão

$$d_{\max} = \Theta_A \frac{C}{2} + \frac{M_O C^2}{8EI} + \frac{R_A C^3}{48EI} - \frac{qC^4}{384EI}$$

Os momentos fletores, as rotações e as reações nos cantos do quadro horizontal podem ser computadas se a carga “q” for conhecida. Conhecida a carga “q”, a inércia I das nervuras primárias horizontais pode ser determinada fazendo $d_{\max} = \frac{L}{200}$ ou $\frac{C}{200}$ ou $\frac{H}{200}$, o que for menor. Dessa maneira calculamos a inércia das nervuras em cada quadro horizontal.

Terminamos aqui o protocolo para dimensionar nervuras primárias horizontais. Em seguida mostramos como dimensionar nervuras primárias verticais.

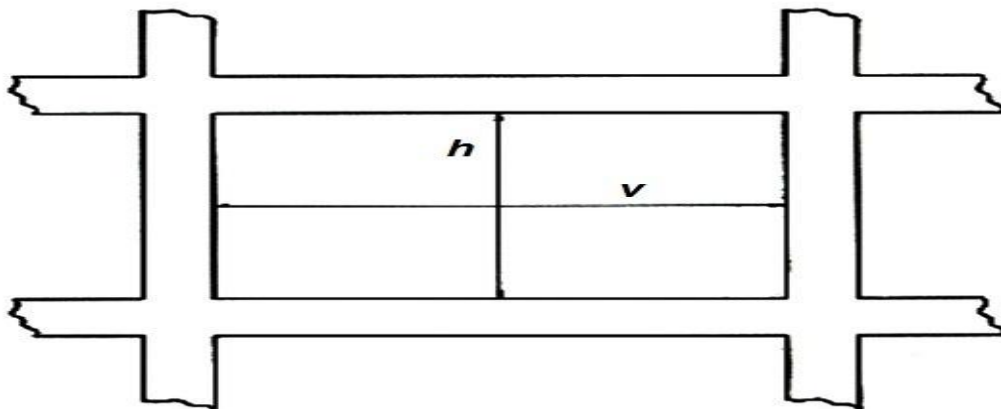


Figura 2

As nervuras primárias verticais dividem a casca em painéis de largura v . Esses painéis podem ser subdivididos por nervuras secundárias horizontais em placas de dimensões h e v .

3.5 – Inércia das nervuras secundárias. As nervuras secundárias nos tanques com nervuras primárias horizontais são todas verticais e de comprimento “h”. As cargas nessas nervuras são determinadas multiplicando a pressão no fundo do tanque pela dimensão v que define a distância entre elas. Essas nervuras são analisadas como vigas engastadas submetidas a cargas uniformes. A inércia dessas nervuras secundárias é determinada para que a deflexão delas não exceda $1/200$ do seu comprimento “h”.

$$d_{\max} = \frac{1}{384} \times \frac{q \times h^4}{EI} = \frac{h}{200}$$

$$d_{\max} = \frac{1}{384} \times \frac{P \times v \times h^4}{EI} = \frac{h}{200}$$

As expressões acima são usadas para calcular a inércia I das nervuras secundárias verticais. As distâncias v e h são conhecidas, o módulo de elasticidade E das nervuras é conhecido e a pressão P é a que atua no fundo do tanque. Para um dado tanque, as nervuras secundárias são todas iguais.

3.6 – Espessura dos painéis. Os painéis que formam a casca do tanque são analisados como placas retangulares engastadas e submetidas a pressão lateral uniforme. A pressão lateral varia com a profundidade do painel, mas para facilitar os cálculos ela será suposta igual à pressão atuante no fundo do tanque. As dimensões h e v dos painéis são conhecidas.

A espessura da placa é determinada para que a deflexão no centro dela não exceda t/2, isto é, não exceda a metade da espessura da sua espessura.

$$d_{\max} = \frac{t}{2} = \beta \frac{P \times v^4}{E \times t^3} \quad \text{Se } v < h$$

Ou

$$d_{\max} = \frac{t}{2} = \beta \frac{P \times h^4}{E \times t^3} \quad \text{Se } h < v$$

Onde P é a pressão hidrostática no fundo do tanque e o parâmetro β depende da relação h/v ou v/h, como mostra a tabela 2. As distâncias h e v são conhecidas. As duas expressões acima permitem calcular a espessura estrutural t dos painéis.

Finalmente a espessura calculada t é checada para assegurar que os alongamentos de flexão não excedem o valor admissível.

$$\varepsilon = \alpha \frac{P \times h^2}{Et^2} \quad \text{Se } h < v$$

Ou

$$\varepsilon = \alpha \frac{P \times v^2}{Et^2} \quad \text{Se } v < h$$

O parâmetro α depende da relação h/v ou v/h, como mostra a tabela 2.

h/v ou v/h	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	∞
α	0,31	0,38	0,44	0,47	0,49	0,50	0,50
β	0,014	0,019	0,023	0,025	0,027	0,028	0,028

Tabela 2

Valores de α e β para placas retangulares engastadas e submetidas a carregamento lateral uniforme.

Dessa maneira calculamos a espessura do costado e as inércias das nervuras de tanques retangulares.

3.7 – Dimensionando o fundo. O fundo de tanques retangulares é diretamente apoiado sobre base rígida e não precisa ser calculado. A espessura estrutural do fundo é arbitrada pelo engenheiro.

3.8 – Dimensionando as quinas do fundo. As quinas que fazem a transição do fundo com o costado podem ser feitas como as de tanques cilíndricos verticais. Como no caso de tanques cilíndricos, a espessura dessa transição pode ser igual à soma das espessuras do fundo com a do costado. A faixa de transição, de largura entre 250 mm e 300 mm, deve se estender na parede vertical do tanque.

3.9 – Dimensionando as quinas verticais. Os quatro cantos verticais, onde as paredes do tanque se encontram, são solicitados por momentos fletores da mesma maneira que a transição do fundo com o costado. Nossa proposta é fazer nesses cantos a mesma coisa que foi feita para a quina do fundo, ou seja, somar as espessuras dos painéis nesses locais. A faixa de espessura somada deve ter largura entre 200 e 250 mm igualmente distribuída sobre os dois painéis.

Encerramos aqui o protocolo de cálculo para tanques prismáticos sem tirantes e com nervuras primárias horizontais. Os tanques com nervuras primárias verticais serão analisados no capítulo seguinte.

Vamos ver um exemplo numérico.

Exemplo 1. O tanque que vamos calcular tem dimensões $C = 500$ cm, $L = 200$ cm e $H = 300$ cm. O tanque é aberto, sem tampa, e por isso não tem tirantes. O fluido armazenado tem densidade $\gamma = 1,2$ g/cm³.

O comprimento $C = 5$ m, me parece muito longo. A altura $H = 300$ cm, o caracteriza como alto. Parece que temos aqui um tanque longo e alto. Tanques assim devem ser feitos cilíndricos. Porém, vamos ver como ele ficaria se feito com nervuras primárias horizontais. No capítulo seguinte mostramos a solução usando nervuras primárias verticais.

Vamos, então, ver como fica a solução com nervuras primárias horizontais. A parede maior do tanque é dividida em painéis de dimensões $h = 50$ cm e $v = 100$ cm por 5 quadros primários horizontais e 4 nervuras secundárias verticais como mostra a figura 3. A parede menor também é dividida em painéis retangulares de dimensões $h = 50$ cm e $v = 100$ cm.

Vamos aplicar o protocolo de cálculo.

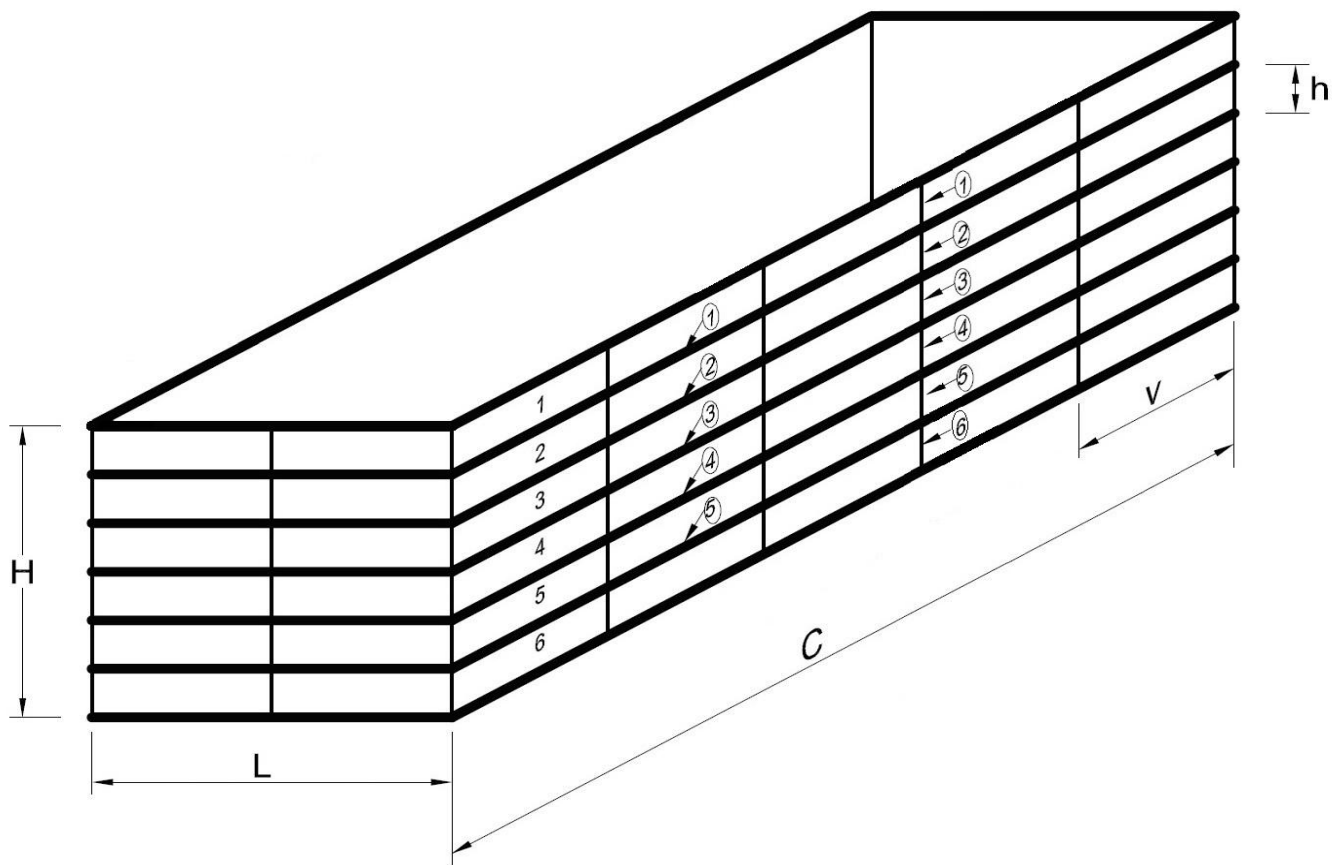


Figura 3

A parede do tanque é dividida em placas retangulares de dimensões $h = 50 \text{ cm}$ e $v = 100 \text{ cm}$ por 5 quadros horizontais e 4 nervuras verticais. As 4 nervuras verticais são divididas em segmentos numerados de 1 a 6. Apesar dessa identificação, esses segmentos serão feitos iguais ao inferior, o de número 6, que fica na parte inferior do tanque. O mesmo se aplica aos painéis. Apesar de numerados de 1 a 6, eles serão feitos com espessura igual à do inferior, o de número 6.

Passo 1. As nervuras horizontais primárias são numeradas de 1 a 5. As nervuras verticais secundárias são numeradas de 1 a 6. Os painéis retangulares também são numerados de 1 a 6. Tudo isso é mostrado na figura 3.

Passo 2. As cargas atuantes nas nervuras e nas placas são calculadas como indicado no texto e são mostradas na tabela 3. Vamos ilustrar o cálculo das cargas para o quadro horizontal 3. As cargas nos demais quadros são calculadas exatamente da mesma maneira.

Para a nervura primária 1

$$q = P \times h$$

$$q = (0,1 \times 0,5 \times 1,2) \times 50 = 3,0 \text{ kg/cm}$$

Para a nervura primária 2

$$q = P \times h$$

$$q = (0,1 \times 1,0 \times 1,2) \times 50 = 6,0 \text{ kg/cm}$$

Para a nervura primária 3

$$q = P \times h$$

$$q = (0,1 \times 1,5 \times 1,2) \times 50 = 9,0 \text{ kg/cm}$$

Para a nervura primária 4

$$q = P \times h$$

$$q = (0,1 \times 2,0 \times 1,2) \times 50 = 12,0 \text{ kg/cm}$$

Para a nervura primária 5

$$q = P \times h$$

$$q = (0,1 \times 2,5 \times 1,2) \times 50 = 15,0 \text{ kg/cm}$$

Para as nervuras verticais secundárias, a pressão a ser considerada é a que atua no fundo do tanque

$$q = P \times v$$

$$q = (0,1 \times 3,0 \times 1,2) \times 100 = 36,0 \text{ kg/cm}$$

Para as placas, a pressão a ser considerada é a que atua no fundo do tanque

$$p = P$$

$$q = (0,1 \times 3,0 \times 1,2) = 0,36 \text{ kg/cm}^2$$

<i>Numeração da nervura ou da placa</i>	<i>Nervura horizontal primária (kg/cm)</i>	<i>Nervura vertical secundária (kg/cm)</i>	<i>Placas (kg/cm²)</i>
1	3,0	36,0	0,36
2	6,0	36,0	0,36
3	9,0	36,0	0,36
4	12,0	36,0	0,36
5	15,0	36,0	0,36
6	---	36,0	0,36

Tabela 3

Mostra as cargas atuantes nas nervuras e nas placas.

Passo 3. Vamos fazer os cálculos para um dos quadros horizontais, por exemplo, o de número 3. No quadro 3 a carga hidrostática lateral é $q = 9,0 \text{ kg/cm}$. O dimensionamento será feito para o maior vão $C = 500 \text{ cm}$. O momento fletor M_o e a reação R_A nos cantos desse vão são, respectivamente

$$M_o = -\frac{q}{12} \times \frac{C^3 + L^3}{C + L}$$

$$R_A = \frac{qC}{2}$$

$$M_o = -\frac{9,0}{12} \times \frac{500^3 + 200^3}{500 + 200} = -142500 \text{ kg} \times \text{cm}$$

$$R_A = \frac{9,0 \times 500}{2} = 2250 \text{ kg}$$

A rotação θ_A (nos cantos) é calculada lembrando que no centro do vão, para $x = 500/2 = 250 \text{ cm}$, a rotação é igual a zero. Assim, entrando $x = 250 \text{ cm}$ e $\theta = 0$ na expressão geral para as rotações, obtemos

$$\Theta(x) = \Theta_A + \frac{M_o x}{EI} + \frac{R_A x^2}{2EI} - \frac{qx^3}{6EI}$$

$$0 = \Theta_A - \frac{142500 \times 250}{EI} + \frac{2250 \times 250^2}{2EI} - \frac{9,0 \times 250^3}{6EI}$$

$$\Theta_A = -\frac{11,25 \times 10^6}{EI} \text{ radianos}$$

A deflexão máxima ocorre no centro do vão e é obtida da expressão geral fazendo $x = \frac{500}{2} = 250 \text{ cm}$.

$$y(x) = \Theta_A x + \frac{M_o x^2}{2EI} + \frac{R_A x^3}{6EI} - \frac{qx^4}{24EI}$$

$$y(x=250) = -\frac{11,25 \times 10^6 \times 250}{EI} - \frac{142500 \times 250^2}{2EI} + \frac{2250 \times 250^3}{6EI} - \frac{9,0 \times 250^4}{24EI}$$

$$y(x=250) = -\frac{2871 \times 10^6}{EI} \text{ cm}$$

O valor negativo de y indica que o quadro deflete para fora (lado externo), como deve ser. A inércia das nervuras que formam os quadros é determinada para que essa deflexão seja menor que

$$d_{\max} = \frac{H}{200} = \frac{300}{200} \text{ cm}$$

Assim, igualando $y(x=250)$ a d_{\max} , obtemos a rigidez da viga que forma o quadro 3

$$\frac{2871 \times 10^6}{EI} = \frac{300}{200}$$

$$EI = 1900 \times 10^6 \text{ kg} \times \text{cm}^2$$

O módulo de elasticidade “E” depende do material usado para fazer as nervuras horizontais. Supondo essas nervuras feitas alternando lâminas de mantas M450 e de tecidos T800, o módulo de elasticidade padrão é $E = E_y = 123600 \text{ kg/cm}^2$.

Para esse valor de “E”, a inércia da nervura do quadro 3 deve ser

$$I = \frac{1900 \times 10^6}{123600} = 15370 \text{ cm}^4$$

A inércia requerida nesse caso é muito grande. Essa dificuldade pode ser resolvida usando nervuras de aço, ou reduzindo a distância entre as nervuras. Ou então colocando as nervuras primárias na direção vertical. Vamos experimentar nervuras de aço em lugar das de compósito.

Se as nervuras primárias horizontais forem feitas de aço, a inércia requerida passa a ser

$$I = \frac{1900 \times 10^6}{2100000} = 900 \text{ cm}^4$$

Onde usamos o valor $E = 2\,100\,000 \text{ kg/cm}^2$ para o módulo do aço. Essa seria a inércia do quadro 3 se ele fosse feito em aço. As inércias das nervuras que formam os quadros horizontais 1, 2, 4 e 5 são diretamente proporcionais às cargas “q” atuantes nelas. Essas cargas são conhecidas e as inércias das nervuras feitas em aço são:

Para o quadro 1, $q = 3,0 \text{ kg/cm}$

$$I = \frac{3,0}{9,0} \times 900 \text{ cm}^4$$

Para o quadro 2, $q = 6,0 \text{ kg/cm}$

$$I = \frac{6,0}{9,0} \times 900 \text{ cm}^4$$

E assim por diante, para os demais quadros horizontais feitos em aço.

Passo 4. No passo 4 é feito o dimensionamento das nervuras verticais secundárias. Vamos ilustrar o procedimento dimensionando a nervura vertical crítica, a de número 6.

$$d_{\max} = \frac{1}{384} \times \frac{q \times h^4}{EI} = \frac{h}{200} \quad (\text{O vão nesse caso é } h, \text{ porque a nervura é vertical})$$

$$\frac{1}{384} \times \frac{36 \times 50^4}{EI} = \frac{50}{200}$$

$$EI = 2,4 \times 10^6 \text{ kg} \times \text{cm}^2$$

Se as nervuras secundárias forem feitas com fibras picadas, a inércia delas deve ser

$$I = \frac{2,4 \times 10^6}{70000} = 35 \text{ cm}^4$$

Essa nervura vertical secundária é usada em todo o tanque. Como vemos, as nervuras secundárias são pequenas.

Passo 5. Finalmente dimensionamos a espessura dos painéis, isto é, a espessura da parede do tanque. Vamos ilustrar o procedimento analisando o painel crítico, o de número 6.

$$d_{\max} = \frac{t}{2} = \beta \frac{P \times h^4}{E \times t^3} \quad (\text{Porque } h < v)$$

O parâmetro $\beta = 0,028$, porque (v. tabela 2) a relação $v/h = 100/50 = 2,0$. O módulo de elasticidade é tomado $E = 70.000 \text{ kg/cm}^2$ porque a casca de tanques retangulares geralmente é feita com fibras picadas. A pressão P para o painel 6 é $P = 0,36 \text{ kg/cm}^2$. Fazendo as devidas substituições, obtemos

$$\frac{t}{2} = 0,028 \times \frac{0,36 \times 50^4}{70000 \times t^3}$$

$$t = 1,16 \text{ cm (11,5 mm)}$$

Para finalizar, vamos checar se a espessura calculada, $t = 11,5 \text{ mm}$, produz alongamento de flexão aceitável, isto é, abaixo do valor admissível.

$$\varepsilon = \alpha \frac{P \times h^2}{Et^2} \quad (\text{Porque } h < v)$$

$$\varepsilon = 0,50 \times \frac{0,36 \times 50^2}{70000 \times 1,15^2} = 0,50\%$$

Esse alongamento é alto. O alongamento admissível é uma decisão do engenheiro, que geralmente especifica valores baixos. Se o engenheiro determinar que o alongamento admissível seja igual a 0,20%, a espessura do painel 6 deve ser

$$0,002 = 0,50 \times \frac{0,36 \times 50^2}{70000 \times t^2}$$

$$t = 17,9 \text{ mm}$$

Essa espessura não precisa se estender sobre todo o painel. Apenas a parte dele que fica próxima ao pé das nervuras deve ser reforçada.

Passo 6. O fundo do tanque pode ter a espessura estrutural arbitrada em 5,0 mm, o que resulta na espessura total $5,0 + 2,7 = 7,7 \text{ mm}$

Passo 7. A quina de transição do fundo com o costado pode ser feita pela regra da ASME RTP 1 para tanques cilíndricos, somando a espessura estrutural do costado com a do fundo. Isso resulta na espessura $5,0 + 11,5 = 16,5$ mm para essa quina. A altura da quina deve ter 250 mm.

Passo 8. As quinas dos cantos verticais devem ser feitas usando a regra da ASME RTP 1, somando as espessuras dos painéis nesses locais.

Terminamos assim o cálculo do tanque. Determinamos as inércias de todas as nervuras e as espessuras de todos os painéis.

O tanque deve ter aba, ou flange, na aresta superior com inércia igual à do quadro 1.

4 - Refinando os cálculos. Os cálculos referentes a este exemplo numérico indicam que as nervuras primárias horizontais são muito grandes e precisam ser feitas de aço. O refino dos cálculos nesse caso consiste em mudar a estratégia de nervuração e adotar nervuras primárias verticais. Se as nervuras verticais também forem muito grandes (tanques longos e altos) devemos desistir da geometria retangular e fazer o tanque circular.

CAPÍTULO 9

Parte 2

Tanques retangulares com nervuras primárias verticais.

1 – Introdução. Vimos na primeira parte deste capítulo como fazer o dimensionamento estrutural de tanques prismáticos usando nervuras horizontais. Neste capítulo faremos a mesma coisa usando nervuras primárias verticais.

A estratégia de cálculo é muito simples.

- *As nervuras primárias e secundárias dividem o costado do tanque em painéis retangulares planos de dimensões “h” e “v”.*
- *Esses painéis são analisados como placas retangulares engastadas sob carregamento lateral uniforme.*
- *As nervuras primárias verticais são analisadas como vigas em balanço sob carga hidrostática.*
- *O cálculo da deflexão das placas planas exige o conhecimento das dimensões h e v, determinadas pelas posições das nervuras. As distâncias entre nervuras e as dimensões das placas retangulares devem ser conhecidas.*
- *A otimização do projeto é feita por aproximação, fazendo várias tentativas, até obter a distância ótima entre as nervuras.*
- *As fórmulas para fazer os cálculos são conhecidas e podem ser encontradas em qualquer livro sobre teoria de vigas e de placas. Os engenheiros acostumados a analisar estruturas de aço ou de concreto vão reconhecer essas fórmulas.*

O protocolo de cálculo para tanques prismáticos com nervuras primárias verticais consiste em

- *Arbitrar as posições das nervuras primárias e secundárias, levando em conta as dimensões do tanque. As posições dessas nervuras definem as dimensões “h” e “v” dos painéis e permitem calcular as cargas laterais atuantes neles e nas nervuras.*
- *Calcular a espessura da casca e as inércias das nervuras.*
- *Fazer a análise crítica dos resultados.*
- *Sendo os resultados insatisfatórios, o processo é repetido até a otimização.*

2 – O protocolo de cálculo. Vamos descrever as etapas do processo sem detalhar o protocolo de cálculo. O protocolo de cálculo será mostrado mais adiante.

2.1 – Estratégia de nervuração. As nervuras primárias verticais controlam a deflexão global da parede do equipamento. As nervuras secundárias controlam a deflexão local. As nervuras podem ser colocadas em qualquer lugar, dependendo da vontade do projetista. Na prática, elas são posicionadas levando em conta aspectos estéticos e facilidade de laminação.

Vamos inicialmente discutir a estratégia de nervuração de tanques sem tirantes. O uso de tirantes será discutido mais adiante. Como explicado no capítulo anterior, as dimensões de tanques retangulares são representadas como C (comprimento), L (largura) e H (altura). Os tanques curtos e altos devem ser feitos com nervuras primárias horizontais. Os longos e baixos são feitos com nervuras primárias verticais. Veja a tabela 1.

Dimensão C (Comprimento)	Dimensão H (Altura)	
	<i>Grande</i>	<i>Pequena</i>
<i>Grande</i>	<i>Os tanques de grandes dimensões devem ser feitos circulares. Evite tanques retangulares.</i>	<i>As nervuras primárias dos tanques longos e baixos devem ser verticais</i>
<i>Pequena</i>	<i>As nervuras primárias dos tanques altos e curtos devem ser horizontais</i>	<i>Os tanques de pequenas dimensões geralmente são feitos com nervuras primárias horizontais.</i>

Tabela 1

As nervuras primárias podem ser horizontais ou verticais, dependendo da esbelteza do tanque

2.2 – Posicionamento das nervuras. A distância entre as nervuras primárias verticais é arbitrada pelo engenheiro, que deve decidir se é melhor fazer poucas nervuras grandes ou muitas nervuras pequenas. Na maioria das vezes as nervuras grandes são evitadas, e para isso a distância entre elas deve ser pequena. As nervuras primárias verticais dividem a casca do tanque em vários painéis retangulares que na maioria das vezes têm dimensões muito grandes e devem ser divididos em painéis menores por nervuras secundárias horizontais. Dependendo das dimensões dos painéis, as nervuras secundárias podem ser dispensadas. A posição das nervuras secundárias também é arbitrada pelo engenheiro.

2.3 – Cálculo das cargas atuantes nas nervuras e nos painéis. Depois de determinar as posições das nervuras, o projetista calcula as cargas hidrostáticas atuantes nelas e nos painéis.

2.4 – Cálculo estrutural. Os cálculos são feitos para determinar as inércias das nervuras primárias e secundárias, assim como a espessura dos painéis. As fórmulas usadas são encontradas em qualquer livro sobre teoria de vigas e de cascas planas submetidas a carregamento lateral.

2.5 – Refino dos cálculos. Depois de fazer os cálculos preliminares, o projetista faz a análise crítica dos resultados e percebe que, na maioria das vezes, eles não são satisfatórios. Muitas vezes as inércias das nervuras, ou a espessura da casca, ficam muito grandes. Outras vezes elas ficam muito pequenas. No primeiro caso, as distâncias entre as nervuras são reduzidas. No segundo, elas são aumentadas. Em qualquer situação, os cálculos devem ser refeitos.

3 - O protocolo de cálculo. O protocolo para fazer o cálculo estrutural de tanques retangulares segue exatamente a estratégia citada acima. Vamos detalhar esse protocolo.

3.1 – Posicionamento das nervuras. A posição das nervuras primárias verticais é decidida pelo engenheiro. As nervuras secundárias são posicionadas logo após o posicionamento das primárias. Isso define as dimensões “h” e “v” dos painéis.

As nervuras secundárias não precisam ser iguais, mas elas são feitas assim para facilitar a construção do tanque. Essa afirmação vale também para os painéis. A espessura do painel crítico, aquele localizado no fundo do tanque e que tem maior espessura, é adotada para toda a casca. A adoção de espessura única para a casca e da mesma nervura secundária para todo o tanque facilita a fabricação.

3.2 – Cálculo das cargas atuantes nas nervuras e nos painéis. As cargas atuantes nas nervuras e nos painéis são estabelecidas de modo simples e conservador. Por exemplo:

- *A carga nas nervuras primárias verticais não é uniforme. Ela cresce do valor zero no topo do tanque ao valor máximo no fundo. A carga máxima nessas nervuras é obtida multiplicando a pressão no fundo do tanque pela distância v entre nervuras verticais adjacentes. V. figura 1.*

$$q = P \times v$$

Onde

q é a carga máxima no pé da nervura primária vertical, em kg/cm

P é a pressão hidrostática no fundo do tanque, em kg/cm²

v é a distância entre as nervuras primárias verticais, em cm

A carga hidrostática nas nervuras verticais primárias cresce linearmente do topo até o fundo do tanque.

- *As cargas nas nervuras secundárias horizontais são calculadas pela expressão*

$$q = P \times h$$

Onde

q é a carga uniforme na nervura secundária horizontal, em kg/cm

P é a pressão hidrostática no fundo do tanque, em kg/cm²

h é a distância entre as nervuras secundárias horizontais adjacentes, em cm.

A carga q atuante nas nervuras horizontais secundárias é uniformemente distribuída nelas.

- *Finalmente chegamos às cargas atuantes nos painéis. As nervuras primárias e secundárias dividem a parede do tanque em painéis retangulares de dimensões h e v, onde h é a distância entre as nervuras horizontais e v é a distância entre as nervuras verticais. Esses painéis são supostos submetidos a carga uniforme igual à pressão hidrostática P no fundo do tanque.*

$$p = P$$

Onde

p é a pressão uniforme atuante no painel, em kg/cm²

P é a pressão hidrostática no fundo do tanque, em kg/cm²

A pressão nos painéis aumenta com a profundidade, porém, vamos considerar que a pressão máxima, no fundo do tanque, atue em todos eles. Assim são calculadas as cargas atuantes nas nervuras e nos painéis. O passo seguinte mostra como dimensionar as nervuras e os painéis.

3.3 – Inércia das nervuras primárias verticais. Vamos computar a inércia de nervuras primárias horizontais. Essas nervuras dividem as paredes do tanque (dimensões C x H, e L x H) em painéis retangulares de altura H e largura v. Essas nervuras são calculadas como vigas retas em balanço engastadas na base. A carga hidrostática atuante nelas varia do valor zero no topo até a carga máxima no fundo do tanque. Se as nervuras forem muito grandes, elas podem ser substituídas por muros de alvenaria.

A inércia das nervuras verticais primárias é determinada para manter a deflexão da parede abaixo do valor máximo admitido, que estamos supondo ser 1/200 de H. Essa inércia é dada pela expressão.

$$d_{\max} = \frac{(P \times v) \times H^4}{30EI} = \frac{H}{200}$$

Onde H é a altura do tanque, P é a pressão hidrostática no fundo e v é a distância entre as nervuras verticais.

A expressão acima vale para tanques sem tirantes. O uso de tirantes reduz significativamente a inércia requerida para nervuras primárias verticais.

Se a inércia I calculada acima for muito grande e o uso de nervuras for impraticável, as deflexões podem ser reduzidas escorando o tanque com parede ou muro de alvenaria. Essa solução é pouco elegante, mas funciona.

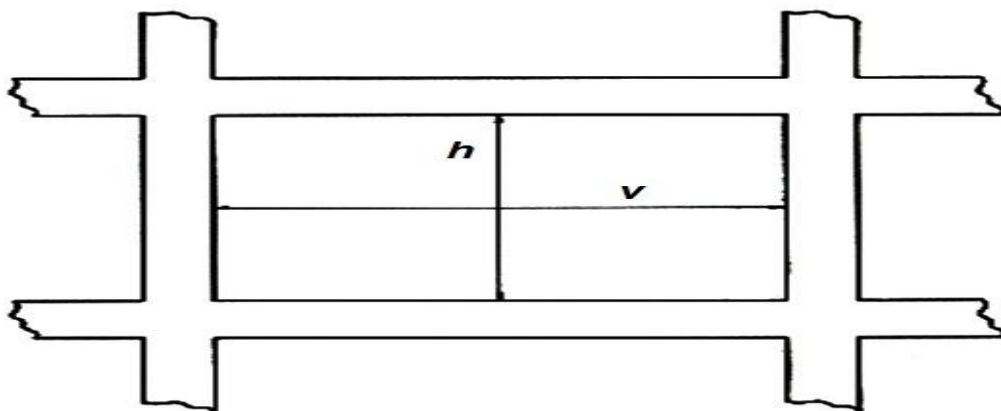


Figura 1

As nervuras primárias verticais dividem a casca em painéis de largura v. Esses painéis podem ser subdivididos por nervuras secundárias horizontais em placas de dimensões h e v.

3.4 – Inércia das nervuras secundárias. A inércia das nervuras secundárias é determinada multiplicando a pressão P no fundo do tanque pela distância h entre elas. V. Figura 1. Essas nervuras são analisadas como vigas engastadas submetidas a cargas uniformes. A inércia das nervuras secundárias é determinada para que a deflexão delas não exceda 1/200 do seu comprimento.

$$d_{\max} = \frac{1}{384} \times \frac{q \times v^4}{EI} = \frac{v}{200}$$

$$d_{\max} = \frac{1}{384} \times \frac{P \times h \times v^4}{EI} = \frac{v}{200}$$

Onde P é a pressão no fundo do tanque, h é a distância entre as nervuras horizontais e v é a distância entre as nervuras verticais.

A expressão acima calcula a inércia I de nervuras secundárias horizontais. As distâncias v e h são conhecidas, o módulo de elasticidade E das nervuras é conhecido e a pressão P é a que atua no fundo do tanque. Para um dado tanque, as nervuras secundárias são todas iguais.

3.5 – Espessura dos painéis. Os painéis que formam a casca do tanque são analisados como placas retangulares engastadas e submetidas a carga lateral uniforme. A carga lateral é suposta igual à pressão atuante no fundo do tanque. As dimensões h e v dos painéis são conhecidas.

A espessura da placa é determinada para que a deflexão no centro dela não exceda t/2, isto é, não exceda a metade da espessura da casca.

$$d_{\max} = \frac{t}{2} = \beta \frac{P \times v^4}{E \times t^3} \quad \text{Se } v < h$$

Ou

$$d_{\max} = \frac{t}{2} = \beta \frac{P \times h^4}{E \times t^3} \quad \text{Se } h < v$$

Onde P é a pressão hidrostática no fundo do tanque e o parâmetro β depende da relação h/v ou v/h, como mostra a tabela 2. As distâncias h e v são conhecidas. As duas expressões acima permitem calcular a espessura estrutural t dos painéis.

Finalmente a espessura calculada t é checada para assegurar que os alongamentos de flexão não excedem o valor admissível.

$$\varepsilon = \alpha \frac{P \times h^2}{Et^2} \quad \text{Se } h < v$$

Ou

$$\varepsilon = \alpha \frac{P \times v^2}{Et^2} \quad \text{Se } v < h$$

O parâmetro α depende da relação h/v ou v/h, como mostra a tabela 2.

h/v ou v/h	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	∞
α	0,31	0,38	0,44	0,47	0,49	0,50	0,50
β	0,014	0,019	0,023	0,025	0,027	0,028	0,028

Tabela 2

Valores de α e β para placas retangulares engastadas e submetidas a carregamento lateral uniforme.

Dessa maneira calculamos a espessura do costado e as inércias das nervuras de tanques retangulares.

3.6 – Dimensionando o fundo. O fundo de tanques retangulares é diretamente apoiado sobre base rígida e não precisa ser calculado. A espessura estrutural do fundo é arbitrada pelo engenheiro.

3.7 – Dimensionando as quinas do fundo. As quinas que fazem a transição do fundo com o costado podem ser feitas como as de tanques cilíndricos verticais. Como no caso de tanques cilíndricos, a espessura dessa transição pode ser igual à soma das espessuras do fundo com a do costado. A faixa de transição, de largura entre 250 mm e 300 mm, deve se estender na parede vertical do tanque.

3.8 – Dimensionando as quinas verticais. Os quatro cantos verticais, onde as paredes do tanque se encontram, são solicitados por momentos fletores da mesma maneira que a transição do fundo com o costado. Nossa proposta é fazer nesses cantos a mesma coisa que foi feita para a quina do fundo, ou seja, somar as espessuras dos painéis nesses locais. A faixa de espessura somada deve ter largura entre 200 e 250 mm igualmente distribuída sobre os dois painéis.

Encerramos aqui o protocolo de cálculo para tanques prismáticos com nervuras primárias verticais.

Vamos ver alguns exemplos numéricos.

Exemplo 1. Recalcular o tanque analisado no exemplo 1 do capítulo anterior usando nervuras primárias verticais. O tanque, de dimensões $C = 500$ mm, altura $H = 300$ mm e largura $L = 200$ mm, não tem tirantes.

Vamos arbitrar 4 nervuras verticais, distantes 100 cm entre elas. Essas nervuras primárias dividem a parede maior, que tem $C = 500$ cm e $H = 300$ cm, em 5 painéis de 100 cm x 300 cm. A distância “h” entre as nervuras secundárias horizontais será arbitrada em $h = 50$ cm. Para isso são necessárias 5 nervuras secundárias horizontais. O padrão de nervuras neste exemplo tem a mesma configuração do usado no exemplo 1, exceto que agora as nervuras verticais são primárias e as horizontais são secundárias. As 4 nervuras primárias verticais são iguais e não precisam ser numeradas.

Passo 1. As nervuras e os painéis são numerados e identificados. As nervuras primárias verticais são iguais e não precisam de identificação. As nervuras secundárias horizontais são numeradas de cima para baixo com os números 1, 2, 3, 4 e 5. Os painéis são também numerados de cima para baixo com a identificação 1, 2, 3, 4, 5 e 6. A única diferença entre esse exemplo e o anterior é que agora as nervuras primárias são verticais.

Passo 2. A carga hidrostática nas nervuras primárias verticais varia do valor zero no topo do tanque ao valor máximo no fundo, igual a

$$q = (0,1 \times 3,0 \times 1,2) \times 100 = 36 \text{ kg / cm}$$

As cargas nas nervuras secundárias horizontais e nos painéis são mostradas na tabela 4.

Número da nervura ou do painel	Nervura secundária horizontal (kg/cm)	Painel (kg/cm ²)	Nervura primária vertical
1	18,0	0,36	Carga hidrostática crescente com valor máximo $q = 36$ kg/cm
2	18,0	0,36	
3	18,0	0,36	
4	18,0	0,36	
5	18,0	0,36	
6	----	0,36	

Tabela 3

Mostra as cargas atuantes nas nervuras e nos painéis do tanque do exemplo 1.

Passo 3. As nervuras primárias verticais são dimensionadas para manter a deflexão lateral menor que 1/200 da altura $H = 300$ cm. Como as nervuras não têm tirantes

$$d_{\max} = \frac{(P \times v) \times H^4}{30EI} = \frac{H}{200}$$

$$\frac{36 \times 300^4}{30 \times 123600 \times I} = \frac{300}{200}$$

De onde obtemos

$$I = 52\,400 \text{ cm}^4$$

Essa nervura feita com pares MT é muito grande. Se feita de aço, sua inércia seria

$$I = 52\,400 \times \frac{123\,600}{2\,100\,000} = 3000 \text{ cm}^4$$

Essa imensa nervura indica que esse tanque deve ser feito circular. Porém, as nervuras verticais muito grandes podem ser substituídas por muros de alvenaria. As paredes de alvenaria atuam como se fossem nervuras de inércia infinita, que escoram o tanque e impedem a deflexão dele. Elas podem ser construídas distando 100 cm uma das outras, ao longo do comprimento do tanque. Nem sempre é possível controlar a deflexão lateral usando esse artifício. Onde isso é possível, essa pode ser uma solução deselegante, mas eficaz.

Passo 4. No passo 4 é feito o dimensionamento das nervuras horizontais secundárias. Vamos ilustrar o procedimento dimensionando a nervura horizontal crítica, a de número 5.

$$d_{\max} = \frac{1}{384} \times \frac{q \times v^4}{EI} = \frac{v}{200} \quad (\text{O vão é } v, \text{ porque a nervura é horizontal})$$

$$\frac{1}{384} \times \frac{18 \times 100^4}{123\,600 \times I} = \frac{100}{200}$$

$$I = 75,0 \text{ cm}^4$$

Se a nervura secundária horizontal fosse feita com fibras picadas, sua inércia seria

$$\frac{1}{384} \times \frac{18 \times 100^4}{70\,000 \times I} = \frac{100}{200}$$

$$I = 133,0 \text{ cm}^4$$

Essa nervura é usada em todo o tanque. As nervuras secundárias são pequenas.

Passo 5. Vamos completar a análise dimensionando a espessura dos painéis, isto é, a espessura da parede do tanque. Vamos ilustrar o procedimento analisando o painel crítico, o de número 6.

$$d_{\max} = \frac{t}{2} = \beta \frac{P \times h^4}{E \times t^3} \quad (\text{Porque } h < v)$$

O parâmetro $\beta = 0,028$, porque (v. tabela 2) a relação $v/h = 100/50 = 2,0$. O módulo de elasticidade é tomado $E = 70.000 \text{ kg/cm}^2$, porque a casca do tanque é feita com fibras picadas. A pressão P atuante no painel 6 é $P = 0,36 \text{ kg/cm}^2$. Fazendo as devidas substituições, obtemos

$$\frac{t}{2} = 0,028 \times \frac{0,36 \times 50^4}{70000 \times t^3}$$

$$t = 1,15 \text{ cm (11,5 mm)}$$

A espessura calculada, $t = 11,5 \text{ mm}$, é checada para assegurar que os alongamentos de flexão não excedam o valor admissível.

$$\varepsilon = \alpha \frac{P \times h^2}{E t^2} \quad (\text{Porque } h < v)$$

$$\varepsilon = 0,50 \times \frac{0,36 \times 50^2}{70000 \times 1,15^2} = 0,50\%$$

Se o engenheiro especificar o alongamento admissível igual a 0,20%, a espessura do painel 5 deve ser

$$0,002 = 0,50 \times \frac{0,36 \times 50^2}{70000 \times t^2}$$

$$t = 17,9 \text{ mm}$$

Essa espessura não precisa se estender sobre todo o painel. Apenas a parte dele próxima ao pé das nervuras deve ser reforçada.

5 - Refino dos cálculos. Os cálculos indicam que esse tanque é grande demais para ser feito com geometria retangular. Mesmo que a distância entre as nervuras primárias verticais fosse reduzida pela metade, distando apenas 50 cm umas das outras, a inércia delas ainda seria muito grande. Esse tanque deve ser feito cilíndrico.

Exemplo 2. Resolver o problema anterior supondo que o tanque tenha tirantes. Quando as extremidades de nervuras verticais opostas são unidas por tirantes, elas são analisadas como vigas simplesmente apoiadas. A carga varia linearmente de zero na extremidade superior, a 36 kg/cm na extremidade inferior da nervura vertical. Veja a tabela 4.

As nervuras secundárias horizontais e a espessura da casca não mudam. A inclusão da tampa e dos tirantes afeta apenas a inércia das nervuras verticais primárias

As nervuras primárias verticais são dimensionadas para manter a deflexão lateral menor que 1/200 da altura $H = 300$ cm. O uso de tirantes nesse caso permite que as nervuras verticais sejam analisadas como vigas simplesmente apoiadas sob carregamento hidrostático.

$$d_{\max} = \frac{(P \times v) \times H^4}{150EI} = \frac{H}{200}$$

$$\frac{36 \times 300^4}{150 \times 123600 \times I} = \frac{300}{200}$$

De onde obtemos

$$I = 10\,500 \text{ cm}^4$$

Essa nervura ainda é muito grande. Se feita de aço sua inércia seria

$$I = 10\,500 \times \frac{123\,600}{2\,100\,000} = 620 \text{ cm}^4$$

As nervuras verticais primárias feitas em aço têm inércia aceitável.

Esse exemplo mostra que os tirantes reduzem a inércia das nervuras verticais primárias. No presente caso, a inércia das nervuras foi reduzida a 1/5 o valor que ela teria sem os tirantes.

Exemplo 3. Vamos agora considerar o caso de tanques retangulares de pequena altura, digamos $H = 150$ cm, e extremamente longos, tão longos quanto se queira. Tanques assim, longos e baixos, são usados para fazer decapagem de chapas de aço. A tabela 1 nos diz que esses tanques devem ser feitos com nervuras primárias verticais.

Vamos arbitrar a distância entre as nervuras primárias verticais em $v = 100$ cm. Vamos usar duas nervuras secundárias horizontais, distantes $h = 50$ entre elas. Os tanques não têm tampas e não podem ter tirantes.

Passo 1. As nervuras primárias verticais são iguais e não precisam ser identificadas. As duas nervuras secundárias horizontais são numeradas de cima para baixo com os números 1 e 2. Os painéis são também numerados de cima para baixo com a identificação 1, 2 e 3. Veja a figura 3.

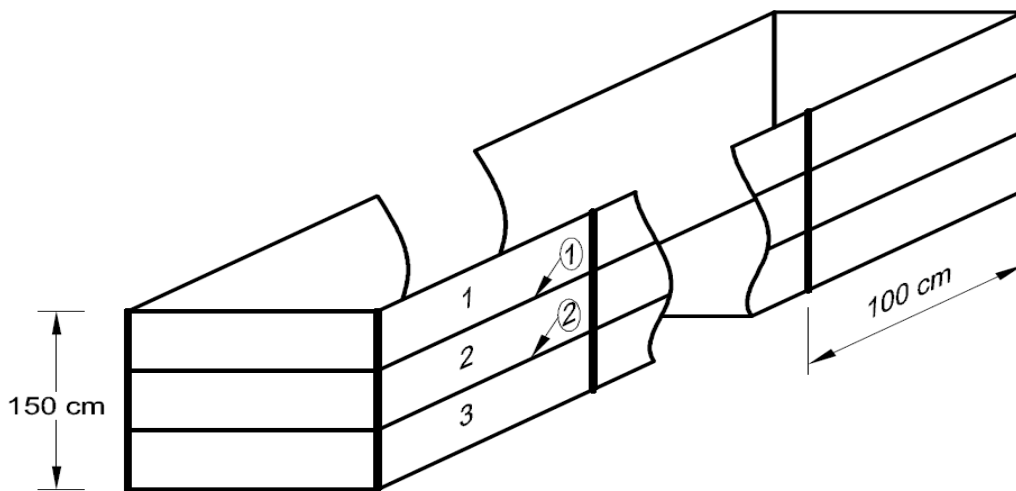


Figura 3

Mostra um tanque retangular baixo e longo. Tanques assim são usados para fazer decapagem de chapas de aço.

Passo 2. A carga hidrostática atuante nas nervuras primárias verticais tem valor máximo igual a

$$q = (0,1 \times 1,5 \times 1,2) \times 100 = 18 \text{ kg/cm}$$

As cargas nas nervuras secundárias e nos painéis são mostradas na tabela 5.

Número da nervura ou da placa	Nervura secundária horizontal (kg/cm)	Placa retangular (kg/cm ²)	Nervura primária vertical
1	9,0	0,18	Carga hidrostática crescente com valor máximo $q = 18$ kg/cm
2	9,0	0,18	
3	----	0,18	

Tabela 5

Mostra as cargas atuantes nas nervuras e nos painéis do tanque do exemplo 3.

Passo 3. A inércia das nervuras primárias verticais é determinada para manter a deflexão lateral menor que 1/200 da altura $H = 150$ cm. Nesse caso, o tanque não tem tirantes.

$$d_{\max} = \frac{(P \times v) \times H^4}{30EI} = \frac{H}{200}$$

Supondo nervuras feitas com pares MT

$$d_{\max} = \frac{(0,18 \times 100) \times 150^4}{30 \times 123\,600 \times I} = \frac{150}{200}$$

De onde obtemos

$$I_N = 3280 \text{ cm}^4$$

Essa nervura pode ser dimensionada pelo protocolo discutido no capítulo 5.

$$I_N = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2} = 3280$$

As dimensões B , H e T da nervura podem ser determinados usando a fórmula acima. Vamos arbitrar a largura $B = 20$ cm e a espessura $T = 1,5$ cm. A parede do tanque tem $t = 7,0$ mm, sendo feita com fibras picadas. A altura H do núcleo da nervura nesse caso deve ser

$$\frac{(20 + 3)}{12} \times (H + 1,5)^3 - \frac{20}{12} \times (H - 1,5)^3 + \frac{70}{123,6} \times \frac{B \times 0,7 \times (H + 1,5)^2}{2} = 3280$$

$$\frac{(20 + 3)}{12} \times (H + 1,5)^3 - \frac{20}{12} \times (H - 1,5)^3 = 3280$$

$$H = 12,5 \text{ cm}$$

Passo 4. Nesse passo 4, fazemos o dimensionamento das nervuras secundárias horizontais. Vamos ilustrar o procedimento dimensionando a nervura horizontal inferior de número 2.

$$d_{\max} = \frac{1}{384} \times \frac{q \times v^4}{EI} = \frac{v}{200} \quad (\text{A dimensão } v \text{ é usada, porque a nervura é horizontal})$$

Supondo as nervuras secundárias feitas com fibras picadas

$$\frac{1}{384} \times \frac{9 \times 100^4}{70\,000 \times I} = \frac{100}{200}$$

$$I = 70 \text{ cm}^4$$

Essa inércia é pequena. As nervuras secundárias são pequenas.

Passo 5. Vamos completar a análise dimensionando a espessura estrutural dos painéis, isto é, a espessura estrutural da parede do tanque.

$$d_{\max} = \frac{t}{2} = \beta \frac{P \times h^4}{E \times t^3}$$

O parâmetro $\beta = 0,028$, porque (v. tabela 2) a relação $v/h = 100/50 = 2$. O módulo de elasticidade é tomado $E = 70.000$ kg/cm², porque a casca de tanques retangulares é geralmente feita com fibras picadas. A pressão P no fundo do tanque é $P = 0,18$ kg/cm². Fazendo as devidas substituições, obtemos

$$\frac{t}{2} = 0,028 \times \frac{0,18 \times 50^4}{70000 \times t^3}$$

$$t = 0,97 \text{ cm (10,0 mm)}$$

A espessura total do tanque é obtida somando a espessura da barreira de corrosão à espessura estrutural que acabamos de calcular.

$$\text{Espessura total} = 10,0 + 2,7 = 12,7 \text{ mm.}$$

A espessura estrutural calculada, $t = 10,0$ mm, deve ser checada para assegurar que os alongamentos de flexão não excedam o valor admissível.

$$\varepsilon = \alpha \frac{P \times h^2}{Et^2}$$

$$\varepsilon = 0,50 \times \frac{0,18 \times 50^2}{70000 \times 1,0^2} = 0,32\%$$

Esse alongamento é menor que o umbral de infiltração para barreiras de corrosão feitas com resina Derakane 411, e pode ser aceito, mas se o engenheiro exigir alongamento menor que 0,20%, a espessura estrutural do painel 3 deve ser

$$0,002 = 0,50 \times \frac{0,18 \times 50^2}{70000 \times t^2}$$

$$t = 12,7 \text{ mm.}$$

Refino dos cálculos. Os cálculos indicam que tanques retangulares de grandes comprimentos e pequenas alturas, como os usados para fazer decapagem de chapas metálicas, podem ser feitos com geometria retangular.

Exemplo 5. Computar a espessura da parede do tanque discutido no exemplo 4, supondo a distância entre as nervuras verticais reduzida de 100 cm para 50 cm.

$$\frac{t}{2} = \beta \frac{P \times h^4}{E \times t^3}$$

Onde $\beta = 0,014$ (tabela 2 para $h/v = 50/50 = 1,0$)

$$\frac{t}{2} = 0,014 \times \frac{0,18 \times 50^4}{70000 \times t^3}$$

De onde obtemos a nova espessura estrutural

$$t = 8,2 \text{ mm}$$

A espessura total nesse caso, supondo barreira de corrosão padrão, é $8,2 + 2,7 = 10,9$ mm.

Capítulo 10

Fundamentos sobre acessórios

1 – Introdução. Este capítulo trata dos fundamentos e dos protocolos para dimensionar os acessórios usados para transferir esforços externos a costados cilíndricos de tanques de compósitos. A ASME RTP1 faz uma descrição sumária, confusa e pouco detalhada do protocolo para dimensionar sapatas e cintas metálicas, sem mencionar outros acessórios. No presente momento, podemos dizer, o dimensionamento dos acessórios para fixar, movimentar e ancorar tanques de compósitos é feito de maneira empírica e pouco rigorosa. Os capítulos que seguem tratam desse tema pouco explorado na literatura. Os protocolos de cálculo são descritos e ilustrados com a solução de diversos problemas numéricos relacionados ao cálculo estrutural de sapatas, cintas, olhais, alças e outros acessórios.

Para fazer os cálculos, as seguintes propriedades dos compósitos precisam ser conhecidas:

- *Os módulos de elasticidade e os alongamentos admissíveis*
- *A resistência ao descascamento, $Q = 90 \text{ kg/cm}$.*
- *A resistência ao cisalhamento perpendicular às lâminas, $\tau = 800 \text{ kg/cm}^2$*
- *A resistência ao cisalhamento paralela às lâminas, $\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$*

Os coeficientes de segurança e os alongamentos admissíveis são os estabelecidos na ASME RTP1, $CS = 5$ e $\varepsilon = 0,002$ para cargas temporárias e $CS = 10$ e $\varepsilon = 0,001$ para cargas permanentes. Os módulos de elasticidade dos laminados são calculados como explicado no livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”. Os valores das resistências ao descascamento e ao cisalhamento são os propostos na norma ASME RTP1.

Existem cinco acessórios usados para transferir cargas externas a costados de tanques verticais cilíndricos.

- *Cintas metálicas que envolvem e suportam o costado sem colar nele*
- *Cintas de compósitos coladas no costado*
- *Sapatas metálicas coladas no costado*
- *Sapatas de compósitos coladas no costado*
- *Alças circulares de compósitos coladas no costado*
- *Alças retangulares metálicas coladas no costado*

Os esforços externos são transferidos aos acessórios metálicos por orelhas (lugs) soldadas neles. V. figura 1. As alças e as sapatas de compósitos, que não aceitam orelhas, recebem diretamente as cargas externas.

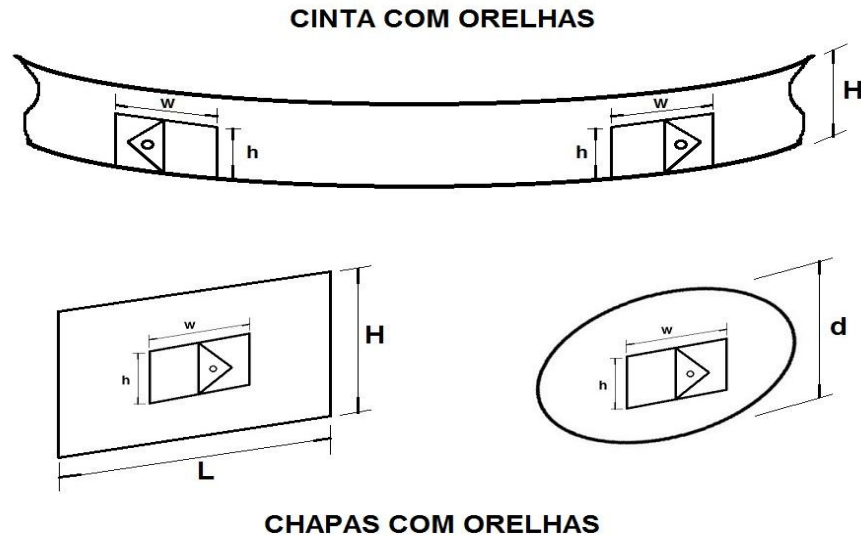


Figura 1

Mostra acessórios metálicos e suas orelhas. Esses acessórios são usados para transferir esforços externos a costados de tanques.

2 – Dimensionando acessórios. Os acessórios usados para transferir cargas externas a costados de tanques verticais, são

- *Sapatas para impedir o tombamento de tanques vazios sob cargas de vento*
- *Sapatas para proteger a quina de tanques verticais contra danos causados por pressão interna não-hidrostática.*
- *Cintas para suportar tanques verticais aéreos.*
- *Olhais e alças para manusear e içar tanques.*
- *Chapas para suportar estruturas externas*

As dimensões dos acessórios são arbitradas pelo projetista, considerando os recursos que lhe são disponíveis. Conhecidas essas dimensões, o projetista determina o valor de três grandezas:

- *Espessura e largura do laminado que fixa o acessório ao costado*
- *Força cortante Q presente nas bordas dos acessórios*
- *Espessura e largura da almofada de reforço do costado*

Essas grandezas são dimensionadas usando equações da estática alimentadas com os dados do problema e os critérios de cálculo.

Os dados do problema, que precisam ser conhecidos pelo projetista, são:

As cargas externas

- *A força externa F_o pode ter várias origens. As mais comuns são o peso do tanque vazio, o peso do tanque cheio, a força exercida no tanque pelo vento, as forças de dilatações térmicas, o peso de estruturas externas, etc.*

As propriedades dos laminados

- A resistência ao cisalhamento secundário entre lâminas, $\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$
- A resistência ao cisalhamento transversal às lâminas, $\tau = 800 \text{ kg/cm}^2$
- A resistência ao descascamento, $Q = 90 \text{ kg/cm}$
- Os módulos de elasticidade dos laminados são os do livro “Propriedades mecânicas dos compósitos”.

A geometria dos acessórios

- A excentricidade “e” e as dimensões L, H e d dos acessórios são arbitradas pelo projetista.

Os critérios de cálculo são

- Os coeficientes de segurança $CS = 5$ para cargas temporárias e $CS = 10$ para cargas permanentes.
- Os alongamentos admissíveis $\epsilon = 0,002$ para cargas temporárias e $\epsilon = 0,001$ para cargas permanentes.

Os acessórios de geometria plana são ajustados a costados curvos interpondo massa de poliéster para ajustar e colar as duas superfícies. Essas massas são excelentes para acomodar compressão, sendo pouco confiáveis para resistir tração. Por essa razão, os esforços de tração transmitidos por elas serão substituídos por forças cortantes Q distribuídas nas bordas do acessório.

Muitas vezes a espessura do costado precisa ser aumentada laminando almofadas ao redor do acessório. A espessura total do costado ao redor do acessório, incluindo a almofada, é

$$T = t_c + t_a + t$$

Onde

T é a espessura total ao redor do acessório

t_c é a espessura original do costado

t_a é a espessura da almofada

t é a espessura do laminado de fixação

Das espessuras citadas, somente a do costado, t_c , é conhecida. As demais, bem como suas larguras de ancoragem, são calculadas.

A espessura e a largura do laminado de fixação são computadas distribuindo a força F_0 sobre a superfície limitada pelo perímetro do acessório. Obtemos assim uma “pressão equivalente” a F_0 , perpendicular ao costado. Supondo acessório com seção circular de diâmetro “d”, temos

$$P = \frac{4 \times F_0}{\pi \times d^2}$$

Conhecida essa pressão, a espessura do laminado de fixação é calculada usando a fórmula clássica para computar a espessura de cilindros sob pressão interna.

$$t = \frac{P \times D}{2 \times E \times \epsilon}$$

A largura do laminado de fixação é obtida para resistir por cisalhamento a força oriunda dessa pressão interna

$$\Delta = \frac{P \times D}{\tau}$$

A espessura da almofada é calculada para resistir à força cortante Q desenvolvida por Fo no perímetro do acessório. Supondo acessório circular de diâmetro “d”, temos

$$Q = \frac{P \times d}{4}$$

$$t_a = K \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E \times \epsilon} \right]^{2/3} - t_c - t$$

$K = 1,38$ (costados vazados, como em bocas de visita)

$K = 0,87$ (costados cheios, como em alças)

A largura da almofada é

$$\Delta = K \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times T}$$

$K = 1,10$ ($t_c < 0,45 \times T$)

$K = 0,55$ ($t_c > 0,45 \times T$)

Onde

D é o diâmetro do equipamento

P é a pressão obtida distribuindo a força Fo na área delimitada pelo perímetro do acessório

$\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento secundário

Δ é a largura da almofada ou da faixa do laminado de fixação

$T = t_c + t_a + t$

d é o diâmetro do acessório

Fo é a força externa no acessório

As fórmulas acima podem ser agrupadas na tabela 1

	<i>Laminado de fixação</i>	<i>Almofada</i>
<i>Espessura</i>	$t = \frac{P \times D}{2 \times E \times \epsilon}$	$t_a = K \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E \times \epsilon} \right]^{2/3} - t_c - t$ $K = 1,38$ (<i>costados vazados, como em bocas de visita</i>) $K = 0,87$ (<i>costados cheios, como em alças</i>)
<i>Largura</i>	$\Delta = \frac{P \times D \times CS}{\tau}$	$\Delta = K \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times T}$ $K = 1,10$ ($t_c < 0,45 \times T$) $K = 0,55$ ($t_c > 0,45 \times T$)
$Q = \frac{P \times d}{4}$ $P = \frac{4 \times F_0}{\pi \times d^2}$ <p><i>D é o diâmetro do equipamento</i> <i>P é a pressão obtida distribuindo a força Fo na área delimitada pelo perímetro do acessório</i> <i>ε = 0,002 é o alongamento admissível para cargas de curta duração</i> <i>τ = 140 kg/cm² é a resistência ao cisalhamento secundário</i> <i>CS = 5 é o coeficiente de segurança para cargas de curta duração</i> <i>Δ é a largura da almofada ou da faixa do laminado de fixação</i> <i>T = t_c + t_a + t</i> <i>d é o diâmetro do acessório</i> <i>Fo é a força externa no acessório</i> <i>Q é a força cortante no perímetro do acessório</i></p>		

Tabela 1
Fórmulas para cálculo de acessórios de seção circular

Apêndice 1

Almofadas para alças e bocas de visita

As almofadas de alças são laminadas sobre costados sem furo, absorvendo apenas parte da força cortante Q. As almofadas para bocas de visita são laminadas ao redor de furos no costado, absorvendo toda força cortante. Vamos derivar as expressões para calcular as larguras e as espessuras de almofadas nesses dois casos.

Suponha um cilindro longo sob a ação de força radial uniforme Q que o aperta como cinta.

- Se a força Q atuar distante das extremidades do cilindro, o momento axial gerado por ela é

$$M(x) = \frac{Q}{4\beta} \times e^{-\beta x} (\cos\beta x - \text{sen}\beta x)$$

- Se a força Q for aplicada em uma extremidade engastada do cilindro, o momento axial é

$$M(x) = \frac{Q}{2\beta} \times e^{-\beta x} (\cos\beta x - \text{sen}\beta x)$$

Esses momentos são gerados no cilindro pela força cortante Q . Eles são semelhantes ao momento discutido no capítulo 2A para as quinças engastadas de tanques verticais cilíndricos submetidos à pressão interna P . Vimos no capítulo 2A que o momento axial nas quinças engastadas de tanques sob pressão é

$$M(x) = \frac{P}{2\beta^2} \times e^{-\beta x} (\cos\beta x - \text{sen}\beta x)$$

Onde P é a pressão hidrostática no fundo do tanque e x é a distância axial.

Observe que em todos os casos (força cortante Q ou pressão interna P), o momento axial varia da mesma maneira ao longo da distância x , como mostra a tabela 2.

$M(x) = \frac{P}{2\beta^2} \times e^{-\beta x} (\cos\beta x - \text{sen}\beta x)$	Momento axial na extremidade engastada de tanque cilíndrico sob pressão interna P .
$M(x) = \frac{Q}{4\beta} \times e^{-\beta x} (\cos\beta x - \text{sen}\beta x)$	Momento axial em cilindro comprimido por força cortante Q
$M(x) = \frac{Q}{2\beta} \times e^{-\beta x} (\cos\beta x - \text{sen}\beta x)$	Momento axial na extremidade engastada comprimida por força cortante Q

Tabela 2

Momento nas extremidades engastadas de tanques sob pressão P ou nos pontos de aplicação de força radial cortante.

As almofadas absorvem o momento axial na zona de influência da pressão P ou da força Q . A espessura total do cilindro ao redor dessa zona de influência é

$$T = t_a + t_c + t$$

A espessura total T deve resistir ao momento axial máximo

$$T = \sqrt{\frac{6 \times M_{max}}{E'_x \times \epsilon_x}}$$

Onde E'_x é o módulo axial de flexão do cilindro

Se a força Q for aplicada na borda de costados sem furo (como nas alças) o momento máximo é

$$M_{max} = \frac{Q}{4\beta} = \frac{Q \times \sqrt{D \times T}}{4 \times 1,83} \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} = 0,14 \times Q \times \sqrt{D \times T} \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4}$$

Se a força Q for aplicada na borda furada do costado (como nas bocas de visita), o momento máximo é

$$M_{max} = \frac{Q}{2\beta} = \frac{Q \times \sqrt{D} \times T}{2 \times 1,83} \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} = 0,27 \times Q \times \sqrt{D} \times T \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4}$$

Nas bocas de visita, a almofada é laminada sobre o costado, ao redor do furo. Nas alças, a almofada é laminada sobre costado sem furo.

A espessura da almofada é calculada para o momento máximo em cada caso

$$t_a = \sqrt{\frac{6 \times M_{max}}{E'_x \times \epsilon_x}} - t_c - t$$

Se a força Q for aplicada em bordas furadas do costado, como nas bocas de visita

$$t_a = 1,38 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x}\right]^{2/3} - t_c - t$$

Se a força Q for aplicada em costados sem furos, como nas alças

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x}\right]^{2/3} - t_c - t$$

A largura Δ da almofada é computada fazendo

$$\beta\Delta = 2,0$$

$$\Delta = 1,10 \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times (t_a + t_c + t)}$$

Se a espessura do costado for grande em relação à da almofada, podemos admitir $\beta\Delta = 1,0$

$$\Delta = 0,55 \times \left(\frac{E'_x}{E_y}\right)^{1/4} \times \sqrt{D \times (t_a + t_c + t)}$$

Essa fórmula vale se

$$t_c > 0,45 \times (t_a + t_c + t)$$

Capítulo 11

Alças

1 – Introdução. As alças são coladas externamente na parte superior dos costados, servindo de pontos de agarre para verticalizar e movimentar tanques. As alças de compósitos, cilíndricas ou cônicas, podem ser laminadas diretamente no costado, ou pré-fabricadas para colagem posterior. Elas são caracterizadas pela excentricidade “e” e pelo diâmetro “d” da base circular, como mostra a figura 2. Essas grandezas são arbitradas pelo projetista.

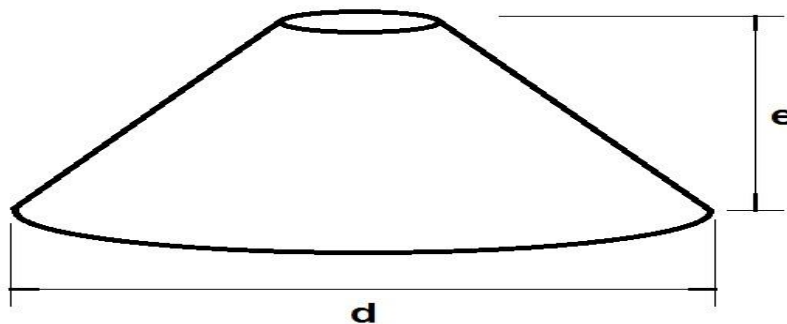


Figura 2

Mostra a geometria de alça cônica de diâmetro “d”. A excentricidade “e” deve ser a menor possível.

Este capítulo discute o protocolo para dimensionar alças. Esse dimensionamento consiste em determinar as espessuras e as larguras dos laminados de fixação e das almofadas de reforço. A análise é feita para dois cenários.

- O primeiro trata da verticalização de tanques inicialmente horizontais.
- O segundo trata da movimentação de tanques verticalizados.

Nos dois casos, a força externa F_0 é suposta igual ao peso do tanque vazio.

$$F_0 = P = \text{Peso do tanque vazio}$$

No processo de verticalização, a força F_0 atua na direção radial, perpendicular ao costado, sem gerar momento fletor. No processo de movimentação, a força F_0 atua paralela ao costado, exercendo nele o momento $M_0 = F_0 \times e$

Vamos iniciar a análise considerando o processo de verticalização de tanques inicialmente na posição horizontal.

2 – Alças circulares para verticalizar tanques. As alças de compósito são laminadas ou coladas na superfície externa do costado, em sua parte superior, próximas ao tampo. O diâmetro “d” da alça é escolhido pelo fabricante, para manter a força cortante perimetral Q inferior a $90/CS = 90/5 = 18$ kg/cm. Lembramos que $CS = 5$ é o coeficiente de segurança para cargas temporárias e $Q = 90$ kg/cm é a resistência ao descascamento secundário entre lâminas de compósito. A restrição $Q < 18$ kg/cm elimina o risco de descascamento da alça.

2.1 – Cálculo da força de descascamento Q. Nos casos de verticalização de tanques, a força cortante Q é suposta uniformemente distribuída ao longo da borda da alça de diâmetro “d”

$$Q = \frac{P}{\pi \times d}$$

Onde Q é a força de descascamento e P é o peso do tanque vazio. Como dissemos, para evitar descascamento, essa força cortante perimetral deve ser $Q < 18$ kg/cm. Essa restrição assegura que a alça não descasque, qualquer que seja a espessura “t” ou a largura Δ do laminado de fixação.

Nota: As bocas de visita são coladas na superfície interna do costado, ao contrário das alças, que são coladas somente na superfície externa. Para bocas de visita, a restrição $Q < 18$ kg/cm não é aplicável.

Algumas alças são pré-moldadas e coladas no costado. Outras são laminadas diretamente nele, sobre formas de pequena espessura. Nesse último caso, o laminado de fixação é a própria alça.

2.2 – Espessura e largura do laminado de fixação. O laminado de fixação cobre uma faixa circular de largura Δ sobre o costado, se estendendo também pelo pescoço da alça. Como explicado no capítulo anterior, a espessura desse laminado é calculada pela fórmula clássica usada para cilindros sob pressão interna

$$t = \frac{p \times D}{2 \times E_y \times \epsilon}$$

A pressão p é calculada dividindo a força P pela área do círculo limitado pela alça.

$$p = \frac{4 \times P}{\pi \times d^2}$$

Portanto

$$t = \frac{4 \times P \times D}{\pi \times d^2 \times 2 \times E_y \times \epsilon}$$

$$t = \frac{2 \times Q \times D}{d \times E_y \times \epsilon}$$

A largura do laminado de fixação é computada igualando as forças de tração e de cisalhamento

$$\Delta = \frac{p \times D \times CS}{\tau \times 2}$$

$$\Delta = \frac{4 \times P \times D \times CS}{2 \times \pi \times d^2 \times \tau}$$

$$\Delta = \frac{2 \times Q \times D \times CS}{d \times \tau}$$

Onde

t é a espessura do laminado de fixação

P é o peso do tanque vazio

D é o diâmetro do tanque

d é o diâmetro da alça

E_y é o módulo de tração circunferencial do laminado de fixação

$\epsilon = 0,002$ é o alongamento admissível para cargas de curta duração.

Δ é a largura do laminado de fixação

p é pressão equivalente ao peso *P*

CS = 5 é o coeficiente de segurança para cargas de curta duração

$\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento secundário

2.3 – Espessura e largura da almofada. Como explicado no capítulo 10, a espessura da almofada deve ser

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c - t$$

Ainda considerando o capítulo 10, a largura da almofada deve ser

$$\Delta = K \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times T}$$

$$K = 1,10 \quad (t_c < 0,45 \times T)$$

$$K = 0,55 \quad (t_c > 0,45 \times T)$$

Onde

$$T = t_c + t_a + t$$

K = 0,87 para costado não furado

Q é a força cortante perimetral

D é o diâmetro do tanque

E'_x é o módulo de flexão axial do laminado ao redor da alça.

$\epsilon_x = 0,002$ é o alongamento admissível para cargas de curta duração

Geralmente a largura da almofada é maior que a da faixa de ancoragem. Assim sendo, a faixa de colagem deve ter a largura estendida para igualar a da almofada.

2.4 – Espessura do pescoço. A espessura *t* do pescoço deve suportar o peso *P* do tanque vazio durante a verticalização. Para isso, ela deve ser maior que

$$t = \frac{P}{\pi \times d \times E \times \epsilon} = \frac{Q}{E \times \epsilon}$$

Onde

P é o peso do tanque vazio

d é o diâmetro da alça

E é o módulo de elasticidade do laminado de fixação

$\epsilon = 0,002$ é o alongamento admissível para cargas de curta duração

Além disso, a espessura do pescoço deve resistir também à força cortante Q

$$t = \frac{Q \times CS}{\tau}$$

$$t = \frac{Q \times 5}{800}$$

As espessuras do pescoço calculadas pelas fórmulas acima são irrisórias, da ordem de 1,0 mm a 2,0 mm.

Na prática, o laminado do pescoço deve ser igual ao de fixação

3 – Alças circulares para movimentar tanques. No processo de verticalização de tanques, a força $F_0 = P$ é radial e perpendicular ao costado, gerando nele a força de descascamento uniforme Q. Nos casos de movimentação, a força F_0 é paralela ao costado, gerando nele forças cortantes Q variáveis ao longo da borda da alça de diâmetro “d”.

3.1 – Cálculo de Q. Seja Q a força cortante máxima. Para alças circulares de diâmetro “d” e excentricidade “e”, essa força é determinada igualando os momentos interno e externo

$$F_0 \times e = 4 \times Q \times \frac{d^2}{4} \times \int_0^{\pi/2} \sin^2 \theta d\theta$$

$$Q = \frac{4 \times F_0 \times e}{\pi \times d^2}$$

Esse é o valor máximo da força de descascamento Q em alças circulares na movimentação de tanques. O diâmetro “d” da alça é escolhido pelo projetista para manter a força perimetral $Q < 18 \text{ kg/cm}$.

3.2 – Espessura e largura do laminado de fixação. Essas grandezas são determinadas pelas mesmas expressões usada para o caso de verticalização, supondo Q uniformemente distribuída ao redor do perímetro da alça.

$$P = \pi \times d \times Q$$

Portanto, a espessura do laminado de fixação para movimentar tanques é

$$t = \frac{2 \times Q \times D}{d \times E_y \times \epsilon}$$

A largura do laminado de fixação deve ser

$$\Delta = \frac{2 \times Q \times D \times CS}{d \times \tau}$$

3.3 – Espessura e largura da almofada. São usadas as mesmas expressões derivadas para verticalização

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c - t$$

$$\Delta = K \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times T}$$

$$K = 1,10 \text{ se } (t_c < 0,45 \times T)$$

$$K = 0,55 \text{ se } (t_c > 0,45 \times T)$$

$$T = t_a + t_c + t$$

6 – Resumo. As fórmulas usadas para cálculo são listadas na tabela 1

<i>Alças circulares de diâmetro d e excentricidade e</i>		
<i>Grandeza</i>	<i>Verticalização</i>	<i>Movimentação</i>
<i>Força cortante</i>	$Q = \frac{\text{Peso}}{\pi \times d}$	$Q = \frac{4 \times \text{Peso} \times e}{\pi \times d^2}$
<i>Espessura do laminado de fixação</i>	$t = \frac{2 \times Q \times D}{d \times E_y \times \epsilon}$	$t = \frac{2 \times Q \times D}{d \times E_y \times \epsilon}$
<i>Largura do laminado de fixação</i>	$\Delta = \frac{2 \times Q \times D \times CS}{d \times \tau}$	$\Delta = \frac{2 \times Q \times D \times CS}{d \times \tau}$
<i>Espessura da almofada</i>	$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c - t$	$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c - t$
<i>Espessura total ao redor da alça</i>	$T = t_a + t_c + t$	$T = t_a + t_c + t$
<i>Largura da almofada</i>	$\Delta = K \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times T}$ $K = 1,10 \text{ se } (t_c < 0,45 \times T)$ $K = 0,55 \text{ se } (t_c > 0,45 \times T)$	$\Delta = K \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times T}$ $K = 1,10 \text{ se } (t_c < 0,45 \times T)$ $K = 0,55 \text{ se } (t_c > 0,45 \times T)$

Tabela 1
Fórmulas para dimensionar alças circulares

Exemplo 1 – Vamos ilustrar o uso da tabela 1 dimensionando alças operando nas condições seguintes:

São dados:

$d = 30 \text{ cm}$ é o diâmetro da alça

$F_o = P = 1\,800 \text{ kg}$ é o peso do tanque vazio.

$D = 2\,700 \text{ mm}$ é o diâmetro do tanque

$E_x = 115\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo axial no local da alça

$E_y = 125\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo circunferencial do laminado de fixação

$t_c = 6,5 \text{ mm}$ é a espessura do costado

$e = 8 \text{ cm}$ é a excentricidade da alça

Esses dados são entrados nas fórmulas da tabela 1 para produzir os valores desejados

<i>Alças circulares de diâmetro $d = 30 \text{ cm}$ e excentricidade $e = 8 \text{ cm}$</i>		
<i>Grandeza</i>	<i>Verticalização</i>	<i>Movimentação</i>
<i>Força cortante</i>	$Q = \frac{1800}{\pi \times 30} = 19 \text{ kg/cm}$	$Q = \frac{4 \times 1800 \times 8}{\pi \times 30^2} = 20 \text{ kg/cm}$
<i>Espessura do laminado de fixação</i>	$t = \frac{2 \times 19 \times 270}{30 \times 125\,000 \times 0,002} = 13,5 \text{ mm}$	$t = \frac{2 \times 20 \times 270}{30 \times 125\,000 \times 0,002} = 14,5 \text{ mm}$
<i>Largura do laminado de fixação</i>	$\Delta = \frac{2 \times 19 \times 270 \times 5}{30 \times 140} = 12 \text{ cm}$	$\Delta = \frac{2 \times 20 \times 270 \times 5}{30 \times 140} = 12 \text{ cm}$
<i>Espessura da almofada</i>	$t_a = 0,87 \times \left[\frac{19 \times \sqrt{270}}{115\,000 \times 0,002} \right]^{2/3} - 0,65$ - 1,35 = negativo <i>Não há necessidade de almofada</i>	$T = 0,87 \times \left[\frac{20 \times \sqrt{270}}{115\,000 \times 0,002} \right]^{2/3} - 0,65$ - 1,45 = negativo <i>Não há necessidade de almofada</i>
<i>Espessura total ao redor da alça</i>	$T = 6,5 + 13,5 = 20,0 \text{ mm}$	$T = 6,5 + 14,5 = 21,0 \text{ mm}$
<i>Largura da almofada</i>	<i>Não há almofada</i>	<i>Não há almofada</i>

Capítulo 12

Olhais metálicos

1 – Introdução. Este capítulo trata do dimensionamento de olhais metálicos construídos com chapas retangulares, usados para içar ou movimentar tanques de compósitos. As chapas são completamente embutidas no costado, deixando à mostra apenas as orelhas com os furos para inserção de ganchos. O assentamento das chapas metálicas é feito sobre massa de poliéster, que ajusta a superfície plana delas à curvatura do costado. Nossos cálculos ignoram a aderência do metal a essa massa, considerando a carga externa absorvida unicamente pela força cortante Q distribuída ao longo da borda da chapa. Essa força cortante Q é também conhecida como força de descascamento.

As propriedades dos compósitos necessárias para os cálculos de olhais são:

- *Os módulos de elasticidade e os alongamentos admissíveis*
- *A resistência ao cisalhamento perpendicular às lâminas, $\tau = 800 \text{ kg/cm}^2$*
- *A resistência ao cisalhamento secundário, $\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$*
- *A resistência ao descascamento, $Q = 90 \text{ kg/cm}$.*

Os coeficientes de segurança e os alongamentos admissíveis são os estabelecidos na ASME RTP 1, $CS = 5$ e $\varepsilon = 0,002$ para cargas temporárias e $CS = 10$ e $\varepsilon = 0,001$ para cargas permanentes. Os módulos de elasticidade dos laminados são calculados como explicado no livro “Propriedades Mecânicas dos Compósitos”. Os valores das resistências ao descascamento e ao cisalhamento são os mesmos propostos na norma ASME RTP1.

Como vimos no capítulo 10, a espessura do costado geralmente não é suficiente para suportar a força cortante Q nos olhais. Nesses casos é necessário aumentar localmente a espessura com almofadas. Como nos casos de alças, a espessura T do laminado ao redor dos olhais deve ser

$$T = t_c + t_a + t$$

Onde

T é a espessura total ao redor do olhal

t_c é a espessura do costado

t_a é a espessura da almofada

t é a espessura do laminado de colagem

Os olhais usados para verticalizar e movimentar tanques de compósitos são feitos com chapas metálicas retangulares, de largura L na direção circunferencial e altura H na direção axial. Essas chapas são completamente envolvidas pela almofada, deixando exposto apenas o orifício das orelhas para inserção do gancho. O protocolo de dimensionamento desses olhais é idêntico ao discutido anteriormente para alças. As diferenças são:

- *A geometria retangular dos olhais, em vez da circular das alças*
- *A aplicação da força Fo em orelhas soldadas no centro dos olhais*

2 – Olhais para verticalizar tanques. No processo de verticalização de tanques, a força Fo atua na direção radial, perpendicular ao costado, puxando o olhal para fora sem gerar momento fletor.

2.1 – Cálculo da força cortante Q. No processo de verticalização, a força perimetral Q é

$$Q = \frac{P}{2(H + L)}$$

Onde

P é o peso do tanque vazio

L é a largura e H é a altura da chapa metálica

Como explicado, a norma ASME RTP1 estabelece que a força de descascamento Q deve ser menor que $90/5 = 18$ kg/cm. As dimensões L e H devem ser arbitradas para dar o valor de $Q < 18$ kg/cm.

2.2 – Espessura e largura do laminado de fixação. Essas grandezas são computadas como discutido no capítulo anterior para alças circulares. A espessura do laminado de fixação é calculada pela fórmula clássica usada para cilindros sob pressão interna

$$t = \frac{p \times D}{2 \times E_y \times \epsilon}$$

Onde a pressão p é dada por.

$$p = \frac{P}{L \times H}$$

Portanto

$$t = \frac{P \times D}{2 \times L \times H \times E_y \times \epsilon}$$

A largura do laminado de fixação é computada igualando as forças de tração e de cisalhamento

$$\Delta = \frac{P \times D \times CS}{2 \times L \times H \times \tau}$$

Onde

Δ é a largura do laminado de fixação

P é o peso do tanque vazio
D é o diâmetro do tanque
CS = 5 é o coeficiente de segurança
 $\varepsilon = 0,002$ é o alongamento admissível
t é a espessura do laminado de fixação
 E_y é o módulo circunferencial do laminado de fixação
L é a largura (circunferencial) do olhal
H é a altura (axial) do olhal
 $\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento secundário

2.3 – Espessura e largura da almofada. A espessura é determinada para absorver o efeito da força Q no local. Como o laminado de fixação e a almofada são laminados sobre o costado sem furo, temos

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \varepsilon_x} \right]^{2/3} - t_c - t$$

A largura da almofada ao redor do olhal deve ser

$$\Delta = K \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times T}$$

$$K = 1,10 \quad (t_c < 0,45 \times T)$$

$$K = 0,55 \quad (t_c > 0,45 \times T)$$

Onde

$$T = t_c + t_a + t$$

t é a espessura do laminado de fixação

P é o peso do tanque vazio

D é o diâmetro do tanque

L e H são as dimensões do olha

E_x é o módulo de flexão axial do laminado de fixação

E_y é o módulo de tração circunferencial do laminado de fixação

$\varepsilon = 0,002$ é o alongamento admissível para o laminado de fixação.

Δ é a largura do laminado de fixação

CS = 5 é o coeficiente de segurança

$\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento secundário

3 – Olhais retangulares para movimentar tanques. No processo de movimentação de tanques, o momento externo $M_0 = F_0 \times e$ é reagido pela força cortante Q distribuída nas bordas da chapa. V. figura 1.

O leitor deve notar que estamos ignorando a colagem da chapa ao costado. Isso é assim porque não confiamos nas colagens feitas com massa de poliéster.

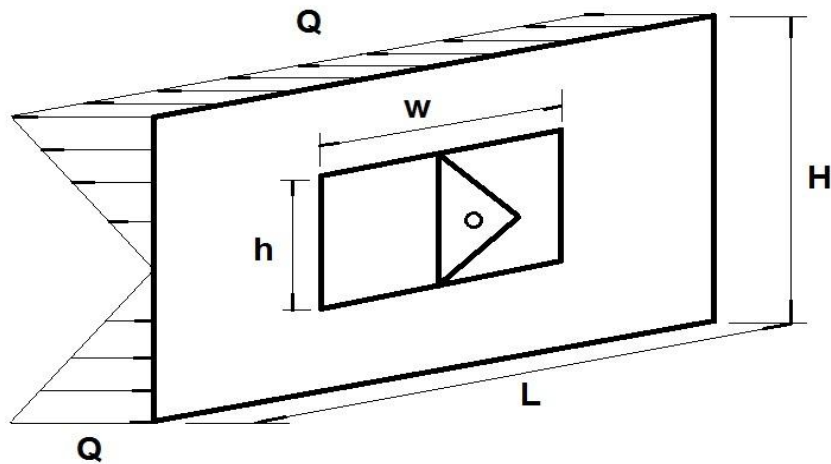


Figura 1

Mostra olhal feito com chapa de aço de largura L e altura H com a distribuição da força de descascamento Q . A dimensão H fica na direção axial do tanque. Observe as dimensões h e w da orelha central.

3.1 – Cálculo da força cortante Q . A força Q em olhais retangulares usados na movimentação de tanques é calculada considerando o equilíbrio dos momentos na figura 1.

$$Q = \frac{F_0 \times e}{H \times \left(L + \frac{H}{3}\right)}$$

3.2 – Espessura e largura do laminado de fixação. Essas grandezas são computadas considerando o laminado de fixação como cilindro sob a pressão p igual a

$$p = \frac{Q(2L + H)}{LH}$$

$$t = \frac{p \times D}{2 \times E_y \times \epsilon}$$

Portanto

$$t = \frac{Q(2L + H) \times D}{2 \times L \times H \times E_y \times \epsilon}$$

A largura do laminado de fixação é computada igualando as forças de tração e de cisalhamento

$$\Delta = \frac{Q(2L + H) \times D \times CS}{2 \times L \times H \times \tau}$$

Onde

t é a espessura do laminado de fixação

D é o diâmetro do tanque

L e H são as dimensões do olhal

E_y é o módulo de tração circunferencial do laminado de fixação

$\epsilon = 0,002$ é o alongamento admissível para o laminado de fixação.

Δ é a largura do laminado de fixação
 $CS = 5$ é o coeficiente de segurança
 $\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento secundário

3.3 – Espessura e largura da almofada. A espessura é computada para absorver o efeito da força Q no local. Nesse caso, como o costado não é furado, temos

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c - t$$

A largura da almofada ao redor do olhal deve ser

$$\Delta = K \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times T}$$

$$K = 1,10 \quad (t_c < 0,45 \times T)$$

$$K = 0,55 \quad (t_c > 0,45 \times T)$$

Onde

$$T = t_c + t_a + t$$

Q é a força cortante perimetral

D é o diâmetro do tanque

E'_x é o módulo de flexão axial do laminado ao redor da alça.

E_y é o módulo de tração do laminado de fixação

$\epsilon_x = 0,002$ é o alongamento admissível para cargas de curta duração

4 – Resumo. A tabela 1 lista as fórmulas usadas para dimensionar olhais retangulares de largura L e altura H

Olhais metálicos retangulares de largura L , altura H e excentricidade e		
Grandeza	Verticalização	Movimentação
Força cortante	$Q = \frac{P}{2 \times (H + L)}$	$Q = \frac{P \times e}{H \times \left(L + \frac{H}{3} \right)}$
Espessura do laminado de fixação	$t = \frac{P \times D}{2 \times L \times H \times E_y \times \epsilon}$	$t = \frac{Q(2L + H) \times D}{2 \times L \times H \times E_y \times \epsilon}$
Largura do laminado de fixação	$\Delta = \frac{P \times D \times CS}{2 \times L \times H \times \tau}$	$\Delta = \frac{Q(2L + H) \times D \times CS}{2 \times L \times H \times \tau}$
Espessura da almofada	$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c - t$	$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c - t$
Espessura ao redor do olhal	$T = t_a + t_c + t$	$T = t_a + t_c + t$
Largura da almofada	$\Delta = K \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times T}$	$\Delta = K \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times T}$

	$K = 1,10 \quad (t_c < 0,45 \times T)$	$K = 1,10 \quad (t_c < 0,45 \times T)$
	$K = 0,55 \quad (t_c > 0,45 \times T)$	$K = 0,55 \quad (t_c > 0,45 \times T)$

Tabela 1
Fórmulas para dimensionar olhais retangulares

Exemplo 1 – Dimensionar os olhais para verticalizar o tanque abaixo.

São dados

$D = 2700 \text{ mm}$ é o diâmetro do tanque

$P = 1900 \text{ kg}$ é o peso do tanque vazio

$t_c = 7,5 \text{ mm}$ é a espessura do costado

$E_x = 115\,000 \text{ kg/cm}^2$

$E_y = 125\,000 \text{ kg/cm}^2$

$L = 25 \text{ cm}$

$H = 35 \text{ cm}$

$e = 4 \text{ cm}$ é a excentricidade

Os cálculos são feitos diretamente na tabela 1

Olhais metálicos retangulares de largura $L = 25 \text{ cm}$, altura $H = 35 \text{ cm}$ e excentricidade $e = 4 \text{ cm}$		
Grandeza	Verticalização	Movimentação
Força cortante	$Q = \frac{1900}{2 \times (35 + 25)} = 16 \text{ kg/cm}$	$Q = \frac{1900 \times 4}{35 \times \left(25 + \frac{35}{3}\right)} = 6 \text{ kg/cm}$
Espessura do laminado de fixação	$t = \frac{1900 \times 2700}{2 \times 25 \times 35 \times 125\,000 \times 0,002} = 12,0 \text{ mm}$	$t = \frac{6(2 \times 25 + 35) \times 2700}{2 \times 25 \times 35 \times 125\,000 \times 0,002} = 3,5 \text{ mm}$
Largura do laminado de fixação	$\Delta = \frac{1900 \times 270 \times 5}{2 \times 25 \times 35 \times 140} = 11 \text{ cm}$	$\Delta = \frac{6 \times (2 \times 25 + 35) \times 270 \times 5}{2 \times 25 \times 35 \times 140} = 3 \text{ cm}$
Espessura da almofada	$t_a = 0,87 \times \left[\frac{16 \times \sqrt{270}}{115\,000 \times 0,002} \right]^{2/3} - 0,75 - 1,2 = \text{negativo}$ <i>A almofada pode ser dispensada</i>	$t_a = 0,87 \times \left[\frac{6 \times \sqrt{270}}{115\,000 \times 0,002} \right]^{2/3} - 0,75 - 1,2 = \text{negativo}$ <i>A almofada pode ser dispensada</i>
Espessura total ao redor do olhal	$T = 7,5 + 12,0 = 19,5 \text{ mm}$	$T = 7,5 + 3,5 = 11,0 \text{ mm}$
Largura da almofada	$\Delta = 0,55 \times \left(\frac{115}{125}\right)^{1/4} \times \sqrt{270 \times 1,95} = 13 \text{ cm}$ <i>Essa deve ser a largura do laminado de fixação</i>	$\Delta = 0,55 \times \left(\frac{115}{125}\right)^{1/4} \times \sqrt{270 \times 1,1} = 10 \text{ cm}$ <i>Essa deve ser a largura do laminado de fixação</i>

Capítulo 13

Sapatas e forças de vento

1 – Introdução. Os tanques verticais cilíndricos de fundo plano devem ser ancorados em duas situações.

- *Para evitar tombamento sob vento*
- *Para evitar levantamento do costado sob pressão interna não-hidrostática.*

Os fundos planos de tanques verticais trabalham apoiados em bases rígidas. Os costados desses tanques levantam sob pressão interna, o que pode causar deformações e danos nas quinas. Para evitar isso, esses tanques devem ser ancorados quando pressurizados. A ancoragem é feita com sapatas retangulares (metálicas ou de compósitos) coladas externamente na quina e fixadas com chumbadores em base rígida. As dimensões das sapatas – largura L , altura H e excentricidade “ e ” – são estabelecidas pelo projetista para atender às necessidades da operação.

Este capítulo trata do dimensionamento dos laminados que fixam essas sapatas. Vamos iniciar a discussão analisando o tombamento de tanques sob forças de vento. O problema da pressão interna não-hidrostática será discutido na sequência.

2 – Fo para resistir vento. Esta seção descreve o protocolo para computar a força externa F_0 presente em sapatas de tanques verticais cilíndricos submetidos a forças de vento. Vamos supor N sapatas igualmente espaçadas pelo ângulo $\alpha = 360/N$ graus ao redor do tanque. A força externa F_0 exercida nas sapatas pela ação do vento será calculada ignorando o peso do tanque.

A figura 1 mostra as posições das N sapatas em relação à direção do vento. A força máxima F_0 atua na sapata extrema, localizada no lado de onde sopra o vento. As forças nas demais sapatas são representadas por F_i . Os momentos reativos das forças F_0 e F_i são tomados em relação ao eixo de rotação, coincidente com diâmetro perpendicular à direção do vento.

As forças F_i e os momentos reativos M_i em cada sapata são determinados por simples inspeção da figura 1.

$$F_i = F_0 \times \cos \alpha_i$$

$$M_i = F_0 \times R \times \cos^2 \alpha_i$$

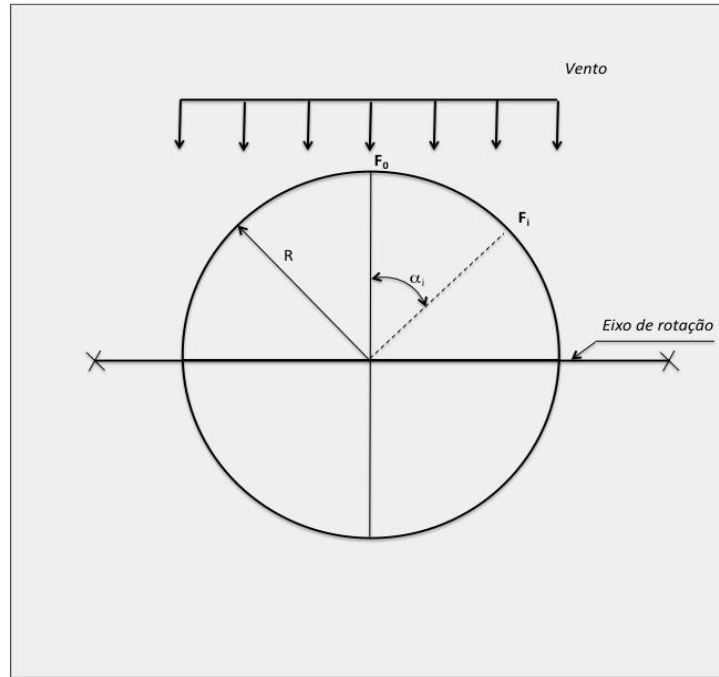


Figura 1
Mostra as posições das N sapatas ao redor da quina. O eixo neutro é o diâmetro perpendicular à direção do vento.

O momento reativo total é a soma dos momentos de todas sapatas

$$M = F_0 \times R \times \sum_1^N \cos^2 \alpha_i$$

Onde N é o número de sapatas e α_i é o ângulo correspondente a cada uma delas.

Este é o momento reativo total, exercido pelas N sapatas para impedir o tombamento do tanque. Ele deve ser igual ao momento ativo causado pelo vento.

$$M_{vento} = \frac{w \times D \times H^2}{2} = w \times R \times H^2$$

A força F_0 é computada igualando esses dois momentos.

$$w \times R \times H^2 = F_0 \times R \times \sum_1^N \cos^2 \alpha_i$$

De onde obtemos

$$F_0 = \frac{w \times H^2}{\sum_1^N \cos^2 \alpha_i}$$

Na expressão acima, w é a pressão do vento e H é a altura do tanque. F_0 é a força máxima exercida na sapata extrema, a que fica diretamente exposta ao vento.

Exemplo 1 – Calcular a força F_0 nas sapatas de um tanque vertical de altura $H = 10$ m e diâmetro $D = 3,5$ m, ancorado com $N = 10$ sapatas sob vento de velocidade $V = 120$ km/h.

Com $N = 10$, os ângulos das sapatas são $\alpha_i = 0, 36, 72, 108, 144, 180, 216, 252, 288$ e 324 graus. Esses ângulos são usados para construir a tabela 1.

$\cos^2 \alpha_i$	α_i
1	0
0,65	36
0,10	72
0,10	108
0,65	144
1,00	180
0,65	216
0,10	252
0,10	288
0,65	324
$\sum_1^{10} \cos^2 \alpha_i = 5,00$	-----

Tabela 1
Computação da força F_0 nas sapatas

A pressão do vento é

$$w = 4,76 \times 10^{-7} \times V^2$$

$$w = 4,76 \times 10^{-7} \times 120^2 = 0,01 \text{ kg/cm}^2$$

A força F_0 é

$$F_0 = \frac{w \times H^2}{\sum_1^N \cos^2 \alpha_i}$$

$$F_0 = \frac{0,01 \times 1000^2}{5,00} = 2000 \text{ kg}$$

Essa é a força máxima. Ela atua na sapata localizada no lado de onde sopra o vento. As sapatas e os chumbadores devem ser dimensionados para resistir essa força.

3 – Sapatas retangulares. As sapatas metálicas de geometria retangular geralmente são chumbadas na base. V. figura 2. Essas sapatas transferem o momento externo $M_0 = F_0 \times e$ para o costado, onde ele é resistido pelo momento interno da força cortante Q. Essa força cortante Q atua no perímetro da sapata, substituindo a não-confiável colagem com massa de poliéster. A força cortante Q é também conhecida como “força de descascamento”, porque ela tende a descascar o laminado que fixa a sapata ao costado.

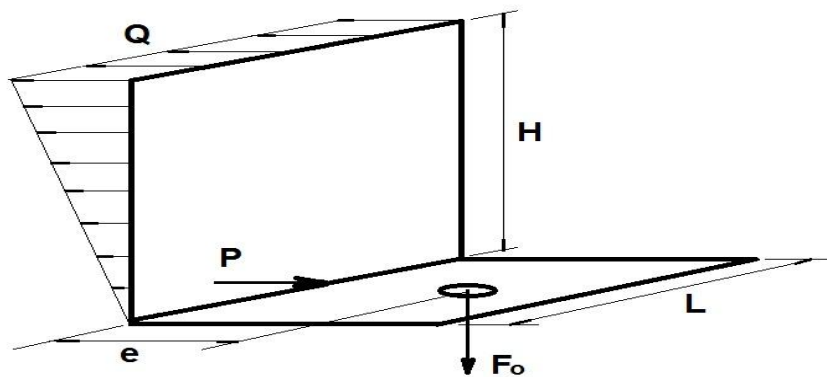


Figura 2

Mostra a distribuição da força cortante Q no perímetro de sapatas retangulares chumbadas na base. Mostra também a força F_0 e a excentricidade “e”. As dimensões da sapata são H (vertical) e L. A força P comprime o costado e a sapata. A força de colagem da sapata no costado é ignorada

As figuras 2 e 3 mostram detalhes das forças Q e P em sapatas retangulares chumbadas na base. A força cortante Q traciona o laminado de colagem. A força P comprime o costado. Essa situação é invertida se as sapatas forem chumbadas no topo, como mostra a figura 4.

3.1 – Cálculo da força cortante Q. Observando a figura 2, vemos que o momento da força cortante Q em relação à base da sapata, é

$$M_Q = Q \times \left(L \times H + \frac{2}{3} \times H^2 \right)$$

A força Q é computada igualado esse momento ao momento externo

$$F_0 \times e = Q \times \left(L \times H + \frac{2}{3} \times H^2 \right)$$

$$Q = \frac{F_0 \times e}{L \times H + \frac{2}{3} H^2} = \frac{F_0 \times e}{H \left(L + \frac{2}{3} H \right)}$$

Essa equação computa a força cortante Q quando F_o , “ e ” e as dimensões H e L são conhecidas. A força Q deve ser menor que $90/5 = 18 \text{ kg/cm}$, correspondente à resistência ao descascamento secundário, 90 kg/cm , dividida pelo coeficiente de segurança $CS = 5$.

3.2 – Cálculo da força de compressão P . A figura 2 mostra a força P que comprime a quina do tanque e a base da sapata. Essa força, expressa por unidade de comprimento, é computada considerando o equilíbrio das forças na direção horizontal.

$$P = \frac{Q \times (L + H)}{L}$$

As equações acima valem para sapatas chumbadas na base, como mostram as figuras 2 e 3. A força cortante Q traciona o laminado de fixação. A força P comprime a sapata contra a quina do tanque

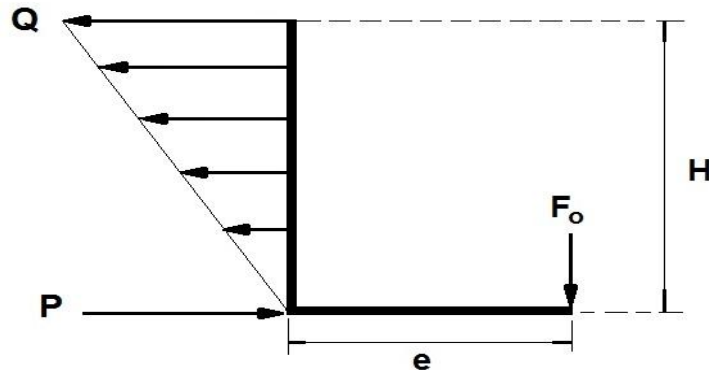


Figura 3

Sapata retangular chumbada na base. A força vertical F_o atua para baixo. A força cortante Q nas bordas da sapata traciona o laminado de fixação. Essa força substitui a pouco confiável colagem com massa de poliéster. A força P comprime a quina do tanque e a aresta inferior da sapata.

3.3 – Espessura e largura do laminado de fixação. Como explicado no capítulo 10, a espessura t do laminado de fixação é computada para resistir ao esforço de tração correspondente à pressão média equivalente p .

$$t = \frac{q \times D}{2E_y \epsilon}$$

Onde a pressão média q é

$$q = \frac{Q(L + H)}{LH}$$

$$t = \frac{Q(L + H) \times D}{2L \times H \times E_y \times \epsilon}$$

A largura Δ do laminado de fixação da sapata ao costado, é obtida igualando a força de tração à resistência ao cisalhamento

$$\Delta = \frac{Q(L + H) \times D \times CS}{2L \times H \times \tau}$$

Nas expressões acima $\epsilon = 0,002$ e $CS = 5$, porque as forças nas sapatas têm curta duração. A resistência ao cisalhamento secundário é $\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$

3.4 – Espessura e largura da almofada. A grande espessura das quinas dispensa o uso de almofadas em sapatas.

As fórmulas aplicáveis são compiladas na tabela 2.

Grandeza	Sapata retangular metálica de largura L , altura H e excentricidade e , para resistir força de vento
Força F_0	$F_0 = \frac{w \times H^2}{\sum_1^N \cos^2 \alpha_i}$ $F_0 = \frac{\pi \times D^2 \times P_i}{4 \times N}$
Força cortante Q	$Q = \frac{F_0 \times e}{H \left(L + \frac{2}{3} H \right)}$
Espessura do laminado de fixação das sapatas	$t = \frac{Q(L + H) \times D}{2L \times H \times E_y \times \epsilon}$
Largura do laminado de fixação das sapatas	$\Delta = \frac{Q(L + H) \times D \times CS}{2L \times H \times \tau}$
Espessura da almofada na quina.	A grande espessura da quina dispensa o uso de almofadas
Largura da almofada	Não há almofada

Tabela 2
Fórmulas para dimensionar sapatas metálicas chumbadas na base

Exemplo 2 – Dimensionar as sapatas metálicas para ancorar um tanque vertical cilíndrico operando nas seguintes condições. Supor sapatas retangulares chumbadas na base, como mostra a figura 3

$F_0 = 2\,000 \text{ kg}$ é a força de ancoragem
 $e = 3,5 \text{ cm}$ é a excentricidade da sapata
 $D = 3\,500 \text{ mm}$ é o diâmetro do tanque
 $L = 20 \text{ cm}$ é a largura da sapata
 $H = 25 \text{ cm}$ é a altura da sapata
 $E_y = 125\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo do laminado de fixação
 $CS = 5$
 $\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$

Os cálculos são feitos na tabela 2.

<i>Grandeza</i>	<i>Sapata retangular metálica de largura L= 20 cm, altura H = 25 cm e excentricidade e = 3,5 cm.</i>
<i>Força Fo</i>	$F_0 = 2000 \text{ kg}$
<i>Força cortante Q</i>	$Q = \frac{2000 \times 3,5}{25 \left(20 + \frac{2}{3} \times 25\right)} = 7,6 \text{ kg/cm}$
<i>Espessura do laminado de fixação das sapatas</i>	$t = \frac{7,6 \times (20 + 25) \times 3500}{2 \times 25 \times 20 \times 125\,000 \times 0,002} = 5,0 \text{ mm}$
<i>Largura do laminado de fixação das sapatas</i>	$\Delta = \frac{7,6 \times (20 + 25) \times 3\,500 \times 5}{2 \times 20 \times 25 \times 140} = 45 \text{ mm}$
<i>Espessura da almofada</i>	<i>Não precisa</i>
<i>Largura da almofada</i>	<i>Não precisa</i>

4 – Sapatas W de compósitos. A figura 4 mostra a geometria de sapatas W de compósitos, de largura L, altura H e excentricidade “e”, com duas abas de largura Δ e altura H. As abas ancoram as sapatas no costado. A cavidade da sapata, mostrada na figura 4, deve ser enchida com concreto polimérico feito com 1 parte de resina e 5 a 8 partes de areia grossa, malha 30 ou 50. O concreto polimérico dá à sapata a rigidez necessária para transmitir ao costado, sem deformar, as forças cortantes.

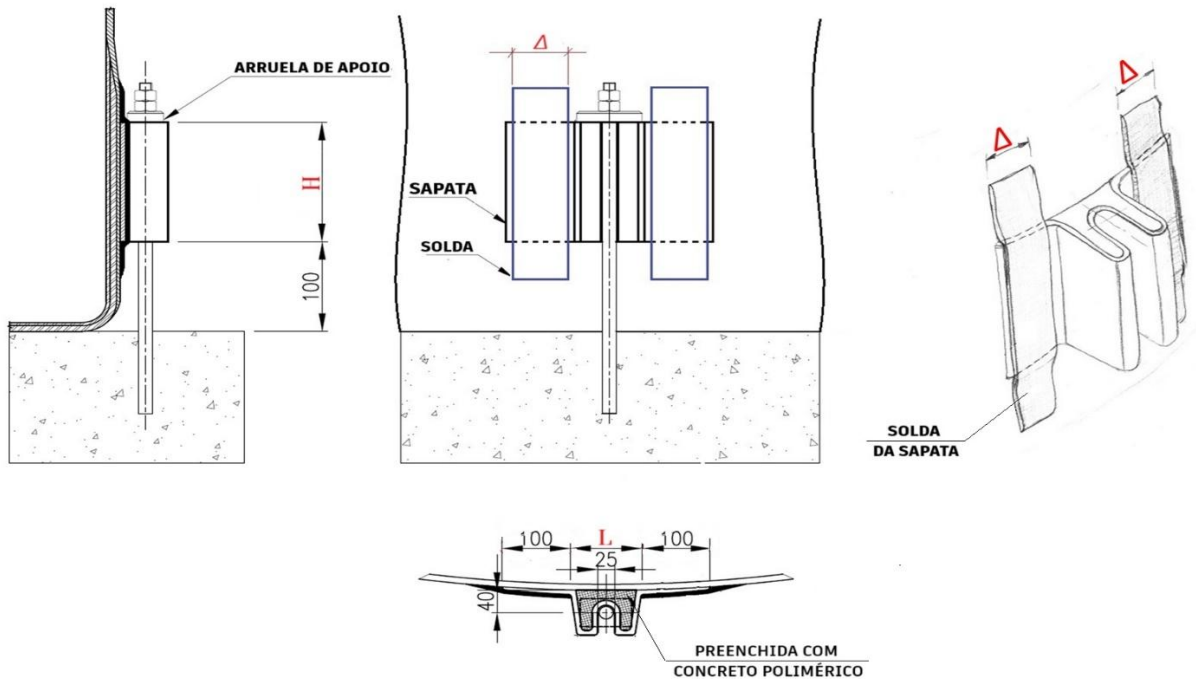


Figura 4

Sapatas W de compósito com largura L , altura H , excentricidade “ e ” e abas de largura Δ . A cavidade é enchida com massa de concreto polimérico. As abas laterais de largura Δ servem para fixar a sapata.

As sapatas W são tracionadas no topo, como mostra a figura 5. Observe a pressão triangular Q comprimindo a quina do tanque e a força P tracionando o topo da sapata. Essas forças têm direções opostas às observadas na figura 3. A força de tração P é resistida pelos laminados de fixação que ancoram as abas no costado.

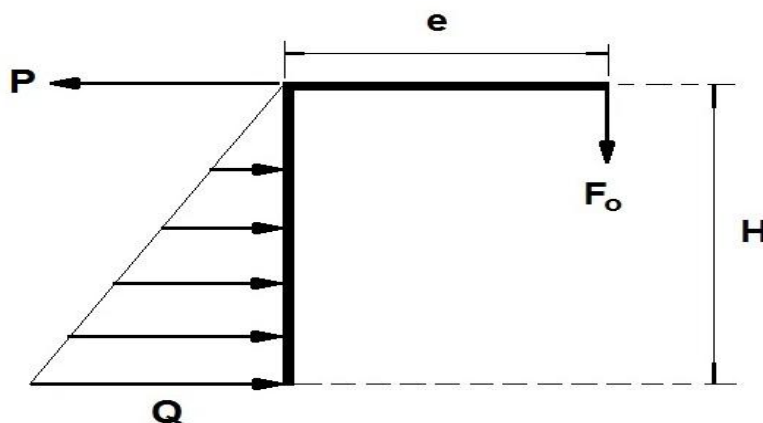


Figura 5

A força vertical F_o puxa a sapata W para baixo. A força horizontal P traciona o topo da sapata. A pressão Q comprime o corpo da sapata contra o costado do tanque.

As sapatas W têm as seguintes dimensões:

Altura H
Largura L
Excentricidade e
2 abas de largura Δ e altura H

As dimensões dos laminados de fixação são

Espessura t
Altura H + 5
Largura = 2Δ

O protocolo de cálculo das sapatas W obedece às diretrizes estabelecidas no capítulo 10.

A largura do laminado de fixação, igual à largura das abas, é

$$\Delta = \sqrt{\frac{3 \times F_e \times e \times D \times CS}{40 \times H \times \tau}}$$

A espessura do laminado de fixação é

$$t = \frac{3 \times F_e \times e \times D}{40 \times H \times \Delta \times E \times \epsilon}$$

Os laminados de fixação são feitos com mantas M450.

<i>Grandeza</i>	<i>Sapata retangular metálica de largura L, altura H e excentricidade e, para resistir força de vento</i>
<i>Força Fo</i>	$F_0 = \frac{w \times H^2}{\sum_1^N \cos^2 \alpha_i}$ $F_0 = \frac{\pi \times D^2 \times P_i}{4 \times N}$
<i>Largura do laminado de fixação</i>	$\Delta = \frac{3 \times F_0 \times e \times D \times CS}{4 \times L \times H^2 \times \tau}$
<i>Espessura do laminado de fixação</i>	$t = \frac{3 \times F_e \times e \times D}{4 \times L \times H^2 \times E \times \epsilon}$
<i>Espessura e largura da almofada</i>	<i>A grande espessura da quina dispensa o uso de almofadas</i>

Tabela 3
Fórmulas para dimensionar sapatas W de compósitos

Exemplo 3 – Computar a máxima força *Fo* para a sapata *W* com as dimensões abaixo.

Dados

$F_0 = 2000 \text{ kg}$
 $L = 15 \text{ cm}$
 $H = 25 \text{ cm}$
 $e = 4,0 \text{ cm}$
 $D = 3500 \text{ mm}$
 $E_x = 110\,000 \text{ kg/cm}^2$
 $E_y = 120\,000 \text{ kg/cm}^2$
 $\epsilon = 0,002$
 $CS = 5$
 $t_k = 25,0 \text{ mm}$

O problema é resolvido diretamente na tabela 3

Grandeza	N sapatas W de altura H , largura L e excentricidade e .
Força de vento nas sapatas	$F_0 = 2\,000 \text{ kg}$
Largura do laminado de fixação	$\Delta = \frac{3 \times 2\,000 \times 4 \times 350 \times 5}{4 \times 15 \times 25^2 \times 140} = 8 \text{ cm}$
Espessura do laminado de fixação	$t = \frac{3 \times 2\,000 \times 4 \times 3\,500}{4 \times 15 \times 25^2 \times 70\,000 \times 0,002} = 16 \text{ mm}$
Espessura e largura das almofadas	A grande espessura da quina dispensa o uso de almofadas

Observando a tabela, notamos a grande espessura requerida pelo laminado de fixação. Essa espessura pode ser reduzida de 2 maneiras:

- Reduzido a excentricidade da sapata
- Aumentando o módulo do laminado de fixação

A redução da excentricidade, de 4 cm para 2 cm, reduz a espessura de 16 mm para 8 mm. O uso de fibras tecidas T800 em lugar de mantas reduz a espessura de 16 mm para 6,0 mm.

5 – Sapatas para pressão interna. A discussão anterior tratou do cálculo de sapatas para impedir tombamento de tanques verticais sob vento. Nesta seção, vamos descrever o protocolo para analisar sapatas de tanques cilíndricos de fundo plano sob pressão interna não-hidrostática. Como dito antes, essa ancoragem é necessária para evitar que a pressão interna levante o tanque e danifique a quina.

Iniciamos calculando a força F_0 nas sapatas.

$$F_0 = \frac{\pi \times D^2 \times P_i}{4 \times N}$$

Onde P_i é a pressão interna não-hidrostática e N é o número de sapatas.

Conhecida a força F_o , o protocolo de cálculo é exatamente igual ao usado para cargas de vento, exceto que a pressão interna é permanente e o coeficiente de segurança deve ser $CS = 10$. O alongamento admissível para o laminado de fixação deve ser $\varepsilon = 0,001$ pela mesma razão.

Capítulo 14

Suporte de estruturas externas

1 – Introdução. Este capítulo trata da transferência de forças externas a costados de tanques. Essa transferência é feita através de chapas metálicas embutidas no costado. As chapas, geralmente planas e com geometria retangular, são ajustadas à curvatura do costado sobre massa de poliéster. A figura 1 mostra uma alternativa de suporte com chapa metálica retangular e orelha soldada no centro.

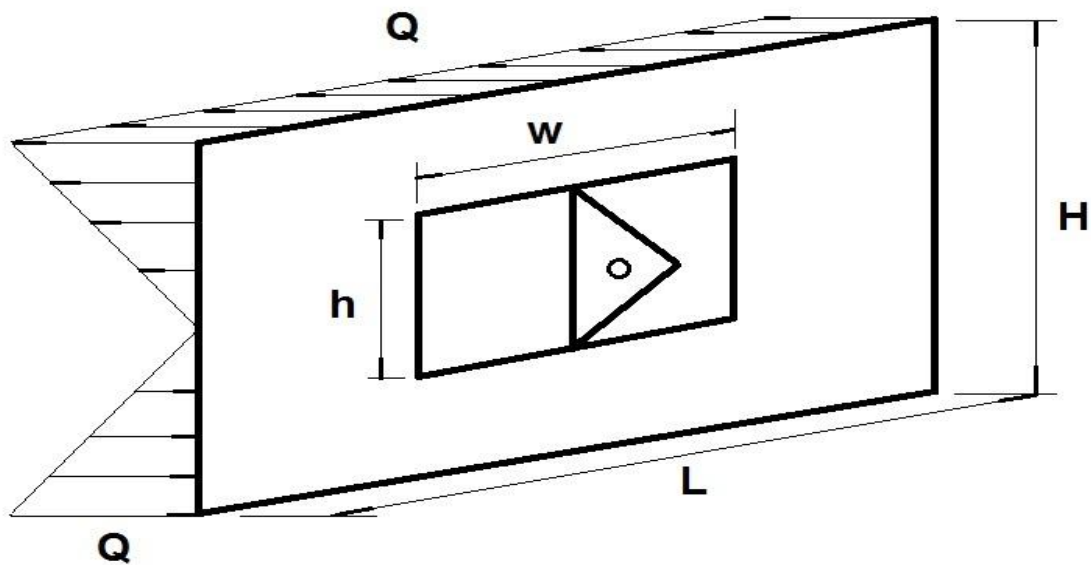


Figura 1

Mostra as forças de descascamento Q , as dimensões H e L da chapa e as dimensões w e h da orelha. Como explicado nos capítulos anteriores, a força de colagem da chapa é substituída pela força cortante Q nas bordas.

Neste capítulo vamos discutir o protocolo para computar a espessura e a largura da faixa de colagem das chapas, bem como a espessura da almofada de reforço. A determinação da espessura da chapa de aço e o dimensionamento das orelhas também serão discutidos. Observando a figura 1, vemos que esse problema é idêntico ao discutido no capítulo 12 para dimensionar olhais no processo de movimentação de tanques. Os dois problemas são em tudo idênticos.

2.1 – Cálculo da força cortante Q . O momento externo ($M_0 = F_0 \times e$) é equilibrado pelo momento reativo das forças cortantes Q . O valor máximo de Q é obtido igualando esses momentos. Considerando a orelha soldada no centro da chapa de largura L e altura H , temos

$$Q = \frac{F_0 \times e}{H \times \left(L + \frac{H}{3}\right)}$$

2.2 – Espessura e largura do laminado de fixação. Essas grandezas são computadas considerando o laminado de fixação como cilindro sob a pressão p igual a

$$p = \frac{Q(2L + H)}{LH}$$

$$t = \frac{p \times D}{2 \times E_y \times \epsilon}$$

Portanto

$$t = \frac{Q(2L + H) \times D}{2 \times L \times H \times E_y \times \epsilon}$$

Onde

t é a espessura do laminado de fixação

F₀ é a força externa

D é o diâmetro do tanque

L e H são as dimensões da chapa

E_y é o módulo de tração circunferencial do laminado de fixação

ε = 0,001 é o alongamento admissível (carga de longo prazo).

A largura mínima do laminado de fixação é computada igualando as forças de tração e de cisalhamento

$$\Delta = \frac{Q(2L + H) \times D \times CS}{2 \times L \times H \times \tau}$$

Onde

Δ é a largura do laminado de fixação

CS = 10 é o coeficiente de segurança

ε = 0,001 é o alongamento admissível

t é a espessura do laminado de fixação

E_y é o módulo circunferencial do laminado de fixação

τ = 140 kg/cm² é a resistência ao cisalhamento secundário

2.3 – Espessura e largura da almofada. Na maioria das aplicações, as chapas de suporte são coladas sobre costados de pequenas espessuras, que podem apresentar deformações excessivas quando colocados em carga. Essas deformações podem ser controladas laminando almofadas para aumentar localmente a espessura do costado.

A espessura da almofada para resistir à ação da força cortante Q em costados sem furo é

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon} \right]^{2/3} - t_c - t$$

A largura e a altura da almofada devem ser suficientes para dissipar a perturbação local causada pela força cortante Q .

$$\text{Largura} = L + 2 \times 1,1 \times \sqrt{D \times T}$$

$$\text{Altura} = H + 2 \times 1,1 \times \sqrt{D \times T}$$

Onde

Q é a força cortante

D é o diâmetro do tanque

E_x é o módulo de flexão no local

$\varepsilon = 0,001$ (carga de longo prazo)

t_a é a espessura da almofada

t_c é a espessura do costado

t é a espessura do laminado de fixação

T é a espessura total do costado ao redor da chapa

Exemplo 1 – Dimensionar o suporte metálico a ser embutido no costado de um tanque vertical cilíndrico para suportar o peso $P = 2\,500$ kg.

São dados

$e = 35$ cm é a excentricidade da carga P

$L = 85$ cm é a largura da chapa

$H = 90$ cm é a altura da chapa

$D = 3500$ mm é o diâmetro do tanque

$E = 70\,000$ kg/cm² é o módulo do laminado de fixação

$\varepsilon = 0,001$ é o alongamento admissível para cargas permanentes

$t_c = 7,5$ mm é a espessura do costado

A força Q é

$$Q = \frac{F_0 \times e}{H \times \left(L + \frac{H}{3}\right)}$$

$$Q = \frac{2500 \times 35}{90 \times \left(85 + \frac{90}{3}\right)} = 8,45 \text{ kg/cm}$$

A ASME RTP1 admite $Q = 90/10 = 9,0$ kg/cm para cargas permanentes. Portanto, as dimensões da chapa de suporte são satisfatórias. A determinação da espessura da chapa de suporte será discutida mais adiante.

A espessura e a largura mínima do laminado de fixação devem ser

$$t = \frac{Q(2L + H) \times D}{2 \times L \times H \times E_y \times \varepsilon}$$

$$t = \frac{8,45(2 \times 85 + 90) \times 3500}{2 \times 85 \times 90 \times 70\,000 \times 0,001} = 7,2 \text{ mm}$$

$$\Delta = \frac{Q(2L + H) \times D \times CS}{2 \times L \times H \times \tau}$$

$$\Delta = \frac{8,45 \times (2 \times 85 + 90) \times 3\,500 \times 10}{2 \times 85 \times 90 \times 140} = 36 \text{ mm}$$

A espessura da almofada deve ser

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon} \right]^{2/3} - t_c - t$$

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{8,45 \times \sqrt{350}}{70\,000 \times 0,001} \right]^{2/3} - 0,75 - 0,72 = 0$$

A almofada pode ser dispensada

Terminamos aqui o protocolo de cálculo para fixar chapas retangulares usadas no suporte de carga externa. A seção seguinte trata do cálculo da chapa metálica.

3 – Espessura da chapa metálica. A análise precedente tratou da colagem de chapas de dimensões H (altura) e L (largura) sobre costados de tanques verticais cilíndricos. Em momento algum falamos sobre a espessura dessas chapas.

Vamos agora tratar desse detalhe essencial. As orelhas de dimensões h e w são soldadas no centro das chapas para transferir a elas a força externa Fo. As orelhas espalham a força externa Fo e permitem o uso de chapas de menor espessura. Em analogia com as fórmulas anteriores, temos

$$Q = \frac{F_0 \times e}{h \times \left(w + \frac{h}{3} \right)}$$

$$t = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E \times \epsilon} \right]^{2/3}$$

Onde

Q é a força cortante exercida pela orelha na chapa

t é a espessura da chapa de aço

*F*₀ é a força externa na orelha.

e é a excentricidade da orelha

D é o diâmetro do tanque

h é a altura da orelha.

w é a largura da orelha

E = 2 100 000 kg/cm² é o módulo do aço

ε = 0,001 é o alongamento admissível para o aço

Essa fórmula difere da usada para dimensionar a espessura do laminado de fixação no seguinte aspecto. Ela troca as propriedades do costado pelas do aço e as dimensões das chapas pelas correspondentes das orelhas. Essa fórmula computa a espessura de chapas metálicas com orelhas soldadas no centro delas.

Exemplo 2 – Calcular a espessura da chapa de aço para suportar a força *F*₀ = 2 500 kg aplicada com excentricidade *e* = 35 cm.

São dados:

$$F_0 = 2\,500\text{ kg}$$

$h = 25\text{ cm}$ é a altura da orelha

$w = 20\text{ cm}$ é a largura da orelha

$e = 35,0\text{ cm}$ é a excentricidade da força F_0

$E = 2\,100\,000\text{ kg/cm}^2$ é o módulo do aço

$\epsilon = 0,001$ é o alongamento admissível para o aço

$D = 3\,500\text{ mm}$ é o diâmetro do tanque

A força cortante na chapa de aço é

$$Q = \frac{F_0 \times e}{h \times \left(w + \frac{h}{3}\right)}$$

$$Q = \frac{2500 \times 35}{25 \times \left(20 + \frac{25}{3}\right)} = 123\text{ kg/cm}$$

A espessura da chapa deve ser

$$t = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E \times \epsilon} \right]^{2/3}$$

$$t = 0,87 \times \left[\frac{123 \times \sqrt{3500}}{2\,100\,000 \times 0,001} \right]^{2/3} = 0,92\text{ cm}$$

As fórmulas usadas neste capítulo são mostradas na tabela 1

<i>Dimensionamento de suportes retangulares para forças externas.</i>		
<i>Grandeza</i>	<i>Chapa</i>	<i>Costado</i>
<i>Força cortante</i>	$Q = \frac{F_0 \times e}{h \times \left(w + \frac{h}{3}\right)}$	$Q = \frac{F_0 \times e}{H \times \left(L + \frac{H}{3}\right)}$
<i>Espessura do laminado de fixação</i>	-----	$t = \frac{Q(2L + H) \times D}{2 \times L \times H \times E_y \times \epsilon}$
<i>Largura do laminado de fixação</i>	-----	$\Delta = \frac{Q(2L + H) \times D \times CS}{2 \times L \times H \times \tau}$
<i>Espessura da almofada</i>	-----	$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon} \right]^{2/3} - t_c - t$
<i>Espessura total no local da carga</i>	-----	$T = t_a + t_c + t$
<i>Dimensões da almofada</i>	-----	$Largura = L + 2 \times 1,1 \times \sqrt{D \times T}$ $Altura = H + 2 \times 1,1 \times \sqrt{D \times T}$

<i>Espessura da chapa</i>	$t = 0,87 \times \left[\frac{F_0 \times e \times \sqrt{D}}{h \times \left(w + \frac{h}{3}\right) \times E \times \epsilon} \right]^{2/3}$	-----
---------------------------	--	-------

Tabela 1
Fórmulas para dimensionar suportes retangulares para forças externas

Capítulo 15

Cintas de compósitos

1 – Introdução. As cintas de compósitos são laminadas nas quinas de tanques verticais, formando ao redor delas anéis de espessura T e altura H_c . O peso do tanque cheio é transferido das cintas para as colunas de suporte, através de N sapatas metálicas retangulares de altura H , largura L e excentricidade “ e ”. Sempre que possível as colunas de suporte devem ser alinhadas com o costado, para reduzir a excentricidade. Quanto menor a excentricidade, menores são as torções e as tensões de cisalhamento na cinta.

A figura 1 mostra a altura H e excentricidade “ e ” de uma das N sapatas que suportam a cinta com a força $F_o = \text{Peso}/N$. A cinta nessa situação é comprimida lateralmente pelas sapatas com pressão triangular que varia de zero na base até o valor máximo Q no topo. A força resultante dessa distribuição de pressão é equilibrada pela tração P na base da sapata. Essa tração P deve ser resistida por um laminado externo de fibras UD90 enroladas na base da sapata, ao redor da circunferência do tanque. Esse detalhe será discutido mais adiante.

Neste capítulo vamos discutir o método proposto pela BS 13121-3 para dimensionar a espessura “ T ” e a altura “ H_c ” de cintas de compósitos.

2 – Dimensionamento de cintas como vigas circulares. O protocolo de cálculo proposto na BS 13121-3 modela as cintas como vigas circulares contínuas, uniformemente carregadas e suportadas por N apoios equidistantes. Os valores máximos do momento longitudinal e do torque em vigas nessas condições são dados pelas expressões.

$$M_A = A \times \text{Peso} \times R$$

$$Z = B \times \text{Peso} \times R + 0,5 \times \frac{\text{Peso}}{N} \times e$$

Onde

M_A é o momento longitudinal máximo nas cintas

Z é o torque máximo

e é a excentricidade das sapatas

Peso é o peso total do tanque cheio

N é o número de apoios

R é o raio do tanque

A e B são listados abaixo em função do número de sapatas

Número de sapatas	N = 4	N = 6	N = 8	N = 12
A	0,0342	0,0148	0,0083	0,0037
B	0,0053	0,0015	0,0006	0,0002

Valores extraídos da BS 13121-3

O alongamento admissível gerado pelo momento longitudinal M_A em cintas de seção retangular com espessura T e altura H_c , é dado pela expressão clássica

$$\epsilon = \frac{6 \times M_A}{T \times E_y \times H_c^2}$$

Essa equação pode ser escrita como

$$T \times H_c^2 = \frac{6 \times M_A}{\epsilon \times E_y}$$

Onde

$\epsilon = 0,001$ é o alongamento admissível para cargas permanentes

E_y é o módulo longitudinal da cinta

T é a espessura da cinta

H_c é a altura da cinta

A tensão de cisalhamento admissível gerada na cinta pelo torque Z, é

$$\tau = \frac{6 \times Z \times CS}{T \times H_c^2}$$

Essa equação pode ser escrita como

$$T \times H_c^2 = \frac{6 \times Z \times CS}{\tau}$$

Onde $CS = 5$ é o coeficiente de segurança e $\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento entre lâminas. O coeficiente de segurança $CS = 5$ é aceitável nesses casos dada a pequena deterioração química observada em cintas de grande espessura.

Essas equações indicam a dependência entre a espessura e a altura da cinta. Geralmente a espessura da T cinta é arbitrada, sendo a altura H_c computada para atender as condições acima.

3 – Cálculos. A figura 1 mostra esquematicamente uma das N sapatas metálicas retangulares equidistantes, de altura H, largura L e excentricidade “e”, usadas para apoiar o tanque. As sapatas são fixadas nas cintas com fibras UD90 laminadas ao redor delas. O número X de fios roving necessários para fazer essa fixação é discutido no apêndice 2.

Observando a figura 1, podemos calcular a pressão máxima Q exercida pela sapata na cinta igualando os momentos na base.

$$\frac{Q}{2} \times H \times \frac{2H}{3} \times L = F_0 \times e$$

$$Q = \frac{3 \times F_0 \times e}{L \times H^2}$$

Onde F_0 é a soma das forças exercidas em cada sapata pelo vento e pelo peso do tanque cheio. A força F_0 nas sapatas é

$$F_0 = \frac{\text{Peso}}{N} + F_v$$

Onde Peso é o peso do tanque cheio, F_v é a força do vento e N é o número de sapatas. A força do vento é geralmente desprezível quando comparada ao peso do tanque cheio, de modo que

$$F_0 = \frac{\text{Peso}}{N}$$

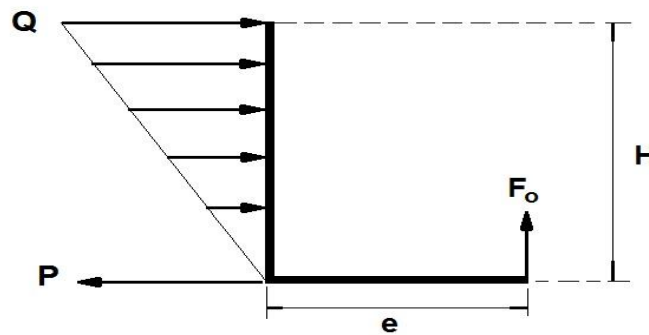


Figura 1

Para equilibrar o peso do tanque, a força F_0 empurra a sapata para cima. A sapata é comprimida pela pressão Q exercida nela pela cinta. A base da sapata é tracionada pela força P . A força P equilibra a compressão exercida pela pressão triangular Q . As sapatas metálicas têm geometria retangular, com altura H , largura L e excentricidade “ e ”.

A tabela 1 lista as fórmulas usadas para analisar cintas circulares apoiadas em N sapatas equidistantes.

Grandeza	Cinta de espessura T e altura H_c , apoiada em N sapatas de altura H , largura L e excentricidade e .
Força nas sapatas	$F_0 = \frac{\text{Peso}}{N}$
Pressão máxima Q nas sapatas	$Q = \frac{3 \times F_0 \times e}{L \times H^2}$
Força P	$P = \frac{3}{2} \times \frac{\text{Peso}}{N} \times \frac{e}{L \times H}$
Momento longitudinal máximo	$M_A = A \times \text{Peso} \times R$
Torque máximo	$Z = B \times \text{Peso} \times R + 0,5 \times \frac{\text{Peso}}{N} \times e$

<i>Relações entre a espessura e a altura da cinta</i>	$T \times H_c^2 = \frac{6 \times M_A}{\epsilon \times E_y}$			
	$T \times H_c^2 = \frac{6 \times Z \times CS}{\tau}$			
<i>Número de fios roving para fixar a sapata. As fibras UD90 envolvem o perímetro do tanque</i>	$X = 273 \times \frac{\text{Peso} \times D \times e}{N \times L \times H \times \text{TEX}}$			
<i>Espessura da cinta</i>	$T = t_a + t_r + t_c$			
<i>Fixação das sapatas</i>	<i>As sapatas são fixadas por fibras UD90</i>			
<i>Número de sapatas</i>	<i>N = 4</i>	<i>N = 6</i>	<i>N = 8</i>	<i>N = 12</i>
<i>A</i>	0,0342	0,0148	0,0083	0,0037
<i>B</i>	0,0053	0,0015	0,0006	0,0002

Tabela 1

Fórmulas para calcular as dimensões de cintas de compósitos. A força de tração P é resistida por rovings contínuos envolvendo o perímetro do tanque e laminados sobre a base das sapatas.

A única propriedade mecânica de interesse na análise de cintas é o módulo longitudinal de tração E_y . Esse módulo é computado de maneira muito simples, combinando as contribuições do costado, do reforço da quina e da almofada.

$$E_y = \frac{E_c \times t_c + E_r \times t_r + E_a \times t_a}{T}$$

Onde

E_y é o módulo da cinta

E_c é o módulo do costado

E_r é o módulo do reforço da quina

E_a é o módulo da almofada

T = t_a + t_r + t_c é a espessura da cinta

t_k = t_r + t_c é a espessura da quina

Exemplo 1. *Calcular o módulo longitudinal de uma cinta com a seguinte construção*

<i>Construção</i>	<i>Módulos</i>	<i>Espessuras</i>
<i>Costado com pares MT</i>	$E_c = 115\ 000\ \text{kg/cm}^2$	$t_c = 10,0\ \text{mm}$
<i>Reforço da quina com tecido T800</i>	$E_r = 190\ 000\ \text{kg/cm}^2$	$t_r = 8,0\ \text{mm}$
<i>Almofada com FW UD90</i>	$E_a = 400\ 000\ \text{kg/cm}^2$	$t_a = 12,0\ \text{mm}$
<i>Cinta</i>	$E_y = \frac{E_c \times t_c + E_r \times t_r + E_a \times t_a}{T}$	$T = t_a + t_r + t_c$

Fazendo as contas, temos

$$E_y = \frac{115\,000 \times 10 + 190\,000 \times 8 + 400\,000 \times 12}{10 + 8 + 12} = 249\,000 \text{ kg/cm}^2$$

Vamos ilustrar o uso das fórmulas listadas na tabela 1, resolvendo alguns exemplos numéricos. Antes, porém, umas palavras de esclarecimento.

- O número de sapatas deve ser o maior possível
- A excentricidade das sapatas deve ser a menor possível.
- As cintas podem ser feitas com fibras UD90, pares MT ou com tecidos T800.

Exemplo 2. Dimensionar a cinta de compósito para sustentar um tanque nas condições seguintes.

São dados:

$D = 110 \text{ cm}$ é o diâmetro do tanque

Peso = 5 000 kg é o peso do tanque cheio, com os acessórios

$N = 4$ sapatas retangulares

$t_c = 5,0 \text{ mm}$ é a espessura do costado

$t_r = 4,0 \text{ mm}$ é a espessura do reforço da quina

$t_a = 4,0 \text{ mm}$ é a espessura da almofada (arbitrada)

$e = 5 \text{ cm}$ é a excentricidade da sapata (arbitrada)

$\epsilon = 0,001$

$L = 20 \text{ cm}$ é a largura da sapata embutida na cinta (arbitrada)

$H = 20 \text{ cm}$ é a altura da sapata embutida na cinta (arbitrada)

$CS = 5$ é o coeficiente de segurança para cisalhamento entre lâminas

A cinta tem a seguinte construção

Construção	Módulos	Espessuras
Costado com pares MT	$E_c = 115\,000 \text{ kg/cm}^2$	$t_c = 5,0 \text{ mm}$
Reforço da quina com pares MT	$E_r = 115\,000 \text{ kg/cm}^2$	$t_r = 4,0 \text{ mm}$
Almofada com pares MT	$E_a = 115\,000 \text{ kg/cm}^2$	$t_a = ?$
Cinta	$E_y = \frac{E_c \times t_c + E_k \times t_k + E_a \times t_a}{T}$	$T = t_a + t_k + t_c$

Fazendo as contas, temos

$$E_y = \frac{115\,000 \times 5 + 115\,000 \times 4 + 115\,000 \times t_a}{5 + 4 + t_a}$$

Vamos arbitrar $t_a = 4,0 \text{ mm}$

Assim,

$$E_y = \frac{115\,000 \times 5 + 115\,000 \times 4 + 115\,000 \times 4}{5 + 4 + 4} = 115\,000 \text{ kg/cm}^2$$

Agora basta seguir as fórmulas mostradas na tabela 1

Grandeza	Cinta de espessura T e altura H_c , apoiada em N sapatas de altura H , largura L e excentricidade e .			
Força nas sapatas	$F_0 = \frac{5\,000}{4} = 1250 \text{ kg}$			
Pressão máxima Q nas sapatas	$Q = \frac{3 \times 1250 \times 5}{20 \times 20^2} = 2,34 \text{ kg/cm}^2$			
Força P	$P = \frac{3}{2} \times \frac{5\,000}{4} \times \frac{5}{20 \times 20} = 23,5 \text{ kg/cm}$			
Momento longitudinal máximo	$M_A = 0,0342 \times 5\,000 \times 55 = 9\,405 \text{ kg.cm}$			
Torque máximo	$Z = 0,0053 \times 5\,000 \times 55 + 0,5 \times \frac{5\,000}{4} \times 5 = 4\,580 \text{ kg.cm}$			
Relações entre a espessura e a altura da cinta	$1,3 \times H_c^2 = \frac{6 \times 9\,405}{0,001 \times 115\,000}$ $H_c = 19 \text{ cm}$ $1,3 \times H_c^2 = \frac{6 \times 4\,580 \times 5}{140}$ $H_c = 27 \text{ cm}$ <p><i>A cinta deve ter espessura $T = 13 \text{ mm}$ e $H_c = 27 \text{ cm}$. Essa grande altura resulta da excentricidade $e = 5,0 \text{ cm}$</i></p>			
Número de fios rovings para fixar a sapata. As fibras UD90 envolvem o perímetro do tanque	$X = 273 \times \frac{5\,000 \times 110 \times 5}{4 \times 20 \times 20 \times 2200} = 210$			
Espessura da cinta	$T = 5 + 4 + 4 = 13 \text{ mm}$			
Fixação das sapatas	As sapatas são fixadas à cinta pelos 210 rovings TEX 2200			
Número de sapatas	$N = 4$	$N = 6$	$N = 8$	$N = 12$
A	0,0342	0,0148	0,0083	0,0037
B	0,0053	0,0015	0,0006	0,0002

Exemplo 3. Dimensionar a cinta de compósito para suportar um tanque operando nas condições seguintes

São dados:

$D = 350 \text{ cm}$ é o diâmetro do tanque

Peso = 100 000 kg é o peso do tanque cheio, com os acessórios

$N = 12$ sapatas

$E_c = 275\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo do costado

$E_r = 298\,200 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo do reforço da quina

$E_a = 400\,000\text{ kg/cm}^2$ é o módulo da almofada
 $t_c = 8,0\text{ mm}$ é a espessura do costado
 $t_r = 10,0\text{ mm}$ é a espessura do reforço da quina
 $t_a = 18,0\text{ mm}$ é a espessura da almofada (arbitrada)
 $e = 3\text{ cm}$ é a excentricidade das sapatas (arbitrada pelo projetista)
 $\epsilon = 0,001$ é o alongamento admissível para sapatas sob carga permanente
 $L = 30\text{ cm}$ é a largura das sapatas embutidas na cinta (arbitrada)
 $H = 25\text{ cm}$ é a altura das sapatas embutidas na cinta (arbitrada)
 $CS = 5$ é o coeficiente de segurança para cisalhamento entre lâminas

O módulo de tração longitudinal da cinta é

$$E_y = \frac{275\,000 \times 8 + 298\,200 \times 10 + 400\,000 \times 18}{8 + 10 + 18} = 344\,000\text{ kg/cm}^2$$

Os cálculos são feitos na tabela

Grandeza	Cinta de espessura T e altura H_c , apoiada em N sapatas de altura H , largura L e excentricidade e .
Força nas sapatas	$F_0 = \frac{100\,000}{12} = 8\,330\text{ kg}$
Pressão máxima Q nas sapatas	$Q = \frac{3 \times 8\,330 \times 3}{30 \times 25^2} = 4,0\text{ kg/cm}^2$
Força P	$P = \frac{3}{2} \times \frac{100\,000}{4} \times \frac{3}{30 \times 25} = 50\text{ kg/cm}$
Momento longitudinal máximo	$M_A = 0,0037 \times 100\,000 \times 175 = 64\,750\text{ kg.cm}$
Torque máximo	$Z = 0,0002 \times 100\,000 \times 175 + 0,5 \times \frac{100\,000}{12} \times 3 = 16\,000\text{ kg.cm}$
Relações entre a espessura e a altura da cinta	$3,6 \times H_c^2 = \frac{6 \times 64\,750}{0,001 \times 344\,000}$ $H_c = 18\text{ cm}$ $3,6 \times H_c^2 = \frac{6 \times 16\,000 \times 5}{140}$ $H_c = 31\text{ cm}$ <p>A cinta deve ter espessura $T = 36\text{ mm}$ e altura $H_c = 31\text{ cm}$. A altura é determinada excentricidade $e = 3,0\text{ cm}$</p>
Número de rovings para fixar a sapata. As fibras UD90 envolvem o perímetro do tanque	$X = 273 \times \frac{100\,000 \times 350 \times 3}{12 \times 30 \times 25 \times 2200} = 1447$
Espessura da cinta	$T = 8 + 10 + 18 = 36\text{ mm}$
Fixação das sapatas	As sapatas são fixadas à cinta pelos 1 447 rovings TEX 2200

Número de sapatas	$N = 4$	$N = 6$	$N = 8$	$N = 12$
A	0,0342	0,0148	0,0083	0,0037
B	0,0053	0,0015	0,0006	0,0002

Esse é o procedimento para determinar a espessura T e a altura H_c de cintas de compósitos modeladas como vigas circulares.

5 – Cintas de compósitos com excentricidade zero. O protocolo de cálculo descrito até aqui considera as cintas apoiadas por sapatas de excentricidade “ e ”, isto é, desalinhadas com o eixo das colunas de sustentação. O projetista procura minimizar a excentricidade “ e ” para reduzir o torque Z nas cintas. Aliás, o projetista muitas vezes anula a excentricidade “ e ” alinhando o eixo das colunas de apoio com a geratriz do costado. Nesses casos o peso do tanque é transferido como compressão diretamente para as colunas, sem gerar flexão nas cintas.

A grande vantagem das cintas com excentricidade $e = 0$ é a eliminação das sapatas metálicas. A construção de cintas com excentricidade $e = 0$ é usada em tanques apoiados em saias, ou em colunas montadas na fábrica. As saias e os pés de suporte alinhados com o costado recebem diretamente o peso do tanque.

A figura 2 dá uma ideia de como fazer cintas de compósitos com excentricidade $e = 0$.

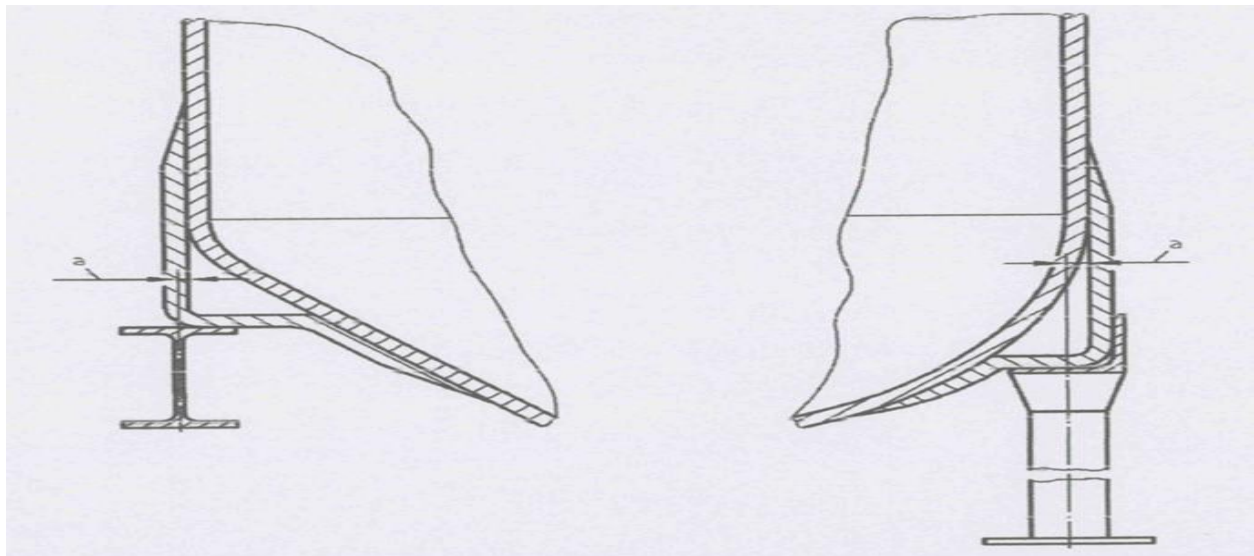


Figura 2
Cinta de compósitos com excentricidade $e = 0$. Existem muitas maneiras de fazer isso

Exemplo 4. Dimensionar a cinta de compósito para sustentar um tanque discutido no exemplo anterior. Todas grandezas são iguais, exceto a excentricidade, que é tomada $e = 0$.

São dados:

$D = 350 \text{ cm}$ é o diâmetro do tanque

$\text{Peso} = 100\,000 \text{ kg}$ é o peso do tanque cheio, com os acessórios

$N = 12$ sapatas

$E_c = 275\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo do costado

$E_r = 298\,200 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo do reforço da quina

$E_a = 400\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo da almofada

$t_c = 8,0 \text{ mm}$ é a espessura do costado

$t_r = 10,0 \text{ mm}$ é a espessura do reforço

$t_a = 18,0 \text{ mm}$ é a espessura da almofada (arbitrada)

$e = \text{zero}$

$\epsilon_x = 0,001$ é o alongamento admissível para sapatas sob carga permanente

$L = 30 \text{ cm}$ é a largura das sapatas embutidas na cinta (arbitrada)

$H = 25 \text{ cm}$ é a altura das sapatas embutidas na cinta (arbitrada)

O módulo de tração longitudinal da cinta é

$$E_y = \frac{275\,000 \times 8 + 298\,200 \times 10 + 400\,000 \times 18}{8 + 10 + 18} = 344\,000 \text{ kg/cm}^2$$

O momento longitudinal na cinta é

$$M_A = A \times \text{Peso} \times R$$

$$M_A = 0,0037 \times 100\,000 \times 175 = 64\,750 \text{ kg.cm}$$

O momento M_A não é afetado pela excentricidade, tendo o mesmo valor que no exemplo 3.

A altura e a espessura da cinta são ligadas pela expressão

$$T \times H_c^2 = \frac{6 \times M_A}{\epsilon \times E_x}$$

Entrando os valores do momento, do alongamento admissível e do módulo axial da cinta na equação acima, obtemos

$$3,6 \times H_c^2 = \frac{6 \times 64\,750}{0,001 \times 344\,000}$$

$$H_c = 18 \text{ cm}$$

Para completar o exemplo, vamos checar o torque

$$Z = B \times \text{Peso} \times R + 0,5 \times \frac{\text{Peso}}{N} \times e$$

$$Z = 0,0002 \times 100\,000 \times 175 + 0,5 \times \frac{100\,000}{12} \times 0 = 3\,500 \text{ kg.cm}$$

A altura e a espessura da cinta são ligadas pela expressão

$$T \times H_c^2 = \frac{6 \times Z \times CS}{\tau}$$

Entrando os valores do torque, da resistência ao cisalhamento entre lâminas e o coeficiente de segurança $CS = 5$, obtemos

$$3,6 \times H_c^2 = \frac{6 \times 3\,500 \times 5}{140}$$

$$H_c = 15 \text{ cm}$$

Para excentricidade $e = 0$, o efeito do torque é inferior ao do momento longitudinal. Podemos adotar para esse caso a espessura $T = 36 \text{ mm}$ e a altura $H_c = 18 \text{ cm}$.

As grandes vantagens da excentricidade $e = 0$ são a redução nas dimensões das cintas e a eliminação das sapatas.

Apêndice 2

Cálculo do número de bobinas de roving

A área de fibras de vidro na seção transversal de mechas com N bobinas de roving é dada pela expressão

$$A = \frac{X \times \text{TEX} \times 10^{-5}}{\gamma}$$

Onde

A é a área das fibras de vidro na seção transversal em cm^2

X é o número de bobinas de roving

TEX é a densidade linear do roving em g/km

$\gamma = 2,62 \text{ g/cm}^3$ é a densidade do vidro

A força de tração nessa mecha é

$$\text{Força} = E \times A \times \epsilon = \frac{P \times D}{2}$$

Desenvolvendo a equação acima, obtemos

$$E \times X \times \text{TEX} \times \epsilon \times \frac{10^{-5}}{\gamma} = \frac{P \times D}{2}$$

Lembrando que

$$P = \frac{3}{2} \times \frac{F_0 \times e}{L \times H}$$

$$X = 10^5 \times \frac{3 \times F_0 \times e \times D \times \gamma}{2 \times 2 \times L \times H \times TEX \times E \times \epsilon}$$

$$X = 10^5 \times \frac{3 \times \text{Peso} \times e \times D \times \gamma}{2 \times 2 \times N \times L \times H \times TEX \times E \times \epsilon}$$

Considerando a densidade e o módulo das fibras, com o alongamento $\epsilon = 0,001$, obtemos

$$X = 10^5 \times \frac{3 \times \text{Peso} \times e \times D \times 2,62}{2 \times 2 \times N \times L \times H \times TEX \times 720\,000 \times 0,001}$$

$$X = 273 \times \frac{\text{Peso} \times D \times e}{N \times L \times H \times TEX}$$

Capítulo 16

Cintas metálicas para tanques aéreos

1 – Introdução – Este capítulo trata do dimensionamento de vigas e cintas circulares metálicas para suportar tanques verticais cilíndricos. O método é aplicável a vigas circulares uniformemente carregadas, com qualquer seção transversal. Neste capítulo vamos tratar apenas do dimensionamento de cintas metálicas retangulares sólidas (não ocas) de espessura T e altura Hc.

As cintas e vigas de aço apenas encostam nos tanques, sem colar neles. Elas suportam sozinhas os esforços oriundos do peso do tanque cheio. As espessuras do costado e da quina não afetam o processo e nem são citadas. Os tanques não são afetados pela presença das cintas ou vigas metálicas, sendo inteiramente ignorados no processo de cálculo.

2. Dimensionamento de vigas metálicas. Vamos mostrar o método para dimensionar vigas circulares de qualquer seção. O protocolo de cálculo nada mais é que uma extensão do descrito no capítulo anterior para cintas de compósito. As vigas circulares podem ter qualquer seção.

A figura 1 mostra o corte transversal de uma viga metálica circular de seção oca retangular, suportando o costado de um tanque suspenso sem aderir nele. O dimensionamento da viga é feito usando fórmulas similares às usadas no capítulo anterior para cintas de compósitos

$$M_A = A \times \text{Peso} \times R_2 + 0,16 \times \text{Peso} \times e_p$$

$$Z = B \times \text{Peso} \times R_2 + 0,5 \times \frac{\text{Peso}}{N} \times e_e$$

Onde

M_A é o momento longitudinal máximo na cinta

Z é o torque máximo

Peso é o peso total do tanque cheio

R₂ é o raio do centro de gravidade da seção da viga

N é o número de apoios

As dimensões e_p e e_e são mostradas na figura 4

A e B são listados na tabela abaixo

Número de apoios	N = 4	N = 6	N = 8	N = 12
A	0,0342	0,0148	0,0083	0,0037

<i>B</i>	0,0053	0,0015	0,0006	0,0002
----------	--------	--------	--------	--------

Valores extraídos da BS 13121-3

O método de dimensionamento de vigas metálicas circulares é geral, valendo para qualquer seção transversal.

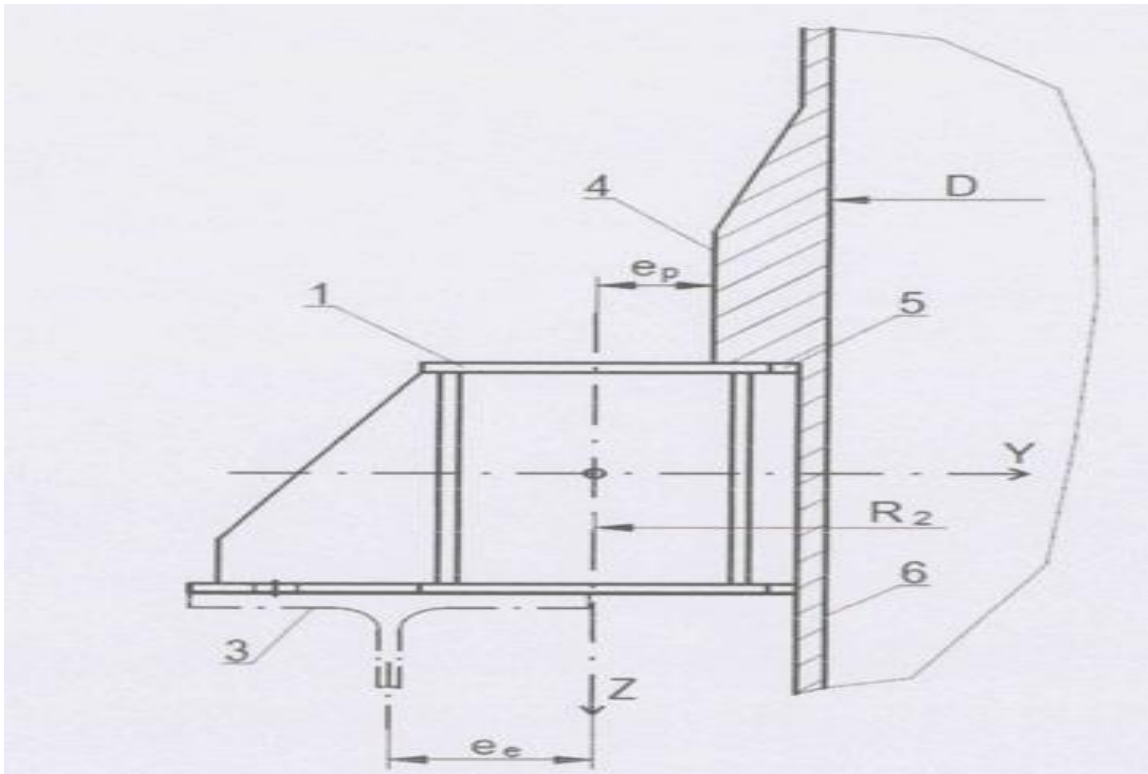


Figura 1

Viga circular oca de seção retangular usada como cinta de apoio para tanques cilíndricos. (Extraído da BS 13121-3)

1 – Seção reta da viga

3 – Coluna de apoio

4 – Colar de suporte

6 – Costado ou quina

R_2 é o raio do centro de gravidade da seção da cinta

O dimensionamento é feito por tentativas, arbitrando a altura, a largura e a espessura da viga, que geralmente tem seção quadrada ou retangular. Observando a figura 1, o projetista determina também as dimensões R_2 , e_e e e_p . Se possível, a coluna de sustentação deve ser alinhada com a viga de modo a fazer a excentricidade $e_e = 0$. Conhecidas essas dimensões e o número de apoios, é fácil determinar o momento longitudinal M_A e o torque Z na viga. Conhecidos esses momentos, a viga pode ser analisada. Os cálculos devem ser repetidos arbitrando outras dimensões até a projeto ser considerado definitivo.

Os alongamentos e as tensões de cisalhamento são computados levando em conta os valores do momento longitudinal M_A e do torque Z , assim como a geometria da seção reta da viga. Esses cálculos serão feitos aqui apenas para cintas retangulares de altura H_c e espessura T . As vigas de seção retangular oca não são tratadas neste capítulo.

Exemplo 1 – Dimensionar uma cinta de aço retangular sólida (não oca) de espessura T e altura H_c , para operar nas condições seguintes:

São dados

$P = 150\,000\text{ kg}$ é o peso do tanque cheio

$N = 6$ é o número de apoios

$D = 4\,000\text{ mm}$ é o diâmetro do tanque

$e_e = 7,0\text{ cm}$ é a excentricidade da coluna até a cinta.

$e_p = 0$

$E = 2\,100\,000\text{ kg/cm}^2$ é o módulo do aço

$\epsilon = 0,001$ é o alongamento admissível para o aço

$CS = 5$ é o coeficiente de segurança para cisalhamento

$\tau = 1\,250\text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento do aço

$R_2 = R = 200\text{ cm}$

O momento longitudinal é

$$M_A = A \times P \times R_2 + 0,16 \times P \times e_p$$

$$M_A = 0,0148 \times 150\,000 \times 200 + 0,16 \times 150\,000 \times 0 = 444\,000\text{ kg.cm}$$

O torque máximo é

$$Z = B \times P \times R_2 + 0,5 \times \frac{P}{N} \times e_e$$

$$Z = 0,0015 \times 150\,000 \times 200 + 0,5 \times \frac{150\,000}{6} \times 7 = 132\,500\text{ kg.cm}$$

Como vimos no capítulo anterior para cintas de compósitos, a altura e a espessura de cintas cilíndricas são ligadas pelas expressões

$$T \times H_c^2 = \frac{6 \times M_A}{\epsilon \times E}$$

$$T \times H_c^2 = \frac{6 \times Z \times CS}{\tau}$$

Entrando os valores conhecidos nas equações acima, obtemos

$$T \times H_c^2 = \frac{6 \times 444\,000}{0,001 \times 2\,100\,000} = 1\,270\text{ cm}^3$$

$$T \times H_c^2 = \frac{6 \times 132\,500 \times 5}{1\,250} = 3\,180\text{ cm}^3$$

Podemos arbitrar a espessura da cinta de aço como $T = 2,5 \text{ cm}$. Nesse caso, temos a altura $H_c = 35 \text{ cm}$. Podemos arbitrar $T = 3,0 \text{ cm}$. Nesse caso, a altura passa a ser $H_c = 32 \text{ cm}$.

Exemplo 2 – Comparar cintas de aço e de compósitos.

Para o momento longitudinal, temos

$$(T \times H_c^2)_{comp} = \left(\frac{6 \times M_A}{\epsilon \times E_y} \right)_{comp}$$

$$(T \times H_c^2)_{aço} = \left(\frac{6 \times M_A}{\epsilon \times E} \right)_{aço}$$

$$(T \times H_c^2)_{comp} = \left(\frac{E}{E_y} \right) \times (T \times H_c^2)_{aço}$$

Para o torque, temos

$$(T \times H_c^2)_{comp} = \left(\frac{1\ 250}{140} \right) \times (T \times H_c^2)_{aço}$$

As cintas de aço são menores que as de compósitos, sendo mais adequadas para tanques muito pesados ou com grandes excentricidades.

3 – Dimensionamento do colar de suporte. Como dissemos, as cintas metálicas encostam no costado sem colar nele. O peso do tanque é suportado por cisalhamento em colar laminado na superfície externa do costado. A largura Δ desse colar é mostrada na figura 3

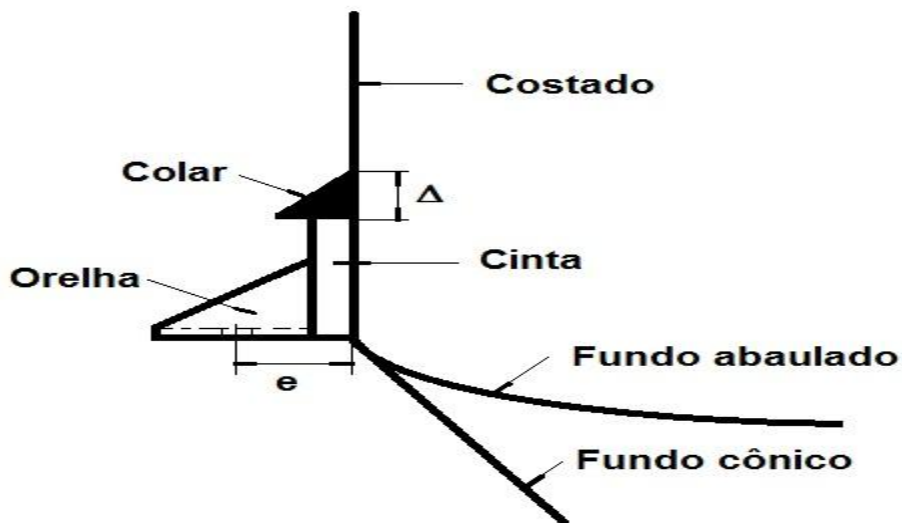


Figura 3
O peso P do tanque cheio é suportado por cisalhamento no colar de suporte.

A largura Δ do colar é determinada para suportar por cisalhamento o peso do tanque cheio.

$$\Delta \times \tau = \frac{\text{Peso} \times CS}{\pi \times D}$$

$$\Delta = \frac{\text{Peso} \times CS}{\pi \times D \times 140}$$

Onde

Peso é o peso do tanque cheio

CS = 10 é o coeficiente de segurança para cargas permanentes

D é o diâmetro do tanque.

A espessura do colar deve ser pelo menos 50% maior que a espessura da cinta.

Exemplo 3 – *Calcular a largura e a espessura do colar para suportar o peso do tanque analisado no exemplo anterior.*

A largura mínima do colar deve ser

$$\Delta = \frac{\text{Peso} \times CS}{\pi \times D \times 140}$$

$$\Delta = \frac{150\,000 \times 10}{\pi \times 400 \times 140} = 10,0 \text{ cm}$$

A espessura do colar deve ser 50% maior que a da cinta

As cintas cilíndricas de aço também podem, como fizemos para as de compósitos, ser instaladas com excentricidade $e = 0$. Mas, as cintas com $e = 0$ são preferencialmente feitas de compósitos.

Apêndice

Cintas de aço x cintas de compósitos

Existem quatro diferenças entre as cintas de aço e as de compósitos.

Primeira: As cintas de aço apenas encostam nos costados, ao passo que as de compósitos são coladas na quina dos tanques. A espessura da quina t_k faz parte da cinta de compósitos. Essa diferença favorece os compósitos.

Segunda: O módulo de elasticidade do aço é cerca de 20 vezes maior que o de compósitos feitos com pares MT. Essa diferença favorece as cintas de aço.

Terceira: A resistência ao cisalhamento do aço é 9 vezes maior que a de compósitos. Essa diferença favorece as cintas de aço

Quarta: As cintas de aço são fabricadas com chapas de espessuras disponíveis comercialmente. As de compósito podem ter qualquer espessura. Essa diferença favorece os compósitos

Quinta: As cintas de compósito são sempre cilíndricas. As de aço podem ter qualquer seção transversal.

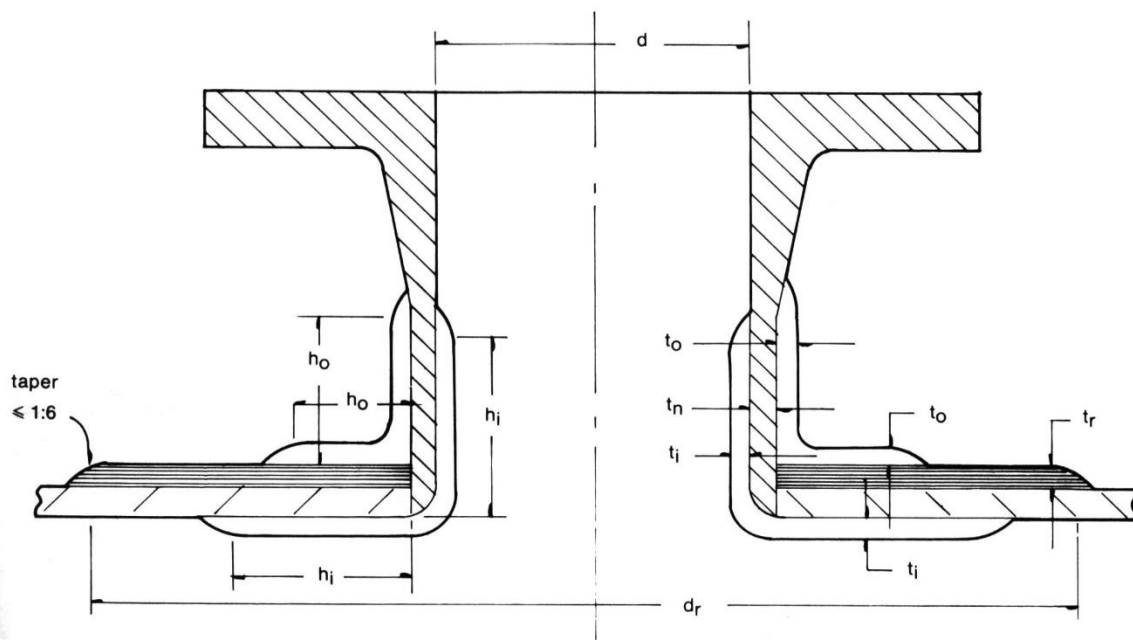
Capítulo 17

Bocas de visita

1 – Introdução. O protocolo de cálculo para bocais e bocas de visita de tanques cilíndricos é semelhante ao desenvolvido no capítulo 10 para alças circulares. As diferenças entre alças e bocais são

- *Os bocais são submetidos à pressão interna P , força externa F_o e momento M_o . As alças não sofrem ação de pressão interna P .*
- *As alças são coladas na superfície externa de costados sem furos. Os bocais são colados nas superfícies internas e externas de costados com furos.*
- *Por colarem na superfície interna do costado, os bocais podem suportar forças e momentos externos de grande magnitude*
- *As alças são submetidas a cargas de curta duração, ao contrário dos bocais, que recebem cargas permanentes.*

Dito isso, passemos ao protocolo de cálculo dos bocais. As dimensões e localizações dos laminados de fixação e da almofada de reforço são mostradas na figura abaixo.



Mostra os laminados de fixação de bocas de visita. As falhas catastróficas de tanques ocorrem principalmente na boca de visita. As principais causas são:

- *Falta de aderência dos laminados de fixação no pescoço do flange e no costado do tanque. As superfícies de contato do pescoço e do costado devem ser escrupulosamente lixadas.*
- *Ataque do ambiente ao laminado de fixação interno. A espessura desse laminado deve ser no mínimo 5,5 mm.*

2 – Cálculo da força cortante Q. Os bocais são colados no costado por dois laminados, um interno e outro externo, ambos feitos com fibras de vidro picadas de módulo $E = 70\,000 \text{ kg/cm}^2$. As alças, como discutido no capítulo 10, são coladas apenas no lado externo do costado. Os laminados interno e externo resistem aos esforços da pressão interna P , da força externa F_0 e do momento M_0 .

Primeiro vamos considerar os bocais submetidos à pressão interna P e à força externa F_0 . O cálculo da força cortante Q para o momento M_0 será discutido em seguida. A força cortante Q gerada pela pressão interna P e pela força radial externa F_0 são determinadas supondo que elas sejam uniformemente distribuídas ao longo da borda do bocal. Como fizemos no estudo de alças, essa borda é suposta circular, com diâmetro “ d ” igual ao do bocal. Considerando a condição de equilíbrio, a força cortante Q no perímetro do bocal, gerada pela pressão P e pela força externa F_0 , é

$$Q = \frac{P \times d}{4} + \frac{F_0}{\pi \times d}$$

Onde Q é a força cortante (força de descascamento) por unidade de comprimento, P é a pressão interna, F_0 é a força radial externa e d é o diâmetro do bocal.

A força Q para resistir momentos externos varia entre um valor máximo positivo (tração) e um valor mínimo negativo (compressão) ao redor da linha de contato do bocal com o costado. O valor máximo de Q em bocais circulares de diâmetro “ d ” é obtido igualando o momento externo M_0 ao momento reativo da força Q .

$$M_0 = 4 \times Q \times \frac{d^2}{4} \times \int_0^{\pi/2} \sin^2 \theta d\theta$$

$$Q = \frac{4 \times M_0}{\pi \times d^2}$$

A força cortante total na borda do bocal, considerando o efeito do momento fletor, é computada pela expressão

$$Q = \frac{P \times d}{4} + \frac{F_0}{\pi \times d} + \frac{4 \times M_0}{\pi \times d^2}$$

A espessura e a largura dos laminados de fixação (interno e externo) e das almofadas são computadas para suportar essa força cortante Q .

3 – Largura e espessura dos laminados de fixação. Os laminados de fixação de bocais, principalmente de bocas de visita, são as principais causas de falha catastrófica de tanques de compósitos. Isso acontece por deficiência de aderência e também por ataque químico no laminado de fixação interno. Para minimizar o efeito químico, a espessura e a largura do laminado interno deve ser muito superior à do laminado externo.

As falhas observadas nas bocas de visita têm duas causas:

- *Falta de aderência do laminado interno no costado e no pescoço*
- *Ataque químico ao laminado interno*



Mostra o laminado interno de fixação descolado do pescoço do flange e do costado. A falta de lixamento das superfícies de colagem causou a falha catastrófica do tanque com 2 000 m³ de água após 2 anos de uso.

A espessura total dos laminados de fixação (interno e externo) é computada para atender duas situações:

- *Resistir ao cisalhamento da força cortante Q*

$$t_0 + t_i = \frac{Q \times CS}{\tau}$$

$$t_0 + t_i = \frac{Q \times 10}{800}$$

Onde usamos a resistência ao cisalhamento perpendicular às lâminas, $\tau = 800 \text{ kg/cm}^2$

- *Resistir à força de tração no pescoço do bocal*

$$t_0 + t_i = \frac{Q}{E_x \times \epsilon}$$

$$t_0 + t_i = \frac{Q}{70\,000 \times 0,001}$$

Onde usamos o módulo de laminados de fibras picadas, $E = 70\,000 \text{ kg/cm}^2$.

A largura total dos laminados de colagem (no costado e no pescoço) é calculada para resistir por cisalhamento à tração exercida por Q

$$h_0 + h_i = \frac{Q \times CS}{\tau}$$

$$h_0 + h_i = \frac{Q \times 10}{140}$$

Onde usamos a resistência ao cisalhamento secundário paralela às lâminas, $\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$

Nas equações acima

$t_0 + t_i$ é a soma das espessuras (interna e externa) dos laminados de colagem

$h_0 + h_i$ é a soma das larguras (interna e externa) dos laminados de colagem

Q é a força cortante total, oriunda da pressão interna, força e momento atuantes no bocal

d é o diâmetro do bocal

$\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento secundário paralelo às lâminas

$\tau = 800 \text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento perpendicular às lâminas

$E = 70\,000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo do laminado de colagem

$\varepsilon = 0,001$ é o alongamento admissível

$CS = 10$

As espessuras e larguras mínimas computadas pelas equações acima são muito pequenas. A ASME RTP1, parte 4, estabelece que

$$h_0 + h_i > 75 \text{ mm}$$

$$t_0 + t_i > 8,5 \text{ mm}$$

A ASME RTP1 nada diz sobre a partição das espessuras dos laminados interno e externo, mas minha recomendação é:

- A espessura do laminado externo deve ser $t_0 = 3,0 \text{ mm}$
- A espessura do laminado interno deve ser maior que $t_i = 5,5 \text{ mm}$

Exemplo 1 – Calcular a espessura total dos laminados de fixação (interno e externo) para resistir à força radial $F_0 = 1500 \text{ kg}$ e ao momento fletor $M_0 = 10\,000 \text{ kg.cm}$ aplicados na boca de visita de um tanque vertical de altura $H = 10 \text{ m}$ e diâmetro $D = 3500 \text{ mm}$. A densidade do fluido armazenado é 1,2. Os laminados de colagem são feitos com manta M450. O diâmetro da BV é $d = 61 \text{ cm}$.

A pressão hidrostática exercida pelo fluido na BV é

$$P = 0,1 \times 1,2 \times 10 = 1,2 \text{ kg/cm}^2.$$

A força cortante Q na borda da BV é

$$Q = \frac{P \times d}{4} + \frac{F_0}{\pi \times d} + \frac{4 \times M_0}{\pi \times d^2}$$

$$Q = \frac{1,2 \times 61}{4} + \frac{1500}{\pi \times 61} + \frac{4 \times 10\,000}{\pi \times 61^2} = 29,6 \text{ kg/cm}$$

A largura total do laminado de colagem deve ser

$$h_0 + h_i = \frac{Q \times CS}{\tau}$$

$$h_0 + h_i = \frac{29,6 \times 10}{140} = 2,1 \text{ cm} = 21 \text{ mm}$$

A espessura total do laminado de colagem deve ser

$$t_0 + t_i = \frac{Q \times CS}{\tau} = \frac{29,6 \times 10}{800} = 0,37 \text{ cm} = 3,7 \text{ mm}$$

$$t_0 + t_i = \frac{Q}{E_x \times \epsilon} = \frac{29,6}{70\,000 \times 0,001} = 0,42 \text{ cm} = 4,2 \text{ mm}$$

A ASME RTP1 estabelece como mínimo

$$h_0 + h_i = 75 \text{ mm}$$

$$t_i + t_0 = 8,5 \text{ mm}$$

O leitor deve notar que não impusemos nenhuma restrição ao valor da força cortante Q , que nesse caso pode ser maior que 18 kg/cm. E deve notar também que usamos o coeficiente de segurança $CS = 10$ e o alongamento admissível $\epsilon = 0,001$. As forças cortantes nesse caso são permanentes e exigem esses valores.

Exemplo 2 – Computar a espessura total do laminado de colagem da BV descrita no exemplo anterior, supondo ausência da força externa F_o e do momento M_o .

Na ausência de solicitações externas, isto é, considerando apenas a pressão hidrostática, a força cortante passa a ser

$$Q = \frac{P \times d}{4}$$

$$Q = \frac{1,2 \times 61}{4} = 18,3 \text{ kg/cm}$$

Nesse caso, a soma das espessuras dos laminados de colagem passa a ser

$$t_i + t_0 = \frac{Q}{\tau} \times CS$$

$$t_i + t_0 = \frac{18,3}{800} \times 10 = 0,23 \text{ cm} = 2,3 \text{ mm}$$

A largura total do laminado de colagem deve ser

$$h_0 + h_i = \frac{Q \times CS}{\tau}$$

$$h_0 + h_i = \frac{18,3 \times 10}{140} = 1,3 \text{ cm} = 13 \text{ mm}$$

A ASME RTP1 estabelece como mínimo

$$h_0 + h_i = 75 \text{ mm}$$

$$t_i + t_0 = 8,5 \text{ mm}$$

Esse é o protocolo para calcular a largura total $h_0 + h_i$ e a espessura total $t_i + t_0$ dos laminados que colam no costado os pescoços de bocais e de bocas de visita. Os bocais, ao contrário das alças,

podem ser colados por dentro do costado. Sendo assim, eles podem resistir forças cortantes Q maiores que o máximo valor $Q = 90/5 = 18 \text{ kg/cm}$ admitido para alças. Repetimos que isso é assim porque os bocais, ao contrário das alças, podem ser colados por dentro do costado.

A possibilidade de colagem na superfície interna do costado, tem dois desdobramentos interessantes para bocais, não aplicáveis a alças. O primeiro, descrito acima, permite aplicar grandes esforços externos em bocais de pequenos diâmetros. O segundo diz que quem realmente trabalha na colagem de bocais é o laminado interno, de altura h_i e espessura t_i . O laminado interno é decisivo para a colagem e a durabilidade de bocais.

4 – Espessura e largura da almofada ao redor de bocais. O valor máximo da força Q por unidade de comprimento, é obtido somando as contribuições da força F_0 , da pressão P e do momento M_0 .

$$Q = \frac{Pd}{4} + \frac{F_0}{\pi d} + \frac{4 \times M_0}{\pi \times d^2}$$

A espessura da almofada de reforço ao redor do bocal é computada para satisfazer duas condições:

- Ela deve resistir à flexão imposta no costado pela força cortante Q .
- Ela deve compensar o material do costado removido pelo furo

Essa última condição é proposta sem justificativa na ASME RTP1.

4.1 – Espessura da almofada. Vamos aproveitar esta oportunidade para explicar a diferença entre forças cortantes Q atuantes em bocais e essas mesmas forças atuantes em alças. Uma análise cuidadosa dessas duas situações indica que elas são semelhantes, apesar do costado ser furado no caso de bocais e não ter furo no caso de alças. Nos dois casos, o costado submetido à força Q afunda sem girar. No caso de alças, a ausência de giro é explicada pela reação do costado sem furo. No caso de bocais, a ausência de giro é explicada pela rigidez do bocal inserido no furo.

Em linguagem técnica, dizemos que os perímetros do bocal ou da alça trabalham sob deformação guiada, onde o costado afunda sem girar. Isso torna o efeito da força Q idêntico para alças (sem furos) e para bocais com furos. Nos dois casos, a força cortante Q afunda o costado sem o girar. Podemos, portanto, usar para bocais a mesma solução descrita para alças.

Como os bocais têm furos, a espessura da almofada deve ser

$$t_a = 1,38 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c - t$$

Ignorando a espessura t do laminado de fixação, temos

$$t_a = 1,38 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c$$

Onde Q é dado por

$$Q = \frac{Pd}{4} + \frac{F_0}{\pi d} + \frac{4 \times M_0}{\pi \times d^2}$$

A fórmula abaixo computa a espessura da almofada em termos das cargas externas

$$t_a = 1,63 \times \left[\frac{M_0 \times \sqrt{D}}{d^2 \times E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} + 0,65 \times \left[\frac{F_0 \times \sqrt{D}}{d \times E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} + 0,55 \times \left[\frac{P \times d \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c$$

O diâmetro da almofada, ao redor dos bocais, deve ser

$$\text{Diâmetro} = d + 2 \times 1,10 \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times (t_a + t_c)}$$

Ou

$$\text{Diâmetro} = d + 2 \times 0,55 \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times (t_a + t_c)}$$

Esta última fórmula é usada para os casos em que $t_c > 0,45 \times (t_a + t_c)$

Essas são as equações para calcular a espessura e o diâmetro da almofada ao redor de bocais. Elas foram deduzidas conforme descrito no capítulo 10.

Exemplo 3 – Dimensionar a almofada da boca de visita de um tanque vertical operando nas condições seguintes:

$$M_0 = 10\,000 \text{ kg.cm}$$

$$F_0 = 500 \text{ kg}$$

$$P = 0,6 \text{ kg/cm}^2$$

$$D = 300 \text{ cm}$$

$$d = 61 \text{ cm}$$

$$E'_x = 92\,000 \text{ kg/cm}^2 \text{ é o módulo axial do costado}$$

$$E_y = 120\,000 \text{ kg/cm}^2 \text{ é o módulo circunferencial do costado}$$

$$E_y^a = 100\,000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ é o módulo da almofada}$$

$$\epsilon_x = 0,001$$

$$t_c = 7,0 \text{ mm é a espessura do costado}$$

Vamos aos cálculos. A força cortante Q é

$$Q = \frac{Pd}{4} + \frac{F_0}{\pi d} + \frac{4 \times M_0}{\pi \times d^2}$$

$$Q = \frac{0,6 \times 61}{4} + \frac{500}{\pi \times 61} + \frac{4 \times 10\,000}{\pi \times 61^2} = 15,0 \text{ kg/cm}$$

A espessura da almofada ao redor da BV deve ser

$$t_a = 1,38 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c$$

$$t_a = 1,38 \times \left[\frac{15 \times \sqrt{300}}{100\,000 \times 0,001} \right]^{2/3} - 7,0 = 19,0 \text{ mm}$$

Como a espessura do costado é menor $0,45(7 + 19)$, o diâmetro da almofada deve ser

$$\text{diâmetro} = 61 + 2 \times 1,10 \times \left(\frac{92}{120}\right)^{1/4} \sqrt{300 \times 2,6} = 120 \text{ cm}$$

Exemplo 4 – Dimensionar a almofada do tanque vertical discutido no exemplo anterior, supondo apenas pressão interna.

Na ausência da força F_0 e do momento M_0 , a força Q simplifica para

$$Q = \frac{P \times d}{4} = \frac{0,6 \times 61}{4} = 9,0 \text{ kg/cm}$$

A espessura do costado ao redor da BV deve ser

$$t_a = 1,38 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c$$

$$t_a = 1,38 \times \left[\frac{9 \times \sqrt{300}}{100\,000 \times 0,001} \right]^{2/3} - 7,0 = 11,0 \text{ mm}$$

Como a espessura do costado é praticamente igual a $0,45(7 + 18)$, o diâmetro da almofada deve ser

$$\text{diâmetro} = 61 + 2 \times 0,55 \times \left(\frac{92}{120}\right)^{1/4} \sqrt{300 \times 1,8} = 85 \text{ cm}$$

5 – Resumo. As fórmulas para dimensionar bocais são listadas na tabela 1

Força Q	$Q = \frac{Pd}{4} + \frac{F_0}{\pi d} + \frac{4 \times M_0}{\pi \times d^2}$
Espessura dos laminados de fixação	$t_0 + t_i > 8,5 \text{ mm}$ $t_0 = 3,0 \text{ mm}$ $t_i > 5,5 \text{ mm}$
Largura dos laminados de fixação	$h_0 + h_i > 75 \text{ mm}$
Espessura da almofada	$t_a = 1,38 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c$
Diâmetro da almofada	$\text{diâmetro} = d + 2 \times 1,10 \times \sqrt{D \times (t_a + t_c)}$ <p style="text-align: center;">Ou</p> $\text{diâmetro} = d + 2 \times 0,55 \times \sqrt{D \times (t_a + t_c)}$

Tabela 1

Fórmulas para dimensionar bocais e bocas de visita

Capítulo 18

Suporte de escadas

1 – Introdução. Este capítulo trata dos protocolos de cálculo dos laminados de fixação de escadas montadas em costados de tanques verticais cilíndricos.

As escadas podem ser fixadas a costados através de clips ou chapas de dimensões L e H embutidas no costado. Os degraus são inseridos em furos nos clips, como mostra a figura 1. A fixação dos clips ou das chapas foi discutida no capítulo 14.

A carga total F_o é resistida unicamente pelo degrau superior. Para fazer os cálculos, as informações seguintes precisam ser conhecidas:

- *A excentricidade “e”, definida como a distância entre os degraus e o costado*
- *A distância vertical “h” entre os degraus*
- *A força F_o no degrau superior, igual ao peso de um homem somado ao da escada e outras forças que possam existir*

Os cálculos determinam as larguras e espessuras do laminado de fixação e da almofada de reforço.

2 – Fixação de escadas. As dimensões L e H dos clips ou das chapas são estabelecidas para suportar a força vertical F_o aplicada com excentricidade “e”. No caso de escadas, a força F_o corresponde ao peso de um homem, $F_o = 150$ kg. Para outras cargas, F_o pode ter qualquer outro valor.

A força vertical F_o é transferida do degrau superior ao costado por dois clips ou duas chapas de larguras L e alturas H. Apesar da existência de dois clips ou duas chapas por degrau, vamos considerar que F_o seja resistida apenas por um deles, por não sabermos “a priori” a posição onde ela é aplicada. Os clips são laminados no costado, com duas metades justapostas, sendo em seguida furados com excentricidade “e” para receber os degraus. Para completar a montagem, eles devem ser fixados no costado com tiras de mantas M450.

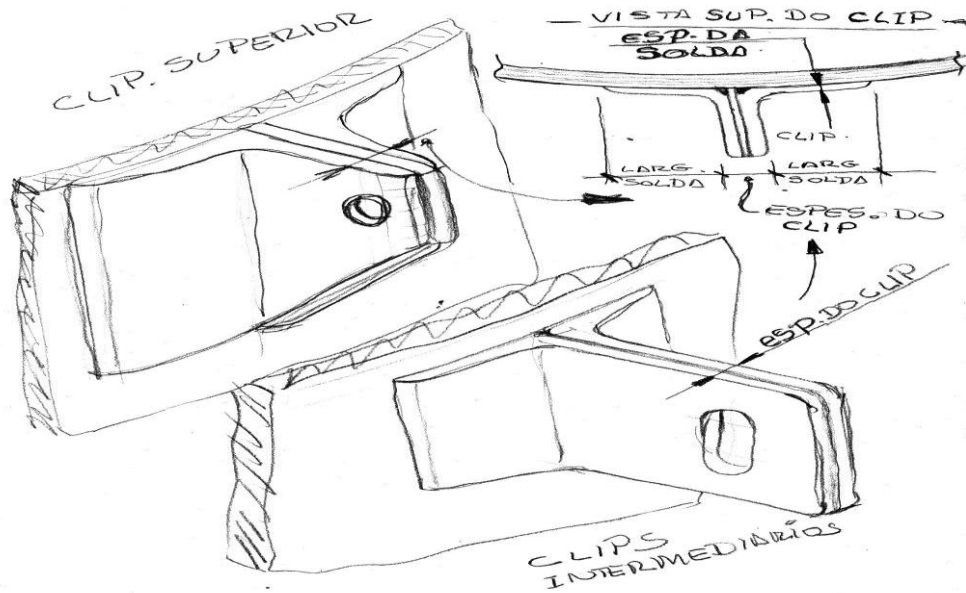


Figura 1

Mostra clip formado pela justaposição de dois segmentos de cantoneira. Os clips de dimensões H (altura) e L (largura) são furados com excentricidade e . Desenho cortesia de Osvaldo Fusinato.

2.1 – Espessura e largura do laminado de fixação. O momento externo $M_0 = F_0 \times e$ é equilibrado pela força radial de puxamento (pull off) nos clips. A pressão equivalente a essa força, como explicado no capítulo 10, é

$$q = \frac{F_0 \times e}{L \times H \times h}$$

A espessura do laminado de fixação é determinada aplicando o protocolo geral discutido no apêndice 10

$$t = \frac{F_0 \times e \times D}{2 \times L \times H \times h \times E \times \epsilon}$$

Para resistir à força de cisalhamento, a largura mínima do laminado de fixação deve ser

$$\Delta = \frac{F_0 \times e \times D \times CS}{2 \times L \times H \times h \times \tau}$$

Nas equações acima

L e H são as dimensões do clip

F_0 é a força vertical no degrau superior, igual ao peso de um homem somado ao da escada

“ e ” é a distância dos degraus ao costado (excentricidade)

“ h ” é a distância entre degraus

q é a pressão equivalente

$CS = 5$ é o coeficiente de segurança

$\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento secundário

2.2 – Espessura e largura da almofada. Para calcular a espessura da almofada, é necessário conhecer a força cortante Q

$$Q = \frac{F_0 \times e}{2 \times h \times (L + H)}$$

Como o costado não têm furos, a espessura da almofada deve ser

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c - t$$

A largura da almofada deve ser

$$\Delta = 2 \times 1,10 \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times (t_a + t_c + t)}$$

Ou

$$\Delta = 2 \times 0,55 \times \left(\frac{E'_x}{E_y} \right)^{1/4} \times \sqrt{D \times (t_a + t_c + t)}$$

Esta última fórmula é usada para os casos em que $t_c > 0,45 \times (t_a + t_c + t)$

Exemplo 1 – Dimensionar os clips para suportar uma escada fixada no costado com tiras de manta M450.

São dados

$$F_0 = 150 \text{ kg}$$

$$e = 22,5 \text{ cm}$$

$$L = 15 \text{ cm}$$

$$H = 15 \text{ cm}$$

$$D = 400 \text{ cm}$$

$$CS = 5$$

$$h = 25 \text{ cm}$$

$$t_c = 7,0 \text{ mm}$$

$$\tau = 140 \text{ kg/cm}^2$$

A largura mínima do clip para resistir à força de cisalhamento deve ser

$$\Delta = \frac{F_0 \times e \times D \times CS}{2 \times L \times H \times h \times \tau}$$

$$\Delta = \frac{150 \times 22,5 \times 400 \times 5}{2 \times 15 \times 15 \times 25 \times 140} = 4,5 \text{ cm}$$

Portanto, os clips devem ter largura mínima $L = 4,5 \text{ cm}$. A largura $L = 15 \text{ cm}$ é adequada. A espessura do laminado de fixação deve ser

$$t = \frac{F_0 \times e \times D}{2 \times L \times H \times h \times E \times \epsilon}$$

$$t = \frac{150 \times 22,5 \times 4000}{2 \times 15 \times 15 \times 25 \times 70000 \times 0,002} = 8,5 \text{ mm}$$

O laminado de fixação feito com mantas deve ter espessura $8,5 \text{ mm}$, cobrindo a largura mínima de $4,5 \text{ cm}$ ao redor do costado.

Para dimensionar a almofada, é necessário conhecer a força cortante Q

$$Q = \frac{F_0 \times e}{2 \times h \times (L + H)}$$

$$Q = \frac{150 \times 22,5}{2 \times 25 \times (15 + 12)} = 2,50 \text{ kg/cm}$$

Como o costado não têm furos, a espessura da almofada deve ser

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{Q \times \sqrt{D}}{E'_x \times \epsilon_x} \right]^{2/3} - t_c - t$$

$$t_a = 0,87 \times \left[\frac{2,50 \times \sqrt{400}}{70000 \times 0,002} \right]^{2/3} - 7,0 - 8,5$$

$$t_a = \text{negativo}$$

Não é preciso fazer almofada. A espessura do costado, somada com a do laminado de fixação, dispensa o uso de almofadas.

Concluindo, as dimensões do clip devem ser $L = 20 \text{ cm}$ e $H = 12 \text{ cm}$. O laminado de fixação, feito com manta, deve ter espessura $8,5 \text{ mm}$ e largura mínima 45 mm .

CAPÍTULO 19

Análise de uniões laminadas

1 – Introdução. As uniões laminadas são usadas para colar estruturas metálicas ou de concreto ou de qualquer outro material com compósitos. A análise dessas uniões é feita de maneira muito simples, supondo distribuição uniforme de tensões na superfície de colagem e conhecendo a resistência ao cisalhamento do adesivo. Porém, será que essa solução está correta? Será que as tensões cisalhantes têm de fato distribuição uniforme na superfície de colagem? Existe uma largura de colagem crítica, acima da qual qualquer incremento deixa de ser eficaz? Essas perguntas são respondidas neste capítulo, considerando uniões laminadas de tubos.

A figura 1 mostra a parte esquerda de uma união laminada típica, deformada pela força axial externa N_x . A figura mostra a parede do tubo, de espessura “ t_t ”, colada à parede da união, de espessura “ t_u ”. A força de tração axial, N_x , atua na parede da união (lado direito, região 1) e na parede do tubo (lado esquerdo, região 2). A força N_x aplicada no tubo é integralmente transferida para a união por cisalhamento ao longo da superfície de colagem. Situação idêntica ocorre na parte direita da união, não mostrada na figura.

O deslocamento da linha de colagem é tomado como referência e indicado como “ u_0 ”. O deslocamento extremo na união é “ u_u ”, e deslocamento extremo no tubo é “ u_t ”. As propriedades da união e do tubo são.

Δ – Largura total da união

$L = \Delta/2$ – Metade da largura da união

u_u – Deslocamento extremo da união

u_0 – Deslocamento da linha de colagem entre a união e o tubo

u_t – Deslocamento extremo da parede do tubo

E_x^t – Módulo axial do tubo

E_x^u – Módulo axial da união

G_x^t – Módulo de cisalhamento do tubo

G_x^u – Módulo de cisalhamento da união

t_u – Espessura da união

t_t – Espessura do tubo

$E_x^t \times t_t$ – Rigidez axial do tubo

$E_x^u \times t_u$ – Rigidez axial da união

A análise é feita usando a teoria da elasticidade. Vamos analisar a região 1 da figura 1, onde a força N_x atua no laminado da união. As equações seguintes são aplicáveis.

$$\epsilon_u = \frac{d(u_u - u_0)}{dx} = \frac{\sigma_u}{E_u}$$

$$\tau_u = G_u \frac{(u_u - u_o)}{t_u}$$

$$\tau_u = t_u \frac{d\sigma_u}{dx}$$

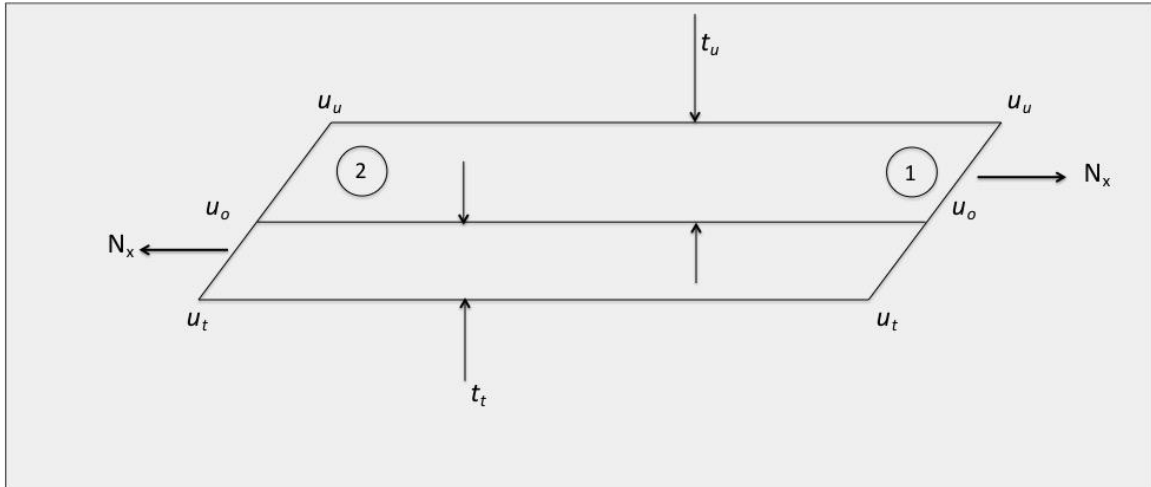


Figura 1

A força N_x é transferida por cisalhamento do tubo para a união. Parte de N_x é transferida na região 2, sendo o restante transferido na região 1. Os deslocamentos da união, do tubo e da interface estão indicados na figura.

Combinando as equações acima, obtemos

$$\frac{d\sigma_u}{dx} = \frac{G_u(u_u - u_o)}{t_u^2}$$

Diferenciando essa equação, obtemos

$$\frac{d^2\sigma_u}{dx^2} = \frac{G_u}{E_u t_u^2} \times \sigma_u$$

$$\frac{d^2\sigma_u}{dx^2} - \frac{G_u}{E_u t_u^2} \times \sigma_u = 0$$

Essa equação diferencial tem por solução

$$\sigma_u = A e^{-\beta_u x} + B e^{\beta_u x}$$

Onde

$$\beta_u = \frac{\sqrt{G_u/E_u}}{t_u}$$

$$A = \frac{N_x}{t_u}$$

$$B = 0$$

Entrando esses coeficientes na equação geral, obtemos a tensão no laminado da união ao longo da região 1

$$\sigma_u = \frac{N_x}{t_u} \times e^{-\beta_u x}$$

A força N_u no laminado da união é

$$N_u = \sigma_u \times t_u = N_x \times e^{-\beta_u x}$$

Observe que a força N_u e a tensão no laminado da união caem exponencialmente com a distância x .

A força transferida da união para o tubo é

$$N_t = N_x - N_u = N_x(1 - e^{-\beta_u x})$$

2. Máxima força N_x suportada por uniões laminadas. A resistência axial das uniões laminadas é um tópico de enorme interesse prático. Para calcular essa resistência, iniciamos computando a tensão elástica de cisalhamento na interface da união com o tubo. Considerando a região 1 da figura 1, temos

$$\tau = t_u \frac{d\sigma_u}{dx} = N_x \times \beta_u e^{-\beta_u x}$$

$$\tau = N_x \times \frac{\sqrt{G_u/E_x^u}}{t_u} e^{-\beta_u x}$$

A máxima tensão de cisalhamento na região 1 ocorre na extremidade do tubo, onde $x = 0$

$$\tau_{max} = N_x \times \frac{\sqrt{G_u/E_x^u}}{t_u}$$

Essa equação limita o valor da força N_x que mantém a máxima tensão cisalhante dentro da faixa elástica. Considerando o limite elástico da tensão de cisalhamento igual a $\tau_{max} = 140 \text{ kg/cm}^2$ temos que a força elástica N_x não pode exceder

$$N_x = 140 \times \frac{t_u}{\sqrt{G_u/E_x^u}}$$

Na região 2 a força N_x é aplicada no tubo. Seu valor máximo para manter a tensão cisalhante no regime elástico é

$$N_x = 140 \times \frac{t_t}{\sqrt{G_t/E_x^t}}$$

Temos dois valores para a força máxima N_x que mantem as deformações cisalhantes na faixa elástica. Obviamente, vale aquele que for menor.

O leitor deve prestar atenção nessas conclusões. A força N_x máxima que acabamos de calcular é aquela que, se excedida, causa deformações plásticas na superfície de colagem do tubo com a união. Nas aplicações práticas as forças axiais são muito superiores a esse que acabamos de calcular, fazendo com que as uniões laminadas trabalhem dentro da zona plástica. O estudo das uniões laminadas é feito para deformações plásticas.

A figura 2 mostra o diagrama tensão x deformação para cisalhamento em polímeros.

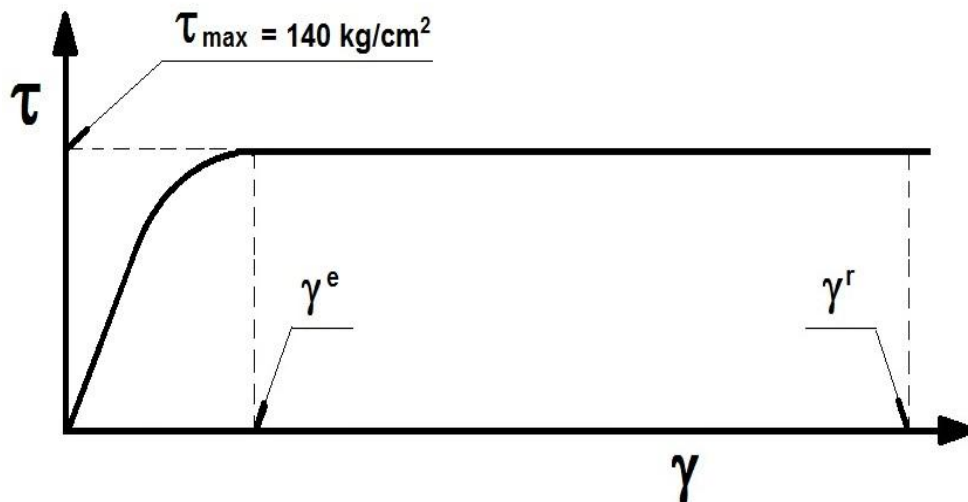


Figura 2

Diagrama tensão-deformação para cisalhamento de polímeros usados como adesivos de uniões laminadas. A tensão cisalhante permanece constante na zona plástica, apesar das enormes deformações. Na figura acima, γ^e e γ^r são as deformações no limite elástico e na ruptura, respectivamente.

Quando a força axial N_x ultrapassa o limite elástico calculado nesta seção, a tensão cisalhante deixa de ser elástica e exhibe caráter plástico, com valor constante, como mostra a figura 2.

Nas deformações plásticas, as tensões cisalhantes ao longo da superfície de colagem são constantes, como mostra a figura 3. As larguras das faixas de colagem, L_1 e L_2 , aumentam com incrementos na força N_x até atingirem os correspondentes valores eficazes máximos, onde incrementos adicionais deixam de ter efeito. A união pode falhar na região 1 ou na região 2, dependendo da rigidez relativa entre os laminados da união e do tubo.

A força N_x transmitida pela união é

$$N_x = \tau_{max} \times (L_1 + L_2)$$

Onde $\tau_{max} = 140 \text{ kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento reconhecida pela ASME RTP1. Vamos representar essa força transmitida pela equação

$$N_x = \tau_{max} \times L$$

Onde

$$L = L_1 + L_2$$

A equação acima é usada para determinar a força axial transferida por uniões laminadas. Ela é constituída de duas parcelas

$$N_1 = \tau_{max} \times L_1$$

$$N_2 = \tau_{max} \times L_2$$

Onde N_1 e N_2 são as forças transferidas respectivamente nas regiões 1 e 2.

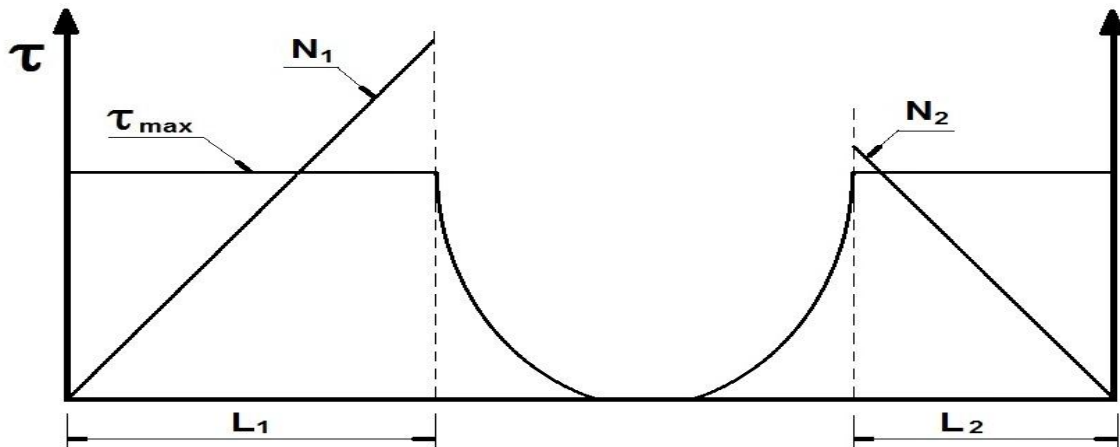


Figura 3

Mostra as tensões cisalhantes τ na linha de colagem do tubo com a união laminada. Observe que as tensões cisalhantes são constantes nas distâncias $x = L_1$ e $x = L_2$, quando iniciam a queda exponencial. As forças N_1 e N_2 são diretamente proporcionais às distâncias $x = L_1$ e $x = L_2$. A força total transferida é $N_x = N_1 + N_2$.

As distâncias $x = L_1$ e $x = L_2$ aumentam com incrementos na força N_x . A força máxima possível de ser transferida acontece quando L_1 ou L_2 atingem o comprimento eficaz máximo.

Exemplo 1. Calcular a força axial N_x máxima admissível por uniões laminadas para evitar tensão cisalhante acima do limite elástico. A união tem as seguintes propriedades

$$E_x^u = 114000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\begin{aligned}
t_u &= 8 \text{ mm} \\
E_x^t &= 92800 \text{ kg/cm}^2 \\
t_t &= 10 \text{ mm} \\
G_u &= 27\,000 \text{ kg/cm}^2 \\
G_t &= 35\,000 \text{ kg/cm}^2 \\
L &= 15 \text{ cm}
\end{aligned}$$

Os cálculos serão executados para evitar tensão cisalhante acima do limite elástico. Na região 1, a força N_x atua na união e seu valor máximo para manter a tensão cisalhante abaixo do limite elástico é

$$\begin{aligned}
N_x &= 140 \times \frac{t_u}{\sqrt{G_u/E_x^u}} \\
N_x &= 140 \times \frac{0,8}{\sqrt{27000/114000}} = 230 \text{ kg/cm}
\end{aligned}$$

Na região 2, N_x atua no tubo e seu valor máximo é

$$\begin{aligned}
N_x &= 140 \times \frac{t_t}{\sqrt{G_t/E_x^t}} \\
N_x &= 140 \times \frac{1,0}{\sqrt{35000/92800}} = 226 \text{ kg/cm}
\end{aligned}$$

A força axial máxima admissível é

$$N_x = 226 \text{ kg/cm}$$

A força axial N_x para manter as tensões cisalhantes na faixa elástica é muito pequena. Na prática essa força é excedida, fazendo com que as tensões cisalhantes trabalhem na zona plástica.

3. Largura eficaz da faixa de transferência. Vamos seguir com nossa análise, mantendo foco na região 1 e no laminado da união. Na região 1 a força N_x é aplicada no laminado da união. Parte dela transfere para o tubo e o restante permanece no laminado da união. Esse restante que permanece transfere para o tubo na região 2.

A força transferida da união para o tubo na região 1 é

$$N_1 = \frac{E_t \times t_t}{E_u \times t_u + E_t \times t_t} \times N_x \quad \text{força transferida da união para o tubo na região 1}$$

A força transferida da união para o tubo na região 2 é

$$N_2 = \frac{E_u \times t_u}{E_u \times t_u + E_t \times t_t} \times N_x \quad \text{força transferida da união para o tubo na região 2}$$

Observe que N_x não é totalmente transferida para o tubo na região 1. A parte faltante é transferida na região 2.

Vamos computar a distância ao longo da união em que essas transferências ocorrem. Para isso, vamos usar a equação que calcula a força no laminado da união na região 1

$$N_u = N_x \times e^{-\beta_u x}$$

A distância que procuramos é aquela em que a força N_u cai para o valor de equilíbrio mostrado antes

$$\frac{E_u \times t_u}{E_u \times t_u + E_t \times t_t} \times N_x = N_x \times e^{-\beta_u x}$$

$$\frac{E_u \times t_u}{E_u \times t_u + E_t \times t_t} = e^{-\frac{\sqrt{G_u/E_x^u}}{t_u} \times x}$$

Como esperado, a expressão para calcular a distância x na região 1 depende unicamente da união. Essa expressão calcula a distância x na qual a força na união cai para o valor de equilíbrio.

Para a região 2, a força N_x é aplicada no tubo e a distância x é calculada por simetria

$$\frac{E_t \times t_t}{E_u \times t_u + E_t \times t_t} = e^{-\frac{\sqrt{G_t/E_x^t}}{t_t} \times x}$$

As distâncias de transferência não dependem da força N_x . Podemos ter uma ideia razoável dessas distâncias considerando que na maioria das aplicações a rigidez axial das uniões seja igual à dos tubos. Essa simplificação é feita nos dois exemplos numéricos seguintes.

Exemplo 2. Calcular a distância de transferência na região 2. São dados:

$$E_x^u = 114000 \text{ kg/cm}^2$$

$$t_u = 8 \text{ mm}$$

$$E_x^t = 92800 \text{ kg/cm}^2$$

$$t_t = 10 \text{ mm}$$

$$G_u = 27\,000 \text{ kg/cm}^2$$

$$G_t = 35\,000 \text{ kg/cm}^2$$

A distância de transferência na região 2 é

$$\frac{E_t \times t_t}{E_u \times t_u + E_t \times t_t} = e^{-\frac{\sqrt{G_t/E_x^t}}{t_t} \times x}$$

$$\frac{1}{2} = e^{-\frac{\sqrt{35000/92800}}{10} \times x}$$

$$x = 11 \text{ mm}$$

A transferência ocorre numa distância pequena, apenas 11 mm.

Exemplo 3. Repetir o problema anterior para a região 1.

Esse problema é exatamente igual ao anterior. A diferença é que neste caso N_x é aplicada na união e não no tubo.

$$\frac{E_u \times t_u}{E_u \times t_u + E_t \times t_t} = e^{-\frac{\sqrt{G_u/E_x^u}}{t_u} \times x}$$

$$\frac{1}{2} = e^{-\frac{\sqrt{27000/114000}}{8} \times x}$$

$$L_1 = 11 \text{ mm}$$

A transferência ocorre numa distância pequena, apenas 11 mm.

As distâncias de transferências são pequenas. Esse fato é refletido na figura 3.

Para computar a largura eficaz das uniões, precisamos da expressão para a máxima força plástica suportada por elas. Essa expressão nunca foi determinada. Vamos resolver essa dificuldade supondo que a máxima força plástica seja igual à força elástica calculada antes, multiplicada pela relação entre os alongamentos da resina na ruptura e no ponto elástico. Essa é uma sugestão minha, que carece de comprovação.

Na região 1, onde a força N_x é aplicada no laminado da união, temos

$$N_x = \tau_{max} \times \frac{t_u}{\sqrt{G_u/E_x^u}} \times \frac{\gamma_r^r}{\gamma_r^e}$$

O comprimento eficaz L_1 é

$$L_1 = \frac{t_u}{\sqrt{G_u/E_x^u}} \times \frac{\gamma_r^r}{\gamma_r^e}$$

Na região 2, onde a força N_x é aplicada no tubo, temos

$$N_x = \tau_{max} \times \frac{t_t}{\sqrt{G_t/E_x^t}} \times \frac{\gamma_r^r}{\gamma_r^e}$$

Que nos dá para o comprimento eficaz L_2

$$L_2 = \frac{t_t}{\sqrt{G_t/E_x^t}} \times \frac{\gamma_r^r}{\gamma_r^e}$$

Nas equações acima γ_r^r é o alongamento do adesivo na ruptura e γ_r^e é o alongamento do adesivo no ponto elástico. Considerando valores típicos para uniões laminadas com pares MT e tubos UD55, temos

$$N_x = 140 \times \frac{t_u}{\sqrt{27000/114000}} \times \frac{0,06}{0,01} \approx 1750 \times t_u$$

$$L_1 = \frac{t_u}{\sqrt{27000/114000}} \times \frac{0,06}{0,01} \approx 12 \times t_u$$

$$N_x = 140 \times \frac{t_t}{\sqrt{101200/96300}} \times \frac{0,06}{0,01} \approx 820 \times t_t$$

$$L_2 = \frac{t_t}{\sqrt{101200/96300}} \times \frac{0,06}{0,01} \approx 6 \times t_t$$

A força transmitida da união para o tubo na região 1 é

$$N_1 = \tau_{max} \times L_1 = \frac{E_t \times t_t}{E_u \times t_u + E_t \times t_t} \times N_x$$

A força transmitida da união para o tubo na região 2 é

$$N_2 = \tau_{max} \times L_2 = \frac{E_u \times t_u}{E_u \times t_u + E_t \times t_t} \times N_x$$

$$N_1 + N_2 = \tau_{max} \times (L_1 + L_2) = N_x$$

$$N_x = \tau_{max} \times (L_1 + L_2)$$

$$N_x = 140 \times L$$

Essa é a expressão para calcular a força axial transmitida por uniões laminadas, admitindo deformações plásticas. A força transmitida varia linearmente com a largura L. A tensão cisalhante é uniforme ao longo da união. Essa fórmula vale apenas se L₁ e L₂ forem inferiores às suas larguras eficazes.

Exemplo 4. Considere um reforço estrutural de fibras de carbono sobre substrato de aço. São dados.

Espessura da chapa de aço 6,0 mm

Espessura residual no local corroído 4,0 mm

Espessura do revestimento de fibras de carbono 4,2 mm

$E_{aço} = 2\ 100\ 000\ \text{kg/cm}^2$

$G_{aço} = 840\ 000\ \text{kg/cm}^2$

$E_{carbo} = 1\ 000\ 000\ \text{kg/cm}^2$

$G_{carbo} = 60\ 000\ \text{kg/cm}^2$

$\tau = 100\ \text{kg/cm}^2$ é a resistência ao cisalhamento em substratos de aço

$N_x = 1000\ \text{kg/cm}$ é a força aplicada no substrato

O revestimento é aplicado no aço, cobrindo a região danificada. Nossa missão é computar a largura de colagem mínima e o coeficiente de segurança contra descolamento.

A força $N_x = 1000 \text{ kg/cm}$ é aplicada no substrato (tubo) e não no revestimento (união). Nesse caso, a força N_u transferida para o reforço é

$$N_u = \frac{E_u \times t_u}{E_u \times t_u + E_t \times t_t} \times N_x$$

$$N_u = \frac{1\,000\,000 \times 4,2}{1\,000\,000 \times 4,2 + 2\,100\,000 \times 4} \times 1000 = 350 \text{ kg/cm}$$

A largura eficaz da faixa de colagem é determinada pela espessura do reforço de fibras de carbono

$$L = \frac{t_u}{\sqrt{60000/1000000}} \times \frac{0,06}{0,01} \approx 25 \times t_u = 25 \times 0,42 = 11 \text{ cm}$$

Podemos supor $L = 200 \text{ mm}$, sabendo que apenas 110 mm são realmente eficazes

A máxima força transmitida é

$$N_x = 100 \times \frac{t_u}{\sqrt{60000/1000000}} \times \frac{0,06}{0,01} \approx 2500 \times t_u = 2500 \times 0,42 = 1050 \text{ kg/cm}$$

O coeficiente de segurança é

$$CS = \frac{1050}{350} = 3,0$$

Capítulo 20

Tubulações aéreas

1 – Introdução – Este capítulo trata do dimensionamento de tubulações aéreas construídas pelos processos de laminação manual ou por enrolamento. Todas espessuras calculadas são estruturais. As espessuras totais são obtidas somando 2,7 mm (barreira de corrosão + liner + topcoat) às espessuras estruturais. A barreira de corrosão não é considerada parte da estrutura.

Na primeira parte deste capítulo apresentamos as fórmulas e as propriedades dos laminados, necessárias para fazer os cálculos. Em seguida essas informações são usadas para construir tabelas de espessuras e construções para 150 PSI e vários diâmetros.

2 – Cálculo da espessura estrutural. A espessura estrutural de tubos é calculada pela lei de Hooke, levando em conta o efeito Poisson. Como sabemos, a análise rigorosa de tubos usando o critério de alongamentos deve ser feita levando em conta o efeito Poisson.

$$\varepsilon_x = \frac{N_x}{t \times E_x} - \nu_{yx} \times \frac{N_y}{t \times E_y} \quad (1)$$

$$\varepsilon_y = \frac{N_y}{t \times E_y} - \nu_{xy} \times \frac{N_x}{t \times E_x} \quad (2)$$

Onde

- N_x e N_y são as forças externas atuantes no tubo, por unidade de comprimento, no sistema global “x” (axial) e “y” (circunferencial).
- ε_x e ε_y são os alongamentos admissíveis no sistema global “x” e “y”.
- t é a espessura estrutural do tubo
- $E_x, E_y, \nu_{xy}, \nu_{yx}$ são as propriedades do laminado no sistema global “x” e “y”.

As forças externas por unidade de comprimento, N_x e N_y , são conhecidas. Os alongamentos admissíveis são estabelecidos em normas ou arbitrados pelo engenheiro. Por exemplo a norma ASME RTP1 estabelece esse alongamento igual a 0,001. A norma inglesa BS aceita valores variando entre 0,001 (resinas rígidas) e 0,0025 (resinas de alta tenacidade). As propriedades mecânicas dos laminados são conhecidas. A única incógnita nas equações (1) e (2) é a espessura estrutural t .

2.1 – Espessura de tubos aéreos ancorados. A ancoragem impede que os tubos sofram deslocamentos axiais. Sendo assim, para esses tubos, o alongamento na direção axial “x” é nulo. Entrando $\varepsilon_x = 0$ na equação (1), obtemos

$$0 = \frac{N_x}{t \times E_x} - \nu_{yx} \times \frac{N_y}{t \times E_y}$$

$$N_x = \nu_{yx} \times \frac{E_x}{E_y} \times N_y$$

O alongamento na direção circunferencial é obtido substituindo a expressão acima em (2)

$$\epsilon_y = \frac{N_y}{t \times E_y} \times (1 - \nu_{xy}\nu_{yx})$$

Para tubos de diâmetro D sob pressão interna P, a força circunferencial N_y por unidade de comprimento é $N_y = PD/2$. Entrando o valor dessa força na equação acima, obtemos.

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \epsilon_y \times E_y} \times (1 - \nu_{xy}\nu_{yx})$$

A equação acima é usada para calcular a espessura estrutural de tubos aéreos ancorados. Ela leva em conta o efeito Poisson, sendo teoricamente correta. Na prática, porém, os projetistas ignoram o efeito Poisson e preferem usar a equação simplificada mostrada abaixo para calcular a espessura estrutural de tubos aéreos ancorados.

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \epsilon_y \times E_y}$$

Essa equação produz espessuras maiores que as realmente necessárias. Neste livro as espessuras de tubos aéreos ancorados são calculadas usando a equação exata.

2.2 – Espessura de tubos aéreos não ancorados. Os tubos aéreos sob pressão interna P e não ancorados suportam a força axial plena, $N_x = PD/4$, podendo sofrer alongamentos axiais de grande magnitude. A força circunferencial por unidade de comprimento é $N_y = PD/2$. Entrando esses valores nas equações (1) e (2), obtemos duas equações exatas para calcular a espessura

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \epsilon_y \times E_y} \times \left(1 - \frac{\nu_{yx}}{2}\right)$$

$$t = \frac{P \times D}{4 \times \epsilon_x \times E_x} \times (1 - 2\nu_{xy})$$

Essas equações usam as relações de Poisson e são teoricamente corretas. Mas, como dissemos, os projetistas preferem ignorar o efeito Poisson e usar as fórmulas simplificadas seguintes.

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \epsilon_y \times E_y}$$

$$t = \frac{P \times D}{4 \times \epsilon_x \times E_x}$$

Temos, então, duas equações para calcular as espessuras estruturais de tubos aéreos não ancorados. Na prática, a maior espessura é geralmente determinada pela primeira delas.

3 – As propriedades mecânicas. As propriedades de laminados feitos por enrolamento helicoidal dependem do ângulo de enrolamento, sendo mostradas na tabela 1.

<i>Propriedades de laminados feitos por enrolamento</i>			
	<i>UD55</i>	<i>UD70</i>	<i>UD0</i>
E_x (kg/cm ²)	96 300	92800	100000
E_y (kg/cm ²)	170 800	298200	400000
ν_{xy} (----)	0,39	0,18	0,08
ν_{yx} (----)	0,70	0,59	0,30

Tabela 1
Propriedades mecânicas de laminados feitos por enrolamento.

Os módulos de laminados feitos com “M” lâminas M450 e “T” lâminas T800 são

Para a direção axial “x” do tubo

$$E_x = \frac{70000 \times 1,05M + 170000 \times 0,85T}{1,05M + 0,85T}$$

Para a direção circunferencial “y”

$$E_y = \frac{70000 \times 1,05M + 190000 \times 0,85T}{1,05M + 0,85T}$$

As relações de Poisson de laminados feitos com pares MT, são

$$\nu_{xy} = 0,3 \times \frac{E_x}{E_y} \quad \nu_{yx} = 0,3$$

Os laminados estruturais feitos com mantas e tecidos são otimizados fazendo o número de lâminas de tecidos T igual ao número de lâminas de mantas M. Assim, fazendo T = M nas expressões acima, obtemos as seguintes propriedades padrão para laminados MT.

<i>Propriedades dos laminados padrão M450 + T800</i> <i>(M = T)</i>
--

E_x (kg/cm ²)	115 000
E_y (kg/cm ²)	123 000
ν_{yx}	0,30
ν_{xy}	0,28

Tabela 2

Propriedades mecânicas de laminados MT feitos manualmente com mantas M450 e tecidos T800.

Exemplo 1. Comparar as espessuras de tubos aéreos ancorados, calculadas com e sem o efeito Poisson.

Essa comparação é feita usando as equações citadas acima.

$$t_{Poisson}^{com} = t_{Poisson}^{sem} \times (1 - \nu_{xy} \nu_{yx})$$

Para tubos UD70 essa diferença é

$$t_{Poisson}^{com} = t_{Poisson}^{sem} \times (1 - 0,18 \times 0,59)$$

$$t_{Poisson}^{com} = 0,89 \times t_{Poisson}^{sem}$$

O erro incorrido ao ignorar o efeito Poisson, nesse caso, é da ordem de 10%.

Se o tubo for feito com lâminas UD55, o erro é de 30%.

4 – Cálculos. As espessuras estruturais de tubos aéreos são calculadas usando as fórmulas e as propriedades mecânicas citadas. Para ilustrar os exemplos numéricos, vamos usar as fórmulas exatas que levam em conta o efeito Poisson. Como mencionado, os projetistas geralmente ignoram o efeito Poisson. Os cálculos serão feitos supondo que a tubulação transporte produtos agressivos e que o alongamento admissível seja 0,10% ou 0,25%.

As espessuras estruturais de tubos aéreos ancorados são calculadas pela expressão

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \epsilon \times E_y} \times (1 - \nu_{xy} \nu_{yx})$$

Para tubos aéreos não ancorados, as espessuras estruturais são

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \epsilon \times E_y} \times \left(1 - \frac{\nu_{yx}}{2}\right)$$

Onde a pressão P entra em kg/cm².

Exemplo 2. Comparar as espessuras de tubos UD55 aéreos trabalhando com e sem ancoragem.

Essa comparação é feita usando as equações citadas acima. As relações de Poisson para esses tubos estão na tabela 1.

$$\frac{t_A}{t_{NA}} = \frac{1 - \nu_{xy}\nu_{yx}}{1 - \frac{\nu_{yx}}{2}} = \frac{1 - 0,39 \times 0,70}{1 - \frac{0,70}{2}} = 1,10$$

$$t_A = 1,10 \times t_{NA}$$

A espessura estrutural de tubos aéreos UD55 ancorados é 10% maior que a de tubos não-ancorados. Na prática, porém, os tubos calculados para trabalhar ancorados são usados em aplicações não-ancoradas.

Vamos, portanto, fazer os cálculos apenas para tubos aéreos ancorados.

4.1 - Tubos ancorados feitos manualmente com mantas M450 e tecidos T800.

Para alongamento $\varepsilon = 0,001$

$$t = \frac{P \times D}{2 \times 0,001 \times 123000} \times (1 - 0,30 \times 0,28)$$

$$t = 0,0037 \times P \times D$$

Para alongamento $\varepsilon = 0,0025$

$$t = \frac{P \times D}{2 \times 0,0025 \times 123000} \times (1 - 0,30 \times 0,28)$$

$$t = 0,0015 \times P \times D$$

Onde a pressão P entra em kg/cm². Essas expressões calculam as espessuras estruturais mínimas de tubulações aéreas feitas com pares MT, usando mantas M450 e tecidos T800.

4.2 - Tubos ancorados UD55.

Para alongamento $\varepsilon = 0,001$

$$t = \frac{P \times D}{2 \times 0,001 \times 170\ 800} \times (1 - 0,39 \times 0,70)$$

$$t = 0,0021 \times P \times D$$

Para alongamento $\varepsilon = 0,0025$

$$t = \frac{P \times D}{2 \times 0,0025 \times 170\ 000} \times (1 - 0,39 \times 0,70)$$

$$t = 0,0009 \times P \times D$$

Onde a pressão P entra em kg/cm². Essas expressões calculam as espessuras estruturais mínimas de tubos aéreos feitos com lâminas UD55.

4.3 - Tubos ancorados UD70

Para alongamento $\varepsilon = 0,001$

$$t = \frac{P \times D}{2 \times 0,001 \times 298200} \times (1 - 0,18 \times 0,59)$$

$$t = 0,0015 \times P \times D$$

Para alongamento $\varepsilon = 0,0025$

$$t = \frac{P \times D}{2 \times 0,0025 \times 298200} \times (1 - 0,18 \times 0,59)$$

$$t = 0,0006 \times P \times D$$

Essas expressões calculam as espessuras estruturais mínimas de tubos aéreos UD70.

As espessuras estruturais mínimas para tubulações ancoradas estão agrupadas na tabela 3.

<i>Espessuras estruturais mínimas para tubulações ancoradas</i>	
<i>Laminado M450 + T800</i>	$t = 0,0037 \times P \times D$ (Alongamento 0,10%)
	$t = 0,0015 \times P \times D$ (Alongamento 0,25%)
<i>Laminado UD55</i>	$t = 0,0021 \times P \times D$ (Alongamento 0,10%)
	$t = 0,0009 \times P \times D$ (Alongamento 0,25%)
<i>Laminado UD70</i>	$t = 0,0015 \times P \times D$ (Alongamento 0,10%)
	$t = 0,0006 \times P \times D$ (Alongamento 0,25%)

Tabela 3

Equações para computar as espessuras estruturais mínimas de tubulações ancoradas. P em kg/cm². D e t em mm

5 - Cálculo da pressão negativa crítica (vácuo). Os tubos de tubulações aéreas podem ser considerados infinitamente longos. Sendo assim, suas pressões externas críticas são calculada pela fórmula de Bresse.

$$P_{cri} = \gamma \times \frac{2 \times E_y}{(1 - \nu_{xy}\nu_{yx})} \times \left(\frac{t}{D}\right)^3$$

As condições assumidas para deduzir essa fórmula (espessura uniforme, cilindro de seção perfeitamente circular) não são cumpridas na prática, sendo necessário usar um fator de ajuste empírico, $\gamma = 0,7$.

Para tubos feitos por laminação manual, com mantas M450 e tecidos T800, a pressão externa crítica expressa em kg/cm^2 é

$$P_{cri} = 0,7 \times \frac{2 \times 123000}{(1 - 0,30 \times 0,27)} \times \left(\frac{t}{D}\right)^3 = 267\,000 \times \left(\frac{t}{D}\right)^3$$

Para os tubos UD55, a pressão externa crítica em kg/cm^2 é

$$P_{cri} = 0,7 \times \frac{2 \times 170\,000}{(1 - 0,39 \times 0,70)} \times \left(\frac{t}{D}\right)^3 = 327\,400 \times \left(\frac{t}{D}\right)^3$$

Para os tubos UD70, a pressão crítica em kg/cm^2 é

$$P_{cri} = 0,7 \times \frac{2 \times 298200}{(1 - 0,18 \times 0,59)} \times \left(\frac{t}{D}\right)^3 = 467\,000 \times \left(\frac{t}{D}\right)^3$$

Esses resultados estão resumidos na tabela seguinte.

<i>Pressão crítica em kg/cm^2</i>	
<i>Laminado M450 + T800</i>	$P_{cri} = 267\,000 \times \left(\frac{t}{D}\right)^3$
<i>Laminado UD55</i>	$P_{cri} = 327\,000 \times \left(\frac{t}{D}\right)^3$
<i>Laminado UD70</i>	$P_{cri} = 467\,000 \times \left(\frac{t}{D}\right)^3$

Tabela 4

Equação de Bresse, para calcular a pressão externa crítica de tubos feitos por vários processos. A pressão admissível é obtida dividindo a pressão crítica pelo coeficiente de segurança $CS = 5$.

6. Tabelas para tubos aéreos ancorados. Alongamento 0,001 e pressão P = 150 PSI

<p><i>Tubos aéreos ancorados</i> <i>Laminação manual com M450 + T800</i> <i>Alongamento 0,001</i></p>

Pressão P = 150 PSI					
<i>DN (pol)</i>	<i>Espessura estrutural calculada (mm)</i>	<i>Espessura estrutural adotada (mm)</i>	<i>Construção</i>	<i>Espessura total (mm)</i>	<i>Pressão crítica (bar)*</i>
2	1,97	1,90	VMM + (1TM)	4,60	13,97
3	2,96	3,80	VMM + (2TM)	6,50	33,11
4	3,94	3,80	VMM + (2TM)	6,50	13,97
5	4,93	5,70	VMM + (3TM)	8,40	24,14
6	5,92	5,70	VMM + (3TM)	8,40	13,97
8	7,89	7,60	VMM + (4TM)	10,30	13,97
10	9,87	9,50	VMM + (5TM)	12,20	13,97
12	11,84	11,40	VMM + (6TM)	14,10	13,97
14	13,81	13,30	VMM + (7TM)	16,00	13,97
16	15,79	15,20	VMM + (8TM)	17,90	13,97
18	17,76	17,10	VMM + (9TM)	19,80	13,97
20	19,73	19,00	VMM + (10TM)	21,70	13,97
22	21,71	22,80	VMM + (12TM)	25,50	18,14
24	23,68	24,70	VMM + (13TM)	27,40	21,10
26	25,66	26,60	VMM + (14TM)	29,30	17,45
28	27,63	28,50	VMM + (15TM)	31,20	17,18
30	29,60	30,40	VMM + (16TM)	33,10	16,95
32	31,58	32,30	VMM + (17TM)	35,00	16,76
34	33,55	34,20	VMM + (18TM)	36,10	16,58
36	35,52	36,10	VMM + (19TM)	38,00	16,43
38	37,50	38,00	VMM + (20TM)	40,70	16,29
40	39,47	39,90	VMM + (21TM)	42,60	16,17
42	41,45	41,80	VMM + (22TM)	44,50	16,06
44	43,42	43,70	VMM + (23TM)	46,40	15,96
46	45,39	45,60	VMM + (24TM)	48,30	15,87
48	47,36	47,50	VMM + (25TM)	50,20	15,79

Tabela 5

Espessuras de tubos feitos manualmente para pressão P = 150 PSI e alongamento 0,001.

* Esta é a pressão crítica. A pressão admissível é obtida dividindo a crítica por um coeficiente de segurança adequado. A norma ASME RTP1 exige CS = 5.

Fórmula para calcular a espessura estrutural

$$t = \frac{P \times D}{2 \times 0,001 \times 123000} \times (1 - 0,30 \times 0,27) = 0,0037 \times P \times D$$

Tubos aéreos ancorados					
Laminado UD55					
Alongamento 0,001					
Pressão P = 150 PSI					
<i>DN (pol)</i>	<i>Espessura estrutural calculada (mm)</i>	<i>Espessura estrutural adotada (mm)</i>	<i>Construção</i>	<i>Espessura total (mm)</i>	<i>Pressão crítica (bar)</i>

2	1,12	1,80	VMM + UD55	4,50	14,68
3	1,68	1,80	VMM + UD55	4,50	4,34
4	2,24	2,24	VMM + UD55	4,94	3,53
5	2,80	2,80	VMM + UD55	5,50	3,53
6	3,36	3,36	VMM + UD55	6,06	3,53
8	4,48	4,48	VMM + UD55	7,18	3,53
10	5,60	5,60	VMM + UD55	8,30	3,53
12	6,72	6,72	VMM + UD55	9,42	3,53
14	7,84	7,84	VMM + UD55	10,54	3,53
16	8,96	8,96	VMM + UD55	11,66	3,53
18	10,08	10,08	VMM + UD55	12,78	3,53
20	11,20	11,20	VMM + UD55	13,90	3,53
22	12,32	12,32	VMM + UD55	15,02	3,53
24	13,44	13,44	VMM + UD55	16,14	3,53
26	14,56	14,56	VMM + UD55	17,26	3,53
28	15,68	15,68	VMM + UD55	18,38	3,53
30	16,80	16,80	VMM + UD55	19,50	3,53
32	17,92	17,92	VMM + UD55	20,62	3,53
34	19,04	19,04	VMM + UD55	21,74	3,53
36	20,16	20,16	VMM + UD55	22,86	3,53
38	21,28	21,28	VMM + UD55	23,98	3,53
40	22,40	22,40	VMM + UD55	25,10	3,53
42	23,52	23,52	VMM + UD55	26,22	3,53
44	24,64	24,64	VMM + UD55	27,34	3,53
46	25,76	25,76	VMM + UD55	28,46	3,53
48	26,88	26,88	VMM + UD55	29,58	3,53

Tabela 6

Espessuras de tubos feitos por enrolamento helicoidal com $\theta = \pm 55$ graus para $P = 150$ PSI e alongamento 0,001.

* Esta é a pressão crítica. A pressão admissível é obtida dividindo a crítica por um coeficiente de segurança adequado. A ASME RTP1 exige $CS = 5$.

Fórmula para calcular a espessura estrutural

$$t = \frac{P \times D}{2 \times 0,001 \times 170\,000} \times (1 - 0,39 \times 0,70) = 0,0021 \times P \times D$$

Tubos aéreos ancorados Laminado UD70 Alongamento 0,001 Pressão P = 150 PSI					
DN (pol)	Espessura estrutural calculada (mm)	Espessura estrutural adotada (mm)	Construção	Espessura total (mm)	Pressão crítica (bar)
2	0,80	1,80	VMM + UD70	4,50	20,77
3	1,20	1,80	VMM + UD70	4,50	6,15
4	1,60	1,80	VMM + UD70	4,50	2,59
5	2,00	2,00	VMM + UD70	4,70	1,82

6	2,40	2,40	VMM + UD70	5,10	1,82
8	3,20	3,20	VMM + UD70	5,90	1,82
10	4,00	4,00	VMM + UD70	6,70	1,82
12	4,80	4,80	VMM + UD70	7,50	1,82
14	5,60	5,60	VMM + UD70	8,30	1,82
16	6,40	6,40	VMM + UD70	9,10	1,82
18	7,20	7,20	VMM + UD70	9,90	1,82
20	8,00	8,00	VMM + UD70	10,70	1,82
22	8,80	8,80	VMM + UD70	11,50	1,82
24	9,60	9,60	VMM + UD70	12,30	1,82
26	10,40	10,40	VMM + UD70	13,10	1,82
28	11,20	11,20	VMM + UD70	13,90	1,82
30	12,00	12,00	VMM + UD70	14,70	1,82
32	12,80	12,80	VMM + UD70	15,50	1,82
34	13,60	13,60	VMM + UD70	16,30	1,82
36	14,40	14,40	VMM + UD70	17,10	1,82
38	15,20	15,20	VMM + UD70	17,90	1,82
40	16,00	16,00	VMM + UD70	18,70	1,82
42	16,80	16,80	VMM + UD70	19,50	1,82
44	17,60	17,60	VMM + UD70	20,30	1,82
46	18,40	18,40	VMM + UD70	21,10	1,82
48	19,20	19,20	VMM + UD70	21,90	1,82

Tabela 7

Espessuras de tubos aéreos ancorados feitos por enrolamento helicoidal com $\theta = \pm 70$ graus, para $P = 150$ PSI e alongamento 0,001.

* Esta é a pressão crítica. A pressão admissível é obtida dividindo a crítica por um coeficiente de segurança adequado. A ASME RTP1 exige $CS = 5$.

Fórmula para calcular a espessura estrutural

$$t = \frac{P \times D}{2 \times 0,001 \times 298200} \times (1 - 0,18 \times 0,59) = 0,0015 \times P \times D$$

7. Tabelas para tubos aéreos ancorados. Alongamento 0,0025 e pressão $P = 150$ PSI.

<p style="text-align: center;">Tubos aéreos ancorados Laminado manual com M450 + T800 Alongamento 0,0025 Pressão $P = 150$ PSI</p>					
DN (pol)	Espessura estrutural calculada (mm)	Espessura estrutural adotada (mm)	Construção	Espessura total (mm)	Pressão crítica (bar)*
2	0,79	1,90	VMM + (1TM)	4,60	13,97
3	1,18	1,90	VMM + (1TM)	4,60	4,14
4	1,58	1,90	VMM + (1TM)	4,60	1,75
5	1,97	1,90	VMM + (1TM)	4,60	0,89
6	2,37	3,80	VMM + (2TM)	6,50	4,14
8	3,16	3,80	VMM + (2TM)	6,50	1,75

10	3,95	3,80	VMM + (2TM)	6,50	0,89
12	4,74	5,70	VMM + (3TM)	8,40	1,75
14	5,52	5,70	VMM + (3TM)	8,40	1,10
16	6,32	7,60	VMM + (4TM)	10,30	1,75
18	7,10	7,60	VMM + (4TM)	10,30	1,23
20	7,89	7,60	VMM + (4TM)	10,30	0,89
22	8,68	9,50	VMM + (5TM)	12,20	1,31
24	9,47	9,50	VMM + (5TM)	12,20	1,01
26	10,26	11,40	VMM + (6TM)	14,10	1,37
28	11,05	11,40	VMM + (6TM)	14,10	1,10
30	11,84	11,40	VMM + (6TM)	14,10	0,89
32	12,63	13,30	VMM + (7TM)	16,00	1,17
34	13,42	13,30	VMM + (7TM)	16,00	0,98
36	14,21	15,20	VMM + (8TM)	17,90	1,23
38	15,00	15,20	VMM + (8TM)	17,90	1,04
40	15,79	15,20	VMM + (8TM)	17,90	0,89
42	16,58	17,10	VMM + (9TM)	19,80	1,10
44	17,37	17,10	VMM + (9TM)	19,80	0,96
46	18,16	19,00	VMM + (10TM)	21,70	1,15
48	18,94	19,00	VMM + (10TM)	21,70	1,01

Tabela 8

Espessuras de tubos aéreos ancorados feitos manualmente para pressão $P = 150 \text{ PSI}$

* Esta é a pressão crítica. A pressão admissível é obtida dividindo a crítica por um coeficiente de segurança adequado. A ASME RTP1 exige $CS = 5$.

Fórmula para calcular a espessura estrutural

$$t = \frac{P \times D}{2 \times 0,0025 \times 123000} \times (1 - 0,30 \times 0,27) = 0,0015 \times P \times D$$

Tubos aéreos ancorados Laminado UD55 Alongamento 0,0025 Pressão $P = 150 \text{ PSI}$					
DN (pol)	Esp. Estrutural calculada (mm)	Esp. Estrutural adotada (mm)	Construção	Espessura total (mm)	Pressão crítica (bar)*
2	0,45	1,80	VMM + UD55	4,50	14,68
3	0,67	1,80	VMM + UD55	4,50	4,34
4	0,90	1,80	VMM + UD55	4,50	1,84
5	1,12	1,80	VMM + UD55	4,50	0,94
6	1,35	1,80	VMM + UD55	4,50	0,54
8	1,79	1,80	VMM + UD55	4,50	0,23
10	2,24	2,24	VMM + UD55	4,94	0,23
12	2,69	2,69	VMM + UD55	5,39	0,23
14	3,14	3,14	VMM + UD55	5,84	0,23
16	3,59	3,59	VMM + UD55	6,29	0,23
18	4,03	4,03	VMM + UD55	6,73	0,23
20	4,48	4,48	VMM + UD55	7,18	0,23

22	4,93	4,93	VMM + UD55	7,63	0,23
24	5,38	5,38	VMM + UD55	8,08	0,23
26	5,83	5,83	VMM + UD55	8,53	0,23
28	6,27	6,27	VMM + UD55	8,97	0,23
30	6,72	6,72	VMM + UD55	9,42	0,23
32	7,17	7,17	VMM + UD55	9,87	0,23
34	7,62	7,62	VMM + UD55	10,32	0,23
36	8,07	8,07	VMM + UD55	10,77	0,23
38	8,51	8,51	VMM + UD55	11,21	0,23
40	8,96	8,96	VMM + UD55	11,66	0,23
42	9,41	9,41	VMM + UD55	12,11	0,23
44	9,87	9,87	VMM + UD55	12,57	0,23
46	10,30	10,30	VMM + UD55	13,00	0,23
48	10,75	10,75	VMM + UD55	13,45	0,23

Tabela 9

Espessuras de tubos aéreos ancorados feitos por enrolamento helicoidal com $\theta = \pm 55$ graus. As pressões críticas marcadas em vermelho são muito baixas e podem ser inaceitáveis.

* Esta é a pressão crítica. A pressão admissível é obtida dividindo a crítica por um coeficiente de segurança adequado. A ASME RTP1 exige $CS = 5$.

Fórmula para calcular a espessura estrutural

$$t = \frac{P \times D}{2 \times 0,0025 \times 170\,000} \times (1 - 0,39 \times 0,70) = 0,0009 \times P \times D$$

Tubos aéreos ancorados Laminado UD70 Alongamento 0,0025 Pressão P = 150 PSI					
DN (pol)	Esp. Estrutural calculada (mm)	Esp. Estrutural adotada (mm)	Construção	Espessura total (mm)	Pressão crítica (bar)*
2	0,32	1,80	VMM + UD70	4,50	20,78
3	0,48	1,80	VMM + UD70	4,50	6,16
4	0,64	1,80	VMM + UD70	4,50	2,60
5	0,80	1,80	VMM + UD70	4,50	1,33
6	0,96	1,80	VMM + UD70	4,50	0,77
8	1,28	1,80	VMM + UD70	4,50	0,32
10	1,60	1,80	VMM + UD70	4,50	0,17
12	1,92	1,92	VMM + UD70	4,62	0,12
14	2,24	2,24	VMM + UD70	4,94	0,12
16	2,56	2,56	VMM + UD70	5,26	0,12
18	2,88	2,88	VMM + UD70	5,58	0,12
20	3,20	3,20	VMM + UD70	5,90	0,12
22	3,52	3,52	VMM + UD70	6,22	0,12
24	3,84	3,84	VMM + UD70	6,54	0,12
26	4,16	4,16	VMM + UD70	6,88	0,12
28	4,48	4,48	VMM + UD70	7,18	0,12

30	4,80	4,80	VMM + UD70	7,50	0,12
32	5,12	5,12	VMM + UD70	7,82	0,12
34	5,44	5,44	VMM + UD70	8,14	0,12
36	5,76	5,76	VMM + UD70	8,46	0,12
38	6,08	6,08	VMM + UD70	8,78	0,12
40	6,40	6,40	VMM + UD70	9,10	0,12
42	6,72	6,72	VMM + UD70	9,42	0,12
44	7,04	7,04	VMM + UD70	9,74	0,12
46	7,36	7,36	VMM + UD70	10,06	0,12
48	7,68	7,68	VMM + UD70	10,38	0,12

Tabela 10

Espessuras de tubos aéreos ancorados feitos por enrolamento helicoidal com $\theta = \pm 70$ graus. As pressões críticas marcadas em vermelho são muito baixas e podem ser inaceitáveis.

* Esta é a pressão crítica. A pressão admissível é obtida dividindo a crítica por um coeficiente de segurança adequado. A ASME exige $CS = 5$.

Fórmula para calcular a espessura estrutural

$$t = \frac{P \times D}{2 \times 0,0025 \times 298200} \times (1 - 0,18 \times 0,59) = 0,0006 \times P \times D$$

8. Conclusões.

Podemos tirar as conclusões seguintes para tubulações ancoradas.

1. Se a tubulação trabalhar ancorada, é melhor fazer os tubos com enrolamento UD70.
2. Se a tubulação não for ancorada, é melhor fazer os tubos com enrolamento UD55
3. Os tubos feitos manualmente têm vida química mais longa que os feitos por enrolamento. Ademais, eles podem trabalhar ancoradas ou não, tendo melhor comportamento em presença de vácuo. Mas, eles têm custo muito superior aos feitos por enrolamento.
4. Os cálculos para alongamento 0,25% indicam espessuras 60% menores que as requeridas para alongamento 0,10%. Essa redução de espessura é substancial. Os tubos de maior espessura têm vida química mais longas que os de menor espessura.
5. Os tubos calculados para alongamento 0,25% têm pouca rigidez e baixa resistência à pressão negativa (vácuo). Essa deficiência fica evidente para tubos de grandes diâmetros e pequenas espessuras, como os feitos por enrolamento. Essa condição está marcada em negrito nas tabelas 9 e 10.
6. Os alongamentos 0,10% e 0,25% produzem tabelas para os limites superiores e inferiores das espessuras. O fabricante pode usar essas tabelas para interpolar as espessuras de tubos sob diferentes pressões e alongamentos. A interpolação é exata, porque as espessuras variam linearmente com o alongamento e com a pressão.

9. Uniões laminadas. As uniões laminadas são feitas com pares MT de tecidos T800 e de mantas M450. A espessura padrão desse par é $1,05 + 0,85 = 1,90$ mm, onde 1,05 mm é a espessura da manta M450 e 0,85 mm é a espessura do tecido T800. As uniões laminadas são caracterizadas pela largura total Δ e pela espessura T_U .

O dimensionamento exato de uniões laminadas, como discutido no capítulo anterior, pode ser feito de duas maneiras:

- Para ter rigidez e resistência igual à dos tubos
- Para atender as solicitações de pressão, dilatação térmica e flexão atuante nelas

Neste capítulo vamos considerar apenas o dimensionamento para atender as solicitações mecânicas externas.

9.1. Cálculo da espessura T_U . A espessura da união laminada é determinada para impedir alongamento axial maior que 0,10%. Para tubulação não ancorada e submetida à pressão nominal, temos

$$T_U = \frac{P \times D}{4 \times \epsilon_x \times E_x^U}$$

Supondo uniões laminadas feitas com pares MT, temos

$$T_U = \frac{P \times D}{4 \times 0,001 \times 115\ 000} = 0,0022 \times P \times D$$

Se as uniões forem feitas somente com tecidos T800, sem mantas, a espessura das uniões deve ser

$$T_U = \frac{P \times D}{4 \times 0,001 \times 170\ 000} = 0,0015 \times P \times D$$

9.2. Cálculo da largura total Δ . Como visto na parte 2 do capítulo 17, a força transferida por uniões laminadas de largura total Δ é

$$N_x = \frac{\Delta}{2} \times 140$$

Vamos computar os valores da largura total Δ para que os tubos tenham a mesma resistência das uniões.

$$\frac{P \times D}{4} \times CS = \frac{\Delta}{2} \times 140$$

$$\Delta = \frac{P \times D \times CS}{2 \times 140}$$

Considerando o possível ataque químico às pontas dos tubos, essa largura deve ser

$$\Delta = \frac{P \times D \times CS}{2 \times 140} + 40\ mm$$

A tabela 11 mostra as larguras totais e as construções de uniões laminadas para tubos aéreos sem ancoragem. Essa tabela não depende do processo de fabricação dos tubos.

<i>DN</i>	<i>Δ</i>	<i>Construção com pares MT</i>	<i>Construção com T800</i>
-----------	----------------------------	--------------------------------	----------------------------

<i>Pol.</i>	<i>mm</i>		
2	100	VMM + 1TM	VMM + 1T
3	100	VMM + 1TM	VMM + 2T
4	100	VMM + 2TM	VMM + 2T
5	100	VMM + 2TM	VMM + 2T
6	100	VMM + 2TM	VMM + 3T
8	120	VMM + 3TM	VMM + 4T
10	140	VMM + 3TM	VMM + 5T
12	160	VMM + 4TM	VMM + 6T
14	180	VMM + 5TM	VMM + 7T
16	200	VMM + 5TM	VMM + 8T
18	210	VMM + 6TM	VMM + 9T
20	230	VMM + 6TM	VMM + 10T
22	250	VMM + 7TM	VMM + 10T
24	270	VMM + 8TM	VMM + 11T
26	290	VMM + 8TM	VMM + 12T
28	310	VMM + 9TM	VMM + 13T
30	330	VMM + 9TM	VMM + 14T
32	350	VMM + 10TM	VMM + 15T
34	360	VMM + 11TM	VMM + 16T
36	380	VMM + 11TM	VMM + 17T
38	400	VMM + 12TM	VMM + 18T
40	420	VMM + 12TM	VMM + 19T
42	440	VMM + 13TM	VMM + 20T
44	460	VMM + 14TM	VMM + 21T
46	480	VMM + 14TM	VMM + 22T
48	500	VMM + 15TM	VMM + 23T

Tabela 11

Dimensões das uniões laminadas para tubos sob pressão $P = 150 \text{ PSI} = 10,5 \text{ kg/cm}^2$. Essas são as larguras teóricas mínimas. As uniões não dependem da construção do tubo. Espessuras calculadas para alongamento 0,10%.

Cálculo da espessura da união para pares MT

$$T_U = \frac{10,5 \times D}{4 \times 0,001 \times 115\,000} = 0,0228 \times D$$

Cálculo da espessura da união para tecidos T800

$$T_U = \frac{10,5 \times D}{4 \times 0,001 \times 170\,000} = 0,0154 \times D$$

Cálculo da largura da união, para igual resistência axial que os tubos

$$\Delta = \frac{P \times D \times CS}{2 \times 140} + 40 \text{ mm}$$

10. Conexões. As conexões são feitas por laminação manual, sem emendas, sobre moldes de construção igual à barreira de corrosão e com as dimensões desejadas.

As reduções, feitas por laminação manual, devem ter espessuras estruturais iguais às dos tubos de maior diâmetro, supostos feitos por laminação manual.

A espessura estrutural de curvas pode ser calculada pela expressão

$$t_{curva} = \frac{P \times R}{2 \times \epsilon \times E_y} \times \left(\frac{2 \times R_c - R}{R_c - R} \right)$$

$$t_{curva} = t_{tubo} \times \left(\frac{R_c - R/2}{R_c - R} \right)$$

Onde R_c é o raio da curva e R é o raio da tubulação.

Exemplo 3. Computar a espessura estrutural de curvas com raio $R_c = 4R$.

Entrado essa informação na equação acima, obtemos

$$t_{curva} = t_{tubo} \times \left(\frac{R_c - R/2}{R_c - R} \right)$$

$$t_{curva} = t_{tubo} \times \left(\frac{4R - R/2}{4R - R} \right)$$

$$t_{curva} = 1,16 \times t_{tubo}$$

Os T's e Y's, feitos por laminação manual, devem ter espessuras iguais a 1,5 vezes as de tubos correspondentes, supostos feitos por laminação manual.

$$t_{T's \text{ ou } Y's} = 1,5 \times t_{tubo}$$

Mais uma vez lembramos que TODAS conexões devem ser feitas sem emenda, laminando mantas e tecidos sobre moldes com paredes iguais à barreira de corrosão e com as dimensões desejadas.

Capítulo 21

Tubulações enterradas.

1 – Introdução. As tubulações discutidas no capítulo anterior são usadas em aplicações industriais, para transportar produtos agressivos. O contato com produtos agressivos exige que elas trabalhem aéreas e sejam feitas com resinas vinil éster de alto desempenho. A durabilidade das tubulações industriais é determinada pela vida química. A vida estrutural não tem muita importância nessas aplicações.

Este cenário é invertido nas tubulações usadas para transportar produtos não-agressivos, como água, vinhaça ou esgoto urbano. Considerando a baixa agressividade dos produtos transportados, os tubos nessas aplicações são feitos com resina poliéster e na maioria das vezes trabalham enterrados. Como os produtos transportados não atacam resinas, esses tubos têm vida química praticamente infinita, sendo sua durabilidade controlada pela vida estrutural. Esta situação é oposta à dos tubos industriais.

Existem dois problemas que impedem o transporte de produtos agressivos em tubulações enterradas

1. *Risco de exfiltração e contaminação do solo.*
2. *Risco de infiltração e contaminação dos produtos transportados.*

Podemos dizer que as tubulações enterradas diferem das aéreas nos seguintes aspectos.

- *As tubulações enterradas são usadas em ambientes benignos, como água, esgoto urbano, vinhaça e outros. As aéreas são usadas em ambientes agressivos. Esta precaução é necessária para evitar contaminação do solo.*
- *As resinas usadas para fazer tubos enterrados não precisam ter alta resistência a produtos agressivos. O liner e as lâminas de fibras picadas usadas nesses tubos servem para impedir exudação, sendo feitas com resinas de menor custo que as usadas em ambientes agressivos. Aliás, nos tubos para saneamento, essas lâminas internas são mais conhecidas como “barreira de exudação” e não como barreira de corrosão.*
- *Para suportar o peso do solo, os tubos enterrados devem ter alta rigidez de anel SN. Para isso, eles geralmente são feitos com núcleo de areia. Mais adiante vamos mostrar como calcular a espessura desse núcleo.*
- *A resistência axial dos tubos enterrados deve acomodar o efeito Poisson resultante da força de atrito do tubo com o solo. Esse tópico será desenvolvido mais adiante, nos exemplos 4 e 5.*
- *As tubulações enterradas são ligadas por uniões elásticas. As uniões laminadas discutidas no capítulo 2 são usadas apenas em tubos de diâmetros especiais, que não têm moldes para fazer uniões elásticas.*

Essas particularidades afetam o projeto e a construção de tubos enterrados. Por exemplo:

- *A rigidez de anel SN pode ser aumentada inserindo um núcleo de resina e areia entre duas cascas de resina e fibras.*
- *As duas cascas externas, feitas com resina e fibras, são dimensionadas para resistir os esforços circunferenciais oriundos da pressão interna.*
- *Como os esforços axiais são pequenos, as cascas de tubulações enterradas podem ser feitas com enrolamento cruzado UD70. Como vimos no capítulo anterior, os tubos aéreos não-ancorados precisam ter alta resistência axial, sendo por isso são feitos com lâminas UD55.*
- *Os tubos enterrados podem ser feitos com resina de baixo custo.*

Este capítulo descreve o protocolo para dimensionar tubos enterrados. Os cálculos são feitos em quatro etapas.

- *A espessura das duas cascas externas é calculada para resistir os esforços circunferenciais gerados pela pressão interna.*
- *A espessura do núcleo é dimensionada para dar ao tubo a rigidez de anel SN requerida pela instalação.*
- *A terceira etapa verifica se o tubo completo, com as duas cascas e com o núcleo de areia, atende as exigências da aplicação.*
- *Se não atender, os cálculos são repetidos ajustando as espessuras das cascas ou do núcleo.*

Para fazer os cálculos, o projetista precisa conhecer o diâmetro D, a rigidez de anel SN e a pressão interna P. Esses dados são informados pelo usuário da tubulação.

Os detalhes da instalação, como profundidade e largura da vala, grau de compactação do solo, intensidade de tráfego superficial, posição do lençol freático e natureza do solo nativo etc, afetam a instalação, não o cálculo dos tubos. Este capítulo não trata da instalação de tubulações enterradas. Nosso foco é unicamente no dimensionamento estrutural.

2 – O umbral de exudação. A falha de tubulações enterradas, que transportam produtos não-agressivos, é determinada pelo umbral de exudação. Em presença de cargas estáticas, que não crescem trincas, nenhum vazamento ocorre abaixo do umbral de exudação.

A lâmina crítica para vazamento é a barreira de corrosão de fibras picadas. O alongamento admissível para controlar a exudação de tubos com barreiras de fibras picadas pode ser determinado por dois métodos:

- *Ensaando tubos pelo procedimento B da ASTM D 2992. Apesar de incorreto, o HDB medido nesse ensaio é citado nas normas e especificações de tubos, como a AWWA C950. O valor do HDB para tubos feitos com resinas poliéster é 0,65%.*
- *Ensaando lâminas de fibras picadas. O umbral de exudação para lâminas de resinas poliéster é $T_w = 0,80\%$. Para resinas vinil éster, esse umbral é $T_w = 1,10\%$.*

O umbral de exudação é o alongamento que inicia o processo de vazamento. A observação do vazamento, porém, ocorre mais tarde, porque a água demora para atravessar a parede do tubo. Esses detalhes, assim como o uso da equação unificada para prever os tempos de vazamento são ampla e profundamente discutidos no livro “Durability of Industrial Composites”.

3 – Cálculo preliminar de tubos enterrados. O cálculo estrutural de tubos enterrados é feito em duas etapas. Primeiro determinamos a espessura das cascas de fibras e resina, sem areia, para resistir à pressão interna. Depois determinamos a espessura do núcleo de areia para obter a rigidez de anel desejada. A figura 1 mostra a seção transversal da parede de tubos enterrados, mostrando as duas cascas e o núcleo de areia. As propriedades mecânicas das cascas dependem da construção adotada pelo fabricante. As construções usadas comercialmente têm as propriedades mostradas na tabela 1

<i>Propriedade</i>	<i>Núcleo de areia</i>	<i>Casca hoop-chop</i>	<i>Casca UD70</i>
E_x (kg/cm ²)	60 000	110 000	92 800
E_y (kg/cm ²)	60 000	267 600	298 200
ν_{xy}	0,30	0,12	0,18
ν_{yx}	0,30	0,30	0,59
G_{xy} (kg/cm ²)	23 000	40 700	66 000

Tabela 1

Propriedades das cascas e do núcleo de tubos enterrados. As propriedades finais do laminado são mostradas mais adiante. Os tubos enterrados não precisam ter alta resistência axial, sendo muitas vezes feitos com lâminas UD70.

A espessura das cascas é determinada para resistir às forças externas. Os alongamentos de tração nas direções axial e circunferencial do tubo, causados pela pressão P, são calculados pela lei de Hooke.

$$\varepsilon_x = \frac{N_x}{t \times E_x} - \nu_{yx} \times \frac{N_y}{t \times E_y}$$

$$\varepsilon_y = \frac{N_y}{t \times E_y} - \nu_{xy} \times \frac{N_x}{t \times E_x}$$

Onde t é a espessura estrutural total, considerando as duas cascas e ε_y é o alongamento admissível. A força de tração circunferencial por unidade de comprimento, $N_y = \frac{P \times D}{2}$, é conhecida. O alongamento axial ε_x é nulo, porque o atrito com o solo impede a movimentação axial de tubos enterrados. Os módulos de elasticidade e as relações de Poisson do laminado estão listados na tabela 1. Entrando esses dados nas equações acima, obtemos

$$N_x = \nu_{xy} \times \frac{P \times D}{2}$$

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \varepsilon_y \times E_y} \times (1 - \nu_{xy} \nu_{yx})$$

A equações acima calculam força axial N_x exercida no tubo pelo atrito com o solo e a espessura estrutural das duas cascas. É claro que essa espessura deve ser dividida entre as duas cascas. A força N_x deve ser comparada com a resistência axial mínima de tubos enterrados, especificada na norma AWWA C950. Esse assunto será discutido mais adiante, nos exemplos 4, 5 e 6.

A espessura do núcleo é determinada para atender a rigidez de anel SN especificada pelo usuário. Na maioria das aplicações, a rigidez especificada é $SN = 5000 \text{ Pa} = 0,05 \text{ kg/cm}^2$.

Dada a rigidez de anel SN e a espessura das cascas, podemos calcular a espessura do núcleo. Para fazer isso é preciso conhecer as posições, as orientações e as espessuras de todas as lâminas. O cálculo pode ser complicado para o caso geral de cascas feitas com muitas lâminas de espessuras e orientações diferentes. Porém, as cascas de tubulações usadas comercialmente são feitas com uma única lâmina, como mostra a tabela 1. Isso facilita os cálculos. Mais detalhes em seguida.

Observando a figura 1 notamos que a espessura total “t” foi dividida em duas cascas de espessura $t/2$. Observe também o núcleo de areia com espessura t_N . A rigidez de anel SN de tubos com essa construção é definida como

$$SN = \frac{\sum(E_y \times I)}{D^3}$$

Onde I é o momento de inércia das lâminas em relação à superfície neutra da parede do tubo e E_y é o módulo circunferencial dessas lâminas. A rigidez de anel do tubo é obtida somando as contribuições de todas lâminas. Como dissemos, para o caso de tubos feitos com muitas lâminas diferentes o cálculo da rigidez de anel SN pode ser trabalhoso. Porém, os tubos de compósitos usados comercialmente são fáceis de calcular, porque suas cascas são feitas com a mesma lâmina UD orientada sempre com os mesmos ângulos (90 graus ou ± 70 graus). Nessa condição, as cascas podem ser consideradas como lâminas de espessura $t/2$ envolvendo um núcleo de espessura t_N .

Assim, os tubos enterrados usados comercialmente são analisados como se fossem feitos com 3 lâminas, sendo duas formadas pelas cascas e a terceira pelo núcleo. As propriedades e as espessuras dessas 3 lâminas são conhecidas.

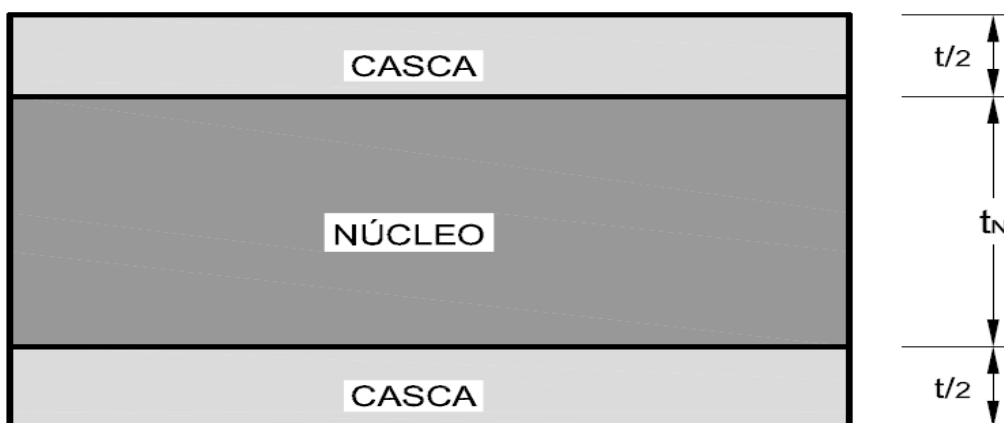
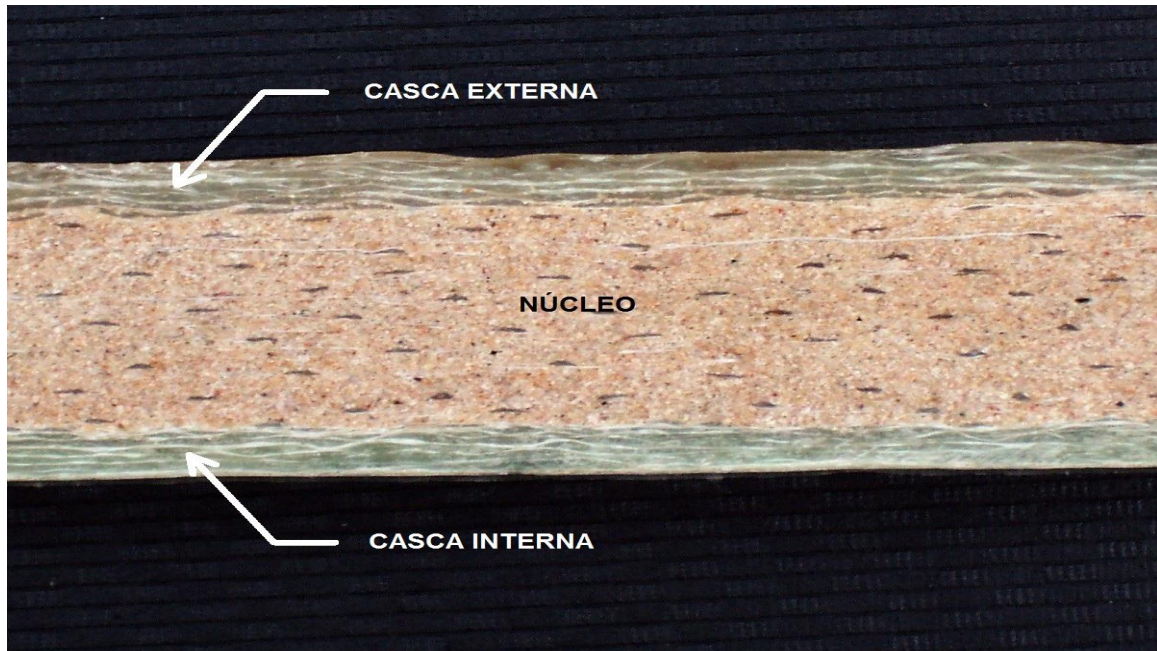


Figura 1

Mostra a construção da parede de tubos enterrados. O cálculo da rigidez de anel é trabalhoso quando as cascas são feitas com muitas lâminas diferentes, ou com a mesma lâmina orientada em ângulos diferentes. Os tubos comerciais são feitos com a mesma lâmina UD orientada sempre com o mesmo ângulo. Essa construção facilita a análise, porque permite considerar as cascas como lâminas de espessura $t/2$. Assim, os tubos podem ser supostos feitos com 3 lâminas, sendo uma delas o núcleo e as outras duas as cascas.



Corte transversal da parede de tubo hoop-chop feito com núcleo de areia. A foto mostra com clareza as cascas e o núcleo de areia. Foto cedida por Gabriel Gonzalez.

A rigidez de anel SN de tubos comerciais é obtida somando a rigidez do núcleo de areia com as das duas cascas.

$$\sum (E_y \times I) = \frac{E_y \times (t_N + t)^3}{12} - \frac{E_y \times t_N^3}{12} + \frac{E_N \times t_N^3}{12}$$

Onde

$E_N = 60.000 \text{ kg/cm}^2$ é o módulo de elasticidade do núcleo.

E_y é o módulo de elasticidade circunferencial das cascas

t_N é a espessura do núcleo

t é a espessura total das duas cascas.

Entrando essa equação na anterior, obtemos

$$SN = \frac{E_y \times [(t_N + t)^3 - t_N^3] + E_N \times t_N^3}{12 \times D^3}$$

Essa equação calcula a espessura do núcleo t_N quando a espessura total das cascas “t” e a rigidez de anel SN são conhecidas. Essa equação do terceiro grau pode ser resolvida por tentativas.

4 – Refinando os cálculos. Conhecidas as espessuras do núcleo e das cascas, o alongamento circunferencial de tração deve ser recalculado usando a expressão

$$\epsilon_y = \frac{P \times D}{2 \times E_y \times (t + t_N)} \times (1 - \nu_{yx}\nu_{xy})$$

A norma AWWA C950 ignora o efeito Poisson, calculando o alongamento circunferencial de tração pela expressão

$$\epsilon_y = \frac{P \times D}{2 \times E_y \times (t + t_N)}$$

As tubulações enterradas trabalham achatadas pelo peso do solo, que causa nelas alongamentos de flexão. O achatamento inicial dos tubos, imediatamente após eles serem cobertos com terra, não deve exceder 3,0%. Porém, a AWWA C950 estabelece que os tubos devam ser analisados usando a máxima deflexão admissível em longo prazo, que é limitada em 5,0%. A fórmula proposta pela AWWA C950 para calcular o alongamento de flexão em tubos defletidos e sob pressão interna P é

$$\epsilon_b = \left(1 - \frac{P}{30,45}\right) \times D_f \times \frac{\Delta y}{D} \times \frac{(t_N + t)}{D}$$

Onde

ϵ_b é o alongamento de flexão na superfície interna e na direção circunferencial do tubo

P é a pressão interna em kg/cm².

D_f é o fator de forma, tabelado pela AWWA C950 em função da rigidez SN e da compactação do solo

$\frac{\Delta y}{D} = 0,05$ é a deflexão de longo prazo a ser usada nos cálculos

t é a espessura total das duas cascas

t_N é a espessura do núcleo.

D é o diâmetro do tubo.

O alongamento de flexão ϵ_b atua na superfície interna e na direção circunferencial do tubo ovalizado. Note que a pressão interna P alivia esse alongamento ao “arredondar” o tubo ovalizado.

O alongamento circunferencial total em tubos enterrados é obtido somando os mecânicos com os residuais.

$$\epsilon_y = \left[\begin{array}{c} \text{Alongamento} \\ \text{de tração} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Alongamento} \\ \text{de flexão} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Alongamento} \\ \text{residual} \end{array} \right]$$

O alongamento total deve ser inferior ao admissível, isto é, inferior à metade do umbral de exudação. Se isso não acontecer, a espessuras do núcleo, ou da casca, deve ser aumentada.

5 – Uniões. Como os tubos enterrados não transportam produtos agressivos, eles podem ser ligados com uniões flexíveis tipo ponta e bolsa com anel. Os tubos aéreos, que transportam produtos agressivos, são ligados com uniões laminadas.

Exemplo 1. Dimensionar o laminado de tubos enterrados feitos pelo processo hoop-chop para transportar água. Os tubos trabalham nas condições seguintes:

Ambiente não-agressivo. A vida química é infinita.

Tubo enterrado

Pressão $P = 20 \text{ kg/cm}^2$

Diâmetro $D = 406 \text{ mm}$

Rigidez de anel $SN = 10.000 \text{ Pa}$

Umbral de exudação $T_w = 0,80\%$

A espessura das cascas é determinada para impedir vazamento, usando o alongamento admissível

$$\epsilon_y = \frac{T_w}{2,0} = \frac{0,80}{2,0} = 0,40\%$$

A espessura estrutural t das cascas é calculada pela equação

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \epsilon_y \times E_y} \times (1 - \nu_{xy}\nu_{yx})$$

Entrando na equação acima com as propriedades do laminado hoop-chop e o alongamento admissível, obtemos

$$t = \frac{20 \times 406}{2 \times 0,0040 \times 235000} \times (1 - 0,30 \times 0,12) = 4,2 \text{ mm}$$

Vamos adotar a espessura estrutural $t = 4,5 \text{ mm}$, que resulta em $2,25 \text{ mm}$ para cada casca.

Em seguida calculamos a espessura do núcleo, t_N , usando a equação

$$SN = \frac{E_y \times [(t_N + t)^3 - t_N^3] + E_N \times t_N^3}{12 \times D^3}$$

A espessura do núcleo t_N é a única incógnita na equação acima. A rigidez de anel $SN = 10.000 \text{ Pa}$ deve entrar na equação acima expressa em kg/cm^2 . Assim, $SN = 0,10 \text{ kg/cm}^2$.

$$0,10 = \frac{235000 \times [(t_N + 4,5)^3 - t_N^3] + 60000 \times t_N^3}{12 \times 406^3}$$

Resolvendo essa equação, obtemos

$$t_N = 3,0 \text{ mm}$$

As propriedades do tubo, incluindo o núcleo de areia, são:

$$E_x = 110000 \times \left(\frac{t}{t + t_N} \right) + 60000 \times \left(\frac{t_N}{t + t_N} \right)$$

$$E_x = 110000 \times \left(\frac{4,5}{4,5+3,0} \right) + 60000 \times \left(\frac{3,0}{4,5+3,0} \right)$$

$$E_x = 90000 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

$$E_y = 235000 \left(\frac{t}{t+t_N} \right) + 60000 \left(\frac{t_N}{t+t_N} \right)$$

$$E_y = 235000 \left(\frac{4,5}{4,5+3,0} \right) + 60000 \left(\frac{3,0}{4,5+3,0} \right)$$

$$E_y = 165000 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

$$\nu_{yx} = 0,30$$

$$\nu_{xy} = 0,30 \times \frac{90000}{165000} = 0,16$$

Conhecidas as propriedades finais do tubo, podemos calcular o alongamento de tração real usando a equação

$$\epsilon_y = \frac{P \times D}{2 \times (t+t_N) \times E_y} \times (1 - \nu_{xy}\nu_{yx})$$

$$\epsilon_y = \frac{20 \times 406}{2 \times (4,5+3,0) \times 165000} \times (1 - 0,30 \times 0,16)$$

$$\epsilon_y = 0,31\%$$

Note que a inclusão do núcleo reduz o alongamento circunferencial de tração de 0,40% para 0,31%.

Vamos calcular o alongamento de flexão quando o tubo trabalha ovalizado. Para isso é necessário conhecer o fator de forma D_f , que depende da rigidez do tubo e da compactação do solo. Os valores de D_f são tabelados pela AWWA C950. Segundo a AWWA C950, o fator de forma para tubos de rigidez $SN = 10.000 \text{ Pa}$ instalados em solo moderadamente compactado é $D_f = 4,5$. O alongamento de flexão no tubo ovalizado é calculado pela expressão

$$\epsilon_b = \left(1 - \frac{P}{30,45} \right) \times D_f \times \frac{\Delta y}{D} \times \frac{(t_N + t)}{D}$$

$$\epsilon_b = \left(1 - \frac{20}{30,45} \right) \times 4,5 \times 0,05 \times \frac{(3,0+4,5)}{406}$$

$$\epsilon_b = 0,0013$$

Note que na fórmula acima usamos a deflexão de longo prazo $\Delta y/D = 0,05$ (5,0%) como manda a AWWA C950. A parcela do alongamento estático total (tração + flexão) na direção circunferencial do tubo é

$$\epsilon_y = 0,0031 + 0,0013 = 0,44\%$$

Este alongamento atua nas lâminas de fibras picadas. Ele deve ser comparado ao admissível, 0,40%. Fazendo a comparação, verificamos que o alongamento total (0,44%) excede o admissível. Isso significa que a espessura do núcleo deve ser aumentada, e os cálculos repetidos.

Exemplo 2. Repetir os cálculos do exemplo anterior, supondo os tubos feitos com enrolamento cruzado UD70.

Tubo enterrado

Pressão $P = 20 \text{ kg/cm}^2$

Diâmetro $D = 406 \text{ mm}$

Rigidez de anel $SN = 10.000 \text{ Pa}$

Alongamento circunferencial admissível $\varepsilon_y = 0,40\%$

O protocolo é exatamente igual ao do exemplo anterior.

A espessura estrutural t das cascas é

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \varepsilon_y \times E_y} \times (1 - \nu_{xy}\nu_{yx})$$

$$t = \frac{20 \times 406}{2 \times 0,0040 \times 298200} \times (1 - 0,59 \times 0,18)$$

$$t = 3,1 \text{ mm}$$

Vamos adotar espessura total $t = 4,0 \text{ mm}$, que resulta em $2,0 \text{ mm}$ em cada casca.

Em seguida calculamos a espessura do núcleo t_N para a rigidez de anel $SN = 10.000 \text{ Pa} = 0,10 \text{ kg/cm}^2$.

$$SN = \frac{E_y \times [(t_N + t)^3 - t_N^3] + E_N \times t_N^3}{12 \times D^3}$$

$$0,10 = \frac{298200 \times [(t_N + 4,0)^3 - t_N^3] + 60000 \times t_N^3}{12 \times 406^3}$$

Resolvendo essa equação, obtemos

$$t_N = 3,0 \text{ mm}$$

As propriedades do tubo, incluindo o núcleo de areia, são:

$$E_x = 92800 \times \left(\frac{t}{t + t_N} \right) + 60000 \times \left(\frac{t_N}{t + t_N} \right)$$

$$E_x = 92800 \times \left(\frac{4,0}{4,0 + 3,0} \right) + 60000 \times \left(\frac{3,0}{4,0 + 3,0} \right)$$

$$E_x = 79000 \text{ kg/cm}^2$$

$$E_y = 298200 \times \left(\frac{t}{t + t_N} \right) + 60000 \times \left(\frac{t_N}{t + t_N} \right)$$

$$E_y = 298200 \times \left(\frac{4,0}{4,0 + 3,0} \right) + 60000 \times \left(\frac{3,0}{4,0 + 3,0} \right)$$

$$E_y = 196000 \text{ kg/cm}^2$$

$$v_{yx} = 0,55 \quad v_{xy} = 0,55 \times \frac{79000}{196000} = 0,22$$

O alongamento circunferencial de tração real é

$$\epsilon_y = \frac{P \times D}{2 \times (t + t_N) \times E_y} \times (1 - v_{xy}v_{yx})$$

$$\epsilon_y = \frac{20 \times 406}{2 \times (4,0 + 3,0) \times 196\,000} \times (1 - 0,55 \times 0,22)$$

$$\epsilon_y = 0,26\%$$

Note que a presença do núcleo reduz o alongamento circunferencial de 0,40% para 0,26%.

Segundo a AWWA C950, o fator de forma a ser usado neste caso é $D_f = 4,5$, válido para tubos de rigidez $SN = 10.000 \text{ Pa}$ instalados em solo moderadamente compactado. O alongamento de flexão do tubo ovalizado, é

$$\epsilon_b = \left(1 - \frac{P}{30,45} \right) \times D_f \times \frac{\Delta y}{D} \times \frac{(t_N + t)}{D}$$

$$\epsilon_b = \left(1 - \frac{20}{30,45} \right) \times 4,5 \times 0,05 \times \frac{(3,0 + 4,0)}{406}$$

$$\epsilon_b = 0,13\%$$

O alongamento total (tração + flexão) na direção circunferencial do tubo é

$$\epsilon_y = 0,26\% + 0,13\% = 0,39\%$$

O alongamento total (0,39%) é menor que o admissível (0,40%) e podemos aceitar o projeto proposto.

6 – Ancoragem de tubulações enterradas. As tubulações enterradas ligadas com uniões elásticas não resistem esforços axiais, sendo por isso ancoradas nas conexões ou nas mudanças de direção. Essas ancoragens são feitas com blocos de concreto, sendo muitas vezes difíceis de executar. Nesses casos, elas podem ser evitadas substituindo as uniões elásticas por uniões laminadas nos tubos adjacentes às conexões ou mudança de direção. As uniões laminadas permitem que o empuxo N_x exercido pela pressão seja absorvido pelo atrito do tubo com o solo.

Esta seção mostra como dimensionar a ancoragem e as uniões laminadas na presença desses empuxos axiais.

A força de atrito com o solo, por unidade de comprimento do tubo é

$$\tau = 2kW_s$$

Onde W_s é o peso do solo por unidade de comprimento do tubo e k é o coeficiente de atrito tubo-solo. Observe que a força de atrito é multiplicada por 2, porque o solo exerce pressão nas metades superior e inferior do tubo. Se considerarmos o peso da água contida no tubo, a força de atrito é

$$\tau = k \times (W_a + 2W_s)$$

Onde W_a é o peso da água por unidade de comprimento do tubo. O peso da água atua apenas na metade inferior do tubo, não sendo multiplicado por 2. A força de atrito tubo-solo por unidade de comprimento do tubo é constante.

A força transferida do tubo para solo é

$$\left[\begin{array}{l} \text{Força transferida} \\ \text{do tubo para o solo} \end{array} \right] = \tau \times \int_0^L dx$$

$$\left[\begin{array}{l} \text{Força transferida} \\ \text{do tubo para o solo} \end{array} \right] = \tau \times L$$

$$\left[\begin{array}{l} \text{Força transferida} \\ \text{do tubo para o solo} \end{array} \right] = k \times (W_a + 2W_s) \times L$$

Onde

k é o coeficiente de atrito

W_a é o peso do tubo cheio por unidade de comprimento do tubo

W_s é o peso do solo por unidade de comprimento do tubo

L é o comprimento ativo do tubo.

Observe que o peso do solo é contado duas vezes, porque ele atua na metade superior e inferior do tubo. Segundo a AWWA C950, o coeficiente de atrito tubo-solo para tubos de compósitos varia entre 0,25 e 0,50. Neste livro adotamos o valor $k = 0,35$.

O empuxo axial exercido nos tubos pela pressão interna é

$$\left[\begin{array}{l} \text{Empuxo} \\ \text{axial} \end{array} \right] = PA(1 - \cos\alpha)$$

O comprimento ativo L da tubulação é obtido igualando essas forças

$$\left[\begin{array}{l} \text{Força transferida} \\ \text{do tubo para o solo} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Empuxo} \\ \text{axial} \end{array} \right]$$

$$L = \frac{PA(1 - \cos\alpha)}{k \times (W_a + 2W_s)}$$

Onde

L é o comprimento ativo da tubulação

P é a pressão

A é a área da seção transversal do tubo

α é o ângulo de deflexão
 k é o coeficiente de atrito

A força N_x por unidade de comprimento na circunferência do tubo é.

$$N_x = \frac{PA(1 - \cos\alpha)}{\pi \times D}$$

$$N_x = \frac{P \times D(1 - \cos\alpha)}{4}$$

A união laminada dos tubos ativos pode ser facilmente determinada a partir de N_x .

Exemplo 3. Dimensionar a amarração necessária para substituir bloco de ancoragem em tubulação enterrada. São dados:

$k = 0,35$ é o coeficiente de atrito dos tubos com o solo

$D = 1500$ mm é o diâmetro dos tubos

$\gamma = 1$ g/cm³ é a densidade do fluido transportado

$W_s = 6\,000$ kg/m é o peso do solo nos tubos

$\alpha = 60$ graus é a deflexão da linha

$P = 20$ kg/cm² é a pressão na linha

$t_t = 25,0$ mm é a espessura dos tubos

$E_y = 150\,000$ kg/cm² é o módulo circunferencial dos tubos

$E_x = 85\,000$ kg/cm² é o módulo axial dos tubos

$\varepsilon = 0,004 = 0,80\%/2$ é o alongamento admissível

A área da seção transversal dos tubos é

$$A = \frac{\pi \times 150^2}{4} = 17\,662 \text{ cm}^2$$

O peso dos tubos cheios é

$$W_a = \frac{17\,662 \times 100 \times 1}{1000} = 1766 \text{ kg/m}$$

A força axial de empuxo é

$$F_x = PA(1 - \cos\alpha)$$

$$F_x = 20 \times 17\,662 \times (1 - \cos 60) = 176\,620 \text{ kg}$$

A força N_x por unidade de comprimento circunferencial é

$$N_x = \frac{176\,620}{\pi \times 150} = 375 \text{ kg/cm}$$

$$N_x = \frac{20 \times 150 \times (1 - \cos 60)}{4} = 375 \text{ kg/cm}$$

A rigidez axial dos tubos é

$$E_x^t \times t_t = 85\,000 \times 2,5 = 212\,500 \text{ kg/cm}$$

O alongamento axial nos tubos sob o empuxo da pressão interna é

$$\epsilon_x = \frac{N_x}{E_x^t \times t_t} = \frac{375}{212\,500} = 0,18\%$$

Esse alongamento é menor que o admissível, 0,40%, significando que o tubo suporta o empuxo axial resultante da mudança de direção da linha.

A largura da união laminada é

$$\Delta = 2 \times \frac{N_x}{140} \times CS = 2 \times \frac{375 \times 10}{140} = 54 \text{ cm}$$

O coeficiente de segurança da união contra cisalhamento por tração axial é

$$CS = \frac{140 \times 54}{2 \times 375} = 10$$

O comprimento ativo L da tubulação é

$$L = \frac{PA(1 - \cos\alpha)}{k \times (W_a + 2W_s)}$$
$$L = \frac{20 \times 17\,662 \times (1 - \cos 60)}{0,35 \times (1766 + 2 \times 6000)} = 36,6 \text{ m}$$

Se os tubos tiverem 6 m de comprimento, é necessário amarrar 6 tubos para estabilizar a linha sem blocos de ancoragem.

Exemplo 4. *Determinar o máximo valor admissível para o comprimento ativo L.*

Não existe limite para o comprimento ativo, que pode crescer indefinidamente para resistir qualquer empuxo axial. O empuxo máximo é limitado pela resistência axial do tubo, e não pelo comprimento ativo L.

Apêndice

Falha anômala

Os núcleos de areia de tubos podem descolar das cascas formando bolhas de água que crescem sem controle até romper a tubulação. Essa ruptura é considerada anômala por não ter relação com forças externas ou ataque químico. O mecanismo que explica a ruptura anômala é tão sutil que passou despercebido até meados de 2012, quando foi descoberto acidentalmente.

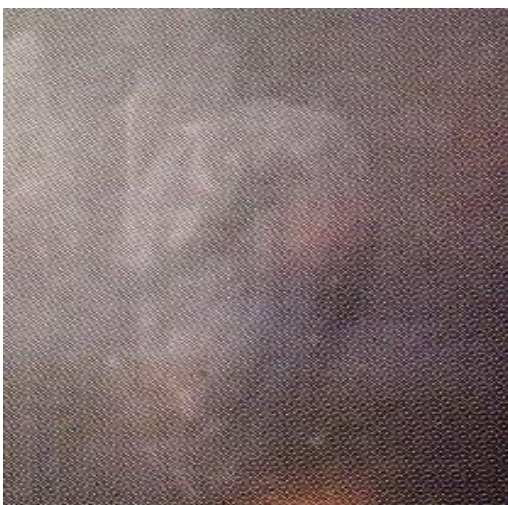
Em essência, a falha anômala acontece como explicado em seguida:

- *Suponha uma tubulação transportando água na pressão P_i .*
- *A água difunde no laminado, acumulando em cavidades na parede do tubo.*
- *Algumas cavidades, como trincas no núcleo, podem ter grandes dimensões.*
- *A pressão P_a da água aumenta nessas trincas, ou cavidades, até equilibrar a pressão interna P_i . Em condições estáveis de operação, esse equilíbrio não é perturbado.*
- *A pressão P_a nas cavidades cai quando a pressão interna P_i diminui. Porém, essa queda não é imediata, porque a água demora para difundir pela parede do tubo. Assim, se a pressão interna P_i cair, a cavidade aumenta para reequilibrar a pressão P_a .*
- *Quando a pressão interna P_i cresce para seu valor nominal, ela empurra água para a trinca aumentada, para reestabelecer o equilíbrio de pressões.*
- *O processo segue assim. Quedas na pressão interna P_i aumentam o tamanho das cavidades, que eventualmente se tornam bolhas de grandes dimensões.*
- *Ao contrário das bolhas osmóticas, as anômalas não estabilizam e crescem indefinidamente.*
- *As bolhas anômalas crescem até romper o tubo.*

Para que possam crescer e romper os tubos, as bolhas anômalas exigem três condições.

1. *O núcleo de areia trinca ou delamina ao sofrer manuseio rude no transporte ou na instalação. Se os núcleos não tiverem trincas, ou delaminações, as bolhas anômalas não ocorrem.*
2. *A penetração da água ocorre por difusão através da casca interna. Se a água for impedida de entrar no núcleo dos tubos, a falha anômala não acontece.*
3. *Para as bolhas crescerem, a pressão interna no tubo deve oscilar. Este é um fato normal na operação de tubulações que transportam água.*

As enormes bolhas anômalas são formadas por água que difunde pela casca interna perfeitamente íntegra e sem trincas. A difusão de água pela casca interna intacta e sem trincas é mais que suficiente para explicar as bolhas anômalas.



Exemplos de bolhas anômalas em tubos de compósitos. A foto na esquerda mostra uma bolha com 30 cm de comprimento e 5 cm de altura. A da direita mostra o jato de água pressurizada saindo de bolha

perfurada. Ao contrário das bolhas osmóticas, as bolhas anômalas não estabilizam e crescem até romper o tubo.

O mecanismo que leva à formação das bolhas anômalas está bem explicado no livro “Durability of Industrial Composites”. A leitura atenta do mecanismo lá descrito indica que existem três soluções para evitar bolhas anômalas nas tubulações com núcleo de areia:

Primeira: Manusear os tubos com extrema cautela, para evitar danos no núcleo. Essa solução é impraticável. Sempre fica a incerteza se o núcleo foi ou não trincado.

Segunda: Introduzir fibras de vidro picadas no núcleo, para impedir o crescimento de trincas.

Terceira: Impermeabilizar os tubos. A impermeabilização com liner de alumínio impede a penetração de água que forma as bolhas anômalas. O liner de alumínio resolve definitivamente o problema de bolhas anômalas.

As bolhas anômalas ocorrem também em tanques, onde não há oscilação de pressão. Nesse caso elas são causadas por oscilações de temperatura.

Exemplo 4. Vamos encerrar este apêndice discutindo um problema que surgiu recentemente (2013) na Alemanha e deixou perplexos os fabricantes de tubos. O problema nos foi apresentado da seguinte maneira:

Instalação: aérea

Aplicação: despejo industrial

Temperatura: ambiente

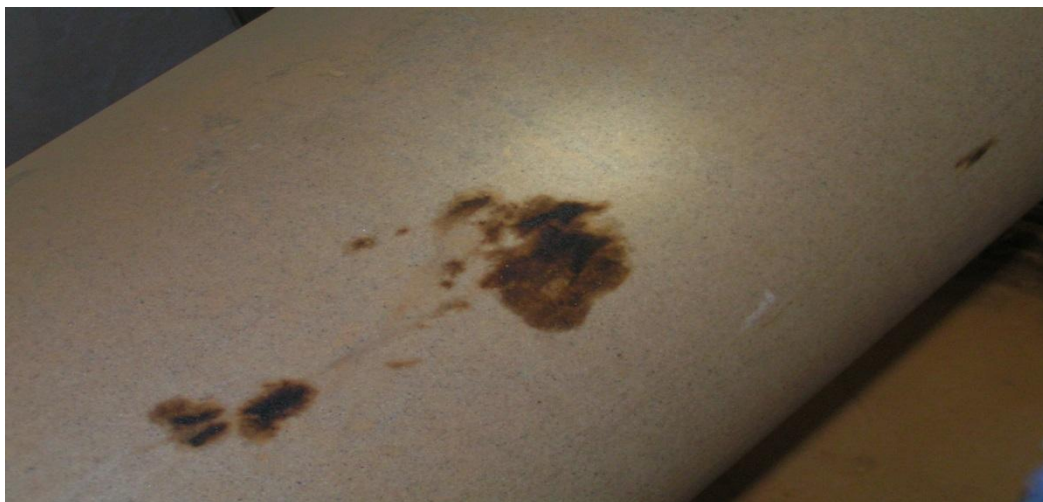
Tempo em uso: 10 anos

Classe de pressão: não informada

Pressão de trabalho: não informada

Problema: manchas escuras na superfície externa dos tubos.

As manchas são mostradas na foto abaixo. Vamos explicar a origem delas.



As manchas escuras são causadas pela oxidação do cobalto usado para curar a resina. O cobalto reage com produtos químicos oxidantes conduzidos pela tubulação, sendo transformado em hidróxido de cobalto, que tem cor escura e é insolúvel em água.

As manchas são causadas pela oxidação do cobalto usado para curar a resina. O cobalto não é consumido no processo de cura, permanecendo livre na massa de resina. Por permanecer livre, ele mantém sua mobilidade, podendo difundir pelo laminado. Com o tempo, o cobalto difunde e penetra em cavidades cheias de água contaminada, onde ele é oxidado a hidróxido de cobalto, que é insolúvel e tem cor escura. Os produtos químicos que oxidam o cobalto estão presentes na solução aquosa transportada pela tubulação. Por ser insolúvel, o hidróxido de cobalto deposita na cavidade e forma nelas as manchas pretas.

Este problema ocorre também em piscinas de compósitos, onde essas manchas são conhecidas como “peste negra”. No caso de piscinas, a oxidação do cobalto é feita pelo hipoclorito de sódio que é adicionado na água como desinfetante. No caso que estamos estudando, a oxidação foi feita por algum dos muitos produtos químicos transportados na tubulação.

O mecanismo de formação das manchas negras é como segue:

- 1. A água contaminada por produtos químicos difunde pela parede do tubo e acumula nas cavidades.*
- 2. O cobalto difunde no laminado e eventualmente penetra nessas cavidades, onde é oxidado a hidróxido de cobalto.*
- 3. O hidróxido de cobalto tem cor escura e é insolúvel em água. Sendo insolúvel, ele é depositado nas cavidades, onde forma manchas escuras.*
- 4. A mancha escura pode surgir em qualquer cavidade presente na parede do tubo.*

Capítulo 23

Tanques enterrados

Solo argiloso saturado

1 – Introdução. O protocolo de cálculo simplificado apresentado neste capítulo é inteiramente baseado no manual M45 da AWWA. Nossa simplificação consiste simplesmente em adotar as piores situações encontradas na prática (solo argiloso mole e lençol freático no nível do terreno). Essas simplificações conservadoras valem na grande maioria das situações encontradas na prática, sem as complicações descritas no manual M45 da AWWA. A cava é suposta enchida com material granular até a altura de 70% do diâmetro do tanque.

Para evitar contaminação do solo, os tanques subterrâneos são usados para armazenar produtos não-agressivos, como água, etanol, gasolina e óleo diesel. Os produtos químicos agressivos são armazenados em tanques aéreos.

2 – Carga externa. Os tanques enterrados são submetidos ao peso do solo de cobertura, acrescido da pressão freática e da pressão de tráfego superficial. Essas cargas comprimem externamente os tanques, que ovalizam podendo até colapsar. O colapso e a ovalização são resistidos pela rigidez de anel dos tanques e pela rigidez do solo que os circunda. Os protocolos de cálculo das ovalizações e da pressão crítica estão bem descritos no manual M45 da AWWA.

O protocolo aqui discutido considera as piores situações encontradas na prática, como carga externa máxima e mínimo apoio lateral do solo. A instalação é feita conforma mostra a figura 1.

A análise desenvolvida neste capítulo supõe as condições seguintes:

- *Tanques vazios, sem pressão interna*
- *Ausência de tráfego superficial. A pressão no tanque, oriunda do peso de veículos superficiais, é aditiva e facilmente incorporada ao modelo.*
- *Lençol freático no nível do terreno.*
- *Aterro com areia, de altura mínima igual a 70% do diâmetro do tanque.*
- *Solo nativo argiloso mole.*

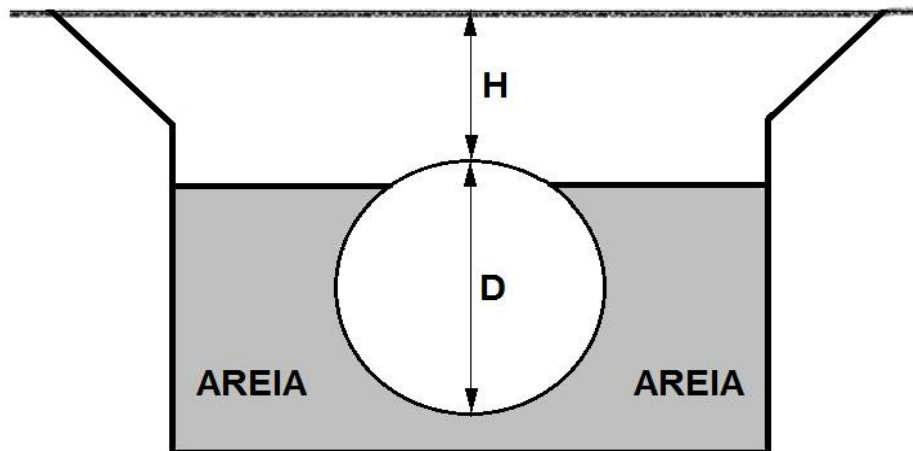


Figura 1

Instalação em solo nativo argiloso, com aterro primário de areia e lençol freático no nível do terreno. Para evitar migração do solo nativo para o material granular (areia) a cava deve ser revestida com manta geotêxtil (Bidim)

A pressão na geratriz superior é obtida somando a pressão da água com a oriunda do peso aparente do solo saturado

$$P = 0,1 \times H + 0,1 \times H \times (2,7 - 1,0) \times 0,7$$

$$P = 0,1 \times H \times [1,0 + (2,7 - 1,0) \times 0,7] = 0,22 \times H$$

A pressão na geratriz inferior vem da coluna de água $H + D$.

$$P = 0,1 \times (H + D)$$

A pressão na geratriz média é gerada pela coluna de água $H + D/2$ somada ao empuxo lateral do solo

$$P = 0,1(H + D/2) + 0,1 \times (H + D/2) \times (2,7 - 1) \times 0,7 \times 0,5$$

$$P = 0,16 \times (H + D/2)$$

Nas expressões acima:

P é a pressão externa em kg/cm^2

1,0 é a densidade da água

2,7 é a densidade real do solo

0,7 é o teor volumétrico de sólidos no solo

0,5 é o coeficiente de empuxo lateral do solo

H é a altura de recobrimento em metros (figura 1)

D é o diâmetro do tanque em metros

Os tanques enterrados em presença de água freática podem flutuar. A condição de equilíbrio para flutuação acontece quando a pressão na geratriz superior iguala a pressão na geratriz inferior

$$0,1 \times (H + D) = 0,22 \times H$$

Que corresponde à altura de recobrimento $H = 0,8D$.

Se $H < 0,8D$, a força vertical na geratriz inferior do tanque excede o peso do solo de cobertura, sendo necessário amarrar o tanque para ele não flutuar

Se $H > 0,8D$, a pressão dominante ocorre na geratriz superior, comprimindo o tanque no fundo da cava.

Exemplo 1 Calcular as pressões externas em tanques de diâmetro $D = 2500$ mm enterrados com alturas de recobrimento $H = 1$ m, $H = 2$ m e $H = 3$ m. O lençol freático chega à superfície do terreno.

Para $H = 1$ m

Pressão na geratriz superior	Pressão na geratriz inferior	Pressão na geratriz central
$P = 0,22 \times H$	$P = 0,1 \times (H + D)$	$P = 0,16 \times (H + D/2)$
$P = 0,22 \times 1 = 0,22 \text{ kg/cm}^2$	$P = 0,1 \times (1 + 2,5) = 0,35 \text{ kg/cm}^2$	$P = 0,16 \times (1 + 2,5/2) = 0,36 \text{ kg/cm}^2$

Os tanques enterrados com altura de recobrimento $H < 0,8D$ podem ser analisados supondo pressão externa uniforme igual à que atua na geratriz central, $P = 0,16(H+D/2)$.

Para $H = 2$ m

Pressão na geratriz superior	Pressão na geratriz inferior	Pressão na geratriz central
$P = 0,22 \times H$	$P = 0,1 \times (H + D)$	$P = 0,16 \times (H + D/2)$
$P = 0,22 \times 2 = 0,44 \text{ kg/cm}^2$	$P = 0,1 \times (2 + 2,5) = 0,45 \text{ kg/cm}^2$	$P = 0,16 \times (2 + 2,5/2) = 0,52 \text{ kg/cm}^2$

Os tanques enterrados com altura de recobrimento $H = 0,8D$ podem ser analisados supondo pressão externa uniforme igual à que atua na geratriz inferior, $P = 0,16(H+D/2)$.

Para $H = 3$ m

Pressão na geratriz superior	Pressão na geratriz inferior	Pressão na geratriz central
$P = 0,22 \times H$	$P = 0,1 \times (H + D)$	$P = 0,16 \times (H + D/2)$
$P = 0,22 \times 3 = 0,66 \text{ kg/cm}^2$	$P = 0,1 \times (3 + 2,5) = 0,55 \text{ kg/cm}^2$	$P = 0,16 \times (3 + 2,5/2) = 0,68 \text{ kg/cm}^2$

Os tanques enterrados com altura de recobrimento $H > 0,8D$ podem ser analisados supondo pressão externa uniforme igual à que atua na geratriz superior, $P = 0,16(H+D/2)$.

3 – Rigidez de anel. A pressão externa crítica para estruturas cilíndricas enterradas é calculada pela fórmula de Luscher, modificada pela AWWA C950. Essa fórmula leva em conta a rigidez do solo, diferindo significativamente da endossada pela ASME RTP1, amplamente citada em outras partes deste livro para tanques não-enterrados.

A expressão da AWWA para computar a pressão externa crítica é

$$P_{cri} = SN^{1/3} \times M_s^{2/3} \times \frac{11,4}{11 + D/H}$$

Onde

*SN é a rigidez de anel do tanque
D é o diâmetro do tanque
H é a altura de recobrimento
Ms é o módulo do solo.*

A rigidez de anel SN é definida pela expressão

$$SN = \frac{EI}{D^3}$$

Onde

*E é o módulo do costado na direção circunferencial
I é o momento de inércia na direção circunferencial, por unidade de comprimento.
D é o diâmetro do costado cilíndrico*

O módulo do solo, Ms, é uma grandeza complexa, que combina a rigidez do solo nativo com a do aterro, a largura da cava e a altura de recobrimento. O cálculo de Ms requer consulta a tabelas publicadas pelo manual M45 da AWWA, que não repetiremos aqui. Ao invés disso, vamos supor uma situação desfavorável, onde os tanques são instalados em solo nativo argiloso de baixa coesão com aterro de areia. V. figura 1. Nessas condições, de acordo com o manual M45, podemos supor de maneira conservadora $Ms = 15 \text{ kg/cm}^2$.

A rigidez de anel do tanque é determinada comparando a pressão crítica com a pressão externa

$$SN^{1/3} \times M_s^{2/3} \times \frac{11,4}{11 + D/H} = CS \times P$$

Onde $CS = 2,5$ é o coeficiente de segurança proposto pela AWWA. A pressão externa a ser usada nos cálculos é a que ocorre na geratriz média do tanque, $P = 0,16(H+D/2)$.

A rigidez de anel é obtida da equação acima

$$SN = \left[\frac{CS \times 0,16 \times (H + D/2) \times (11 + D/H)}{11,4} \right]^3 \times \frac{1}{M_s^2}$$

Onde

*SN é a rigidez de anel em kg/cm^2
Ms = 15 kg/cm^2 é o módulo do solo
H é a altura do recobrimento em metros
D é o diâmetro do tanque em metros
CS = 2,5 é o coeficiente de segurança exigido pela AWWA C950*

O coeficiente de segurança $CS = 2,5$ adotado pela AWWA é razoável para produtos não agressivos. Os tanques aéreos tratados pela ASME RTP1 trabalha com produtos agressivos, exigindo $CS = 5$.

Exemplo 2. Computar a rigidez de anel para um tanque de diâmetro $D = 2500 \text{ mm}$, enterrado com altura de recobrimento $H = 1 \text{ metro}$.

Para a instalação padrão assumida neste capítulo, temos

$$SN = \left[\frac{CS \times 0,16 \times (H + D/2) \times (11 + D/H)}{11,4} \right]^3 \times \frac{1}{M_s^2}$$

$$SN = \left[\frac{2,5 \times 0,16 \times (1 + 2,5/2) \times (11 + 2,5/1)}{11,4} \right]^3 \times \frac{1}{15^2}$$

$$SN = 0,005 \text{ kg/cm}^2$$

Expressa em Pascal, essa rigidez de anel corresponde a $SN = 500 \text{ Pa}$

Exemplo 3. Computar a rigidez de anel para um tanque de diâmetro $D = 2500 \text{ mm}$, enterrado com altura de recobrimento $H = 3 \text{ metros}$.

Para a instalação padrão assumida neste capítulo, temos

$$SN = \left[\frac{CS \times 0,16 \times (H + D/2) \times (11 + D/H)}{11,4} \right]^3 \times \frac{1}{M_s^2}$$

$$SN = \left[\frac{2,5 \times 0,16 \times (3 + 2,5/2) \times (11 + 2,5/3)}{11,4} \right]^3 \times \frac{1}{15^2}$$

$$SN = 0,024 \text{ kg/cm}^2$$

Expressa em Pascal, essa rigidez de anel corresponde a $SN = 2400 \text{ Pa}$

4 – Espessura do costado e distância entre nervuras. A espessura do costado de tanques enterrados é arbitrada, respeitando o valor mínimo $t = 5,0 \text{ mm}$. A distância L entre as nervuras é computada em função da espessura do costado e da pressão externa.

A distância máxima entre as nervuras é computada usando a fórmula da ASME RTP1 para cilindros curtos submetidos à pressão externa.

$$P \times CS = K \times E_y \times \left(\frac{E_x}{E_y} \right)^{\frac{1}{4}} \times \frac{R}{L_{max}} \times \left(\frac{t}{R} \right)^{\frac{5}{2}}$$

De onde obtemos

$$L_{max} = K \times E_y \times \left(\frac{E_x}{E_y} \right)^{\frac{1}{4}} \times \frac{R}{P \times CS} \times \left(\frac{t}{R} \right)^{\frac{5}{2}}$$

$$L_{max} = K \times E_y \times \left(\frac{E_x}{E_y} \right)^{\frac{1}{4}} \times \frac{R}{0,16 \times (H + D/2) \times CS} \times \left(\frac{t}{R} \right)^{\frac{5}{2}}$$

Onde

$P = 0,16(H+D/2)$ é a pressão na geratriz central do tanque

$CS = 2,5$ (Exigido pela AWWA C950)

$K = 0,66$ (Para costados feitos com fibras UD)

$K = 0,82$ (para costados feitos com fibras picadas e fibras tecidas)

R = raio do tanque

L_{max} = distância máxima entre nervuras

t = é a espessura do costado

A distância exata entre as nervuras é estabelecida considerando o comprimento do tanque. Se a distância entre as nervuras ficar muito pequena, a espessura do costado deve ser aumentada.

Nota: O leitor mais atento deve ter notado que o módulo M_s do solo, determinante para computar a rigidez de anel SN do tanque, não foi usado para calcular a distância entre as nervuras. Isso é assim, porque o segmento cilíndrico entre as nervuras é muito curto, não sendo afetado pelo solo.

Exemplo 4 – Computar a distância L entre as nervuras para um tanque de diâmetro $D = 2500$ mm instalado com altura de cobertura $H = 1$ m. O comprimento do costado cilíndrico é $\Delta = 6,0$ m. Supor o costado com espessura $t = 8,0$ mm, feito com fibras UD70.

A distância máxima entre as nervuras é

$$L_{max} = K \times E_y \times \left(\frac{E_x}{E_y}\right)^{\frac{1}{4}} \times \frac{R}{0,16 \times (H + D/2) \times CS} \times \left(\frac{t}{R}\right)^{\frac{5}{2}}$$

$$L_{max} = 0,66 \times 298\,200 \times \left(\frac{92\,800}{298\,200}\right)^{\frac{1}{4}} \times \frac{125}{0,16 \times (1 + 2,5/2) \times 2,5} \times \left(\frac{8}{1250}\right)^{\frac{5}{2}} = 67 \text{ cm}$$

A distância exata entre as nervuras é estabelecida considerando o comprimento do cilindro, $\Delta = 6,0$ m. Para caber 8 nervuras, a distância entre elas deve ser $L = 66$ cm.

Portanto, as nervuras devem distar $L = 66$ cm umas das outras, sendo necessárias $N = 8$ nervuras para cobrir o cilindro de comprimento 6 m. A espessura do costado é $t = 8,0$ mm

Exemplo 5 – Computar a distância L entre as nervuras para tanque de diâmetro $D = 2500$ mm instalado com altura de cobertura $H = 3$ m. O comprimento do costado cilíndrico é $\Delta = 6,0$ m. Supor o costado com espessura $t = 8,0$ mm, feito com fibras UD70.

A distância máxima entre as nervuras é

$$L_{max} = K \times E_y \times \left(\frac{E_x}{E_y}\right)^{\frac{1}{4}} \times \frac{R}{0,16 \times (H + D/2) \times CS} \times \left(\frac{t}{R}\right)^{\frac{5}{2}}$$

$$L_{max} = 0,66 \times 298\,200 \times \left(\frac{92\,800}{298\,200}\right)^{\frac{1}{4}} \times \frac{125}{0,16 \times (3 + 2,5/2) \times 2,5} \times \left(\frac{8}{1250}\right)^{\frac{5}{2}} = 35 \text{ cm}$$

Essa distância é muito pequena. Vamos aumentar a espessura do costado para $t = 10,5$ mm.

$$L = 0,66 \times 298\,200 \times \left(\frac{92\,800}{298\,200}\right)^{\frac{1}{4}} \times \frac{125}{0,16 \times (3 + 2,5/2) \times 2,5} \times \left(\frac{10,5}{1250}\right)^{\frac{5}{2}} = 69 \text{ cm}$$

A distância exata entre as nervuras é estabelecida considerando o comprimento do cilindro, $\Delta = 6,0$ m. Para caber 8 nervuras, a distância entre elas deve ser $L = 66$ cm.

Portanto, as nervuras devem distar $L = 66$ cm umas das outras, sendo necessárias $N = 8$ nervuras para cobrir o cilindro de comprimento 6 m. A espessura do costado é $t = 10,5$ mm.

5 – Rigidez e geometria das nervuras. A inércia das nervuras separadas pela distância L é computada em função da rigidez de anel.

$$I_N = \frac{SN \times L \times D^3}{E_N}$$

Onde

I_N é a inércia das nervuras

L é a distância entre as nervuras

D é o diâmetro da casca cilíndrica

E_N é o módulo do material da nervura

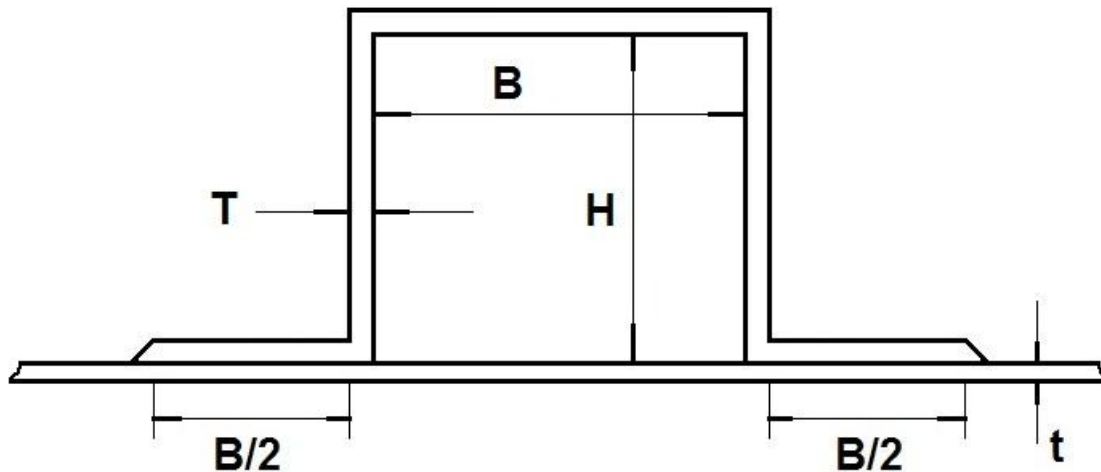


Figura 2

As nervuras de espessura T são laminadas sobre forma de largura B e altura H . Observe a espessura “ t ” do costado.

A expressão abaixo calcula a inércia da nervura mostrada na figura 2

$$I_N = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2}$$

Onde

E_N é o módulo da nervura

E_y é o módulo do costado

t é a espessura do costado

Essa inércia deve ser igual à requerida pelo cilindro que, como vimos antes, é

$$I_N = \frac{SN \times L \times D^3}{E_N}$$

As dimensões B, H e T da nervura são determinadas igualando as expressões acima. Isso nos dá uma equação com três incógnitas, que é resolvida arbitrando valores razoáveis para a altura H e para a espessura T. A largura B é calculada.

Exemplo 6 – Computar a inércia e as dimensões das nervuras requeridas pelo tanque de diâmetro $D = 2500 \text{ mm}$ e altura de recobrimento $H = 3 \text{ m}$. Supor a nervura feita com tecido TDU 1200, que tem módulo $E = 280\,000 \text{ kg/cm}^2$

A rigidez das nervuras deve ser

$$I_N = \frac{SN \times L \times D^3}{E_N}$$

$$I_N = \frac{0,024 \times 69 \times 250^3}{320\,000} = 81 \text{ cm}^4$$

As dimensões das nervuras são computadas pela equação

$$I_N = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2}$$

Onde

$$I_N = 81 \text{ cm}^4$$

$$E_y = 298\,200 \text{ kg/cm}^2$$

$$E_N = 280\,000 \text{ kg/cm}^2$$

$$t = 1,05 \text{ cm (Espessura do costado)}$$

Vamos arbitrar a espessura das nervuras em $T = 5,5 \text{ mm}$ (5 tecidos TUD 1200). A altura da nervura será arbitrada em $H = 4 \text{ cm}$. A largura B é calculada.

$$81 = \frac{(B + 1,1)}{12} \times (4 + 0,55)^3 - \frac{B}{12} \times (4 - 0,55)^3 + \frac{298\,200}{280\,000} \times \frac{B \times 1,05 \times (4 + 0,55)^2}{2}$$

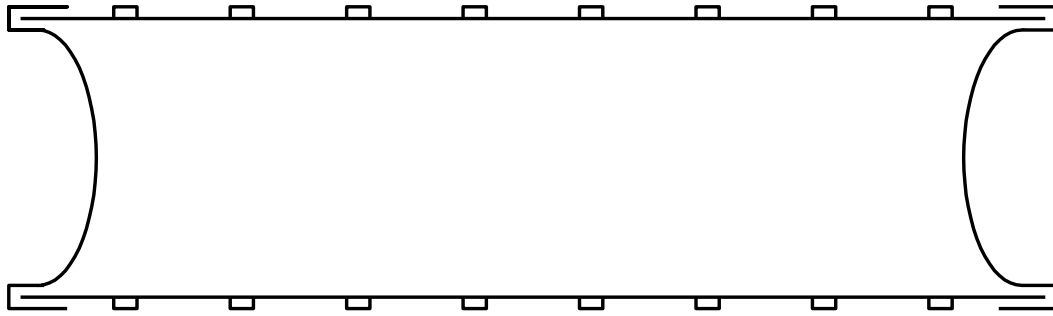
De onde obtemos $B = 5 \text{ cm}$.

Portanto, as nervuras devem ser construídas com 5 tecidos TUD 1200 sobre forma de largura $B = 5 \text{ cm}$ e altura $H = 4 \text{ cm}$.

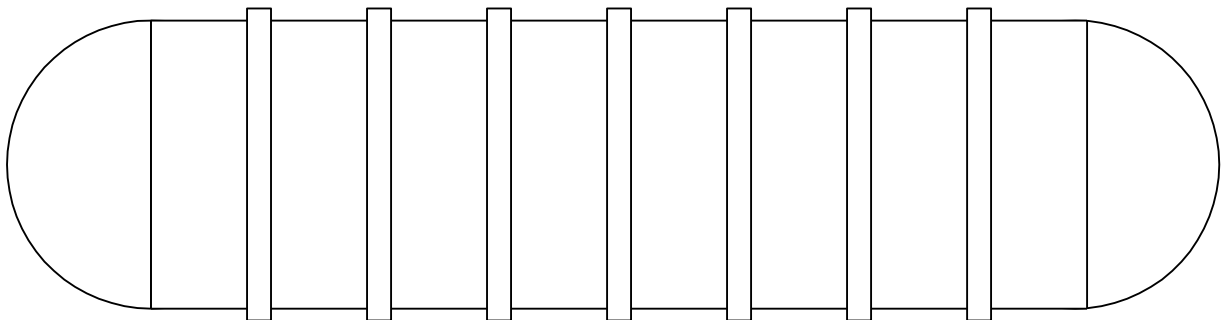
6 – Espessura dos tampos. Os tampos são submetidos à pressão lateral do solo no ponto médio da calota.

$$P = 0,16 \times (H + D/2)$$

Vamos considerar tampos convexos (projetando para fora), côncavos (projetando para dentro) e planos. Os tampos côncavos e convexos são mostrados na figura 3.



Tampas côncavas



Tampas Convexas

Figura 3

Mostra as geometrias de tampas côncavas e convexas. Os tampos côncavos não colapsam sob cargas externas.

6.1 – Espessura de tampos convexas. O raio de curvatura de tampos convexas é dado pela fórmula

$$R_e = \frac{R^2 + h^2}{2h}$$

Onde

h é a elevação do tampo convexo

R é o raio do tanque

R_e é o raio do tampo

A pressão crítica, que colapsa tampos convexas, é

$$P_{cri} = 0,30 \times E \times \left(\frac{t}{R_e}\right)^2$$

A pressão crítica deve ser pelo menos 2,5 vezes maior que a pressão externa.

$$0,30 \times E \times \left(\frac{t}{R_e}\right)^2 = 2,5 \times 0,16 \times (H + D/2)$$

De onde obtemos

$$t = 1,15 \times \sqrt{\frac{H + D/2}{E}} \times \left(\frac{R^2 + h^2}{2h} \right)$$

Na expressão acima, H e D entram em metros.

Se as tampas forem esféricas, $h = R$ e a expressão acima simplifica para

$$t = 1,15 \times \sqrt{\frac{H + D/2}{E}} \times R$$

Exemplo 7 – Computar a espessura de tampos convexos para tanques de diâmetro $D = 2500$ mm com altura de recobrimento $H = 3$ m. Supor tampos toro esféricos com elevação $h = 625$ mm, feitos com fibras picadas de módulo $E = 70\,000$ kg/cm²

A espessura desejada é

$$t = 1,15 \times \sqrt{\frac{H + D/2}{E}} \times \left(\frac{R^2 + h^2}{2h} \right)$$

$$t = 1,15 \times \sqrt{\frac{3 + 1,25}{70\,000}} \times \left(\frac{1250^2 + 625^2}{2 \times 625} \right) = 14,0 \text{ mm}$$

Se os tampos forem construídos com pares MT quase-isotrópicos, de módulo $E = 100\,000$ kg/cm², essa espessura reduz para

$$t = 1,15 \times \sqrt{\frac{3 + 1,25}{100\,000}} \times \left(\frac{1250^2 + 625^2}{2 \times 625} \right) = 11,5 \text{ mm}$$

6.2 – Espessura de tampos côncavos. Os tampos côncavos, curvados para dentro, são tracionados pela carga externa do solo. A espessura desses tampos é calculada pela equação

$$t = \frac{P \times R_e}{2 \times E \times \epsilon}$$

$$t = \frac{0,16 \times (H + D/2)}{2 \times E \times \epsilon} \times \left(\frac{R^2 + h^2}{2h} \right)$$

Na expressão acima H e D entram em metros.

Exemplo 8 – Computar a espessura de tampos côncavos para o tanque analisado no exemplo anterior. Supor tampos toro esféricos com elevação $h = 250$ mm. Os tampos são feitos com fibras picadas de módulo $E = 70\,000$ kg/cm²

A espessura desejada é

$$t = \frac{0,16 \times (H + D/2)}{2 \times E \times \epsilon} \times \left(\frac{R^2 + h^2}{2h} \right)$$

$$t = \frac{0,16 \times (3 + 1,25)}{2 \times 70\,000 \times 0,001} \times \left(\frac{1250^2 + 250^2}{2 \times 250} \right) = 15,7 \text{ mm}$$

Se os tampos forem construídos com pares MT quase-isotrópicos, de módulo $E = 100\,000 \text{ kg/cm}^2$, a espessura do tampo reduz para

$$t = \frac{0,16 \times (3 + 1,25)}{2 \times 100\,000 \times 0,001} \times \left(\frac{1250^2 + 250^2}{2 \times 250} \right) = 11,0 \text{ mm}$$

6.3 – Espessura de tampos planos. A solução apresentada nesta seção foi retirada do capítulo 13, large deflections of plates, do livro Theory of Plates and Shells, de Tomoshenko e Woinowsky-Krieger. Segundo os autores, essa solução dá excelentes resultados para placas circulares de baixa rigidez engastadas nas bordas e sob carregamento lateral uniforme. Essa é a situação dos tampos de tanques enterrados.

A espessura dos tampos, em função do alongamento, é

$$t = \frac{0,275}{\epsilon^{3/2}} \times \frac{P \times R}{E}$$

A deflexão, ou afundamento, no centro dos tampos, é

$$w_0 = 0,662 \times R \times \sqrt[3]{\frac{P \times R}{E \times t}}$$

Onde

w_0 é a deflexão, ou afundamento, no centro da tampa

ϵ é o alongamento no tampo

t é a espessura da tampa

$P = 0,16 \times (H + D/2)$ é a pressão uniforme

R é o raio do cilindro

E é o módulo quase-isotrópico do material usado para fazer a tampa

Os módulos dos materiais quase-isotrópicos estão na tabela 4

	TUD 1200	T800	Pares MT
Espessura	1,1 mm/lâmina	0,85 mm/lâmina	1,9 mm/par
$E \text{ (kg/cm}^2\text{)}$	155 000	140 000	100 000

Tabela 4

Módulos quase-isotrópicos

Exemplo 9 – Computar a espessura de tampos planos para o tanque analisado nos dois exemplos anteriores. Supor alongamento $\epsilon = 0,001$ e tampos feitos com fibras TUD 1200 de módulo quase-isotrópico $E = 155\,000 \text{ kg/cm}^2$

A espessura desejada é

$$t = \frac{0,275}{\epsilon^{3/2}} \times \frac{P \times R}{E}$$

$$t = \frac{0,275}{(0,001)^{3/2}} \times \frac{0,16 \times (3 + 1,25) \times 125}{155\,000} = 4,76 \text{ cm}$$

Essa espessura é muito alta. É melhor usar calotas côncavas ou convexas.

Exemplo 10 – Computar a espessura de tampos planos para tanques de diâmetro $D = 2500$ mm instalados com $H = 1$ m. Supor alongamento $\epsilon = 0,001$ e tampos feitos com fibras TUD 1200 de módulo quase-isotrópico $E = 155\,000$ kg/cm²

A espessura desejada é

$$t = \frac{0,275}{\epsilon^{3/2}} \times \frac{P \times R}{E}$$

$$t = \frac{0,275}{(0,002)^{3/2}} \times \frac{0,16 \times (1 + 1,25) \times 125}{155\,000} = 2,50 \text{ cm}$$

Essa espessura ainda é muito grande.

Exemplo 11 – Computar a espessura e a deflexão de tampos planos para tanques de diâmetro $D = 2500$ mm instalados com $H = 1$ m. Supor alongamento $\epsilon = 0,002$ e tampos feitos com fibras TUD 1200 de módulo quase-isotrópico $E = 155\,000$ kg/cm²

A espessura desejada é

$$t = \frac{0,275}{\epsilon^{3/2}} \times \frac{P \times R}{E}$$

$$t = \frac{0,275}{(0,002)^{3/2}} \times \frac{0,16 \times (1 + 1,25) \times 125}{155\,000} = 0,9 \text{ cm}$$

Essa é uma espessura bem interessante, que pode ser usada em tampos de tanques para armazenar produtos não-agressivos, como água, esgoto, etanol ou gasolina.

A deflexão no centro do tampo é

$$w_0 = 0,662 \times R \times \sqrt[3]{\frac{P \times R}{E \times t}}$$

$$w_0 = 0,662 \times 125 \times \sqrt[3]{\frac{0,16 \times (1 + 1,25) \times 125}{155\,000 \times 0,9}} = 5,7 \text{ cm}$$

A deflexão é grande. É isso que permite ao tampo trabalhar sob tração.

7 – Emenda de tampos com costados. Essas emendas devem ter largura total 300 mm (150 mm sobre o costado e 150 mm sobre os tampos) e espessura igual à das tampas. As emendas devem ser feitas com o mesmo laminado usado para fazer as tampas.

Apêndice

Solos argilosos secos

As pressões externas em tanques enterrados em solo argiloso seco, são

Nas geratrizes superior e inferior. A pressão do solo nas geratrizes superior e inferior do tanque é

$$P = 0,1 \times H \times 1,8 = 0,18 \times H$$

Onde

P é a pressão em kg/cm²

H é a altura do recobrimento (metros)

1,8 é a densidade aparente do solo seco (g/cm³)

Na geratriz central. A pressão lateral do solo seco no costado do tanque é

$$P = 0,1 \times (H + D/2) \times 1,8 \times 0,5 = 0,09 \times (H + D/2)$$

Onde 0,5 é o coeficiente de empuxo lateral do solo

Essas pressões se igualam quando $H = D/2$. Se $H < D/2$, a pressão na geratriz média governa os cálculos.

Uma vez estabelecida a pressão externa, os cálculos procedem como indicado antes.

Exemplo 12 – Redimensionar o costado do tanque discutido nos exemplos anteriores, supondo instalação em solo argiloso seco.

$$D = 2500 \text{ mm}$$

$$H = 3 \text{ m.}$$

$$\Delta = 6 \text{ m}$$

Supor nervuras feitas com tecido TDU 1200, que tem módulo $E = 320\,000 \text{ kg/cm}^2$.

Como $H > D/2$, a pressão que governa os cálculos é

$$P = 0,18 \times H$$

A rigidez de anel é

$$SN = \left[\frac{CS \times 0,18 \times H \times (11 + D/H)}{11,4} \right]^3 \times \frac{1}{M_5^2}$$

$$SN = \left[\frac{2,5 \times 0,18 \times 3 \times (11 + 2,5/3)}{11,4} \right]^3 \times \frac{1}{15^2} = 0,012 \text{ kg/cm}^2$$

Onde

SN é a rigidez de anel em kg/cm^2
 $Ms = 15 kg/cm^2$ é o módulo do solo
 $H = 3 m$ é a altura do recobrimento
 $D = 2,5 m$ é o diâmetro do tanque
 $CS = 2,5$ é o coeficiente de segurança exigido pela AWWA C950

A rigidez de anel computada para solo saturado é um pouco menor que a requerida para solo seco.

Vamos supor o costado com espessura $t = 10,0 mm$, feito com fibras UD70.

A distância máxima entre as nervuras é

$$L_{max} = K \times E_y \times \left(\frac{E_x}{E_y}\right)^{\frac{1}{4}} \times \frac{R}{0,18 \times H \times CS} \times \left(\frac{t}{R}\right)^{\frac{5}{2}}$$
$$L_{max} = 0,66 \times 298\,200 \times \left(\frac{92\,800}{298\,200}\right)^{\frac{1}{4}} \times \frac{125}{0,18 \times 3 \times 2,5} \times \left(\frac{10}{1250}\right)^{\frac{5}{2}} = 78 cm$$

A distância exata entre as nervuras é estabelecida considerando o comprimento do cilindro, $\Delta = 6,0 m$. Para caber 7 nervuras, a distância entre elas deve ser $L = 75 cm$.

Portanto, as nervuras devem distar $L = 75 cm$ umas das outras, sendo necessárias $N = 7$ nervuras para cobrir o cilindro de comprimento 6 m. A espessura do costado é $t = 10,0 mm$

A rigidez das nervuras deve ser

$$I_N = \frac{SN \times L \times D^3}{E_N}$$
$$I_N = \frac{0,012 \times 75 \times 250^3}{320\,000} = 45 cm^4$$

As dimensões das nervuras são computadas pela equação

$$I_N = \frac{(B + 2T)}{12} \times (H + T)^3 - \frac{B}{12} \times (H - T)^3 + \frac{E_y}{E_N} \times \frac{B \times t \times (H + T)^2}{2}$$

Onde

$$I_N = 45 cm^4$$
$$E_y = 298\,200 kg/cm^2$$
$$E_N = 320\,000 kg/cm^2$$
$$t = 1,0 cm \text{ (Espessura do costado)}$$

Vamos arbitrar a espessura das nervuras em $T = 5,5 mm$ (5 tecidos TUD 1200). A altura da nervura será arbitrada em $H = 3 cm$. A largura B é calculada.

$$45 = \frac{(B + 1,1)}{12} \times (3 + 0,55)^3 - \frac{B}{12} \times (3 - 0,55)^3 + \frac{298\,200}{320\,000} \times \frac{B \times 1,0 \times (3 + 0,55)^2}{2}$$

CARVALHO SERVIÇOS SC LTDA.

De onde obtemos $B = 5$ cm.

Portanto, as nervuras devem ser construídas com 5 tecidos TUD 1200 sobre forma de largura $B = 5$ cm e altura $H = 3$ cm.