

Capítulo 5. ANÁLISE DAS CARGAS DE SERVIÇO

5.3 Peso de curvas e válvulas

Geralmente podemos obter pesos de válvulas e flanges através da consulta a catálogos de fabricantes. O Anexo 3 apresenta dados a respeito de alguns dos tipos destes componentes disponíveis no mercado nacional.

Para se determinar o peso das curvas ou do isolamento térmico, é possível uma boa aproximação em ambos os casos pelas Equações 5-5 e 5-6, correspondentes a Figura 5-1.



Figura 5-1 Representação de uma curva de tubo em 90° e seu centro de gravidade (à direita).

A dimensão l_{cf} (distancia de centro a face) incorpora a definição do tipo de curva. Se esta é a chamada curva de raio longo (*long radius*), l_{cf} é igual a 1,5 vez o diâmetro nominal. A curva de raio curto (*short radius*) tem l_{cf} igual ao diâmetro nominal. Esta dimensão também permite a localização do centro de gravidade da curva (CG).

$$l_{CG} = \frac{180(1 - \cos \theta)l_{cf}}{\theta\pi} \quad (5-8)$$

Para se determinar o peso das curvas ou do isolamento térmico, cuja carga peso não tenha sido fornecida, é possível uma boa aproximação pelas Equações 5-5 e 5-6:

$$w_c = \frac{l_{cf}\theta\pi^2}{180}(D-t)t\rho_m \quad (5-5)$$

$$w_i = \frac{l_{cf}\theta\pi^2}{180}(D+t_i)t_i\rho_i \quad (5-6)$$

$$w_a = \frac{l_{cf}\theta\pi^2}{180}\left(\frac{D}{2}-t\right)^2\rho_a \quad (5-7)$$

onde

w_c é o peso da curva;

w_i é o peso do isolamento térmico da curva;

w_a é o peso do fluido transportado;

t é a espessura da parede do tubo;

θ é o ângulo em grau da curvatura.

5.4 Determinação da carga peso sobre suportes

Existem Vários métodos manuais de cálculo para se determinar a carga exercida por uma linha sobre os seus suportes. Muito embora estes métodos sejam diferentes entre si com relação à complexidade, os resultados alcançados praticamente se equivalem.

➤ **Balanceamento de peso (*weight balancing*)**

Este método consiste em analisar a linha em partes, ou seja a linha deverá ser dividida em partes, de modo que cada segmento considerado possa ser modelado como um corpo rígido em equilíbrio. Partindo do princípio da Estática de que um corpo rígido, é possível determinar as forças exercidas por cada segmento sobre seus suportes. O método apresenta resultados extremamente condizentes em relação à realidade, mas o cálculo é mais complicado.

➤ **Balanceamento de peso simplificado (método gráfico)**

Muitas vezes, não existe a necessidade de se alcançar uma precisão elevada, e sim de se obter resultados com rapidez. Assim sendo, foi desenvolvido um método gráfico bastante simples, também baseado na teoria de equilíbrio dos corpos rígidos, capaz de fornecer resultados com rapidez dentro de uma margem de erro aceitável, dependendo da aplicação.

Este método gráfico consiste em analisar a linha **em segmentos contendo apenas dois pontos de apoio**, os segmentos sempre começando em um destes pontos e terminando em outro. Cada segmento é comparado com o arranjo mostrado na Figuras 5-6, empregando-se as equações correspondentes quando uma das figuras for similar ao trecho considerado.

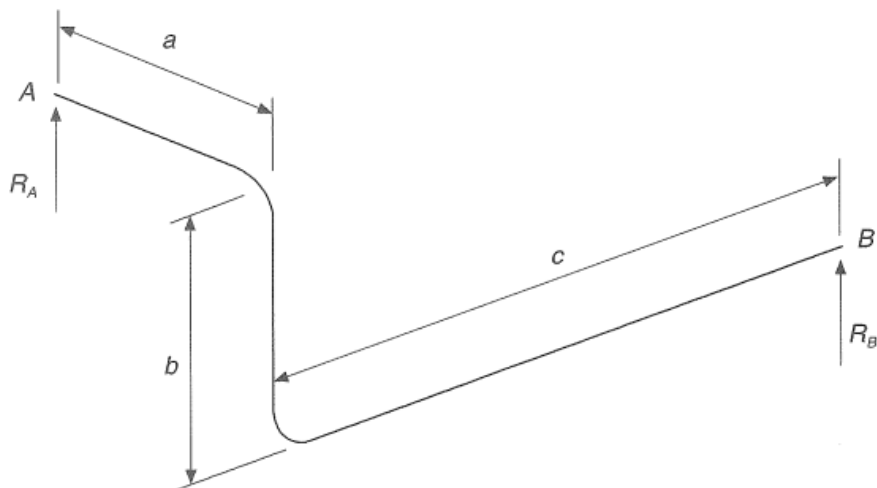


Figura 5-6 Arranjo de tubulação, primeiro caso.

As reações nos pontos de suporte A e B são fornecidas por:

Essas duas fórmulas são independentes se o ponto A está ou não mais alto que o ponto B.

$$R_A = \frac{w}{a^2 + c^2} \left[c^2 \left(a + b + \frac{c}{2} \right) + \frac{a^3}{2} \right] \quad (5-15)$$

$$R_B = w(a + b + c) - R_A = \frac{w}{a^2 + c^2} \left[\frac{c^3 + a^3}{2} + a^2(c + b) \right] \quad (5-16)$$

em que w é o peso linear da tubulação.

O arranjo mostrado na Figura 5-6 representa um segmento constituído somente por tubos e curvas. As Equações 5-15 e 5-16 não são apropriadas, portanto, quando for necessário considerar outros componentes ou cargas concentradas relevantes, tais como válvulas ou ramificações do sistema. Estas situações são cobertas pelo emprego das equações correspondentes à Figura 5-7.

As reações nos pontos de suporte A e B são fornecidas por:

Essas duas fórmulas são independentes se o ponto A está ou não mais alto que o ponto B.

$$R_A = \frac{w}{a^2 + c^2} \left[c^2 \left(a + b + \frac{c}{2} \right) + \frac{a^3}{2} \right] + \frac{1}{a^2 + c^2} [F_1(a^2 + c^2 - da) + F_2c^2 + F_3ec] \quad (5-17)$$

$$R_B = w(a + b + c) - R_A + F_1 + F_2 + F_3 \quad (5-18)$$

em que w é o peso linear da tubulação.

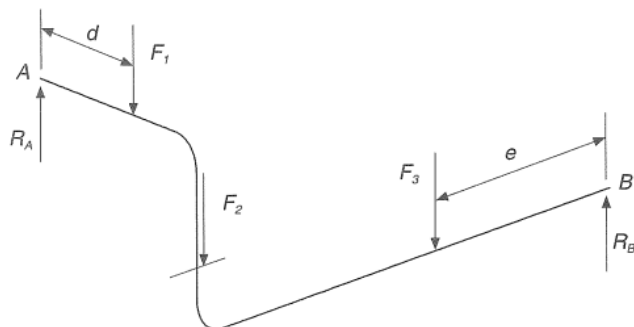


Figura 5-7 Arranjo de tubulação, segundo caso. Considerar as dimensões a , b e c tal como apresentadas na Figura 5-6.

É importante que o analista não se esqueça que **este método é limitado pelas simplificações consideradas para a elaboração das equações:**

- 1) Não se considera a transmissão de momentos de um segmento para outro, como se existissem ancoragens em vez de suportes.
- 2) As curvas são consideradas segmentos perpendiculares de tubos (não curva mais), soldados entre si.
- 3) Todos os trechos lineares da linha são perpendiculares ou paralelos entre si.
- 4) As equações foram geradas através da analogia entre os arranjos considerados e uma viga biapoiada com uma carga concentrada intermediária (ver Anexo 13), o que resultou em equações simples, porém não exatas. Seria mais correta a analogia com uma viga biengastada, porém a complexidade das equações resultantes retiraria deste processo o atrativo da simplicidade.
- 5) Este método somente pode ser empregado se a tubulação do segmento considerado tiver diâmetro constante.
- 6) Este processo só é válido se todas as reações reais forem em sentido contrário às cargas aplicadas. Por exemplo, o sistema apresentado na Figura 5-3 não poderia ser resolvido por este método, uma vez que a reação no ponto A tem o mesmo sentido da carga peso imposta ao segmento A - B.
- 7) As equações consideram as cargas concentradas como sobrepostas a tubulação. **No caso de uma válvula, por exemplo, isto implica que o peso desta será adicionado ao cômputo sem que se desconte o peso correspondente ao trecho da linha ocupado por ela. Um paliativo para este inconveniente é empregar no cálculo o valor do peso da válvula vazia.**

Todas estas considerações levam a um decréscimo na exatidão da análise, mas, dependendo do tipo de estudo requerido, esta variação pode ser desprezada. Porém, **é muito importante que o calculista observe com atenção os valores obtidos para as reações nos pontos de suporte. Se estes valores forem muito díspares entre si, isto significa que este método certamente não é apropriado para o problema, pois pode estar ocorrendo perda de apoio ou sollicitação em contrário em algum ponto de suporte.**

EXEMPLO NUMÉRICO 3 (Exemplo 5-2 no livro)

Seja a fração de um sistema hipotético, tal como representada na Figura 5-8. Considere o peso linear da tubulação, $w=1191,1 \text{ N/m}$, e o peso da Válvula como 3079 N (válvula vazia, isolada e acoplada a dois flanges). A posição dos suportes já está especificada. Considere que a Válvula está conectada a um bocal de equipamento (ponto J), que atua como ancoragem. Determine as reações dos suportes.

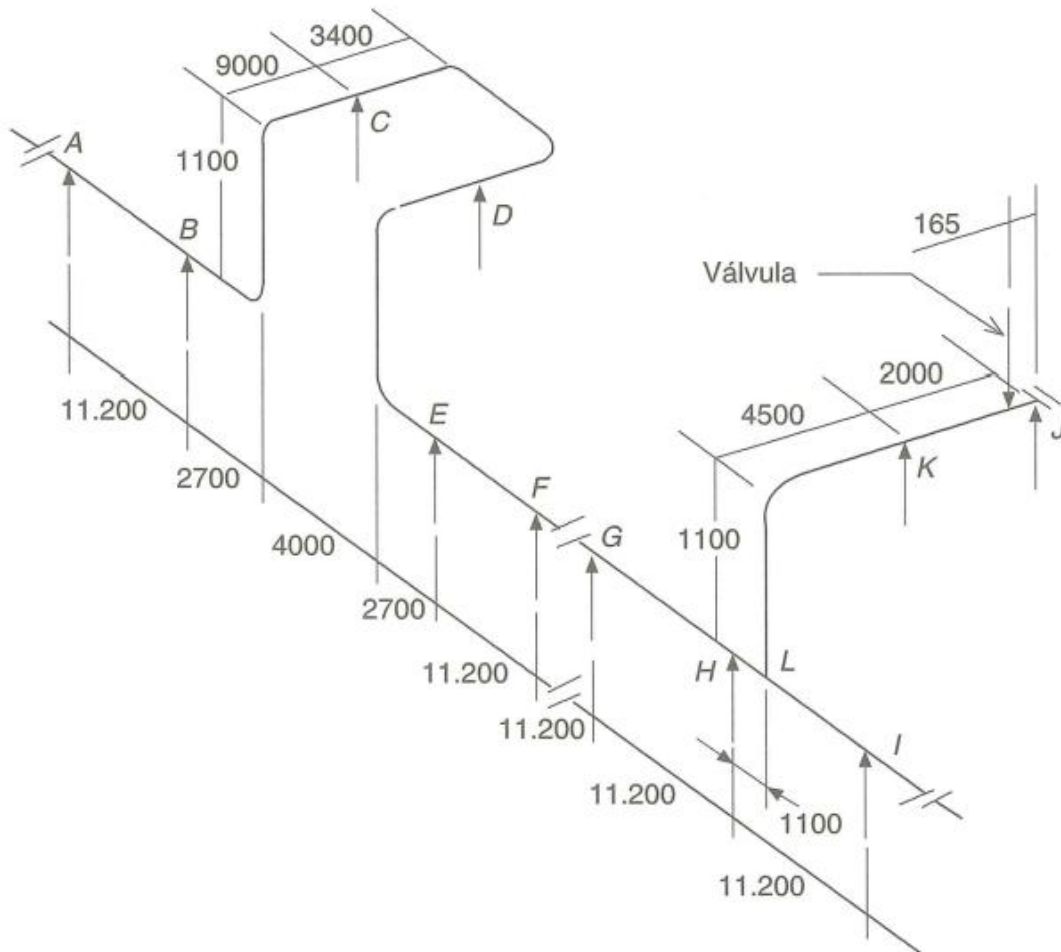


Figura 5-8 Esquema isométrico, fora de escala, da linha do Exemplo 5-2. Dimensões em mm.

Solução:

Segmento A - B: Sejam as Equações 5-15 e 5-16. Impondo $a = 11,20 \text{ m}$ e $b = c = 0$, temos

$$R_A = \frac{wa}{2} = \frac{1191,1 \text{ N/m} \times 11,2 \text{ m}}{2} = 6670 \text{ N} = R_B$$

Disciplina: CALCULO DE TENSÕES EM SISTEMAS DE TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS

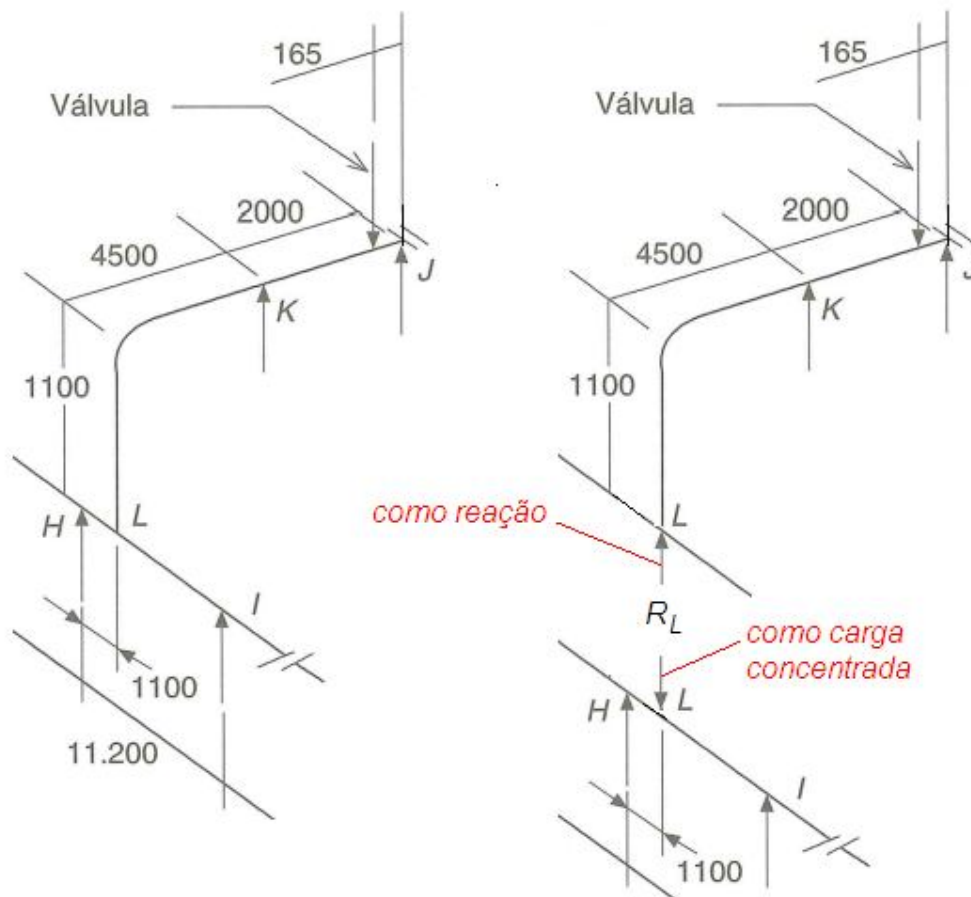
Segmento B - C: Para $a = 2,70$ m, $b = 1,10$ m, e $c = 9,0$ m, temos $R_B = 9203$ N e $R_C = 6044$ N, o que nos dá como reação total em B o valor

$$R_B = 6670\text{N (do trecho A-B)} + 9203\text{N (do trecho B-C)} = 15.873 \text{ N.}$$

Segmento C - D: Como o arranjo da tubulação entre C - D distribui simetricamente sua carga peso sobre estes dois pontos, basta dividir a carga peso total da tubulação deste segmento por dois. Assim sendo: $R_C = R_D = 6431$ N. Isto determina a reação total em C em

$$R_C = 6044 \text{ (do trecho B-C)} + 6431\text{N (do trecho C-D)} = 12.475 \text{ N.}$$

Os segmentos entre os pontos D-H são resolvidos de modo similar. Entretanto, para que se determinem as cargas relativas aos segmentos seguintes, é necessário que primeiro se calculem as cargas relativas ao segmento L - K, pois este influencia, tal como se fosse uma carga concentrada, o segmento H - I.



Segmento J - K: Sejam as Equações 5-17 e 5-18. Impondo $a = 2,0$ m, $F_1 = 3079$ N, $d = 0,165$ m e demais variáveis como nulas, temos $R_J = 4016$ N e $R_K = 1445$ N. A carga R_J na verdade é a reação total do bocal em J.

Segmento K - L: Sendo $a = 4,50$ m e $b = 1,10$ m e demais variáveis nulas, temos $R_K = 2680$ N e $R_L = 3990$ N. Tem-se então 4125 N como a reação total do suporte em K.

Segmento H - I: Sendo agora $a = 11,2$ m, $F_1 = 3990$ N (R_L), $d = 1,10$ m e demais variáveis nulas, temos $R_{I\neq} = 10268$ N e $R_F = 7062$ N.

Os resultados resumidos estão na Tabela 5-5, sendo comprando com o método de Balanceamento de PESO.

Tabela 5-5 Carga peso sobre cada suporte do sistema do Exemplo 5-2

Ponto de Suporte	Método Simplificado Carga Peso [N]	Balanceamento de Peso Carga Peso [N]	Diferença Percentual
A*	6670	4781	39,5
B	15.873	18.007	11,9
C	12.475	11.575	7,8
D	12.475	11.575	7,8
E	15.873	18.007	11,9
F	13.340	11.451	16,5
G	13.340	13.340	0,0
H	16.939	16.739	1,2
I*	7062	7040	0,3
J	4016	4067	1,3
K	4125	4133	0,2
L	3990	3769	5,9

O símbolo * indica reações parciais, e a letra L não designa um ponto de suporte.

5.7 Cálculo da espessura de parede em função de pressão interna

ASME B31 estabelece, para o cálculo da espessura mínima de tubos sujeitos à pressão interna, as seguintes fórmulas:

$$t = \frac{pD}{2(S_y e + pY)} + C \quad \text{ou} \quad t = \frac{pd}{2(S_y e + pY - p)} + C \quad (5-1)$$

em que:

p = pressão interna de projeto.

Disciplina: CALCULO DE TENSÕES EM SISTEMAS DE TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS

D = diâmetro externo; d a diâmetro interno.

S_h = tensão admissível do material na temperatura de projeto.

e = coeficiente de eficiência de solda, válido para o caso dos tubos com costura; para os tubos sem costura, $e = 1,0$. São os seguintes os valores desse coeficiente:

Tubos com costura por solda de topo, totalmente radiografada: $e = 1,0$

Tubos com costura por solda de topo, radiografia parcial: $e = 0,90$

Idem, sem radiografia, solda pelos dois lados: $e = 0,85$

Idem, idem, solda por um só lado: $e = 0,80$

Y = coeficiente de redução de acordo com o material e a temperatura do tubo. Para tubos de aço-carbono e de outros aços ferríticos, em temperaturas até 485°C (900°F), temos $Y = 0,4$, e para tubos de ferro fundido $Y = 0$. Os valores desse coeficiente estão também tabelados na norma ASME B 31.

C = soma das margens para corrosão, erosão, e abertura de roscas e de chanfros.

A referida norma recomenda o emprego das fórmulas acima para todas as classes de tubulações industriais sujeitas à pressão interna, abrangidas nas diversas seções da norma, exceto para as tubulações em que $p/eS_{m\acute{a}x} > 0,385$ ($S_{m\acute{a}x}$ a tensão máxima) ou em que $t > D/6$, que necessitam de cálculo especial para a determinação da espessura.

Excluem-se também do uso dessas fórmulas as tubulações enterradas de baixa pressão (até 0,3 MPa= 3 kg/cm² ou 50 psig (abreviação de *pounds per square inch gauge* – libras por polegada quadrada manométrica)), para água, gás, esgotos etc., que devem ser calculadas especialmente.

Embora as fórmulas sejam deduzidas para tubos retos, as normas permitem a sua aplicação para tubos curvos, desde que a ovalização ou o adelgaçamento de paredes resultantes do processo de encurvamento não sejam superiores a 8% do diâmetro e da espessura de paredes, respectivamente.

A margem para corrosão e erosão depende do material do tubo, da natureza do serviço e da vida esperada que deva ter a tubulação. Essa margem será teoricamente o produto da taxa anual de corrosão pelo número de anos de vida útil considerada; para tubulações em geral, uma vida útil de 10 a 15 anos costuma ser satisfatória. Em falta de outros dados, é usual adotar-se para tubulações de aço-carbono e aços de baixa liga um valor mínimo de 1,2 mm para essa margem, aumentando-se para 2,0 mm, no caso de serviços de média corrosão, e para até 4,0 mm, no caso de serviços de alta corrosão. Não

é usual margens de mais de 4,0 mm, devido ao acréscimo de peso que resultaria, obrigando, como conseqüência, a diminuir o vão entre suportes.

A margem para abertura de rosca, ou para superfícies usinadas (quando for o caso) costuma ser tomada como sendo a maior profundidade da rosca ou do chanfro, mais 0,4 mm, a menos que seja especificado outro valor.

Devemos considerar ainda a tolerância de variação de espessura de parede devido à fabricação dos tubos. Essa tolerância varia com o material, o processo de fabricação e o fabricante; para tubos de aço sem costura esse valor é $\pm 12,5\%$ da espessura nominal. Por essa razão, a fórmula final para a espessura mínima necessária, incluindo essa tolerância, será:

$$t = \frac{1}{1-0,125} \left[\frac{pD}{2(S_y e + pY)} + C \right] = 1,143 \left[\frac{pD}{2(S_y e + pY)} + C \right] \quad (5-2)$$

Para calcular a tensão máxima $S_{m\acute{a}x}$ que está ocorrendo em um tubo de espessura t quando submetido à pressão interna p , emprega-se a seguinte expressão, deduzida diretamente da fórmula acima:

$$S_{m\acute{a}x} = \frac{p}{e} \left[\frac{1,143D}{2(t-1,143C)} - Y \right] \quad (5-3)$$

EXEMPLO NUMÉRICO 4

Dimensionar-se a espessura mínima necessária de parede de uma tubulação para resistir à pressão interna.

Dados:

Diâmetro nominal: 8"; diâmetro externo: $D=8,625"$.

Pressão de projeto: $p=800$ psig;

Temperatura de projeto: $T=600^\circ F (=315,6^\circ C)$.

Margem para corrosão: $C=0,05"$;

Material: aço-carbono.

Tubulação regida pela norma ASME B 31.3.

Os coeficientes e e Y da normal ASME B 31.3 valem: $e=1,0$; $Y= 0,4$.

Solução:

Vamos inicialmente supor o tubo de aço sem costura ASTM A 53 Grau A, cuja tensão admissível na temperatura de projeto é: $S_h = 12350$ psi (tirada da tabela da norma para $T = 600^\circ\text{F}$). Aplicando a fórmula (5-2):

$$t = 1,143 \left[\frac{pD}{2(S_h e + pY)} + C \right] = 1,143 \left[\frac{800 \text{ psi} \times 8,625''}{2(12350 \text{ psi} \times 1,0 + 800 \text{ psi} \times 0,4)} + 0,05'' \right] = 0,368''$$

Teremos que adotar o tubo série 80 (espessura 0,500", peso 43,4 lb/pé), ou o tubo série 60 (espessura 0,406", peso 35,6 lb/pé), de fabricação rara, se puder ser encontrado.

Vejamos a espessura necessária sendo agora o tubo de aço-carbono de melhor qualidade, ASTM A 53 Grau B. Para a mesma temperatura de 600°F , a tensão admissível será agora: $S_h = 15500$ psi.

$$t = 1,143 \left[\frac{pD}{2(S_h e + pY)} + C \right] = 1,143 \left[\frac{800 \text{ psi} \times 8,625''}{2(15500 \text{ psi} \times 1,0 + 800 \text{ psi} \times 0,4)} + 0,05'' \right] = 0,306''$$

Poderá ser adotado o tubo Sch (série) 40 (espessura 0,322", peso 28,6 lb/pé).

QUESTÕES

9. Dimensione a espessura mínima necessária de parede de uma tubulação para resistir à pressão interna e selecione um tubo adequado (Sch=?).

Dados:

Diâmetro nominal: 6"; diâmetro externo: $D=168,275$ mm.

Pressão de projeto: $p=1,5$ MPa;

Temperatura de projeto: $T=400^\circ\text{C}$.

Margem para corrosão: $C=2$ mm;

Material: aço-carbono ASTM A-106, Grau B.

Tubulação regida pela norma ASME B 31.3.

Os coeficientes e e Y da normal ASME B 31.3 valem: $e=1,0$; $Y= 0,4$.

10. Repita **EXEMPLO NUMÉRICO 3** com seguinte esquema isométrico.

