

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO DE GRADUAÇÃO**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA FERRAMENTA
COMPUTACIONAL PARA AUXILIAR NO
DIMENSIONAMENTO DE TUBULAÇÕES À VAPOR**

ENIO COSTA SOEIRO

**VITÓRIA – ES
JUNHO/2007**

ENIO COSTA SOEIRO

**DESENVOLVIMENTO DE UMA FERRAMENTA
COMPUTACIONAL PARA AUXILIAR NO
DIMENSIONAMENTO DE TUBULAÇÕES À VAPOR**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico. Orientador: Prof. D.Sc. João Luiz Marcon Donatelli.

**VITÓRIA – ES
JULHO/2007**

ENIO COSTA SOEIRO

**DESENVOLVIMENTO DE UMA FERRAMENTA
COMPUTACIONAL PARA AUXILIAR NO
DIMENSIONAMENTO DE TUBULAÇÕES À VAPOR**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico. Orientador: Prof.D.Sc. João Luiz Marcon Donatelli.

Vitória, 13 de julho de 2007.

COMISSÃO EXAMINADORA:

Prof. D. Sc. João Marcon Donatelli
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador

Prof.D.Sc. Angelo Gil Pezzimo Rangel

Prof.D.Sc. Juan Sergio Romero Saenz

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pela saúde física e mental que me concedeu durante a realização desse trabalho.

A minha noiva Lucélia pela força e companheirismo nas horas de dificuldade.

Agradeço ao Professor João Marcon Donatelli pelo apoio fundamental para o desenvolvimento desse trabalho.

A todos que não mencionei aqui, mas que direta ou indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho e que participaram das nossas vidas neste momento, o nosso muito obrigado.

RESUMO

O objetivo deste trabalho é organizar informações técnicas e procedimentos de cálculo para o dimensionamento termo-hidráulico básico de tubulações de vapor saturado. Com esta finalidade foi desenvolvida uma ferramenta computacional, no ambiente MS-EXCEL, para auxiliar os engenheiros projetistas de tubulação em suas tarefas. O programa computacional desenvolvido permite, nesta primeira etapa de desenvolvimento, determinar o diâmetro econômico da tubulação, perda de carga nos trechos e pressões no início e final de cada trecho da tubulação. Pretendem-se, como continuidade deste trabalho, abordar o cálculo mecânico da tubulação, dimensionamento de isolamento térmico e geração de planilhas para especificação de materiais e componentes, quantificação e orçamento. Contudo, não é objetivo deste trabalho, a substituição do engenheiro projetista, mas sim criar uma ferramenta auxiliar para o projeto de tubulações.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ponto (P, V) para o desenvolvimento do aplicativo	13
Figura 2 - Diagrama P-v	14
Figura 3 - Pontos determinados pela eq. 3.2 gerados a partir do aplicativo	17
Figura 4 - Pontos determinados pela eq. 3-3 gerados a partir do aplicativo.....	17
Figura 5 - Fluxograma para o cálculo da perda de carga	18
Figura 6 - Fluxograma para o cálculo de espessura.....	22
Figura 7 - Plano Horizontal	24
Figura 8 - Plano Vertical	25
Figura 9 - Plano Inclinado 45°	26
Figura 10 - Representação de dois trechos de tubulação	26
Figura 11 - Representação dos pontos sobrepostos da tubulação.....	27
Figura 12 - Dados de entrada.....	32
Figura 13 - Comprimento da tubulação e Planos	33
Figura 14 - Fluxograma da escolha da curva de acordo com o ângulo calculado ...	34
Figura 15 - Indicação de erro nas curvas	35
Figura 16 - Perda de carga nas curvas.....	35
Figura 17 - Tubulação onde a curva é de 90°	36
Figura 18 - Indicação das pressões em cada ponto	37
Figura 19 - Schedules Recomendados.....	38
Figura 20 - Projeto de tubulação	41
Figura 21 - Dados de entrada.....	42
Figura 22 - Dados de entrada.....	42
Figura 23 - Perda de carga nas curvas.....	42
Figura 24 - Perda de carga nos trechos da tubulação	43
Figura 25 - Dados de entrada.....	43
Figura 26 - Perda de carga na curva e nos pontos.....	44

LISTA DE TABELA

Tabela 1 - Coeficiente de eficiência de solda para tubos sem costura.....	20
Tabela 2- Coeficiente de redução.....	20
Tabela 3 - Sobre-espessura para aço carbono e aço de baixa liga.....	21
Tabela 4- Possibilidades do Plano Horizontal	24
Tabela 5 - Possibilidades do Plano Vertical.....	25
Tabela 6 - Possibilidades do Plano Inclinado 45°	25
Tabela 7 - Comprimentos equivalentes para escoamento turbulento em metros de tubo retilíneo novo	30
Tabela 8 - Dados de entrada da tubulação, onde estão indicados os limites permitidos	32
Tabela 9 - Dados de entrada da tubulação, onde estão indicados os limites permitidos	33
Tabela 10 - Exercício realizado por Lesqueves (1997).....	40
Tabela 11 - Exercício realizado com o aplicativo.....	40
Tabela 12 - Dados de entrada referente aos trechos da tubulação	41

SIMBOLOGIA

\vec{a}	Vetor que representam a tubulação
\vec{b}	Vetor que representam a tubulação
C	Soma das sobre-espessuras t Espessura mínima
DN	Diâmetro nominal da tubulação
d_i	Diâmetro interno da tubulação
D.I	Diâmetro interno da tubulação
D	Diâmetro externo da tubulação
E	Coefficiente de eficiência de solda
L	Comprimento da tubulação
L_{AD}	Comprimento entre os pontos A e D
L_{AB}	Comprimento entre os pontos A e B
L_{eq}	Comprimento equivalente
N	Número de trechos da tubulação
Q	Vazão de vapor
v	Volume específico
V	Velocidade econômica
Δ_p	Perda de carga
P_{k+1}	Pressão no ponto da tubulação
P	Pressão interna do projeto ou pressão no ponto inicial da tubulação
S	Tensão admissível do material na temperatura de projeto
SCH	Schedule da tubulação
t_m	Espessura mínima considerando as tolerâncias de fabricação
T	Temperatura de projeto
Y	Coefficiente de redução de acordo com o material e temperatura
x_a	Coordenada X correspondente ao ponto A
y_a	Coordenada Y correspondente ao ponto A
z_a	Coordenada Z correspondente ao ponto A
x_b	Coordenada X correspondente ao ponto B
y_b	Coordenada Y correspondente ao ponto B
z_b	Coordenada Z correspondente ao ponto B

Xf Coordenada x do ponto final da tubulação
Xi Coordenada x do ponto inicial da tubulação
Yf Coordenada y do ponto final da tubulação
Yi Coordenada y do ponto inicial da tubulação
Zf Coordenada z do ponto final da tubulação
Zi Coordenada z do ponto inicial da tubulação

θ_{x_B} Ângulo entre a coordenada X correspondente ao ponto B e a eixo X.

θ_{y_B} Ângulo entre a coordenada Y correspondente ao ponto B e a eixo Y.

θ_{z_B} Ângulo entre a coordenada Z correspondente ao ponto B e a eixo Z.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	IV
RESUMO	V
LISTA DE FIGURAS	VI
LISTA DE TABELA	VII
SIMBOLOGIA	VIII
SUMÁRIO	X
1 INTRODUÇÃO	12
2 TUBULAÇÃO PARA CONDUÇÃO DE VAPOR	13
2.1 Vapor Saturado	13
2.2 Vapor Superaquecido	14
3 MÉTODOS DE DIMENSIONAMENTO	15
3.1 Critério da Velocidade	15
3.2 Critério da Perda de Carga	15
3.2.1 Fluxograma de Entrada e Saída	18
4 DIÂMETRO NOMINAL	19
4.1 Faixa de pressão e temperatura	19
4.2 Cálculo da espessura	19
4.2.1 Fluxograma de Entrada e Saída	22
4.3 Schedule	23
4.3.1 Fluxograma de Entrada e Saída	23
5 DESCRIÇÃO E DETERMINAÇÃO DE CARACTERÍSTICAS	
GEOMÉTRICAS DA TUBULAÇÃO	24
5.1 Determinação dos planos	24
5.2 Determinação do ângulo	26
5.3 Determinação das coordenadas da tubulação	27
5.4 Curvas de 45° e 90°	29
6 DESENVOLVIMENTO DA FERRAMENTA COMPUTACIONAL	31
6.1 Dados iniciais	32
6.2 Identificação das Curvas	34
6.3 Perda de carga nas curvas	35
6.4 Pressões nos pontos	36

6.5	Diâmetro nominal recomendado	37
6.5.1	Diâmetro interno	38
6.5.2	Espessura.....	39
6.5.3	Schedule.....	39
7	ESTUDO DE CASO	40
7.1	Caso 1.....	40
7.2	Caso 2.....	41
8	COMENTÁRIOS, SUGESTÕES E CONCLUSÕES	45
9	REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS	46

1 INTRODUÇÃO

A finalidade de uma rede de distribuição de vapor é a de conduzir a energia térmica da fonte geradora aos setores de consumo, denominadas equipamentos consumidores.

Segundo Lesqueves (1997), nas instalações industriais, um projeto básico para uma rede de distribuição de vapor é representado através de um fluxograma, a partir das caldeiras interligando equipamentos consumidores ou setores de consumo.

O investimento, de acordo com Spirax Sarco (1975), feito na produção e utilização eficiente do vapor poderá ser desperdiçado se o sistema de distribuição não fizer com que o vapor atinja seu objetivo a uma dada pressão, livre de ar, seco, e em quantidade suficiente.

O objetivo desse trabalho é desenvolver um aplicativo em MS-Excel usando os recursos de macros, para possibilitar o cálculo da perda de carga em tubulações a vapor saturado seco, facilitando a visualização da perda em cada trecho e identificando as coordenadas para uma possível visualização em aplicativos de desenhos isométricos, como o AutoCAD.

Dessa maneira, confirmou-se a importância desse aplicativo, uma vez que a fase de projeto é essencial, pois nela se encontram os trabalhos de traçado (detalhamento e desenho) e os trabalhos de cálculo, sendo necessário instrumentos que facilitem essa etapa, sem contar que possuindo um programa próprio, será possível incluir novas funções de acordo com a necessidade do usuário.

São apresentados, no capítulo 6 dois estudos de casos, um caso admitindo apenas um trecho de tubulação e em outro caso admitindo vários trechos, onde será observada a necessidade de troca de diâmetro devido a perda de carga elevada.

2 TUBULAÇÃO PARA CONDUÇÃO DE VAPOR

É evidente que a importância das tubulações industriais é enorme, praticamente todas as indústrias têm redes de tubulações de maior ou menor importância, e quase toda essa rede é importante para o processo.

Telles (2003) descreve que o valor das tubulações representa, em média, 20 a 25 % do custo total da instalação industrial, a montagem das tubulações atinge em média 45 a 50 % do custo total da montagem de todos os equipamentos, e o projeto das tubulações vale, em média, 20% do custo total do projeto da indústria.

2.1 Vapor Saturado

No processo de produção do vapor, atingida a temperatura de saturação, a água passa a se transformar em vapor, mantendo sua temperatura constante.

Quanto maior a quantidade de calor latente absorvido pela mistura, maior será a quantidade de vapor e, conseqüentemente, menor será a quantidade de água em estado líquido. Durante essa fase, de acordo com Spirax Sarco (1975), a mistura é chamada de vapor saturado úmido, pois, junto com o vapor, ainda existe uma parcela de água líquida presente.

No instante em que houver absorção de todo o calor latente, toda a água líquida presente estará transformada em vapor, isto é, o vapor estará totalmente isento da presença de água líquida. Neste estágio o vapor é chamado de vapor saturado seco.

Na prática, o vapor utilizado nas indústrias arrasta consigo gotículas de água, como mostra a Fig.1, não podendo ser classificado como vapor saturado seco. Porém, o desejável é que o vapor utilizado em processos de aquecimento seja o mais seco possível, isto é, com maior parcela possível de calor latente.

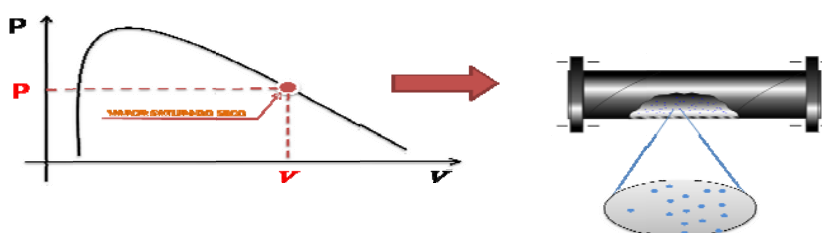


Figura 1 – Ponto (P, V) para o desenvolvimento do aplicativo

O vapor saturado é utilizado em processos de aquecimento, pois, o objetivo é aproveitar a energia térmica (calor latente/ sensível/ total) do mesmo. Além disso, sua geração é muito menos onerosa que a de vapor superaquecido.

2.2 Vapor Superaquecido

Se, mesmo após toda a água líquida ter se transformado em vapor, o sistema continuar a receber calor, voltará a ocorrer o aumento de temperatura. Nesse estágio, teremos somente vapor (totalmente isento de água líquida), porém a valores de temperaturas acima da temperatura de saturação. O vapor nessas condições é chamado de vapor superaquecido.

O vapor saturado se condensa rapidamente quando em contato com superfícies frias, isto é, cede seu calor latente de forma rápida. Por outro lado, o vapor superaquecido, nas mesmas condições, cede, primeiramente, parte de seu calor sensível, fazendo diminuir sua temperatura. A condensação só ocorrerá quando sua temperatura atingir o valor de temperatura de saturação. O fluxo de energia, neste caso, é menor do que o alcançado com o vapor saturado.

O vapor superaquecido é utilizado para movimentação de máquinas (turbinas, bombas, etc.), onde se deseja aproveitar a potência mecânica. Nesse caso, o vapor deve estar totalmente isento de gotículas que podem causar erosão nas palhetas das turbinas.

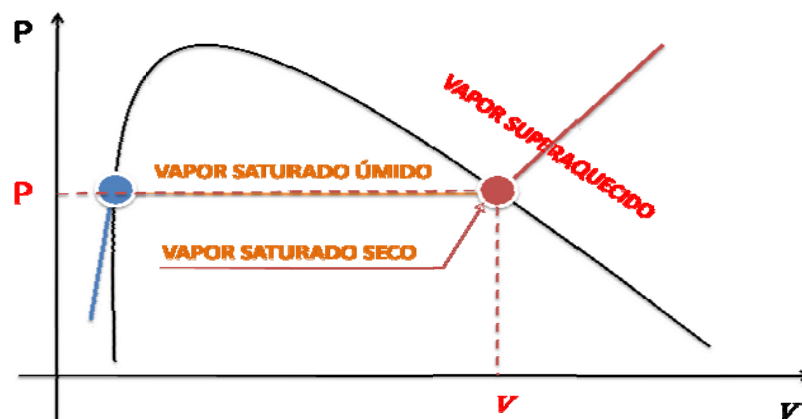


Figura 2 - Diagrama P-v

3 MÉTODOS DE DIMENSIONAMENTO

3.1 Critério da Velocidade

Se adotarmos velocidades baixas, o diâmetro fica muito grande, aumentando o custo da instalação e o custo operacional, pois a grande massa da tubulação aumenta a quantidade de vapor que condensa na tubulação e que deve ser drenada porque perdeu o seu calor latente e pode causar golpes de aríete. Se adotarmos velocidades altas, o diâmetro pode ficar muito pequeno, aumentando a perda de carga e o da tubulação além de causar ruídos desconfortáveis. Lesqueves (1997) sugere adotar velocidades máximas próximas da extremidade superior do intervalo recomendado, para determinar o diâmetro preliminar.

O diâmetro interno da tubulação é definido de acordo com a equação:

$$d_i = \sqrt{\frac{4.v.Q}{\pi.V}} \quad (3.1)$$

Onde, v - Volume específico na temperatura do vapor saturado [m³/kg];

Q - Vazão [kg/h];

V - Velocidade econômica [m/s].

Telles (2003) diz que para vapor saturado, as velocidades econômicas de vapor encontram-se na faixa de 20 m/s a 40 m/s, já Spirax Sarco (1975) nos mostra que na prática a velocidade esta entre 20 e 35 m/s e que devemos optar pela velocidade no limite máximo onde são 35 m/s.

Assim começaremos a ter problemas de barulho e erosão, caso a velocidade máxima ultrapasse 35m/s.

3.2 Critério da Perda de Carga

O critério da velocidade, não prevê o comprimento da tubulação, a perda de carga total poderá ser surpreendentemente grande, no final da mesma. Quanto mais longa a tubulação, menor será a pressão disponível no ponto de consumo. Assim,

Spirax Sarco (1975) e Instituto Brasileiro de Petróleo (1975) recomenda o dimensionamento da tubulação pelo método de perda de carga, que nos fornece dados de pressão em qualquer ponto da tubulação.

De acordo com Instituto Brasileiro de Petróleo (1975) a perda de carga admitida em uma rede de vapor saturado é 0,5 kgf/cm² a cada 100 m ou aproximadamente 0,49 kPa para cada 1 metro de tubulação. O dimensionamento da tubulação deverá respeitar o limite de perda de carga que o Instituto Brasileiro de Petróleo (1975) sugere.

A perda de carga através das tubulações será quantificada através da equação de Babcock onde é a mais aconselhável para vapor, Telles (2001):

$$\Delta_p = 0,00000000367 \cdot \left(1 + \frac{3,6}{d_i}\right) \cdot \frac{Q^2 \cdot L_{eq} \cdot v}{d_i^5} \quad (3.2)$$

Onde, Δ_p - Perda de carga [Psi];

d_i - Diâmetro interno [pol];

Q - Vazão de vapor [lb/h];

v - Volume específico do vapor [$\text{pé}^3/\text{lb}$];

L_{eq} - Comprimento equivalente [pés].

De acordo com Lesqueves (1997) e Instituto Brasileiro de Petróleo (1975), para cálculos de perda de carga em tubulações tem-se:

$$\Delta P = 2,9 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{Q^{1,95} \cdot v^{0,95} \cdot L_{eq}}{d_i^{5,1}} \quad (3.3)$$

Onde, Δ_p - Perda de carga [kgf/cm²];

d_i - Diâmetro interno [cm];

Q - Vazão de vapor [kg/h];

v - Volume específico do vapor [m^3/kg];

L_{eq} - Comprimento equivalente [m].

Comparando os resultados obtidos através das eqs. 3.2 e 3.3, temos que há uma queda de pressão usando a eq. 3.3 de no máximo 0,09%, referente ao ponto 6, como mostrado nas Figs 3 e 4.

Ponto	Pressão[kpa]
1	980,67
2	979,911100
3	979,625855
4	978,871183
5	978,691410
6	977,936044

Figura 3 - Pontos determinados pela eq. 3.2 gerados a partir do aplicativo

Ponto	Pressão[kpa]
1	980,67
2	979,609281
3	979,323956
4	978,266912
5	978,087038
6	977,028773

Figura 4 - Pontos determinados pela eq. 3-3 gerados a partir do aplicativo

A determinação do diâmetro através da eq. 3.2 é obtida através de métodos matemáticos, devido ao grau 6 obtido na equação. No desenvolvimento do aplicativo foi usada a eq. 3.3, devido a sua facilidade na obtenção do diâmetro (eq. 6.3).

3.2.1 Fluxograma de Entrada e Saída

Entrada: Vazão (Q), Diâmetro interno (di), Pk(Pressão no ponto K),
Leq (Comprimento equivalente)

Saída: Perda de Carga (ΔP), Pressão (P_{k+1})

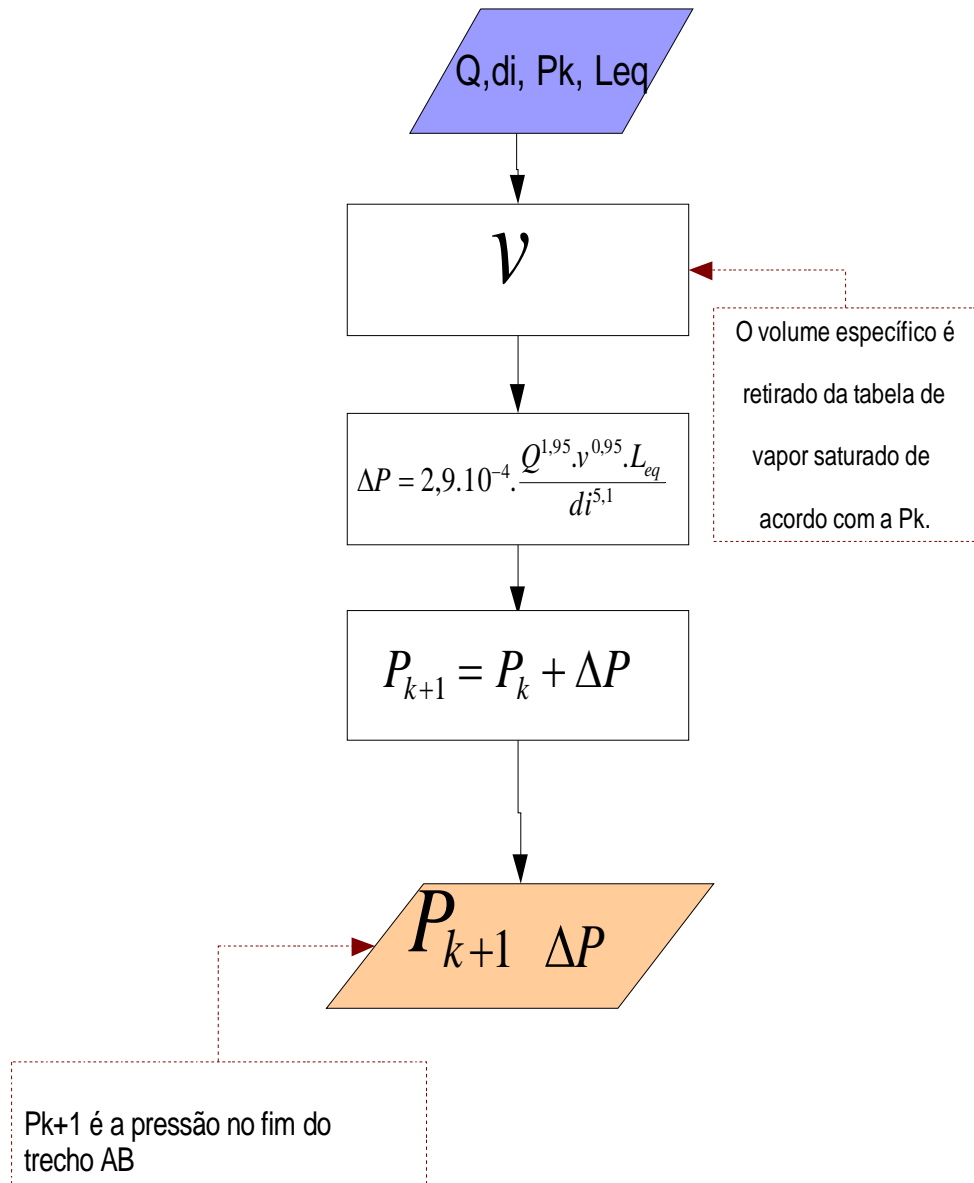


Figura 5 - Fluxograma para o cálculo da perda de carga

4 DIÂMETRO NOMINAL

O diâmetro nominal é um conjunto de tamanhos de tubulação padrão.

A determinação do diâmetro nominal é função da espessura, Schedule, faixa de pressão e temperatura de trabalho, como indicados nos itens 4.1, 4.2 e 4.3.

4.1 Faixa de pressão e temperatura

De acordo com Telles (2001), há variações de pressão de acordo com as normas ASME. Em geral não estão incluídas pressões muito baixas [até 0,1 MPa (\cong 1 kgf/cm²)], bem como pressões extremamente altas [acima de 20 MPa (\cong 200 kgf/cm²)].

A temperatura de projeto é sempre relacionada à temperatura do fluido circulante. Assim, a temperatura é a de saturação, pois estamos nos referindo ao vapor saturado seco.

4.2 Cálculo da espessura

Como a espessura dos tubos não depende das características particulares de cada tubulação, o cálculo da espessura pode ser feito previamente, para cada serviço e cada diâmetro, em lugar de ser feito para cada tubulação em particular.

Cada serviço é caracterizado principalmente por um determinado fluido, em determinadas condições de pressão e de temperatura. Não é necessário que se tenha uma especificação diferente para cada serviço em particular; na prática, é geralmente possível, e até recomendável, agrupar dois ou mais serviços na mesma especificação de material, desde que se possa, para todos esses serviços, adotar economicamente os mesmos tubos, válvulas, conexões, juntas, e todos os outros materiais, quanto ao tipo, modelo, material, etc.

Cada especificação de material abrange sempre certa faixa de variação de pressão e de temperatura, e algumas vezes também certa faixa de diâmetros, com um valor máximo e um valor mínimo.

De acordo como a norma ANSI/ASME.B.31, Telles (2001) sugere que a espessura mínima para tubos sujeitos à pressão interna seja calculada de acordo com a seguinte equação:

$$t = \frac{P.d_i}{2(S.E+P.Y-P)} + C \quad (4.1)$$

Onde, P – Pressão interna de projeto [kPa];

d_i – Diâmetro interno [mm];

S – Tensão admissível do material na temperatura de projeto [kPa];

E – Coeficiente de eficiência de Solda, conforme Tab.1;

Y – Coeficiente de redução de acordo com o material e temperatura, conforme Tab.2;

C – Soma das sobre-espessuras para corrosão, erosão e aberturas de rosca e chanfros, conforme Tab.3;

Tabela 1 - Coeficiente de eficiência de solda para tubos sem costura

Tipo de Solda	Coeficiente de eficiência de solda
Solda de topo – Radiografia total	1,0
Solda de topo – Radiografia parcial	0,9
Solda pelos lados – Sem radiografia	0,85
Solda por 1 lado	0,80

Fonte: Telles (2003)

O valor para o coeficiente de eficiência de solda para tubos com costura é 1,0, conforme Telles (2003).

Tabela 2- Coeficiente de redução

Material	TEMPERATURA (°C)					
	≤482	510	538	566	593	≥621
AÇO FERRÍTICO	0,4	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7
AÇO AUSTENÍTICO	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,7
FERRO FUNDIDO	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
MATERIAIS DUCTEIS	0,0	-	-	-	-	-

Fonte: (ASME - The American Society of Mechanical Engineers, 2001)

Tabela 3 - Sobre-espessura para aço carbono e aço de baixa liga

Margem de Corrosão	Sobre-espessura (mm)
Mínima	1,2
Média	2,0
Alta	4,0

Fonte : Telles (2001)

Não é usual margens de mais de 4,0 mm na espessura, devido ao acréscimo de peso que resultaria, obrigando, com consequência o vão entre suportes (Telles, 2001).

Considera-se ainda a tolerância de variação da espessura de parede devido ao processo de fabricação dos tubos, Telles (2001). Desta forma, o cálculo da espessura mínima, incluído esta tolerância, é feito através da seguinte equação:

$$t_m = 1,14 \cdot t \quad (4.2)$$

$$t_m = 1,143 \cdot \left[\frac{P \cdot d_i}{2(S \cdot E + P \cdot Y - P)} + C \right] \quad (4.3)$$

Onde, 1,143 – é o fator que expressa o incremento da espessura da parede do tubo devido à tolerância negativa de fabricação (12,5%),

A referida norma, ANSI/ASME. B.31, recomenda o emprego das eqs. 3.3 e 4.1 para todas as classes de tubulações industriais sujeitas à pressão interna, abrangidas nas diversas seções da norma, exceto para as tubulações em que $P/SE > 0,385$ ou em que $t > D/6$, que necessitam de cálculo especial para a determinação de espessura.

4.2.1 Fluxograma de Entrada e Saída

Entrada: d_i , E , T , P , S , Y , C

Saída: t_m

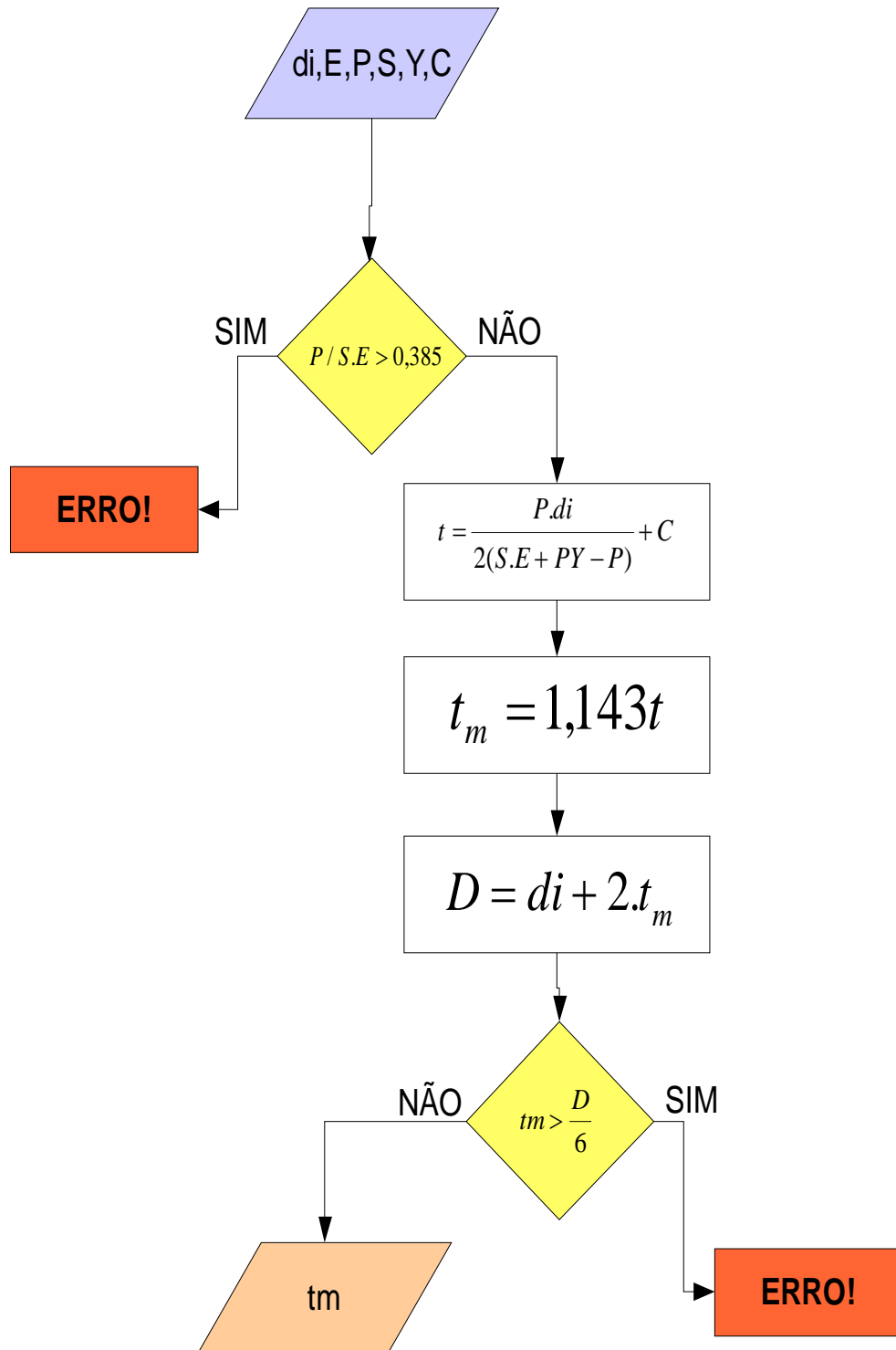


Figura 6 - Fluxograma para o cálculo de espessura

4.3 Schedule

A série da tubulação, designada por “*Schedule Number*”, é definida de acordo com a equação:

$$SCH \geq \frac{1000.P}{S} \quad (4.4)$$

Onde, P – Pressão interna de projeto [kPa];

S – Tensão admissível do material do tubo [kPa];

4.3.1 Fluxograma de Entrada e Saída

Entrada: S

Saída: SCH

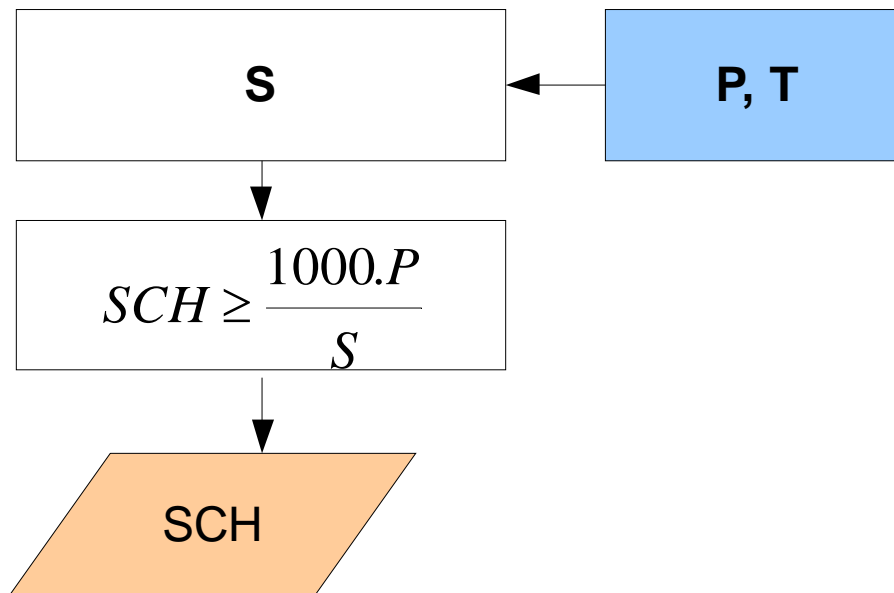


Figura 7 - Fluxograma para o cálculo do Schedule

O Schedule não pode ser um dado de entrada devido a sua normalização. A pressão suportada é bem maior que a do projeto, tornando seu valor e também sua temperatura, diferente dos valores reais.

5 DESCRIÇÃO E DETERMINAÇÃO DE CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DA TUBULAÇÃO

Isométricos são desenhos feitos em perspectiva isométrica, sem escala e faze-se, segundo Telles (2003), geralmente um desenho para cada tubulação individual ou para duas ou três tubulações próximas que sejam interligadas. No caso de uma tubulação muito longa pode ser necessário subdividir a tubulação por vários desenhos isométricos sucessivos.

De acordo com Telles (2003), nunca se deve figurar em um mesmo desenho isométrico duas tubulações de áreas diferentes.

No desenvolvimento do Software, houve a necessidade de identificar a angulação entre as tubulações que mudam de direção. E para isso foi determinados, como segue abaixo, os ângulos entre os vetores unitários representativos.

5.1 Determinação dos planos

Possibilidades do Plano horizontal e suas respectivas direções, sentidos e ângulos em relação aos eixos X, Y e Z.

Tabela 4- Possibilidades do Plano Horizontal

Horizontal	θ_x	θ_y	θ_z	Vetor unitário representativo
X	0°	90°	90°	(1,0,0)
X-	180°	90°	90°	(-1,0,0)
Y	90°	0°	90°	(0,1,0)
Y-	90°	180°	90°	(0,-1,0)

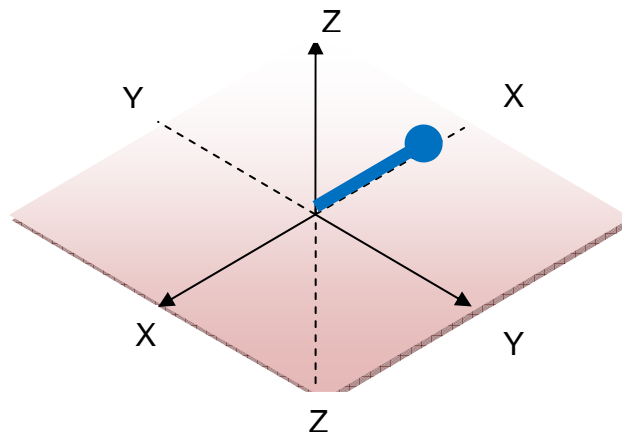


Figura 7 - Plano Horizontal

Possibilidades do Plano Vertical e suas respectivas direções, sentidos e ângulos em relação aos eixos X, Y e Z.

Tabela 5 - Possibilidades do Plano Vertical

<i>Vertical</i>	θ_x	θ_y	θ_z	<i>Vetor unitário representativo</i>
Z	90°	90°	0	(0,0,1)
Z-	90°	90°	180°	(0,0,-1)

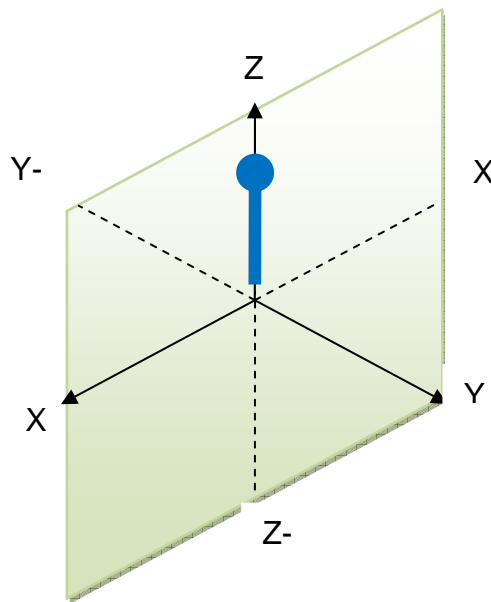


Figura 8 - Plano Vertical

Possibilidades do Plano Inclinado 45° e suas respectivas direções, sentidos e ângulos em relação aos eixos X, Y e Z.

Tabela 6 - Possibilidades do Plano Inclinado 45°

<i>Inclinado</i>	θ_x	θ_y	θ_z	<i>Vetor Unitário representativo</i>
X Y	45°	45°	90°	(1,1,0)
X-Y	135°	45°	90°	(-1,1,0)
X-Y-	135°	135°	90°	(-1,-1,0)
X Y-	45°	135°	90°	(1,-1,0)
XZ	45°	90°	45°	(1,0,1)
X-Z	135°	90°	45°	(-1,0,1)
XZ-	45°	90°	135°	(1,0,-1)
X-Z-	135°	90°	135°	(-1,0,-1)
YZ	90°	45°	45°	(0,1,1)
YZ-	90°	45°	135°	(0,1,-1)
Y-Z-	90°	135°	135°	(0,-1,-1)
Y-Z	90°	135°	45°	(0,-1,1)

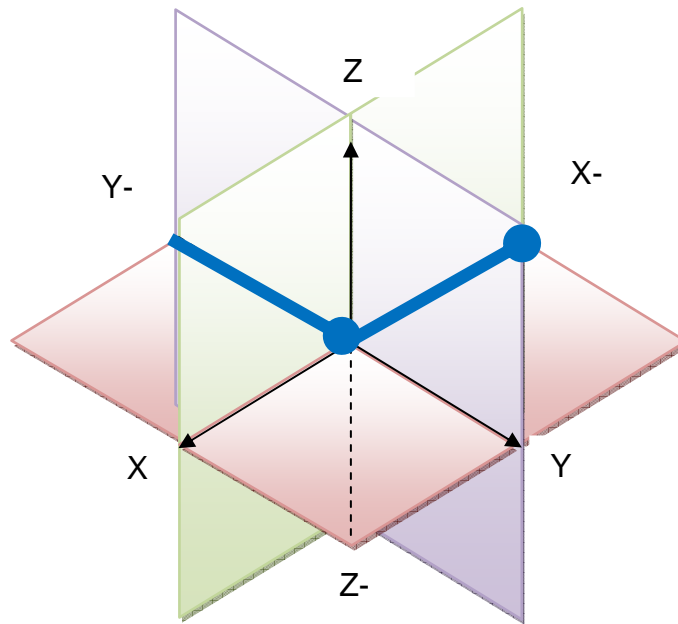


Figura 9 - Plano Inclinado 45°

5.2 Determinação do ângulo

Como temos definidas as coordenadas de cada extremidade da tubulação. Calcula-se então a distância entre o ponto inicial de um trecho e o ponto final do trecho seguinte, como segue abaixo.

$$L_{AD} = \sqrt{(x_a - x_d)^2 + (y_a - y_d)^2 + (z_a - z_d)^2} \quad (5.1)$$

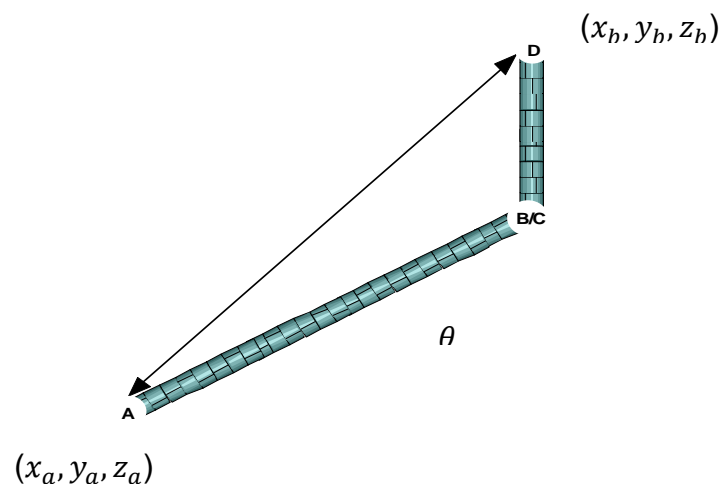


Figura 10 - Representação de dois trechos de tubulação

Verificou-se o cosseno do ângulo formado entre os dois tubos, com a seguinte equação:

$$\text{Cos}(\theta) = \frac{\vec{a} \cdot \vec{b}}{|\vec{a}| * |\vec{b}|} \quad (5.2)$$

$$\vec{a} \cdot \vec{b} = a_i * b_i + a_j * b_j + a_k * b_k \quad (5.3)$$

$$|\vec{a}| * |\vec{b}| = \sqrt{(a_i^2 + a_j^2 + a_k^2) * (b_i^2 + b_j^2 + b_k^2)} \quad (5.4)$$

Sendo \vec{a} e \vec{b} os dois tubos, i a diferença entre as coordenadas x final e inicial ($x_f - x_i$), j a diferença entre as coordenadas y final e inicial ($y_f - y_i$), e k a diferença entre as coordenadas z final e inicial ($z_f - z_i$) de cada tubo. Assim, pode-se comparar com os valores do cosseno dos ângulos de 90° e 45° , que correspondem a ângulos, de curvas comerciais.

Para valores que se diferenciavam dos valores dos acessórios comerciais, o programa irá informar um erro informando que se deve verificar.

5.3 Determinação das coordenadas da tubulação

Após a determinação dos ângulos, segundo a eq. 5.2, defini-se, através das coordenadas (x , y , z) correspondentes, às extremidades da tubulação, como segue abaixo:

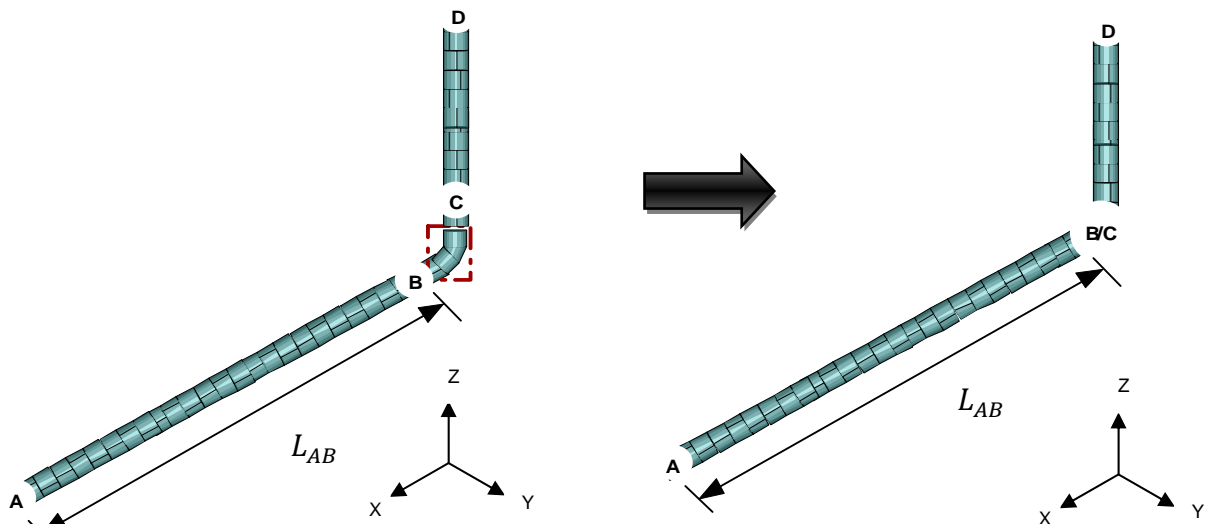


Figura 11 - Representação dos pontos sobrepostos da tubulação

$$X_b = X_a + \cos(\theta_{x_B}) \cdot L_{AB} \quad (5.5)$$

$$Y_b = Y_a + \cos(\theta_{y_B}) \cdot L_{AB} \quad (5.6)$$

$$Z_b = Z_a + \cos(\theta_{z_B}) \cdot L_{AB} \quad (5.7)$$

Onde, L_{AB} - Distância entre o ponto A e o ponto B [m];

X_B – Coordenada X correspondente ao ponto B;

X_A – Coordenada X correspondente ao ponto A;

Y_B – Coordenada Y correspondente ao ponto B;

Y_A – Coordenada Y correspondente ao ponto A;

Z_B – Coordenada Z correspondente ao ponto B;

Z_A – Coordenada Z correspondente ao ponto A;

θ_{x_B} - Ângulo entre a coordenada X correspondente ao ponto B e o eixo X;

θ_{y_B} - Ângulo entre a coordenada Y correspondente ao ponto B e o eixo Y;

θ_{z_B} - Ângulo entre a coordenada Z correspondente ao ponto B e o eixo Z;

Os pontos B e C foram sobrepostos para facilitar a determinação das coordenadas e isso não terá influência na perda de carga (Fig. 11).

5.4 Curvas de 45° e 90°

Existem diversos meios de ligação utilizados para fazer a união de tubos, conexões, válvulas e acessórios.

Podemos usar flanges, roscas ou soldas para fixar as curvas na tubulação principal. Sabe-se que o meio de ligação mais recomendado para condução de vapor é a ligação por solda, pois pode garantir a estanqueidade perfeita e permanente da tubulação, além de que não é preciso, de acordo com Telles (2003), nenhuma necessidade de manutenção.

Já as conexões flangeadas são de uso raro. Geralmente são aplicados em tubulações de grandes diâmetros e de baixa pressão, somente onde e quando for necessária grande facilidade de desmontagem.

As conexões rosqueadas são empregadas principalmente em tubulações prediais e em tubulações industriais em serviços de baixa responsabilidade, sempre até o diâmetro de 4".

Observamos que existem limitações no uso de conexão flangeada e rosqueada em relação à pressão e diâmetro nominal da tubulação.

Como mostra a Tab. 7, há uma extensa faixa de comprimentos equivalentes para as curvas flangeadas do que nas rosqueadas.

Como não foram encontrados comprimentos equivalentes em bibliografias relativas à vapor para curvas conectadas por solda, e para garantir um maior intervalo de trabalho, serão adotadas para os cálculos, as curvas flangeadas, mesmo não sendo comum, pois o nosso estudo está focado no comprimento equivalente dessa conexão.

Tabela 7 - Comprimentos equivalentes para escoamento turbulento em metros de tubo retilíneo novo

DN	Curva 90°	Curva 90°	Curva	Curva 45°
	Comum	Comum	45°	
	Flangeada	Rosqueada	Flangeada	Rosqueada
			da	a
1/2	0,3	1,1	0,14	0,21
3/4	0,37	1,34	0,18	0,28
1	0,5	1,58	0,25	0,39
1 1/4	0,62	2,0	0,34	0,52
1 1/2	0,73	2,25	0,4	0,64
2	0,95	2,6	0,52	0,83
2 1/2	1,1	2,8	0,61	0,97
3	1,3	3,4	0,8	1,2
4	1,8	4,0	1,1	1,7
6	2,7	--	1,7	--
8	3,7	--	2,3	--
10	4,3	--	2,7	--
12	5,2	--	3,4	--
14	5,5	--	4	--
16	6,4	--	4,6	--
18	7	--	4,9	--
20	7,6	--	5,5	--
24	9,1	--	6,7	--

Fonte: Instituto Brasileiro de Petróleo (1975).

6 DESENVOLVIMENTO DA FERRAMENTA COMPUTACIONAL

As primeiras aplicações da informática em projetos de tubulações surgiram há cerca de vinte anos; eram, comparativamente, muito simples, e foram empregadas para gerar lista de materiais e outras listas integrantes do projeto. Especificações de material de tubulação, bem como para o acompanhamento do cronograma do projeto e da obra, e também para o controle de materiais e de estoques durante a obra.

Um grande avanço foi conseguido, pouco depois, com a aplicação da informática ao cálculo de flexibilidade de tubulações; foram desenvolvidos vários programas que permitem o cálculo preciso das tensões e reações provenientes das dilatações com rapidez e economia. Note-se que o cálculo preciso do efeito das dilatações é extremamente trabalhoso, sendo, por isso, praticamente inviável sem o auxílio do computador.

Outro progresso importante na aplicação da informática ao projeto de tubulações ocorreu alguns anos depois, com o desenvolvimento de programas que permitiam a geração direta de desenhos isométricos pelo computador, com as respectivas listas de material.

6.1 Dados iniciais

O programa computacional foi desenvolvido na planilha eletrônica EXCEL. Inicialmente devem ser fornecidos os seguintes dados de entrada:

Tabela 8 - Dados de entrada da tubulação, onde estão indicados os limites permitidos

DADOS DE ENTRADA		
ENTRADA	Unidade	Valor de entrada
Vazão Requerida(Q)	Kg/h	$Q \geq 0$
Pressão(P)	kPa	$100 \leq P \leq 20000$
Qtd Trecho(n)	--	$0 \leq n \leq 20$
DN	Pol.	$\frac{1}{2}, \frac{3}{4}, 1, 1 \frac{1}{4}, 1 \frac{1}{2}, 2, 2 \frac{1}{2}, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 24$
SCH	---	5S, 10, 10S, 20, 30, STD, 40, 40S, 60, XS, 80, 80S, 100, 120, 160, XXS

Vazão requerida [kg/h]	Pressão [kpa]	Qtd Trecho	DN [pol]	SCH	t [mm]	D.I [mm]	Peso [kg/m]
20	1251	20	3	STD	5,48	77,9	11,28

Figura 12 - Dados de entrada

A quantidade de trechos foi limitada para 20, mas podendo ser feita uma nova análise a cada 20 trechos considerando os valores obtidos na última análise.

A disposição dos diâmetros nominais, no software, esta de acordo com a Tab.7.

A espessura(t), Diâmetro interno (D.I) e o peso são informações referentes ao Diâmetro nominal (DN) escolhido e seu Schedule (SCH) correspondente, e

6.2 Identificação das Curvas

A curva é identificada automaticamente, de acordo com a angulação determinada na figura abaixo.

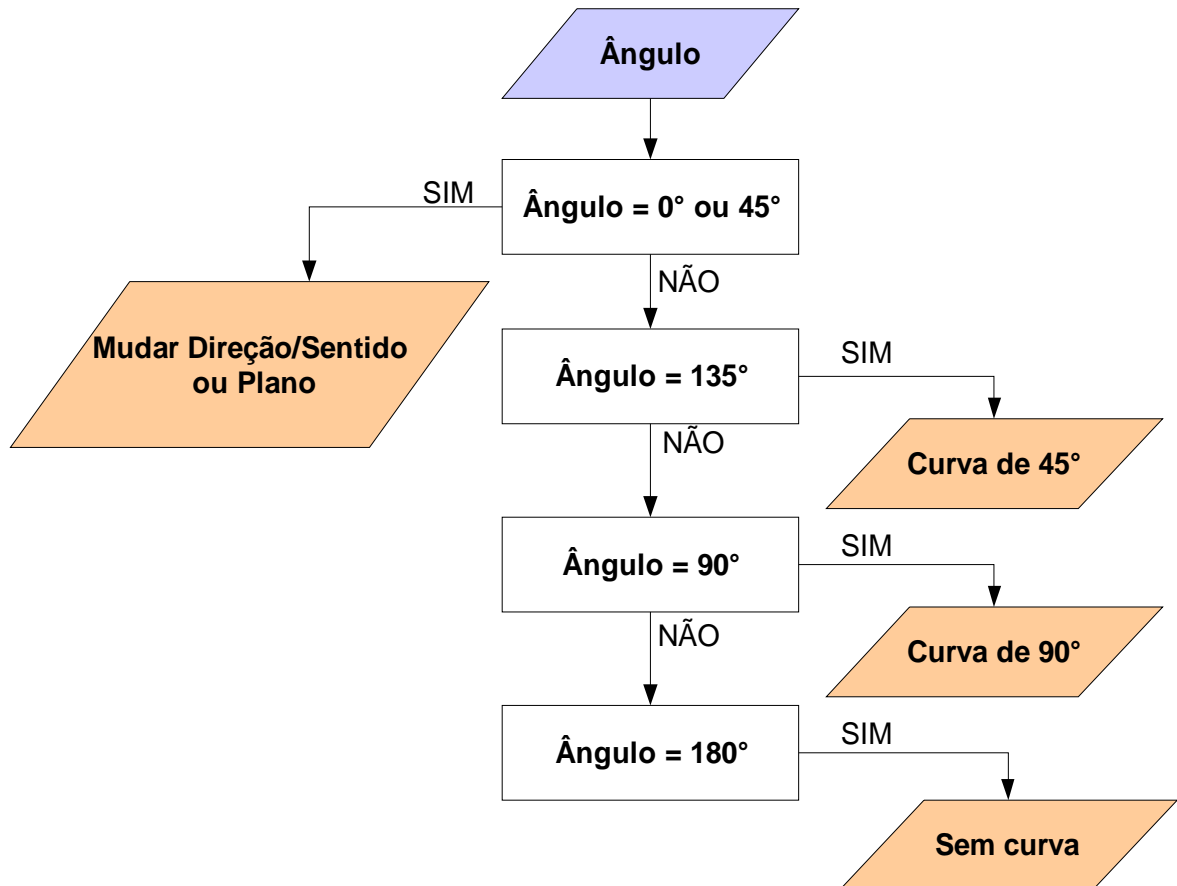


Figura 14 - Fluxograma da escolha da curva de acordo com o ângulo calculado

Para ângulo de 0° e 45° temos a identificação de erro no software:

0° → Indicação que o trecho segue no mesmo plano e sentido oposto ao trecho anterior, assim as coordenadas se sobrepõem.

45° → Indicação que a curva entre os trechos é muito fechada, favorecendo perdas de carga altíssimas e cavitação nas curvas.

A Fig.17 indica uma curva de 90° entre o trecho 1-2 e 3-4, o ponto em que devemos basear os cálculos para a perda de carga é o ponto 2, pois a pressão nesse ponto é maior, exigindo mais esforço da curva.

Além da pressão no ponto 2, devemos considerar a vazão constante, o Diâmetro interno da tubulação e o comprimento equivalente correspondente.

Perda de carga na curva é função de Vazão, diâmetro interno, comprimento equivalente e Pressão no ponto à Montante.

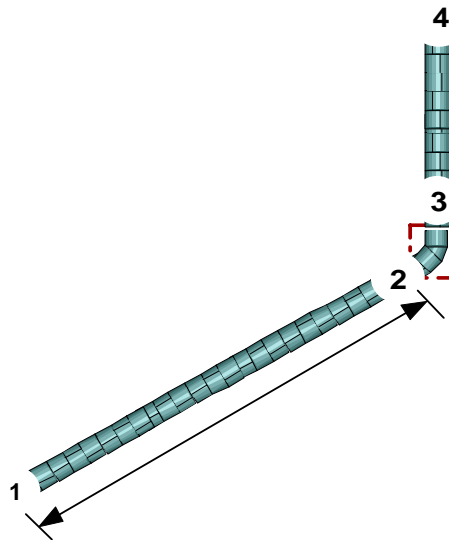


Figura 17 - Tubulação onde a curva é de 90°

6.4 Pressões nos pontos

O ponto inicial 1, como mostrado na Fig.17, possui sempre o valor da pressão de entrada.

No ponto 2, é feito o cálculo de perda de carga conforme a eq. 3.3 que se calcula conforme a expressão abaixo.

$$P_2 = P_1 - \Delta P_{1-2} \quad (6.1)$$

A partir do ponto 2 o software verificara a existência de curvas entre os trecho, caso exista curvas, temos:

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{2-3} - \Delta P_{3-4} \quad (6.2)$$

Caso não exista o ΔP_{3-4} torna-se zero.

Verifica-se que a perda de carga é sempre recalculada em relação aos trechos devido à mudança de pressão e volume específico.

Ponto	Pressão[kpa]
1	200,00
2	199,938359
3	199,938359
4	198,581832
5	198,581832
6	197,417771
7	197,402940
8	197,293652

Figura 18 - Indicação das pressões em cada ponto

6.5 Diâmetro nominal recomendado

Os diâmetros recomendados são baseados no cálculo do Diâmetro interno, espessura e Schedule, e são limitados pela perda de carga recomendada pelo Instituto Brasileiro de Petróleo (1975).

O D.I, t e Schedule são comparados com tabelas padronizadas e indicados os diâmetros.

D.I [mm]	t [mm]	SCH mfn	Y	S	E	C			
114,21	3,087	12,258	0,7	80	1	2			
SCHEDULES	t	D.I	SCHEDULES	t	D.I	SCHEDULES	t	D.I	
20			60	10,3	198,4	100	23,8	308	
				12,7	247,6		26,2	354	
				14,3	295,3		29,4	398,5	
				15,1	325,5		32,5	442,9	
				16,6	373,1		38,9	531,8	
				19	419,1				
SCHEDULES	t	D.I	SCHEDULES	t	D.I	SCHEDULES	t	D.I	
30			80	20,6	466,7	120	14,3	139,7	
				24,6	560,4		18,2	182,6	
							21,4	230,2	
							25,4	273	
SCHEDULES	t	D.I	SCHEDULES	t	D.I	SCHEDULES	t	D.I	
40	9,52	304,8	160						
	9,52	339,5							
	9,52	379,5							
	12,7	482,6							
7,11	154		10,97	146,3					
8,18	202,7		12,7	183,7					
9,27	254,5		15,1	242,9					
10,3	303,2		17,4	298,9					
11,1	333,4		19	317,5					
12,7	391		21,4	363,6					
14,3	423,6		23,8	409,6		18,2	131,8		
15,1	477,8		25,2	459,6		23	173,1		
15,1	477,8		30,9	547,7		25,4	273		
17,4	574,7					28,6	215,9		

Figura 19 - Schedules Recomendados

Y (Coeficiente de eficiência de solda), S(Tensão admissível do material na temperatura de projeto), E (Coeficiente de eficiência de solda) e C(Sobre-espessura) são deixados para livre escolha do usuário, considerando sempre as informações contidas nas Tabs. 1, 2 e 3.

6.5.1 Diâmetro interno

O diâmetro interno esta em função da Vazão, Volume específico no final da linha reta, comprimento equivalente e Perda de carga recomendada pelo Instituto Brasileiro de Petróleo (1975).

Para cálculo do diâmetro, conforme eq. 3.3 tem-se:

$$di = \left(\frac{2,9 \cdot 10^{-4} \cdot Q^{1,95} \cdot v^{0,95} \cdot L_{eq}}{\Delta P} \right)^{\frac{10}{51}} \quad (6.3)$$

Onde, Δ_p - Perda de carga [kgf/cm²];

d_i - Diâmetro interno [cm];

Q - Vazão de vapor [kg/h];

v - Volume específico do vapor [m³/kg];

L_{eq} - Comprimento equivalente [m].

6.5.2 Espessura

Determinado de acordo com eq.4.1 e como segue o fluxograma da Fig. 6. No entanto, a pressão é o ponto montante da tubulação.

6.5.3 Schedule

Determinado de acordo com eq. 4.4 e como segue o fluxograma da Fig. 7. No entanto, a pressão é o ponto montante da tubulação.

7 ESTUDO DE CASO

7.1 Caso 1

Para determinarmos a eficácia do aplicativo, foi verificado um exemplo proposto por Lesqueves (1997).

Este exemplo não possui desenho esquemático. Como segue:

Em uma rede temos:

Vazão de 900 kg/h

Tabela 10 - Exercício realizado por Lesqueves (1997)

Trecho	Leq [m]	DN [pol]	SCH	Pressão [kPa]	Perda de carga [kPa]	DN recomendável
AB	19,52	2"	40	A=944,5765 B=938,9867	5.589791	2 ½"

Tabela 11 - Exercício realizado com o aplicativo

Trecho	Leq [m]	DN [pol]	SCH	Pressão [kPa]	Perda de carga [kPa]	DN recomendável
AB	19,52	2"	40	A=944,5765 B=929,466	15,110	2 ½"ou superior

Comparando a Tabs 10 e 11 temos que as recomendações feitas são as mesmas.

7.2 Caso 2

Neste segundo caso, foi proposto uma linha de tubulação possuindo 7 trechos contendo suas dimensões como segue a Tab.12 . E com os seguintes dados de entrada:

Vazão de 5.500 kg/h

Pressão inicial : 150 kPa

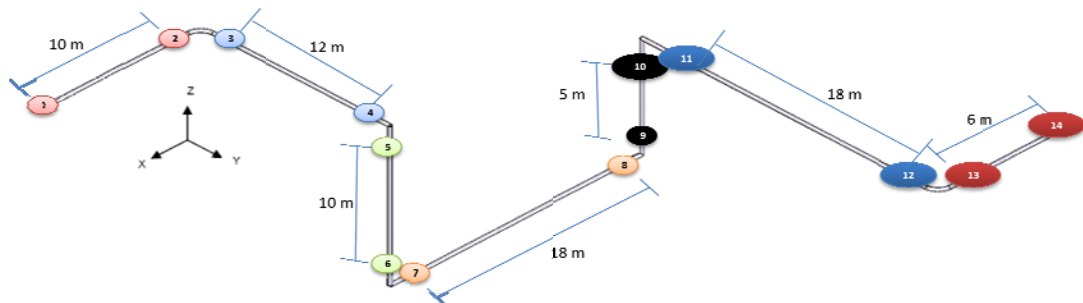


Figura 20 - Projeto de tubulação

Tabela 12 - Dados de entrada referente aos trechos da tubulação

Trechos	1	2	3	4	5	6	7
Pontos	1-2	3-4	5-6	7-8	9-10	11-12	13-14
Comprimento	10 m	12 m	10 m	18 m	5 m	18 m	6 m
Direção/Sentido	X-	Y	Z-	X-	Z	Y	X-

Os dados da Tab.12 assim como a vazão e a pressão inicial são os dados de entrada.

Vazão requerida [kg/h]	Pressão [kpa]	Qtd Trecho	DN [pol]	SCH	t [mm]	D.I [mm]	Peso [kg/m]
5500	150	7	4	40	6,02	102,3	16,06

Figura 21 - Dados de entrada

Trecho	Comprimento L [m]	Plano	Direção Sentido	Coordenadas[m]				Peso [kg]
				Ponto	(x,y,z)	Ponto	(x,y,z)	
1-2	10	Horizontal	X-	1	(0 ; 0 ; 0)	2	(-10 ; 0 ; 0)	160,6
3-4	12	Horizontal	Y	3	(-10 ; 0 ; 0)	4	(-10 ; 12 ; 0)	192,72
5-6	10	Vertical	Z-	5	(-10 ; 12 ; 0)	6	(-10 ; 12 ; -10)	160,6
7-8	18	Horizontal	X-	7	(-10 ; 12 ; -10)	8	(-28 ; 12 ; -10)	289,08
9-10	5	Vertical	Z	9	(-28 ; 12 ; -10)	10	(-28 ; 12 ; -5)	80,3
11-12	18	Horizontal	Y	11	(-28 ; 12 ; -5)	12	(-28 ; 30 ; -5)	289,08
13-14	6	Horizontal	X-	13	(-28 ; 30 ; -5)	14	(-34 ; 30 ; -5)	96,36

Figura 22 - Dados de entrada

A Fig.21 exibe as coordenadas (x, y, z) determinados do ponto 1 ao ponto 14.

Trecho	Acessório	Perda [kpa]	Trecho	Trecho	Curva	Perda[kpa]	Trecho
1-2	Curva 90º Comum	11,37228442	3-4			0	
3-4	Curva 90º Comum	106,0000995	5-6			0	
5-6	Curva 90º Comum	0	7-8			0	
7-8	Curva 90º Comum	0	9-10			0	
9-10	Curva 90º Comum	0	11-12			0	
11-12	Curva 90º Comum	0	13-14			0	
		0				0	
		0		% Perda		0	
		0		79,58%		0	
		0					Perda Total: 119,3723839

Figura 23 - Perda de carga nas curvas

É exibida entre os trechos, a curva determinada, Fig. 22. A presença de perdas de carga acima de 0,49 kPa a cada metro indica um erro no trecho na cor vermelha, como indicado na Fig 22. Percebe-se também que a porcentagem de perda relativa à curva é cerca de 79,58%.

Perda de carga - Total											
Ponto	Pressão[kpa]	Ponto	Pressão [kpa]	Ponto	Pressão[Kpa]	Ponto	Pressão[kpa]	Trecho	Pressão[kpa]	Trecho	Pressão[kpa]
1	150,00	12						1-2	45,5246096		
2	104,475390	13						3-4	84,65121377		
3	93,103106	14						5-6			
4	8,451892							7-8			
5	-99,548207							9-10			
6								11-12			
7								13-14			
8								% Perda			
9											
10											
11										Perda Total	

Figura 24 - Perda de carga nos trechos da tubulação

A Fig. 23, indica uma pressão no ponto 5 de -99,54 kPa, incompatíveis com as pressões indicadas pela ASME. A cor vermelha indica erro e é uma sugestão para mudanças no diâmetro da tubulação.

Na Fig. 24, foi mudado a Diâmetro nominal e a Fig.25 ilustra o resultado dessa mudança, onde é indicado a determinação da pressão em cada trecho da tubulação.

Yazão requerida [kg/h]	Pressão [kpa]	Qtd Trecho	DN [po]	SCH	t [mm]	D.I [mm]	Peso [kg/m]
5500	150	7	8	40	8,18	202,7	42,48

8
10
12
14
16
18
20
24

Figura 25 - Dados de entrada

Perda de Carga - Curvas										
Trecho	Acessório	Perda [kpa]	Trecho		Trecho	Curva	Perda[kpa]	Trecho		
1-2	Curva 90° Comum	0,520127797	3-4				0			
3-4	Curva 90° Comum	0,52817621	5-6				0			
5-6	Curva 90° Comum	0,535301725	7-8				0			
7-8	Curva 90° Comum	0,546734085	9-10				0			
9-10	Curva 90° Comum	0,551407485	11-12				0			
11-12	Curva 90° Comum	0,563165409	13-14				0			
		0					0			
		0					0			
		0					0			
		0					0			
		0					0			
							% Perda			
							2,16%			
								Perda Total:	3,244912711	

Perda de carga - Total											
Ponto	Pressão[kpa]	Ponto	Pressão [kpa]	Ponto	Pressão[Kpa]	Ponto	Pressão[kpa]	Trecho	Pressão[kpa]	Trecho	Pressão[kpa]
1	150,00	12	136,753072					1-2	1,392059645		
2	148,607940	13	136,189907					3-4	1,693037459		
3	148,087813	14	135,273358					5-6	1,432691952		
4	146,394775							7-8	2,613629508		
5	145,866599							9-10	0,741510463		
6	144,433907							11-12	2,692251257		
7	143,898605							13-14	0,916549461		
8	141,284976										
9	140,738242										
10	139,996731										
11	139,445324										
							% Perda				
							7,65%				
								Perda Total:	11,48 kpa		

Figura 26 - Perda de carga na curva e nos pontos

8 COMENTÁRIOS, SUGESTÕES E CONCLUSÕES

As empresas estão cada vez mais envolvidas em produzir cada vez mais e reduzir os custos para níveis ainda mais baixos. O melhor dimensionamento e projeto de tubulações de vapor fazem com que elas se tornem competitivas no mercado globalizado atual.

Na busca de economia de energia e de matérias-prima, precisamos cada vez mais dimensionar corretamente os vários mecanismos mecânicos, dentre eles as tubulações de vapor e seus acessórios, a fim de minimizar as perdas de energia e redução dos custos.

Uma ótima sugestão para trabalhos futuros é o cálculo de flexibilidade em tubulações, já que estão determinados os pontos (x, y, z), e o desenvolvimento de um software com projeção em planos isométricos, através de aplicativos, como o flash da Adobe, onde se pode programar o ambiente isométrico com muita facilidade.

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASME - The American Society of Mechanical Engineers. (2001). *ASME B31.1 - Power Piping*.

Instituto Brasileiro de Petróleo. (1975). *Curso Sobre Distribuição de Vapor*.

Lesqueves, J. M. (1997). *Distribuição de Vapor e Retorno de Condensado*. Rio de Janeiro: UERJ, Departamento de Ensino e Graduação.

Spirax Sarco. (1975). *Catálogos Técnicos*. São Paulo.

Telles, P. C. (2001). *Tubulações Industriais. Cálculo* (9ª Edição ed.). Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos.

Telles, P. C. (2003). *Tubulações Industriais. Materiais, Projeto e Montagem* (10ª Edição ed.). Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos.