

# 9 Problema Térmico – Garantia de Escoamento

## 9.1 Transferência de Calor

Transferência de calor pode ser definido como a transmissão de energia de uma região para outra como consequência da diferença de temperaturas entre elas. Como diferenças de temperaturas existem em todas regiões, o fenômeno de fluxo de calor é universal.

É usual na literatura distinguir três modos de transferência de calor: *condução*, *convecção* e *radiação*. Devido aos distintos processos envolvidos em cada um desses mecanismos, esses são freqüentemente estudados separadamente. Entretanto, na maior parte das situações práticas, a transferência de calor ocorre simultaneamente pelos três mecanismos. É particularmente importante em engenharia estar ciente da confluência dos vários modos de troca de calor porque na prática quando um mecanismo é quantitativamente dominante, soluções aproximadas importantes podem ser obtidas desprezando-se todos, exceto o dominante.

**Condução.** Condução é processo pelo qual calor flui de uma região de temperatura mais alta para mais baixa dentro de um meio (sólido, líquido ou gasoso), ou entre meios distintos em contato físico. Na condução térmica a energia é transmitida pela comunicação molecular, sem deslocamento significativo dessas. De acordo com a teoria cinética a temperatura de um elemento de matéria é proporcional à energia cinética média das moléculas. A energia devido ao movimento molecular é denominada de *energia interna*. Quando moléculas de uma região adquirem energia cinética maior do que em outra região próxima, as moléculas possuindo maior energia passam parte desta para a região de temperatura inferior. A transferência de calor pode ocorrer por impacto molecular (em líquidos, v.g.), ou por difusão de elétrons mais rápidos de regiões de temperaturas mais elevadas para mais baixas, como em sólidos, por exemplo.

**Convecção.** Convecção é um processo de transporte de energia incluindo a ação combinada de condução de calor, armazenamento de energia e mistura. Convecção é o processo mais importante de transferência de calor entre uma superfície sólida e um fluido.

A transferência de energia por convecção, de uma superfície cuja temperatura está acima do fluido circundante ocorre em passos. Em primeiro lugar, calor flui por condução da superfície para as partículas do fluido adjacente. A energia transferida causa um aumento na temperatura e na energia interna do fluido. Em seguida essas partículas se deslocam para uma região de temperatura mais baixa, onde se misturam, transferindo parte de sua energia para outras partículas. A energia é armazenada no fluido e transportada, como resultado do movimento de massa.

Transferência de calor por convecção é classificada de acordo com o modo do escoamento, i.e.: *convecção natural* ou *convecção forçada*. Quando o movimento de mistura ocorre devido à diferença de densidade provocada pela diferença de temperatura, então estamos diante de convecção natural, ou livre. Quando o movimento de mistura é induzido por algum agente externo, como uma bomba ou compressor, o processo é denominado convecção forçada.

A efetividade da transferência de calor por convecção depende muito do processo de mistura provocado pelo movimento do fluido. Conseqüentemente o cálculo da transferência de calor por convecção depende das características do escoamento do fluido.

**Radiação.** Radiação é o processo pelo qual calor é transferido de um corpo a alta temperatura para outro a baixa temperatura quando os corpos estão separados no espaço, mesmo quando vácuo existe entre esses. O termo radiação é aplicado a todas as formas de fenômenos de ondas eletromagnéticas mas, em transferência de calor, são de interesse somente aqueles processos provocados pela temperatura e energia por meios transparentes, ou através do espaço. A energia transmitida desse modo é denominada *calor radiante*.

Todos os corpos transmitem calor radiante continuamente. A intensidade das emissões depende da temperatura e da natureza da superfície. A energia radiante desloca-se à velocidade da luz (300.000 km/s) e assemelha-se à radiação da luz. Na realidade, a luz e a radiação térmica diferem somente nos seus respectivos comprimentos de onda, quando ondas de radiação encontram algum objeto a energia é absorvida pela superfície deste.

Calor transferido por radiação torna-se progressivamente importante na medida que suas temperaturas aumentam. Em problemas de engenharia envolvendo temperaturas próximas daquelas da atmosfera, calor radiante pode freqüentemente ser desprezado.

## 9.2 Leis Fundamentais de Transferência de Calor

Neste parágrafo veremos brevemente as equações fundamentais utilizadas para determinar a quantidade de fluxo de energia térmica pelos três modos de transferência de calor. O objetivo é obter uma visão ampla do campo sem entrar nos detalhes de qualquer dos mecanismos. Desta forma consideramos casos bastante simples; aplicações específicas de troca de calor em dutos transportando líquidos ou gases serão considerados em seguida.

### Condução

A relação básica de transferência de calor por condução estabelece que a quantidade de calor transferida por condução é proporcional à área e ao gradiente de temperatura na direção do fluxo. Expresso em termos de uma equação temos a lei de Fourier, aqui indicada para fluxo unidimensional,

$$q_k = -kA \frac{dT}{dx} \quad (9.1)$$

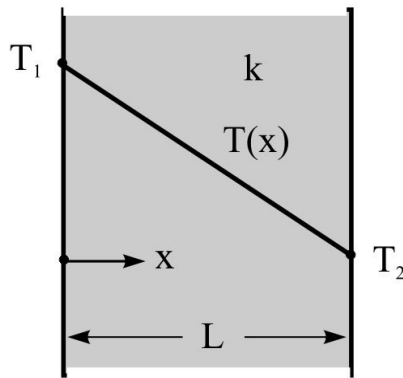
$q_k$  é o fluxo de calor na direção-x,  $A$  a área transversal ao fluxo e  $k$  a *condutividade térmica* do material. No sistema SI de unidades  $k$  é expresso por J/s-m-K ou W/m-K. O fluxo de calor é assim obtido em watts (W).

Para regime permanente numa parede plana com temperaturas  $T_1$  e  $T_2$ , Fig. 9.1, a integração da equação de Fourier leva a

$$q_k = \frac{kA}{L}(T_1 - T_2) = \frac{\Delta T}{L/kA} = \frac{\Delta T}{R_k} \quad (9.2)$$

$\Delta T = T_1 - T_2$  é o diferencial de potencial que provoca o fluxo de calor.  $L/kA$  é equivalente à *resistência térmica*  $R_k$  que a parede oferece ao fluxo de calor por condução

$$R_k = \frac{L}{kA} \quad (9.3)$$



**Figura 9.1** Distribuição de temperatura numa parede plana

O recíproco da resistência térmica é denominado *condutância térmica*,  $K = kA/L$ .

A condutividade térmica de substâncias utilizadas em engenharia nas condições próximas da atmosférica variam de  $10^{-2}$  (W/m-K) para gases, passando por 0,2 a 0,8 para líquidos, chegando a 400 para metais puros. A Tabela 9.1 mostra a condutividade térmica de algumas substâncias

### Convecção

O fluxo de calor por convecção entre uma superfície e um fluido pode ser expresso pela equação,

$$q_c = h_c A (T_s - T_\infty) \quad (9.4)$$

onde  $q_c$  é o fluxo de calor,  $A$  a área,  $h_c$  o *coeficiente de filme* (coeficiente de película, ou de troca de calor por convecção),  $T_s$  a temperatura da superfície e  $T_\infty$  a temperatura do fluido, longe da superfície. O coeficiente de filme é expresso em W/m<sup>2</sup>-K.

A avaliação do coeficiente de transferência de calor  $h_c$  é sempre difícil devido à complexidade do fenômeno de convecção. A estimativa de  $h_c$  depende da geometria da superfície, da velocidade do fluido relativa à superfície, das propriedades do fluido e do valor da diferença de temperatura  $\Delta T = (T_s - T_\infty)$ . Na maior parte dos casos práticos as quantidades na Eq. (9.4) não são constantes ao longo da superfície; i.e., tanto as temperaturas quanto o coeficiente de filme variam de ponto a ponto. Por esse motivo deve-se distinguir entre o valor local e o valor médio para o coeficiente de troca de calor

**Tabela 9.1** Propriedades termofísicas de algumas substâncias (\*)

Substância	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	k (W/m-K)	$c_p$ (J/kg-K)
Ar	1,177	0,0263	1032
CO <sub>2</sub>	1,773	0,0165	851
Nitrogênio	1,123	0,0259	1041
Hidrogênio	0,0808	0,183	14310
Metano	0,6669	0,0337	2230
Etano	1,250	0,0218	1762
Etanol	789	0,173	2395
Água	999,7	0,613	4178
Óleo lubrificante	890	0,145	1870
Granito	2.630	2,2 - 2,8	775
Areia (seca)	1.515	0,27	800
Solo	2.050	0,52 - 1,80	1840
Gelo	920	1,9 - 2,0	2040
Isolantes térmicos	-	0,03 - 0,30	-
Placa isolante de fibra mineral	265	0,05	1210
Poliuretano	1.000 - 1.900	0,12	-
Polipropileno	886 - 1.440	0,22	-
Polietileno	1.420 - 1.850	0,35	-
Espuma sintática	550 - 650	0,07 - 0,10	-
Madeiras	500 - 730	0,05 - 0,15	1200-1400
Latão (70% Cu - 30% Zn)	8.530	110	380
Aço cromo (0,7 Cr - 0,2 C)	7.850	38	444
Aço carbono-puro (0,1 C)	7.850	61	434
Aço carbono-silício	7.817	52	434
Ferro puro	7.870	80	447
Alumínio puro	2.702	237	903
Cobre puro	8.933	401	385
Prata	10.500	429	235

\* Valores para  $p=p_{\text{atm}}$  e  $T=27\text{ }^\circ\text{C}$  (300K) (exceto gelo,  $T=0\text{ }^\circ\text{C}$ )

Refs. (a) Handbook of Heat Transfer, W.M.Rohsenow *et al.*, 3a. ed.,1998; (b) Fundamentals of Heat and Mass Transfer, F.P. Incropera; D.P. DeWitt, John Wiley, 1996.

por convecção. O coeficiente local é então definido pela equação

$$dq_c = h_c^* dA(T_s - T_\infty) \quad (9.5)$$

enquanto o coeficiente médio  $h_c$  pode ser obtido em função do valor local como

$$h_c = \frac{1}{A} \int_A h_c^* dA \quad (9.6)$$

Para a maioria dos problemas de engenharia estamos interessados nos valores médios. Para uma orientação geral, valores típicos da ordem de grandeza de coeficientes de filme médios encontrados na prática são mostrados na Tabela 9.2.

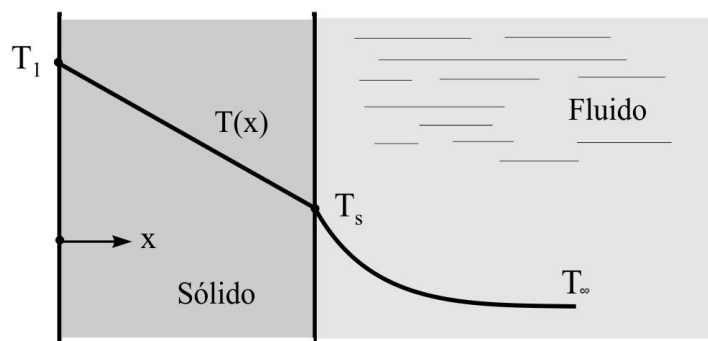
Como no processo por condução, a resistência térmica por convecção, definida para (9.4), tem a forma

$$R_c = \frac{1}{h_c A} \quad (9.7)$$

**Tabela 9.2** Ordem de grandeza de coeficientes de filme em convecção

Condição	$h_c$ (W/m <sup>2</sup> -K)
Ar - convecção livre	5 - 30
Ar - convecção forçada	10 - 500
Óleo - convecção forçada	50 - 1.500
Água - convecção forçada	300 - 10.000
Água - em ebulição	3.000 - 5.000
Vapor - condensado	5.000 - 100.000

A Fig. 9.2 mostra a distribuição de temperatura (em regime permanente) para uma parede plana com temperatura interna  $T_1$  exposta a um fluido com a temperatura  $T_\infty$ .



**Figura 9.2** Distribuição de temperatura entre um sólido e um fluido

## Radiação

A quantidade de energia emitida por uma superfície como calor radiante depende da temperatura absoluta e da natureza da superfície. Um corpo radiante perfeito, ou *corpo negro*, emite energia da superfície à uma razão dada por

$$q_r = \sigma A T_s^4 \quad (9.8)$$

onde  $A$  é a área,  $T_s$  a temperatura absoluta da superfície e  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzman ( $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{-K}^4$ ).

Se o corpo negro irradia para um ambiente que o cerca completamente, cuja superfície também é *negra*, i.e., que absorve integralmente a energia radiante incidente, a quantidade de calor radiante transferida entre os dois corpos é obtida da equação

$$q_r = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (9.9)$$

onde  $T_1$  e  $T_2$  são as temperaturas absolutas das respectivas superfícies e  $A_1$  a área da superfície do corpo-1.

Corpos reais não atendem a condição de idealidade expressa pela equação de Stefan-Boltzman, emitindo energia à uma taxa inferior à de corpos negros, sendo denominados *corpos cinzas*. A quantidade de calor radiante transferida por um corpo cinza à temperatura  $T_1$  para um ambiente negro que o circunda com a temperatura  $T_2$  é

$$q_r = \frac{\sigma A_1 \varepsilon_1 (T_1^4 - T_2^4)}{1 + \varepsilon_1 \frac{A_1}{A_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} \quad \rightarrow \quad q_r \approx \sigma A_1 \varepsilon_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (9.10)$$

onde  $\varepsilon_1$  é a *emissividade* da superfície cinza  $A_1$ . Observe que a segunda equação é válida para  $A_2 \gg A_1$ , ou, também, se  $\varepsilon_2 = 1$ , um corpo negro!

Se nenhum dos corpos é um irradiador perfeito, e os dois corpos possuem uma relação geométrica particular entre eles, a quantidade de calor radiante transferido entre eles é

$$q_r = \sigma A_1 F_{12} (T_1^4 - T_2^4) \quad (9.11)$$

onde  $F_{12}$  é denominado de *fator de forma*, ou de *fator de visão*, para as superfícies.

A forte não-linearidade, assim como a estimativa do fator de visão, torna o cálculo da transferência de calor por radiação particularmente complexo. Em muitos problemas a radiação é importante e ocorre combinada com os dois outros modos de transferência de calor, condução e convecção.

Contudo, para certas situações, é possível procurar uma solução aproximada reescrevendo a equação acima na forma linearizada

$$q_r = \sigma A_1 F_{12} (T_1^4 - T_2^4) = h_r A (T_1 - T_2) \quad (9.12)$$

com  $h_r$  (condutância térmica por radiação) é definida como

$$h_r = \sigma F_{12} (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2) \quad (9.13)$$

Se a diferença entre as temperaturas não for significativa; especificamente, se  $\Delta T = T_1 - T_2 \ll T_1$ , pode-se mostrar que  $(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2) \approx 4T_m^3$ , onde  $T_m = (T_1 + T_2)/2$ . Neste caso a Eq. (9.13) pode ser escrita como

$$h_r = 4\sigma F_{12} T_m^3 \quad (9.14)$$

Observe que  $h_r$  é dependente das temperaturas absolutas das superfícies. Para algumas situações, os valores de  $T_1$  e  $T_2$  podem ser previamente estimados — ou obtidos a partir de um processo iterativo da solução do problema — e  $h_r$  calculado. Um importante resultado deste procedimento aproximado é que a transferência de calor é escrita como proporcional a  $\Delta T$ , uma função linear, e não a  $(T_1 - T_2)^4$ .

O conceito de resistência térmica pode ser aplicado aqui também. De (9.12) e (9.13) obtém-se

$$R_r = \frac{1}{h_r A} = \frac{1}{\sigma F_{12} A (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2)} \approx \frac{1}{4\sigma F_{12} A T_m^3} \quad (9.15)$$

e assim

$$q_r = \frac{1}{R_r} (T_1 - T_2) \quad (9.16)$$



### 9.3 Transferência de Calor por Mecanismos Combinados

Nas seções anteriores os três mecanismos de transferência de calor foram considerados separadamente. A totalidade das teorias de quantificação de troca de calor consideram os mecanismos isoladamente. Todavia, a maioria dos processos onde ocorrem transferência de calor não consiste de um único modo. Em geral um desses é dominante, até mesmo obscurecendo os outros; mas, cada um dos três mecanismos pode estar presente em parte, ou em toda a região, onde ocorre a transmissão de calor. Por exemplo, a transferência de calor para o interior de um prédio pelas paredes envolve convecção e radiação na superfície externa, atravessa a parede por condução por várias camadas de materiais distintos (cerâmica, cimento, tijolo e tinta, por exemplo), passando por novo processo de convecção e radiação na superfície interna até atingir o ambiente interior. Vários mecanismos operam em série e em paralelo para produzir uma transferência de calor global de uma região para outra.

Em resumo, a análise dos processos dos diversos mecanismos de transmissão de calor é em geral bastante complicada, requerendo simplificações baseadas no bom senso do projetista. Como exemplo, consideraremos em seguida o caso particular de transferência de calor por cilindros concêntricos como preâmbulo para a análise da transferência de calor em dutos envolvendo o transporte de líquido e/ou gás.

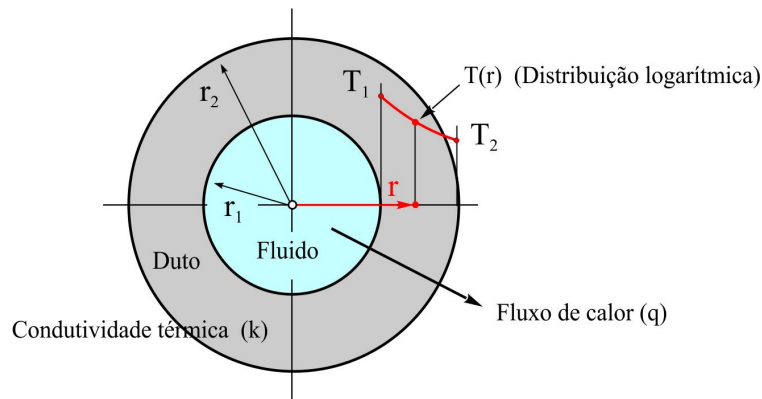
#### Condução de Calor num Cilindro

Consideremos inicialmente o problema de condução de calor na direção radial pela parede de um cilindro de comprimento  $L$  sob a condição de regime permanente. Admitindo que a condutividade térmica do material do cilindro seja  $k$ , a equação de Fourier (9.1) para esta geometria é

$$q = -2\pi r L k \frac{dT}{dr} \quad (9.17)$$

Integrando entre os limites internos e externos, Fig. 9.3, obtém-se para o fluxo de calor por unidade de comprimento

$$\frac{q}{L} = \frac{2\pi k}{\ln(r_2/r_1)} (T_1 - T_2) = \frac{1}{R_c} (T_1 - T_2) \quad (9.18)$$



**Figura 9.3** Distribuição de temperatura num cilindro

onde a resistência térmica (por unidade de comprimento) é definida

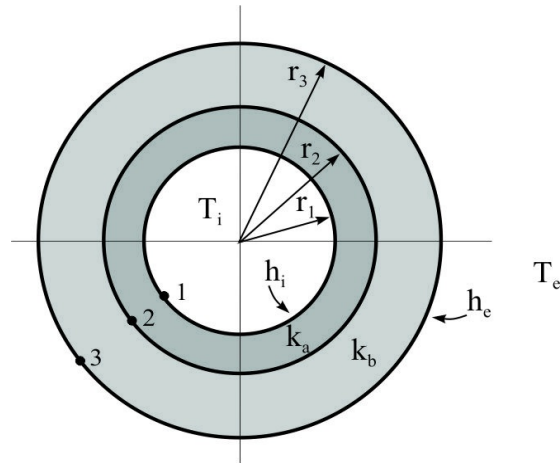
$$R_c = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k} \quad (9.19)$$

### Transferência de Calor num Cilindro Composto

Consideremos agora o cálculo da transferência de calor envolvendo convecção forçada e condução num cilindro composto por mais de um material onde um fluido escoava pelo cilindro interno e o conjunto encontra-se imerso em outro fluido. Analisemos um arranjo de duas camadas  $a$  e  $b$  com coeficientes de película  $h_i$  e  $h_e$  para as regiões internas e externas do cilindro, conforme esquematizado na Fig. 9.4.

Admitindo regime permanente, o fluxo de calor é constante, desde a região interna, até uma distância considerável do cilindro externo onde a temperatura mantém-se igual a  $T_e$ . Neste caso a teoria apresentada anteriormente, Eqs. (9.2) a (9.7), possibilita o seguinte procedimento:

$$\begin{aligned} T_i - T_1 &= \frac{1}{2\pi r_1 h_i} (q/L) \\ T_1 - T_2 &= \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_a} (q/L) \\ T_2 - T_3 &= \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_b} (q/L) \\ T_3 - T_e &= \frac{1}{2\pi r_3 h_e} (q/L) \end{aligned} \quad (9.20)$$



**Figura 9.4** Esquemático de um cilindro composto

Somando essas equações

$$\frac{q}{L} = U(T_i - T_e) \quad (9.21)$$

para um *Coefficiente Global de Transferência de Calor U* definido como

$$U = \frac{2\pi}{\frac{1}{h_i r_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k_a} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{k_b} + \frac{1}{h_e r_3}} \quad (9.22)$$

No sistema SI, a unidade de  $U$  é W/m-K.

Observemos que a Eq. (9.21) não está escrita em função da área, como as Eqs. (9.2) e (9.4), por exemplo. Na realidade, sendo o regime permanente, o fluxo de calor  $q$  é o mesmo para qualquer área cilíndrica, o que justifica a forma escolhida para (9.21). Entretanto, é possível reescrever esta equação em função de uma área particular; como aquela do cilindro interno. Temos então (para a área total, incluindo o comprimento  $L$ )

$$q = U_A A_i (T_i - T_e) \quad (9.23)$$

com

$$U_A = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_1 \ln(r_2/r_1)}{k_a} + \frac{r_1 \ln(r_3/r_2)}{k_b} + \frac{r_1/r_3}{h_e}} \quad (9.24)$$

onde  $A_i = 2\pi r_1 L$ . Neste caso, a unidade de  $U_A$  é  $W/m^2 \cdot K$ .

#### 9.4 Parâmetros Adimensionais em Convecção Forçada

O coeficiente local de troca de calor em convecção é função das propriedades físicas do fluido que escoam sobre a superfície sólida, assim como do mecanismo de escoamento. Propriedades físicas do fluido como massa específica, viscosidade, calor específico e condutividade térmica afetam o coeficiente, assim como a geometria e a localização do ponto em consideração. A variável dimensional inclui o diâmetro, ou a distância a partir de um ponto de referência. A propriedade considerada do escoamento é usualmente a velocidade (média para o escoamento interno, ou da corrente no caso de escoamento externo). Coeficientes de troca de calor para essas situações são apresentados na forma de correlações envolvendo grupos adimensionais obtidos a partir das variáveis mencionadas. Neste parágrafo apresentamos três importantes parâmetros, definidos para problemas de convecção forçada com velocidade moderada, assim como correlações encontradas em diversas aplicações de engenharia de dutos.

##### Número de Reynolds

Como já vimos, um dos parâmetros fundamentais na análise de qualquer escoamento, seja interno ou externo, é o número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (9.25)$$

##### Número de Prandtl

Parâmetro que representa a razão entre as difusividades de quantidade de movimento ( $\nu = \mu/\rho$ ) e de calor ( $\alpha = k/\rho c_p$ ). É uma propriedade do fluido (função da pressão e temperatura), cujo valor pode ser encontrado em tabelas de livros e manuais

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (9.26)$$

##### Número de Nusselt

Uma combinação do coeficiente de troca de calor  $h$ , o comprimento relevante do escoamento  $L$  e a condutividade térmica do fluido  $k$ , i.e.,

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (9.27)$$

### 9.4.1 Correlações

A literatura em transferência de calor apresenta extensas análises e dados sobre convecção natural e forçada em inúmeros problemas práticos de engenharia. Neste parágrafo focaremos a atenção em algumas correlações utilizadas no cálculo do número de Nusselt, voltadas para escoamentos externo e interno em dutos cilíndricos. Essas informações permitem compreender a metodologia de cálculo do coeficiente de filme para convecção forçada para essa geometria. Todas as correlações são aplicadas para o escoamento térmico *desenvolvido*. Isto é, longe da região de entrada (geralmente algumas poucas dezenas de diâmetros da entrada), onde o perfil de temperatura depende da distância de forma significativa até chegar a uma forma fixa, independente da distância  $x$ .

#### Escoamento Externo

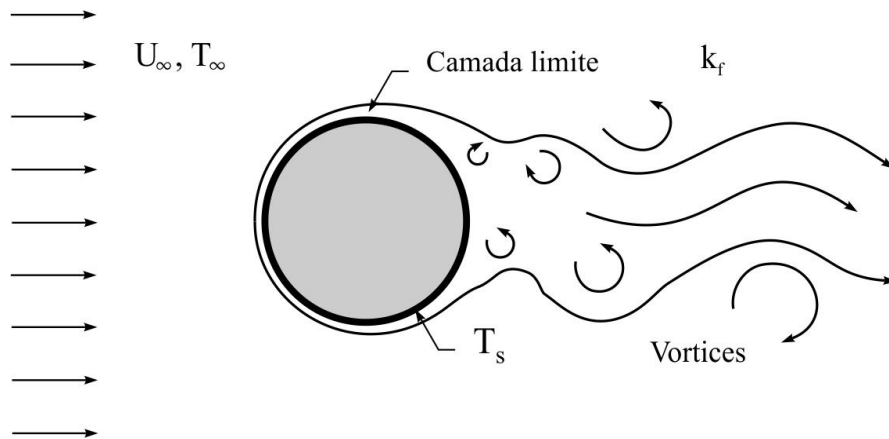
Consideremos a transferência de calor entre um cilindro com temperatura superficial  $T_s$  imerso numa corrente de fluido com velocidade uniforme  $U_\infty$  e temperatura  $T_\infty$  Fig. 9.5. Diversas correlações podem ser obtidas para o coeficiente médio de transferência de calor entre o cilindro e o fluido. Devido às peculiaridades desse tipo de escoamento essas correlações não produzem em geral resultados melhores do que 20%. Uma equação recente foi proposta por Churchill e Bernstein <sup>1</sup> para uma ampla faixa de números de Reynolds e Prandtl. A equação é recomendada para  $Re_D Pr > 0,2$  e tem a forma

$$Nu_D = \frac{h_e D}{k_f} = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[ 1 + \left( \frac{Re_D}{282.000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (9.28)$$

onde todas as propriedades são avaliadas à temperatura média  $T_m = (T_s + T_\infty)/2$ . O coeficiente de filme  $h_e$  representa o valor médio circunferencial  $Re_D = \rho_f U_\infty D / \mu_f$  e  $Pr = \mu_f c_p / k_f$  (subscrito-f refere-se ao fluido).

---

<sup>1</sup> Churchill, S.W., Bernstein, M, "A Correlating Equation for Forced Convection for Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Crossflow", J. Heat Transfer, vol. 99, pp.300-306, 1977.



**Figura 9.5** Cilindro em escoamento externo.

### Escoamento Interno

O escoamento interno desenvolvido em dutos (perfis de velocidade e temperatura independentes da coordenada- $x$  ao longo da linha de centro) pode ser laminar ou turbulento. No escoamento laminar ( $Re_D < 2300$ ) existem soluções analíticas para a equação de energia para as seguintes condições de superfície: a) fluxo de calor uniforme; b) temperatura uniforme. Essas soluções produzem as seguintes expressões para o número de Nusselt ( $Nu = h_i D / k_f$ )

$$\begin{aligned}
 Nu_H &= 4,36 & (q_s = \text{constante}) \\
 Nu_T &= 3,66 & (T_s = \text{constante})
 \end{aligned}
 \tag{9.29}$$

Portanto, para essas condições, o número de Nusselt é independente de  $Re$ ,  $Pr$  e da localização axial.

Nem sempre é fácil estimar a condição real na superfície do duto. Todavia, a construção e geometria do sistema podem fornecer algumas sugestões. Por exemplo, um duto com bom isolamento tende a manter o fluxo térmico razoavelmente uniforme, enquanto outro, exposto ao meio ambiente (ar, água ou enterrado), tende a manter a superfície exterior na condição do meio, em geral próximo de constante.

Uma vez que o escoamento turbulento é consideravelmente mais complexo do que o laminar, o número de Nusselt é obtido a partir de expressões empíricas. Aqui também encontramos um grande número de expressões, freqüentemente associadas a condições particulares, seja para as propriedades do fluido, geometria, ou do escoamento.

Duas das mais consagradas expressões na literatura são a equação de *Colburn* ( $St = Stanton = Nu/RePr = h/\rho V c_p$ )

$$\overline{St}_f \overline{Pr}_f^{2/3} = 0,023 \overline{Re}_m^{-0,2} \quad (9.30)$$

e de *Dittus-Boelter*

$$Nu = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^n \quad (9.31)$$

onde  $n = 0,4$  para aquecimento ( $T_s > T_\infty$ ) e  $n = 0,3$  para resfriamento ( $T_s < T_\infty$ ). Essas equações têm sido amplamente utilizadas na prática para as seguintes condições:  $0,7 < Pr < 160$  e  $Re_D > 10^4$ . Embora relativamente simples, as duas expressões podem produzir erros de até 25% no valor do coeficiente de filme<sup>2</sup>. Uma equação mais recente e precisa (erros inferiores a 10%), mas também mais complexa, é devido a *Gnielinski*

$$Nu = \frac{(f/8)(Re_D - 10^3)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (9.32)$$

onde, para tubos lisos, o fator de atrito  $f$  é de Prandtl ou Blasius. A correlação é válida para  $0,5 < Pr < 2 \times 10^3$  e  $3 \times 10^3 < Re_D < 5 \times 10^6$ . Ao aplicar as três correlações as propriedades físicas do fluido devem ser calculadas na temperatura média da seção transversal  $T_m$ , ou na condição de temperatura de filme  $T_f$ , indicadas pelo subscrito  $f$ . Se a diferença de temperaturas for elevada, correções devem ser introduzidas para considerar a variação das propriedades com a temperatura. Ressalte-se que as três equações para escoamento turbulento são para tubos lisos. Expressões para regime de escoamento hidraulicamente rugoso podem ser encontradas em Rohsenow *et al.*<sup>3</sup>

---

<sup>2</sup> Incropera, F.P., DeWitt, P.D., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Cap. 8, John Wiley & Sons, N.Y., USA, 1996.

<sup>3</sup> Rohsenow, M.W., Hartnett, J.P., Cho, Y.I., *Handbook of Heat Transfer*, McGraw-Hill, 3<sup>rd</sup>. Ed., Cap. 5, 1998.

## 9.5 Transferência de Calor em Dutos

Pressão e temperatura desempenham um papel importante em dutos transportando hidrocarbonetos, especialmente em longas distâncias. Variações na temperatura afetam a viscosidade, a massa específica e o calor específico de líquidos, particularmente no transporte de óleo. Enquanto o aumento na temperatura é vantajoso nos oleodutos, uma vez que a redução na viscosidade induz uma queda na pressão, o inverso ocorre nos gasodutos, onde a queda de pressão aumenta com a temperatura (a viscosidade dinâmica  $\mu$  dos gases aumenta com temperatura).

Nos projetos de dutos para transporte de hidrocarbonetos o cálculo da temperatura é tão relevante quanto o da pressão. É importante para o projetista conhecer a distribuição desses parâmetros, tanto para o cálculo estrutural quanto para estudos e análises operacionais.

Para calcular o fluxo de calor, ou a distribuição de temperatura, ao longo de um duto é necessário conhecer as propriedades físicas dos materiais (duto e isolante), dos fluidos escoando no seu interior e exterior, assim como dos coeficientes de troca de calor. Se radiação for relevante, propriedades das superfícies (emissividade e fator de forma, dentre outras) também precisam ser conhecidas.

Consideremos então o procedimento para determinar alguns desses coeficientes. Lembramos que casos reais apresentam uma infinidade de situações relativas à geometria e condições de escoamento, requerendo em geral análises particulares. Na maioria dos casos o projetista encontrará na literatura informações suficientes para estimar os principais parâmetros para cálculo do problema térmico.

### 9.5.1 Duto Enterrado.

O fluxo de calor por unidade de comprimento ( $q \rightarrow W/m$ ) de um cilindro sólido enterrado num meio semi-infinito é obtido da expressão <sup>4</sup>

$$\frac{Q}{L} = -Sk_s (T_1 - T_2) \quad (9.33)$$

onde  $L$  e  $T_1$  representam, respectivamente, o comprimento e a temperatura do cilindro,  $k_s$  e  $T_2$  a condutividade térmica e a temperatura da superfície do meio, e  $S$  o *fator de*

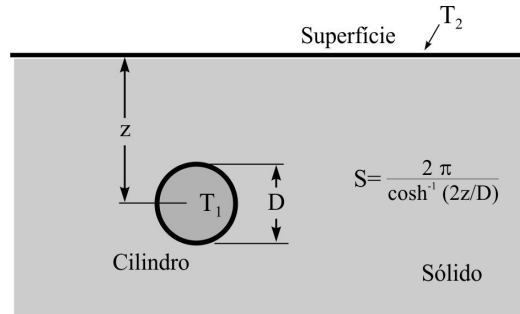
---

<sup>4</sup> Incropera, F.P., DeWitt, P.D., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Cap. 4, John Wiley & Sons, N.Y., USA, 1996.



forma de condução do sistema, Fig. 9.6. Para esta configuração <sup>5</sup>

$$S = \frac{2\pi}{\cosh^{-1}(2z/D)} \quad (9.34)$$



**Figura 9.6** Fator de forma para um cilindro isotérmico enterrado num meio semi-infinito

Consideremos agora o caso prático de um duto com isolamento térmico, enterrado no solo, rocha ou areia, esquematicamente representado na Fig. 9.7. A partir dos conceitos de transferência de calor em cilindro composto pode-se mostrar que a equação equivalente a (9.33) para a troca de calor entre o fluido interno e o meio exterior é

$$\frac{Q}{L} = -S^* k_s (T_i - T_s) \quad (9.35)$$

onde  $S^*$  representa o *fator de forma para o sistema composto*

$$S^* = \frac{S}{1 + S k_s / U_G} \quad (9.36)$$

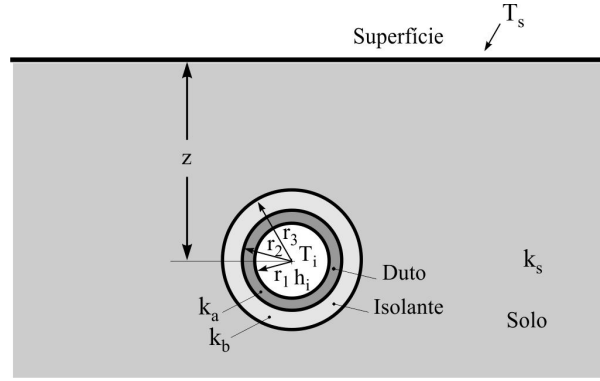
com S definido em (9.34) ( $D = d_3 =$  diâmetro externo) e  $U_G$  (coeficiente global)

$$U_G = \frac{2\pi}{\frac{1}{h_i r_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k_a} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{k_b}} \quad (9.37)$$

Desprezando termos devido à energia cinética e gravidade a equação de energia (2.4.10) pode ser escrita como

---

<sup>5</sup> Nota: A função inversa de cosseno hiperbólico é calculada por:  $\text{acosh}(x) = \ln(x + \sqrt{x^2 - 1})$ .



**Figura 9.7** Duto enterrado num meio semi-infinito com temperatura de superfície constante  $h_i$  é o coeficiente de película interno (convecção forçada),  $r_1$  e  $r_2$  os raios interno e externo do duto,  $r_3$  o raio externo do isolante e  $k_a$  e  $k_b$  as condutividades térmicas do duto e isolante, respectivamente.

$$\frac{d\dot{Q}}{\dot{m}} = d\hat{h} = c_p dT_i \quad (9.38)$$

onde  $\dot{m} = \rho VA$  e  $T_i$  é a temperatura média no interior do duto. Portanto, de (9.35) e (9.38) (fluxo de calor positivo entrando no duto),

$$\frac{d\dot{Q}}{ds} = -S^* k_s (T_i(x) - T_s) = \dot{m} c_p \frac{dT_i}{ds} \quad (9.39)$$

ou

$$\frac{dT_i}{T_i - T_s} = -\frac{S^* k_s}{\dot{m} c_p} ds \quad (9.40)$$

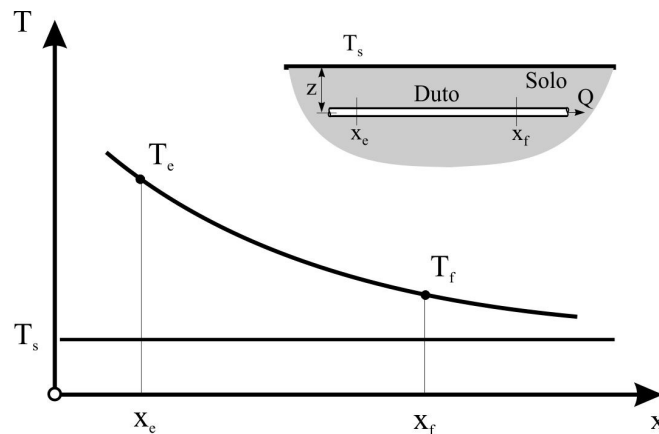
Integrando entre o ponto inicial ( $T(0) = T_e$ ) e um ponto genérico na coordenada  $s$  a distribuição de temperatura assume a forma exponencial

$$\frac{T_i(s) - T_s}{T_e - T_s} = \exp\left(-\frac{S^* k_s}{\dot{m} c_p} s\right) \quad (9.41)$$

Levando esta expressão em (9.39) e integrando obtém-se para o fluxo global de calor

$$\dot{Q}_{glob}(s) = -\dot{m} c_p (T_e - T_s) \left[1 - \exp\left(-\frac{S^* k_s}{\dot{m} c_p} s\right)\right] \quad (9.42)$$

A Fig. 9.8 mostra a distribuição de temperatura em função das temperaturas de entrada e da superfície do solo.



**Figura 9.8** Perfil de temperatura ao longo de um duto enterrado.

**Exercício 9.1** Um oleoduto transporta óleo cru API= 28 e está enterrado no solo. O duto tem diâmetro nominal de 12" ( $d_i = 289$  mm,  $d_e = 324$  mm) encontrando-se a uma profundidade média do centro de 950 mm. Uma camada de isolante térmico de vidro celular ( $k_i = 0,055$  W/m-K a  $25$  °C ) com 35 mm de espessura reveste o duto. Para uma vazão padrão de  $17.200$  m<sup>3</sup>/d, e um trecho de 28,3 km, estimar: a) a perda de calor no trecho inicial do duto; b) a temperatura na seção terminal sabendo-se que na seção inicial esta é de  $45$  °C e a superfície do solo se mantém a  $22$  °C; c) a perda de calor global. O coeficiente de filme interno  $h_i$  é estimado em  $850$  W/m<sup>2</sup>-K.

**Solução:** Dados preliminares:

- Condutividade térmica – aço:  $k_a = 61$  W/m-K
- Massa específica – óleo, Eq. (1.4.15):  $\rho_o = 10^3 \gamma = 10^3 \times [141,5 / (131,5 + 28)] = 887$  kg/m<sup>3</sup>
- Calor específico – óleo:  $cp_o \approx 1482 + 10,46 \times \text{API} + 4,18 \times C = 1482 + 10,46 \times 28 + 4,18 \times 40 = 1942$  J/kg-K
- Condutividade térmica – óleo<sup>6</sup>:  $k_o = 0,13$  W/m-K
- Viscosidade absoluta – óleo [estimado pela Eq. 1.4.27 a  $T_{\text{med}} = 40$  °C] =  $0,020$  Pa-s (i.e. 20 cp)
- Condutividade térmica do solo [Tab. 9.1]:  $k_s = 0,52$  W/m-K
- Diâmetro externo do isolamento térmico,  $d_3 = 324 + 2 \times 35 = 394$  mm
- Fluxo de massa de óleo:  $\dot{m} = \rho Q = 887 \times 17200 / 86400 = 176,6$  kg/s

A correlação para o calor específico do óleo obtida da Referência<sup>7</sup>.

<sup>6</sup> The Properties of Gases and Liquids, Reid., R. C., *et al.*, Tab. 9.3, McGraw-Hill Co, 1987.

<sup>7</sup> Petroleum Engineering Handbook, SPE, Fig. 21.3, Cap. 21.6, 1987.

a) Inicialmente avaliamos o coeficiente global de troca de calor entre o óleo e o exterior, Eq. (9.37),

$$\begin{aligned}
 U_G &= \frac{2\pi}{\frac{1}{h_i r_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k_a} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{k_b}} \\
 &= \frac{2\pi}{\frac{1}{850 \times 0,145} + \frac{\ln(0,324/0,289)}{61} + \frac{\ln(0,394/0,324)}{0,055}} \\
 &= \frac{2\pi}{0,00811 + 0,00187 + 3,5565} = 1,762 \text{ W/m-K}
 \end{aligned} \tag{1}$$

e o fator de forma S

$$S = \frac{2\pi}{\cosh^{-1}(2z/d_3)} = \frac{2\pi}{\cosh^{-1}(2 \times 0,95/0,394)} = 2,786 \tag{2}$$

assim, o fator de forma do sistema composto é

$$S^* = \frac{S}{1 + \frac{S k_s}{U_G}} = \frac{2,786}{1 + \frac{2,786 \times 0,52}{1,762}} = 1,528 \tag{3}$$

Para o trecho inicial a temperatura para a entrada é 45 °C. Portanto, o fluxo de calor por unidade de comprimento será

$$\frac{q}{L} = S^* k_s (T_i - T_s) = 1,528 \times 0,52 \times (45 - 22) = 18,3 \text{ W/m} \text{ Resp.} \tag{4}$$

b) De (9.41) a temperatura no final do duto

$$T_f = 22 + (45 - 22) \times \exp\left(-\frac{1,528 \times 0,52 \times 28300}{176,6 \times 1942}\right) = 43,54 \text{ °C} \text{ Resp.} \tag{5}$$

c) De (9.42) o fluxo de calor total

$$q_t = 176,6 \times 1942 \times (45 - 22) \times \left[1 - \exp\left(-\frac{1,528 \times 0,52 \times 28300}{176,6 \times 1942}\right)\right] = 501 \text{ kW} \text{ Resp.} \tag{6}$$

Utilizando este resultado para a temperatura média, a partir de (9.35),

$$T_{im} = T_s + \frac{q}{L} \times \frac{1}{S^* k_s} = 22 + \frac{501000}{28300} \times \frac{1}{1,528 \times 0,52} = 44,3 \text{ °C}$$

o mesmo valor da média entre as temperaturas de entrada e saída,  $(43,54+45)/2$ . Um valor esperado!

A queda de temperatura neste trecho é de 1,5 °C. Contribuem para a reduzida variação da temperatura as resistências térmicas do isolante no duto e do solo. Se retirarmos o isolante, e reduzirmos

a profundidade do duto para 500 mm, por exemplo, os cálculos indicam uma temperatura final de 41,8 °C; um pequeno aumento nas perdas térmicas. Confirme este valor!

**Exercício 9.2** Calcular o coeficiente interno de troca de calor do exercício anterior a partir das três expressões do parágrafo §9.4.1.

**Solução:** Cálculo inicial dos parâmetros básicos  $Re$ ,  $Pr$  e  $f$  (fator de atrito, estimado pela equação de Blasius (3.3.14)).

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{4 \rho Q}{\pi \mu D} = \frac{4 \times 887 \times 17200 / 86400}{\pi \times 0,020 \times 0,289} = 38.900$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} = \frac{0,020 \times 1942}{0,13} = 299$$

$$f = \frac{0,316}{Re^{1/4}} = \frac{0,316}{38900^{1/4}} = 0,0225$$

Para o número de Nusselt [Colburn foi desenvolvido de (9.30)]

$$\text{Colburn} \quad Nu \approx 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} = 723 \quad (\text{aprox})$$

$$\text{Dittus-Boelter} \quad Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} = 598$$

$$\text{Gnielinski} \quad Nu = \frac{(f/8) (Re_D - 10^3) Pr}{1 + 12,7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} = 1047$$

que produzem os respectivos coeficientes ( $Nu = h_i D / k \therefore h_i = Nu k / D = 0,4498 Nu$ )

$$\text{Colburn} \quad h_i = 325 \quad (W/m^2 K)$$

$$\text{Dittus-Boelter} \quad h_i = 269 \quad "$$

$$\text{Gnielinski} \quad h_i = 471 \quad "$$

Note a discrepância entre os valores. Ressalte-se, todavia, que as correlações de Colburn e Dittus-Boelter devem ser aplicadas para número de Prandtl inferior a 160, enquanto, para este exemplo,  $Pr = 299$ . É de se esperar que a equação de Gnielinski apresente resultados melhores. No exemplo anterior foi utilizado  $h_i = 850 W/m^2 \cdot K$ . Compare este resultado com os valores sugeridos na Tabela 9.2.

### 9.5.2 Distribuição de Temperatura e Efeito Joule-Thomson

Vimos que para escoamento unidimensional em regime permanente ( $\dot{m} = \text{const}$ ) a equação de energia admite a forma simplificada de (2.4.10)

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_s}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_v}{\dot{m}} = q - w_s - w_v = \sum_{out} \left( \hat{h} + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) - \sum_{in} \left( \hat{h} + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) \quad (9.43)$$

Na ausência de trabalho de eixo e atrito viscoso, para as seções 1 e 2 tem-se

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = \left( \hat{h} + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_2 - \left( \hat{h} + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_1 \quad (9.44)$$

ou, na forma diferencial,

$$\frac{d\dot{Q}}{\dot{m}} = d\hat{h} + VdV + g dz \quad (9.45)$$

Para uma substância real (não ideal), pode-se provar que além da temperatura a entalpia também depende da pressão (lembrar que, para gás ideal,  $h$  depende exclusivamente da temperatura), tendo por expressão a equação

$$d\hat{h} = c_p (dT - \mu dp) \quad (9.46)$$

onde  $\mu$  é o *coeficiente Joule-Thomson* (J-T) [K/Pa]; ver detalhes no Apêndice D.

Levando (9.46) em (9.45)

$$\frac{d\dot{Q}}{\dot{m}} = c_p (dT - \mu dp) + VdV + g dz \quad (9.47)$$

#### a) Duto Não-Enterrado

Para o escoamento em *duetos não-enterrados* a troca de calor do fluido (gás, líquido ou mistura desses) com o exterior pode ser expressa como

$$d\dot{Q} = -U_A dA (T - T_{ext}) \quad (9.48)$$

onde  $U_A$  [W/m<sup>2</sup>-K] é o coeficiente global de troca de calor entre o fluido e o exterior e a superfície do duto (interna, v.g.;  $A = \pi d_1 \Delta s$ ). Combinando as duas equações

$$-\frac{U_A \pi d_1 ds}{\dot{m}} (T - T_{ext}) = c_p (dT - \mu dp) + V dV + g dz \quad (9.49)$$

Definindo os parâmetros

$$\varepsilon = \frac{U_A \pi d_1}{\dot{m} c_p} = \frac{U_G}{\dot{m} c_p} \quad (9.50)$$

$$T^* = \frac{1}{\varepsilon} \left[ \frac{g}{c_p} \text{sen}\theta - \mu \frac{dp}{ds} + \frac{1}{c_p} \frac{d}{ds} \left( \frac{V^2}{2} \right) \right]$$

Com  $U_G$  definido em (9.22), e as unidades  $\varepsilon$  [ $\text{m}^{-1}$ ] e  $T^*$  [K], da Eq. (9.49)

$$\frac{dT}{ds} = -\varepsilon [(T - T_{ext}) + T^*] \quad (9.51)$$

onde  $s$  é a coordenada na linha de centro do duto. Admitindo que os parâmetros físicos que definem  $\varepsilon$  e  $T^*$  acima sejam constantes no intervalo  $s$ , a solução da equação é

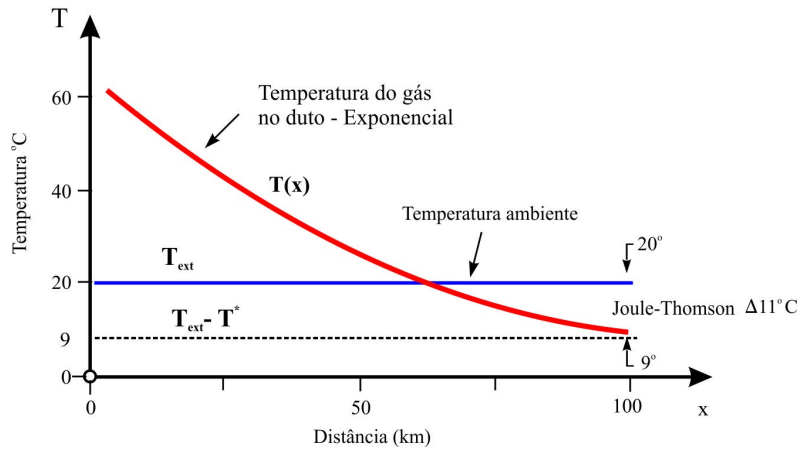
$$\frac{T(s) - (T_{ext} - T^*)}{T_o - (T_{ext} - T^*)} = \exp(-\varepsilon s) \quad (9.52)$$

onde  $T_o$ ,  $T_{ext}$  representam, respectivamente, as temperaturas na entrada do duto e externa.

Com freqüência podemos desprezar o termo devido à energia cinética ( $V^2$ ) na equação de energia. Neste caso a expressão para  $T^*$  assume a forma

$$T^* = \frac{1}{\varepsilon} \left[ \frac{g}{c_p} \text{sen}\theta - \mu \frac{dp}{ds} \right] \quad (9.53)$$

A Eq. (9.52) mostra que a medida que o comprimento  $\Delta s$  cresce, o lado direito da equação tende para zero; portanto,  $T_f \rightarrow (T_{ext} - T^*)$ . Isto significa que para dutos longos a temperatura do fluido tende para a temperatura externa subtraída de  $T^*$  devido ao efeito Joule-Thomson. Um exemplo interessante é mostrado na Fig.9.9.



**Figura 9.9** Perfil de temperatura ao longo de um duto, considerando efeito J-T.

### b) Duto Enterrado

Para o escoamento em *dutos enterrados*, a troca de calor do fluido (gás, líquido ou mistura desses) com o solo pode ser expresso pela Eq.(9.35), aqui rerepresentada,

$$\frac{dQ}{ds} = -S^* k_s (T - T_{sup}) \quad (9.54)$$

com  $k_s$  representando a *condutividade térmica* do solo e  $S^*$  o *fator de forma* para o sistema composto de acordo com as expressões indicadas em (9.36) e (9.37).

Observe que a troca de calor com o exterior é, nesta situação, um processo de *condução de calor* com o solo em contato com o duto, e não de *convecção* com um fluido externo, como nos casos de dutos de superfície, ou marítimos. De um modo geral, dutos transportando hidrocarbonetos na forma líquida ou gasosa são enterrados. Portanto, os desenvolvimentos que seguem são relevantes para o cálculo de temperaturas e perdas de calor com o exterior; não sendo exatamente as mesmas expressões obtidas para dutos não-enterrados em (a).

Retornando à equação de energia para escoamento unidimensional em regime permanente ( $\dot{m} = \text{const}$ ) sugerida em (9.41-9.45), sem trabalho de eixo (bombas ou compressores), obtém-se a forma diferencial, [ver (9.45)],

$$\frac{d\dot{Q}}{\dot{m}} = d\hat{h} + VdV + g dz \quad (9.55)$$



Incluindo o efeito Joule-Thomson a expressão generalizada para a entalpia é, (9.46),

$$d\hat{h} = c_p(dT - \mu dp) \quad (9.56)$$

que, levada em (9.55), e tendo em vista a equação para o fluxo de calor com o solo (não mais com um fluido externo), chega-se a

$$-\frac{S^* k_s}{\dot{m} c_p} (T - T_{sup}) ds = c_p(dT - \mu dp) + VdV + g dz \quad (9.57)$$

Definindo os parâmetros

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{S^* k_s}{\dot{m} c_p} \\ T^* &= \frac{1}{\varepsilon} \left[ \frac{g}{c_p} \text{sen}\theta - \mu \frac{dp}{ds} + \frac{1}{c_p} \frac{d}{ds} \left( \frac{V^2}{2} \right) \right] \end{aligned} \quad (9.58)$$

De (9.57)

$$\frac{dT}{ds} = -\varepsilon [(T - T_{sup}) + T^*] \quad (9.59)$$

onde  $s$  é a coordenada na linha de centro do duto. Admitindo que os parâmetros físicos que definem  $\varepsilon$  e  $T^*$  sejam constantes no intervalo  $s$ , a solução da equação é

$$\frac{T(s) - (T_{sup} - T^*)}{T_o - (T_{sup} - T^*)} = \exp(-\varepsilon s) \quad (9.60)$$

onde  $T_o$ ,  $T_{sup}$  representam, respectivamente, as temperaturas na entrada do duto e da superfície do solo, admitido constante no tempo.

A Eq. (9.60) mostra que à medida que o comprimento  $s$  cresce o lado direito da equação tende para zero; portanto,  $T_f \rightarrow (T_{sup} - T^*)$ . Implicando que, para dutos longos, a temperatura do fluido tenderá para a temperatura da superfície do solo subtraída de  $T^*$  devido ao efeito Joule-Thomson. O exemplo mostrado na Fig.9.9 é significativo se a “temperatura externa” for substituída pela “temperatura do solo” .

### Calor trocado com o solo

A energia térmica trocada entre o duto e o solo constitui uma importante informação sobre o equilíbrio de energia global no duto.

A taxa de energia cedida ou recebida do exterior por unidade de comprimento (W/m) é obtida de (9.54). Incluindo, ou não, o efeito Joule-Thomson, a diferença de temperatura indicada em (9.54) é, de (9.60),

$$[T(s) - T_{sup}] = [T_o - (T_{sup} - T^*)] \exp(-\epsilon s) - T^* \quad (9.61)$$

De (9.54), a taxa de calor trocado (W/m) com o exterior (solo) torna-se

$$\frac{dQ}{ds} = -S^* k_s \left\{ [T_o - (T_{sup} - T^*)] \exp(-\epsilon s) - T^* \right\} \quad (9.62)$$

Naturalmente ignorando-se o efeito Joule-Thomson basta fazer  $T^* = 0$ .

O cálculo do calor global (da entrada do duto até uma seção arbitrária qualquer  $s$ ) perdido para o solo é obtido integrando esta equação com respeito à distância  $s$ , obtendo-se uma expressão similar à (9.42). Neste caso a solução tem a forma ( $\epsilon$  definido em (9.58a))

$$Q_{glob}(s) = -\dot{m} c_p \left\{ [T_o - (T_{sup} - T^*)] [1 - \exp(-\epsilon s)] - (\epsilon s) T^* \right\} \quad (9.63)$$

### Cálculo Térmico — Temperatura Externa Não-Uniforme

A equação (9.52) pode ser aplicada com precisão quando a temperatura externa se mantém constante ao longo do duto. Quando este não é o caso, uma maneira de contornar o problema é segmentar o duto e utilizar valores médios para as temperaturas externas em cada segmento, resolvendo, portanto, o problema global numa sucessão de problemas discretos.

Por outro lado, a observação da equação (9.51) sugere que a substituição de  $T_{ext}$  por uma função da coordenada- $s$ , i.e.,  $T_{ext}(s)$ , pode permitir situações em que soluções analíticas são ainda possíveis. A situação particular de distribuição linear para  $T_{ext}$  é apresentada aqui. A solução permite respostas mais precisas para linhas longas expostas

à atmosfera quando a temperatura desta puder ser aproximada por uma função linear do comprimento do duto.

Admitamos então a seguinte distribuição para a temperatura externa

$$T_{ext}(s) = T_{ext}^o + \frac{(T_{ext}^{\Delta L} - T_{ext}^o)}{\Delta L} s = T_{ext}^o + \beta s \quad (9.64)$$

onde  $T_{ext}^o$  e  $T_{ext}^{\Delta L}$  representam as temperaturas externas nos pontos inicial e final do duto com comprimento  $\Delta L$  e  $s$  é a coordenada longitudinal. O parâmetro  $\beta$  é, evidentemente, o gradiente térmico externo ao longo do duto.

Levando (9.64) em (9.51) e integrando

$$\frac{T(s) - T_{ext}^o + T^*}{T_o - T_{ext}^o + T^*} = \exp(-\epsilon s) + \frac{\beta/\epsilon}{T_o - T_{ext}^o + T^*} [\exp(-\epsilon s) + \epsilon s - 1] \quad (9.65)$$

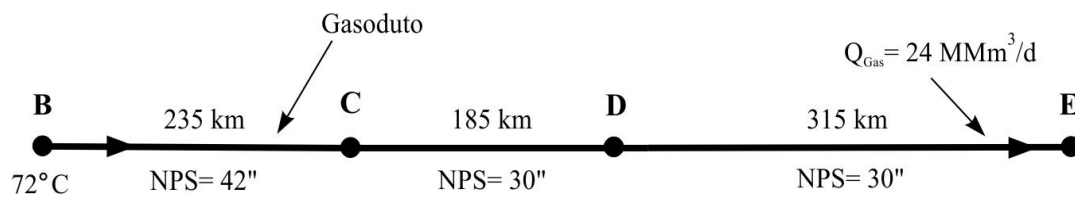
Esta equação produz os seguintes resultados limites

$$\begin{aligned} T(s)_{s \rightarrow 0} &\rightarrow T_o \\ T(s)_{s \rightarrow \infty} &\rightarrow T_{ext}^{\infty} - T^* \end{aligned} \quad (9.66)$$

Como esperado, a temperatura na entrada é  $T_o$ , enquanto, no extremo final, esta tende para o valor externo subtraído do resfriamento devido ao efeito Joule-Thomson. Note que se a temperatura externa for constante ( $\beta=0$ ), a equação (9.65) reduz-se a (9.52). Por último lembramos que esta solução é válida para regime permanente; portanto, para condição invariável com o tempo.

**Exercício 9.3** Um gasoduto com 735 km transporta 24 MMm<sup>3</sup>/d (cond. padrão) de gás natural entre dois pontos B e E, conforme esquematizado na figura. O gasoduto está apoiado sobre suportes que o mantêm acima da superfície ao longo de toda a extensão. O duto é constituído de três seções com diâmetros diferentes (especificados na figura), cada uma com um isolamento térmico de espessura distinta também (65mm, 50mm e 35mm para os trechos BC, CD e DE, respectivamente). Se a temperatura do gás no ponto de entrada B é de 72 °C, a temperatura externa média ao longo do duto é de 27 °C e a velocidade média do ar pode ser considerada como de 2,5 m/s, pede-se o valor da temperatura nos pontos C, D e E. Não considerar efeitos Joule-Thomson. Enquanto os diâmetros externos podem ser considerados como os próprios valores nominais (NPS), os internos podem ser estimados como 0,96 destes. O material do duto é aço carbono. Dados complementares são especificados a seguir.

Parâmetro	Valor	Unidade
Densidade relativa do gás	0,572	-
Viscosidade do gás	0,0112	cp
Condutividade térmica do gás	0,034	W/m-K
Calor específico do gás	2230	J/kg-K
Massa específica do ar	1,204	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidade do ar	0,0185	cp
Condutividade térmica do ar	0,022	W/m-K
Calor específico do ar	1005	J/kg-K
Condutividade térmica do isolante	0,042	W/m-K



**Solução:** A proposta refere-se ao problema térmico da configuração original (sem *loop*) do problema definido no §11.4, capítulo 11. Verifique a descrição. O cálculo da temperatura é feito a partir da Eq. (9.52) desprezando o efeito JT; i.e. com  $T^* = 0$ . Para cada uma das seções precisamos calcular o coeficiente global de troca de calor entre o gás e o exterior (ar). De (9.52) vemos que precisamos saber o valor da vazão de massa, uma constante ao longo do gasoduto, por se tratar de escoamento em regime permanente. Iniciamos com a vazão de massa

$$\dot{m} = \lambda \rho Q = 0,572 \times 1,204 \times \frac{24 \times 10^6}{86400} = 192,19 \text{ kg/s} \quad (1)$$

De (9.22),

$$U_G = \frac{2\pi}{\frac{1}{h_i r_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k_a} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{k_b} + \frac{1}{h_e r_3}} \quad (2)$$

Para calcular  $U_G$  é preciso avaliar os coeficientes de filme interno e externo ( $h_i$  e  $h_e$ ), além dos raios e condutividades térmicas dos componentes (aço e isolante), esses conhecidos. Os coeficientes  $h_i$  e  $h_e$  são obtidos a partir das expressões para os respectivos números de Nusselt, Eqs. (9.32) e (9.28).

Uma vez determinado esses parâmetros a temperatura num ponto- $i$  da linha pode ser estimada a partir da Eq. (9.52)

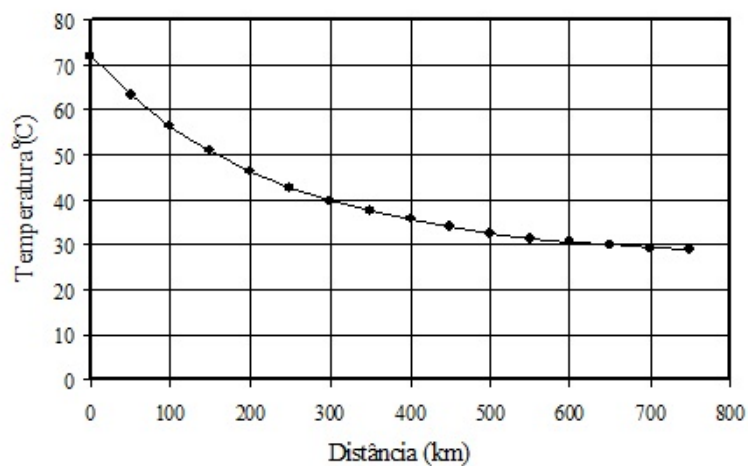
$$\frac{T_i - T_{ext}}{T_{i-1} - T_{ext}} = \exp\left(-\frac{U_{Gi} \Delta x_i}{\dot{m} c_p}\right) \quad (3)$$

onde  $\Delta x_i = x_i - x_{i-1}$  e  $T_i$  e  $T_{i-1}$  são as temperaturas nos pontos  $x_i$  e  $x_{i-1}$ , respectivamente.  $T_{ext}$  é a temperatura externa,  $U_{Gi}$  o coeficiente global de troca de calor do intervalo- $i$ ,  $\dot{m}$  a vazão de massa e  $c_p$  o calor específico à pressão constante do gás.

A tabela a seguir resume os valores numéricos de todos esses parâmetros (calculados por um programa numérico),

Parâmetro	Trecho-BC	Trecho-CD	Trecho-DE
Reynolds - interno	$24,9 \times 10^6$	$34,8 \times 10^6$	$34,8 \times 10^6$
Prandtl - interno	0,735	0,735	0,735
Nusselt - interno	20.951	30.264	30.264
Reynolds - externo	$194 \times 10^3$	$140 \times 10^3$	$135 \times 10^3$
Prandtl - externo	0,845	0,845	0,845
Nusselt - externo	366,0	290,1	283,1
Fator de atrito (f)	0,00847	0,00873	0,00873
$U_G$ (W/m-K)	2,102	1,932	2,600
Temp. final do trecho (°C)	43,7	35,2	28,9

Observe que no trecho inicial a temperatura cai 28,3 °C (72 - 43,7), sugerindo que a espessura do isolante é reduzida (para 100mm a queda seria de 22,4 °C), enquanto no trecho final o gás atinge praticamente a temperatura exterior, 28,9 °C vs. 27 °C. A distribuição da temperatura ao longo do sistema está mostrada na Fig. 9.10.



**Figura 9.10** Distribuição de temperatura ao longo do sistema, sem efeito J-T.

### **9.5.3 Garantia de Escoamento – Isolamento Térmico de Oleodutos e Gasodutos**

Uma das questões centrais em economia diz respeito ao aproveitamento das fontes de energia e de combustíveis. Praticamente toda geração de energia envolve o processo de transferência de calor entre fontes à temperaturas distintas. Parte da energia é perdida de forma irreversível, mantendo o rendimento térmico bastante baixo em geral. Minimizar essas perdas (aumentar a eficiência) é um dos importantes objetivos de projetos modernos de sistemas de aproveitamento energético.

Na área de combustíveis fósseis, hidrocarbonetos são extraídos do solo e transportados em dutos até os pontos de processamento onde são transformados na forma de sólido, líquido ou gás para aproveitamento industrial. O fluido proveniente dos reservatórios, em geral óleo, água e gás, sai da formação a elevadas temperaturas e pressões, passando por ambientes variados (como rocha, lama, água e ar) à temperaturas e pressões extremas, não sendo incomum temperaturas externas variarem entre 150 °C (reservatório) e -40 °C (região ártica, por exemplo).

Dutos onshore e offshore enfrentam hoje desafios crescentes nas condições operacionais. Pressões e temperaturas são cada vez mais elevadas requerendo novos materiais estruturais e condições especiais de proteção contra degradação e perdas térmicas. Em resposta a esses desafios o desenvolvimento tecnológico nessas áreas têm sido extremamente elevado nos últimos 15 a 20 anos. Concentraremos neste parágrafo à análise de alguns aspectos da tecnologia de isolamento térmico de dutos offshore por esses refletirem as mais recentes metodologias de redução de perda de energia e proteção ambiental na indústria de petróleo em geral.

#### **Garantia de Escoamento – Offshore <sup>8</sup>**

À medida que a indústria dirige-se para regiões mais profundas crescem as temperaturas e as pressões. Condições operacionais tornam-se muito mais complexas enquanto as exigências de mercado requerem soluções mais econômicas e vidas maiores para os componentes, aproximando-se hoje dos 30 a 40 anos. À medida que a profundidade da exploração e da perfuração cresce a garantia do escoamento torna-se um elemento crítico nos projetos, em particular para os dutos. O isolamento térmico efetivo em sistemas subsea ajuda na manutenção do escoamento, otimiza a produtividade e reduz

---

<sup>8</sup> Parágrafo baseado na fonte: [www.chemtech-online.com/O&G/Grethe aug sept12.html](http://www.chemtech-online.com/O&G/Grethe%20aug%20sept12.html) , por Grethe Hatviksen, Innovation & Technology Manager, Trelleborg Offshore, Norway, Sept. 2012.

os custos de processamento, sobretudo minimizando a possibilidade de formação de hidratos e ceras (parafinas), que podem provocar estrangulamento do escoamento.

As exigências para isolamento de dutos variam. Nas análises de *garantia de escoamento* é importante determinar o isolamento térmico mínimo para certa configuração. Nesses casos os trabalhos incluem: i- análise de *flash* do fluido para cálculo da temperatura de formação de hidratos e parafinas na faixa operacional de pressão; ii- análise termo-hidráulica para cálculo do coeficiente global de transferência de calor  $U_G$  ao longo da linha; iii- análise de transferência de calor local para determinar o tipo e espessura de isolante; iv- análise transiente de transferência de calor em locais específicos do duto para determinar curvas temporais de resfriamento para comparação com valores mínimos admissíveis ao longo do duto. Por outro lado, nas linhas de transporte de gás liquefeito, como gás natural liquefeito, é necessário manter a temperatura baixa para garantir o estado líquido; neste caso, o que se deseja é minimizar a troca de calor proveniente do exterior, e não do interior do duto.

### **Instalações no Fundo do Mar**

Quando o fluido de produção atinge a superfície do fundo do mar ele encontra-se à elevada temperatura, consistindo de uma mistura de gases, material parafínico líquido e água. Durante o ciclo de resfriamento calor é perdido para o oceano frio. Neste processo ceras e cristais de hidratos podem se depositar na parede do duto e gradativamente reduzir o fluxo, eventualmente bloqueando o sistema. Conseqüentemente, o isolamento adequado torna-se parte crucial do processo para evitar a formação de blocos de hidratos e de parafina. Esta situação ocorre quando óleo e gás são despressurizados e expostos à baixas temperaturas no fundo do mar.

Hidratos são formados quando água límpida entra em contato com moléculas de hidrocarbonos leves. Normalmente são formados a altas pressões e temperaturas em torno dos 25 °C a 20 °C. Sem o isolamento, a água fria do mar pode resfriar rapidamente o fluido, permitindo a formação de hidratos e parafinas, dificultando ou impedindo o escoamento.

Durante uma parada é importante evitar a formação de hidratos e parafina devido ao resfriamento do sistema. Portanto, um isolamento adicional pode fornecer tempo extra para evitar a formação desses elementos durante a inspeção no duto e equipamentos no fundo do mar. O dimensionamento do sistema para esta situação requer uma análise transiente para se avaliar a curva de temperatura com o tempo.

O crescente desafio pela indústria offshore tem requerido dos fabricantes o desenvolvimento de produtos e tecnologias para atender essa demanda. A solução nem sempre encontra-se em novos produtos, mas em encontrar novas maneiras de operação de produtos existentes para trabalhar sob condições mais adversas. Desta forma, materiais de isolamento térmico utilizados pela indústria subsea de óleo e gás por muitos anos são reavaliados para novas condições. Uma das últimas soluções para instalações subsea utiliza material com condutividade térmica de 0,12 W/m-K (ver Tabela 9.1), em ambiente externo com temperaturas de até -35 °C, temperaturas internas do fluido de até 155 °C e profundidade de até 3000m<sup>9</sup>.

Sistemas como esses consideram três camadas de isolamento. A primeira para proteção de corrosão e Tensão de Ruptura Induzida por Hidrogênio (HISC), feita por um composto de Neoprene ou Borracha Etileno Polipropileno (EPM) com proteção de até 155 °C. A camada intermediária fornece proteção de isolamento térmico por meio de diversos componentes, dependendo de aplicações específicas, com condutividades térmicas na faixa de 0,13 a 0,19 W/m-K. A flexibilidade e a estabilidade da borracha torna esta opção uma excelente escolha para tratar situações onde expansões térmicas são relevantes. Por últimos, a camada externa tem por objetivo proteger a camada de isolante. Esta camada tem um importante histórico de proteção em aplicações no Mar do Norte, por exemplo, por várias décadas.

A camada isolante de elastômero tem por base o desenvolvimento de tecnologia de borracha comum quimicamente modificada para fornecer maior isolamento térmico, enquanto mantendo as propriedades usuais da borracha com respeito à resistência à água do mar, à pressão e temperatura e à resistência mecânica. A proteção mostra ter ótimas propriedades de isolamento térmico, mantendo excelente proteção à corrosão.

### **Instalações na Superfície**

Nas regiões frias, instalações offshore na superfície utilizam com freqüência lâ mineral como isolante térmico com uma jaqueta fina externa de aço ou alumínio para proteção. Apesar de projetado para prova d'água, freqüentemente isso não ocorre, com umidade penetrando no isolante, induzindo um processo de corrosão e redução do

---

<sup>9</sup> Ver, por exemplo, Choqueuse, D., Davies, P., Perreux, L., Sohier, L., Cognard, J.Y., "Mechanical Behavior of Syntactic Foams for Deep Sea Thermally Insulated Pipeline", Applied Mechanics and Materials, Vol. 24-25, pp. 97-102, June 2010.



isolamento. Tradicionalmente a solução utilizada pelos engenheiros têm sido a manutenção de uma camada de ar com um ou dois centímetros entre o isolante e a jaqueta. Todavia, esta técnica tem suas falhas operacionais também. Uma alternativa encontrada recentemente foi a utilização de uma camada de borracha entre o isolante térmico e a jaqueta. Interrompendo o contato direto do isolante com a proteção de aço evita-se a corrosão, aumentando o desempenho térmico esperado.

Em resumo, soluções à base de borracha têm oferecido ótimos resultados para sistemas de isolamento térmico com boa resistência mecânica e proteção contra corrosão em instalações offshore.

### **Técnicas de Isolamento Térmico em Dutos**

Isolantes térmicos para dutos offshore têm duas funções básicas:

- Prover isolamento térmico
- Prover proteção contra corrosão

Os seguintes dutos de aço são freqüentemente utilizados nas instalações offshore com isolamento térmico:

- Aço carbono
- Aço inox com 13% Cr
- Aço carbono com liner interno de aço inox
- Aço carbono caldeado (com liner interno caldeado metalurgicamente)
- Aço inox duplex

Poliuretano, polipropileno, polietileno, epóxi e espumas sintáticas com matriz de epóxi ou polipropileno, dentre outras, são materiais amplamente utilizados pela indústria no isolamento de dutos. Veja o valor de algumas propriedades termofísicas na Tabela 9.1. Dependendo da aplicação esses materiais são utilizados em formas diversas, resultando em condutividades térmicas variadas. Uma camada tripla de poliuretano aplicado na superfície de um duto pode ter uma condutividade de 0,2 W/m-K, enquanto uma camada quádrupla do mesmo material pode chegar a 0,17 W/m-K. Poliuretano sólido possui condutividade mais elevada do que espuma de poliuretano. Esses materiais possuem condutividades mais baixas quando sob condição seca, como nas aplicações do tipo tubo-em-tubo (*pipe-in-pipe*).

Sistemas baseados nesses materiais oferecem as seguintes características:

■ **Poliuretano (PU).** Apresenta baixa condutividade térmica, boa flexibilidade à flexão, alta resistência mecânica e à prova d'água. Combinado com uma camada anti-corrosiva, poliuretanas podem se apresentar na forma sólida, de espuma (PUF), sintática (SPU) e sintática com vidro (GSPU). Oferecem excelentes condições para instalações offshore, sendo aplicadas em configurações de reeling (enrolamento), J-lay e S-lay, podendo operar à profundidades de até 3000m de água. A Fig. 9.11 mostra um duto com isolamento externo, sem proteção externa.



**Figura 9.11** Duto de aço com isolamento térmico, sem proteção externa.

■ **Polipropileno (PP).** Com condutividade térmica e rigidez mecânica pouco superior ao poliuretano, é utilizado em extensa gama de espessuras e camadas para isolamentos de dutos e equipamentos subsea. Como no caso do poliuretano, é também recomendado para instalações nas configurações de reeling, J-lay e S-lay, também podendo operar à profundidades de até 3000m de água

■ **Polietileno (PE).** Indicado para proteção anti-corrosão e isolamento térmico para condições externas muito agressivas, normalmente solos.

■ **Pipe-in-Pipe (PIP).** Esta tecnologia é fabricada com um duto interno recoberto com um material isolante que é então instalado no interior de duto externo, protegido por uma camada externa anti-corrosiva, soldado ao duto interno. Devido às suas características mais complexas esta opção tem um custo consideravelmente maior dos que as outras opções. A Fig. 9.12 mostra dutos com isolamento externo e proteção externa.



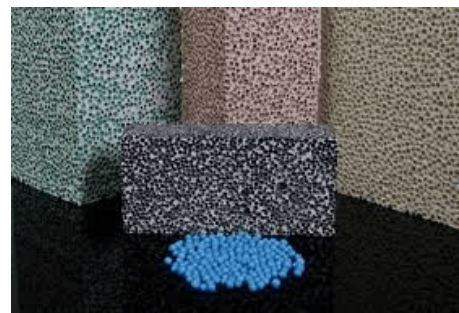
**Figura 9.12** Dutos de aço com isolamento térmico, com proteção externa.

■ **Cobertura Multicamada – Multilayer Coating (MLC).** Utiliza a tecnologia de aplicação de camadas sucessivas de materiais, como polipropileno ou epóxi na parte

externa do duto para atender os requisitos de anti-corrosão e de garantia de escoamento (controle de temperatura). São comuns sistemas com três ou cinco camadas, conforme mostrado na figura 9.14. Uma das tecnologias mais utilizadas pela indústria consiste de um composto multicamada de polipropileno com epóxi fundido e aderido (fusion bonded) à superfície do duto. Esses sistemas atendem em geral requisitos estritos de proteção e isolamento térmico, incluindo resistência mecânica à compressão e à fluência (creep), típico para altas temperaturas em águas profundas. A cobertura com três ou cinco camadas inclui uma de anti-corrosão, aplicada e testada antes da aplicação das camadas externas para isolamento térmico (duas-camadas anti-corrosão+adesivo), polipropileno sólido e em espuma, e proteção externa). Em geral as camadas térmicas de polipropileno e da proteção externa são aplicadas simultaneamente para garantir um acabamento de alta qualidade com reduzida porosidade.

#### ■ Espuma Sintática – Syntactic Foam (SF)

<sup>10</sup>. Espumas sintáticas têm sido utilizadas pela indústria naval civil e militar, aeronáutica, aeroespacial e offshore desde os anos 50 quando microesferas de vidro primeiro se tornaram disponível comercialmente. No setor offshore as aplicações iniciais foram como material de flutuação de risers e bóias na produção de petróleo no mar, já nos idos de 80. A espuma (na realidade um material



**Figura 9.13** Material sintático com esferas de grande tamanho.

sólido, rígido) é um tipo de material polimérico composto, cheio de gás, onde o agente de enchimento são partículas microesféricas — também denominadas de microbalões —, de vidro ou outro material similar, como aluminossilicato (cerâmica), ou um polímero, cheias de ar ou gás, tipicamente com 100-200 µm de diâmetro, aglutinada num material como epóxi ou polímero, Fig. 9.13. A presença das microesferas torna o material com aspecto granular fino. As partículas, microbalões, de melhor qualidade são produzidas de microesferas ocas de vidro ou cerâmica de alta qualidade, produzidas comercialmente sob

---

<sup>10</sup> Sintático (Syntactic em inglês, Syntaktikus em grego, significa "ordenado", "arranjado em ordem"). Tem significado nas aplicações industriais para Syntactic Foam, como um material composto (binário) contendo micro-partículas, em geral microesferas, aglutinadas ordenadamente no seu interior. Note que está associado ao conceito de Sintaxe, que significa "conjunto de regras que governam como palavras são combinadas para formar uma frase ou sentença".

estrito controle de qualidade quanto aos diâmetros, distribuição de tamanhos e espessura de parede. Outros controles de fabricação, também bastante severos, incluem a pressurização para quebra de esferas defeituosas ou mais frágeis e testes de flutuação para maior flutuabilidade. A introdução das microesferas resulta na mudança da composição do compósito e na redução da massa específica e da condutividade térmica.

A Fig. 9.14 mostra um sistema de cinco camadas com duas camadas principais de polipropileno, um sólido sintático, na parte mais interna, e outro de espuma polipropileno sintático. Camadas de epóxi e de adesivo estão presentes entre o isolante sólido e o duto para proteção contra corrosão.



**Figura 9.14** Duto com cinco camadas. 1- Epóxi fundido a alta temperatura na parede (0,25 mm); 2- Adesivo (0,3 mm); 3- Polipropileno sólido (20 mm); 4- Espuma de polipropileno (15 mm); 5- Proteção externa de polipropileno (3 mm).

### Características <sup>11</sup>

Espumas sintáticas estão em operação offshore em profundidades acima de 3000m, operando como agentes flutuadores e, sobretudo, como isolantes térmicos de dutos e equipamentos em águas ultraprofundas. Esses materiais apresentam as seguintes vantagens sobre outros comumente utilizados pela indústria nas mesmas condições:

- Baixa densidade
- Baixa condutividade térmica
- Baixa fluência (creep)
- Boa flutuabilidade
- Robustez e durabilidade

---

<sup>11</sup> Parágrafo baseado no artigo: Walkins, L. e Hershey, E., "Syntactic foam improves deepwater flowline thermal insulation", Oil & Gas J., Apr. 2001.

- Boa adaptabilidade
- Ótima relação custo-benefício.

Além das vantagens do desempenho técnico, a utilização de espumas sintáticas nas instalações offshore têm mostrado ser em geral altamente favorável em termos de custos finais. Todavia, para atingir esse resultado é importante que a engenharia leve em consideração o projeto na sua forma integrada, incluindo ciência dos materiais, processamento e projeto mecânico.

■ **Cobertura Molhada – Wet Coating (WC)**<sup>12</sup>. Basicamente três metodologias para isolamento térmico de dutos em águas profundas são utilizados. *Pipe-in-pipe* (duto interno e externo com material isolante no espaço anular), dutos com isolamento molhado (duto de aço com uma camada externa de isolante composto) e linhas flexíveis (uma estrutura composta com um núcleo de aço enrolado e camadas de plásticos estrudados e isolantes acrescentados numa forma helicoidal flexível).

Os custos de construção e instalação de *pipe-in-pipe* excedem em geral as outras alternativas. Bom isolamento térmico é obtido, mas seu tempo de resfriamento nas operações de parada costuma ser inferior ao de dutos com isolamentos molhados.

Dutos com isolamentos térmicos molhados constituem hoje uma das melhores alternativas para garantia de escoamento em águas ultraprofundas. Os dutos são cobertos diretamente com camadas de material sintático e colocados no solo do mar sem qualquer proteção externa ou cobertura. Material sintático de baixa densidade e baixa condutividade térmica garantem a redução de peso e de perda de calor.

Risers flexíveis para grandes profundidades utilizam camadas de fitas de material sintático (uma mistura de polipropileno termoplástico com microesferas ocas de vidro), com baixa condutividade térmica, para profundidades de até 3000m.

A construção do isolamento térmico molhado é normalmente feita com base em poliuretano, polipropileno e resina epóxi. Enquanto as duas primeiras são relativamente flexíveis, a resina epóxi tende a ser mais rígida, tornando uma alternativa menos interessante para linhas flexíveis, por exemplo. Nos materiais menos rígidos, à base de poliuretano e polipropileno, a pressão hidrostática age diretamente sobre as microesferas

---

<sup>12</sup> Parágrafo baseado no artigo: Hunter, R., "Wet insulation evolves to meet subsea flowlines performance demands", Offshore - Transportation & Pipeline, Penn Well Corp, Oct. 2008.

de vidro na matriz. Desta forma, a resistência das microesferas determinam a resistência à pressão e a profundidade limite do isolante.

Isolantes à base de poliuretano são mais flexíveis, misturam-se mais facilmente e são de fabricação mais simples. Polipropileno apresenta maior resistência à hidrólise e à temperaturas mais elevadas. O isolamento de epóxi possui maior módulo de elasticidade e maior resistência à pressão hidrostática se comparado com as duas outras opções.

### **Soluções Transientes**

As análises térmicas de garantia de escoamento envolvem o cálculo de isolamento térmico do duto e equipamentos que garantam condições de fluxo previstos no projeto. É necessário que análises transientes (variação temporal de parâmetros como vazão, pressão, temperatura e fração de vazão nos fluxos multifásicos) sejam realizadas para que surpresas não aconteçam durante a operação, em especial nas paradas de manutenção. Condição típica para a temperatura no fundo do mar é de 4 °C, enquanto no interior do duto é variável, dependente da distância do ponto em estudo até o sistema de manifolds ou árvore de natal. O isolamento deve atender às exigências de tempo necessário para a operação de manutenção. Para certas situações isso pode representar uma queda de temperatura da ordem de 30 a 40 °C num período de 12 horas. Ou seja, o sistema constituído pelo fluido e parede do duto (aço, adesivos, fitas, camadas diversas de isolantes e proteção externa) deve ter uma capacidade térmica tal que a temperatura do fluido não se aproxime da condição crítica de formação de hidratos ou ceras enquanto os serviços estão sendo realizados.

Um estudo interessante sobre Garantia de Escoamento em um riser num sistema de produção offshore típico pode ser encontrado no artigo de Rafael H. Nemoto <sup>13</sup>.

---

<sup>13</sup> "A Case Study in Flow Assurance of a Pipeline-Riser System Using OLGA", R.H.Nemoto, J.L. Baliño, 13th. ENCIT, ABCM, December 2010.

## Exercícios

**Exercício 9.1** Na figura é mostrado o esquema de um conjunto motor-bomba instalado no interior de um duto para bombear óleo cru API 32 com massa específica  $\rho_o = 865 \text{ kg/m}^3$ . Para as condições e dimensões indicadas e uma vazão de  $420 \text{ m}^3/\text{h}$ , pede-se: a) O valor da força atuando sobre os suportes do sistema; b) Se a temperatura em 1 é  $24^\circ\text{C}$ , qual é a temperatura esperada para o ponto-2? Admitir haver uma boa mistura (pela turbulência e efeito do rotor da bomba) entre os pontos 1 e 2. O motor elétrico tem potência de  $150 \text{ kW}$  e rendimento elétrico-mecânico de  $93\%$ . A bomba tem rendimento hidráulico de  $81\%$ . A carcaça de aço do conjunto motor-bomba-suporte apresenta um coeficiente de perda hidráulica (baseada na velocidade de saída) igual a  $8,0$ ; i.e.,  $\Delta p_{12} = K_s \rho V_2^2 / 2$  ( $K_s = 8$ ). Dados conhecidos: i- viscosidade média do óleo  $\mu_o = 0,0092 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  ( $24^\circ\text{C}$ ); ii- calor específico do óleo  $c_v = 1970 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ ; iii- condutividade térmica do óleo  $k_o = 0,13 \text{ J/m}\cdot\text{K}$ ; iv- espessura da parede (aço carbono)  $e = 1/2''$ ; v- temperatura externa  $22^\circ\text{C}$ .

### Solução:

#### a) Força sobre o Suporte

Repetimos aqui a solução para o problema hidráulico do Exemplo 2.4.4, Cap. 2.

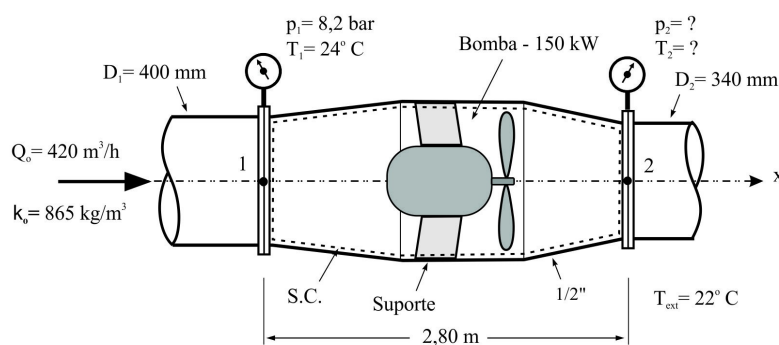
Observe o volume de controle escolhido cortando os suportes. A resultante das forças sobre o duto inclui as forças viscosas assim

como aquelas da reação hidráulica atuando sobre a estrutura. Para regime permanente a vazão de massa é constante  $\dot{m} = \rho_o Q = 865 \times 420 / 3600 = 100,9 \text{ kg/s}$ . Logo, da equação de conservação de quantidade de movimento

$$p_1 A_1 - p_2 A_2 + F_x = (\dot{m} V)_{out} - (\dot{m} V)_{in} = \dot{m} (V_2 - V_1)$$

onde  $F_x$  é a força total que o conjunto atua sobre o fluido (sistema) em escoamento. Todavia, não conhecemos ainda as velocidades, tampouco a pressão na descarga. Uma vez que o fluido pode ser considerado incompressível, a vazão volumétrica é constante  $Q_1 = Q_2$ ,  $V_1 = Q/A_1$  e  $V_2$  pode ser obtido da relação  $V_2 = (A_1/A_2) \times V_1$ .

Para determinar a pressão em 2 pode ser obtida da equação de energia para o volume de controle indicado sob o argumento de que flutuações locais produzem um valor médio de energia armazenada na região da bomba que permanece constante no tempo. Ao aplicar a equação de energia devemos fazê-lo na forma em que está apresentada para escoamento unidimensional (2.4.23). Note que o termo de dissipação de energia de forma irreversível está representado por  $w_p$ , enquanto aquele devido à troca de energia térmica reversível (como com o exterior por condução, convecção e radiação) está identificado por  $q_o$ <sup>12</sup>. Como o sistema é composto por uma bomba, que fornece energia (trabalho mecânico) ao sistema, esta é negativa (trabalho atuando ao sistema); logo, de (2.4.23),  $w_s = -w_b$  enquanto  $w_f = K_s V_2^2 / 2$  ( $K_s = 8$ ). Assim, para  $z_1 = z_2$



$$\left(\frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} V^2\right)_1 + w_b = \left(\frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} V^2\right)_2 + K_s \frac{1}{2} V_2^2$$

Lembremos que o termo de energia nesta equação refere-se ao trabalho de eixo por unidade de massa introduzido no sistema (o fluido), Eq. (2.4.24), ou

$$w_b = \eta_m \eta_b \frac{W_m}{\dot{m}} = \eta_m \eta_b \frac{W_m}{\rho Q}$$

onde  $\eta_m$   $\eta_b$  representam, respectivamente, os rendimentos do motor e da bomba (parte da energia dissipada, devido aos rendimentos das máquinas é transformada em calor, considerada como fonte  $Q_v$  (reversível). Note-se ainda que o termo devido às perdas por atrito entre as seções 1 e 2,  $w_f$  na eq. (2.4.21), está refletido no coeficiente  $K_s$  na equação acima. Combinando essas equações chega-se à pressão em 2

$$p_2 = p_1 + \eta_m \eta_b \frac{W_m}{Q} - \frac{\rho Q^2}{2 A_2^2} \left[ 1 + K_s - \frac{D_2^4}{D_1^4} \right]$$

Para  $Q = 420/3600 = 0,11667 \text{ m}^3/\text{s}$

$$p_2 = 8,2 \times 10^5 + \frac{0,93 \times 0,81 \times 150 \times 10^3}{0,11667} - \frac{865 \times 0,11667^2}{2 \times (\pi \times 0,34^2/4)^2} \left[ 1 + 8 - \frac{0,34^4}{0,40^4} \right] = 1,788 \text{ MPa} \quad (17,88 \text{ bar})$$

Levando esses valores na primeira equação, a força atuando sobre o fluido é

$$\begin{aligned} F_x &= p_2 A_2 - p_1 A_1 + \dot{m} (V_2 - V_1) \\ &= \frac{\pi}{4} (1,788 \times 0,34^2 - 0,82 \times 0,4^2) \times 10^6 + \frac{4}{\pi} (865 \times 0,11667^2 \times (1/0,34^2 - 1/0,4^2)) \\ &= 59.225 \text{ N} \quad (\approx 6.042 \text{ kg}_f) \end{aligned}$$

Logo, sobre a estrutura atua uma força  $R_x = -6.042 \text{ kg}_f$ , no sentido negativo do eixo-x; i.e., da direita para a esquerda. Por último, note-se que a bomba produz um recalque de  $17,88 - 8,2 = 9,68 \text{ bar}$ .

### b) O Problema Térmico

A solução para o problema térmico tem a ver com a energia perdida pela ineficiência do sistema bombamotor elétrico; ou seja,  $Q_h = (1 - 0,93 \times 0,81) \times 150 \times 10^3 = 37,0 \times 10^3 \text{ watts}$  (perda).

Inicialmente observemos que na passagem da equação (2.4.18) para (2.4.19) fez-se uso da identidade  $T ds)_{rev} - dq_o = 0$  uma vez que, por definição,  $(ds)_{rev} = dQ/T$ , sendo o processo de troca de calor com o exterior pela parede do duto reversível. Portanto, de (2.4.16)

$$dq_o = T ds)_{rev} = d\hat{u} + p dv = d\hat{u} \quad (\text{fluido incompressível, } dv = 0) \quad (1)$$



e assim, para o caso em estudo, entre as seções 1 e 2

$$\delta q_o = \frac{\delta \dot{Q}_o}{\dot{m}} = \hat{u}_2 - \hat{u}_1 = c_v(T_2 - T_1) \quad (2)$$

O cálculo do fluxo de calor  $\delta Q$  entre 1 e 2 envolve perdas de calor do sistema para o exterior e a fonte de calor devido às perdas do motor-bomba.

### b1) Troca de calor com o exterior

Um simples problema de convecção, aqui apresentado sem maiores detalhes.

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{4\rho Q}{\pi\mu D} = \frac{4 \times 865 \times 420 / 3600}{\pi \times 0,0092 \times 0,40} = 34.916$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} = \frac{0,0092 \times 1970}{0,13} = 139$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} = 436 \quad \therefore h_i = Nu k / D = 142 \quad (W/m^2 K)$$

logo,

$$U = \frac{2\pi}{\frac{1}{h_i r_1} + \frac{\ln(D_2/D_1)}{k_a}} = \frac{2\pi}{\frac{1}{142 \times 0,20} + \frac{\ln(0,425/0,400)}{61}} = 174 \text{ W/m-K}$$

de (9.21 e 9.22), com  $\dot{m} = \rho_o Q = 865 \times 420 / 360 = 100,9 \text{ kg/s}$

$$q_{o\text{ext}} = \frac{\dot{Q}_{o\text{ext}}}{\dot{m}} = -\frac{1}{\dot{m}} UL (T_i - T_{\text{ext}}) = -\frac{174}{100,9} \times 2,8 \left( \frac{24 + T_2}{2} - 22 \right) = -2,42 (T_2 - 20) \quad (J/kg)$$

### b2) Dissipação de calor do conjunto motor-bomba

$$q_{mb} = \frac{\dot{Q}_{mb}}{\dot{m}} = (1 - 0,93 \times 0,81) \times \frac{150 \times 10^3}{100,9} = 366,7 \quad (J/kg)$$

### c) Balanço de energia

De (2) e equações acima

$$\frac{\delta \dot{Q}_o}{\dot{m}} = \delta q_o = c_v(T_2 - 24) = 1970 \times (T_2 - 24) = 366,7 - 2,42(T_2 - 20) \quad \therefore T_2 = 24,2 \text{ C}$$

Portanto, a temperatura esperada para a seção de saída deste sistema é  $T_2 = 24,2 \text{ °C}$ ; ou seja, um pequeno aumento de  $0,20 \text{ °C}$  com relação à entrada. Observe que, quanto maior a vazão, menor o aumento da temperatura a jusante, e vice-versa.