

ARTIGO

TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA EM  
ESCOAMENTO INTERNO

Marcus F. Giorgetti\*  
Roberto C. Pires\*  
Eduardo C. Pires\*  
Woodrow N. L. Roma\*

GIORGETTI, Marcus F. e outros. Transferência de calor por convecção forçada em escoamento interno. *Rev. Ensino Eng.*, S. Paulo, 2: 85-94, 1º sem. 1983.

Um equipamento destinado à realização de experimentos sobre a convecção forçada de calor no interior de dutos é descrito. Dois experimentos básicos são apresentados, analisados e discutidos. Os resultados experimentais são comparados com modelos teóricos unidimensionais em que o coeficiente de película é determinado a partir de quatro analogias clássicas.

Convecção. Convecção forçada. Transferência de calor. Analogia de Reynolds. Analogia de Prandtl. Analogia de von Kármán. Analogia de Colburn. Trocador de calor.

GIORGETTI, Marcus F. and other. Forced convection heat transfer in internal flow. *Rev. Ensino Eng.*, São Paulo, 2: 85-94, 1º sem. 1983.

An equipment for practical work in connection with internal flow forced convection heat transfer is described. Two basic experiments are shown, analysed and discussed. Experimental results are compared with unidimensional theoretical models for which the skin coefficient is determined from four classical analogies.

Convection. Forced convection. Heat transfer. Reynolds' analogy. Prandtl's analogy. Von Kármán's analogy. Colburn's analogy. Heat exchanger.

## 1. OBJETIVOS

As práticas aqui descritas destinam-se à verificação experimental de princípios e modelos básicos relativos à transferência de calor por convecção forçada em escoamentos turbulentos no interior de tubulações cilíndricas.

Um primeiro experimento permite verificar que o aquecimento de um fluido que escoar através de um trocador de calor é adequadamente predito através da formulação da Primeira Lei da Termodinâmica (Equação da Energia) para um volume de controle.

Outros resultados experimentais permitem o exame das predições feitas pelas analogias de Reynolds, Prandtl, von Kármán e Colburn, para o coeficiente de transferência de calor por convecção, o coeficiente de película.

## 2. EQUIPAMENTOS E INSTRUMENTAÇÃO

O equipamento básico utilizado é um trocador de calor alimentado eletricamente, utilizado para aquecer ar que escoar pelo seu interior. Essa unidade foi desenvolvida para operar como acessório do "Módulo Experimental de Mecânica de Fluidos", uma unidade comercial disponível em muitas instituições, mas pode ser operado independentemente se provido com uma unidade de ventilação adequada e um medidor de vazão. A figura 1 ilustra as duas possibilidades de montagem.

\* Laboratório de Fenômenos de Transporte — SHS. Escola de Engenharia de São Carlos, USP. Caixa Postal 359. 13.560 São Carlos, SP, Brasil.

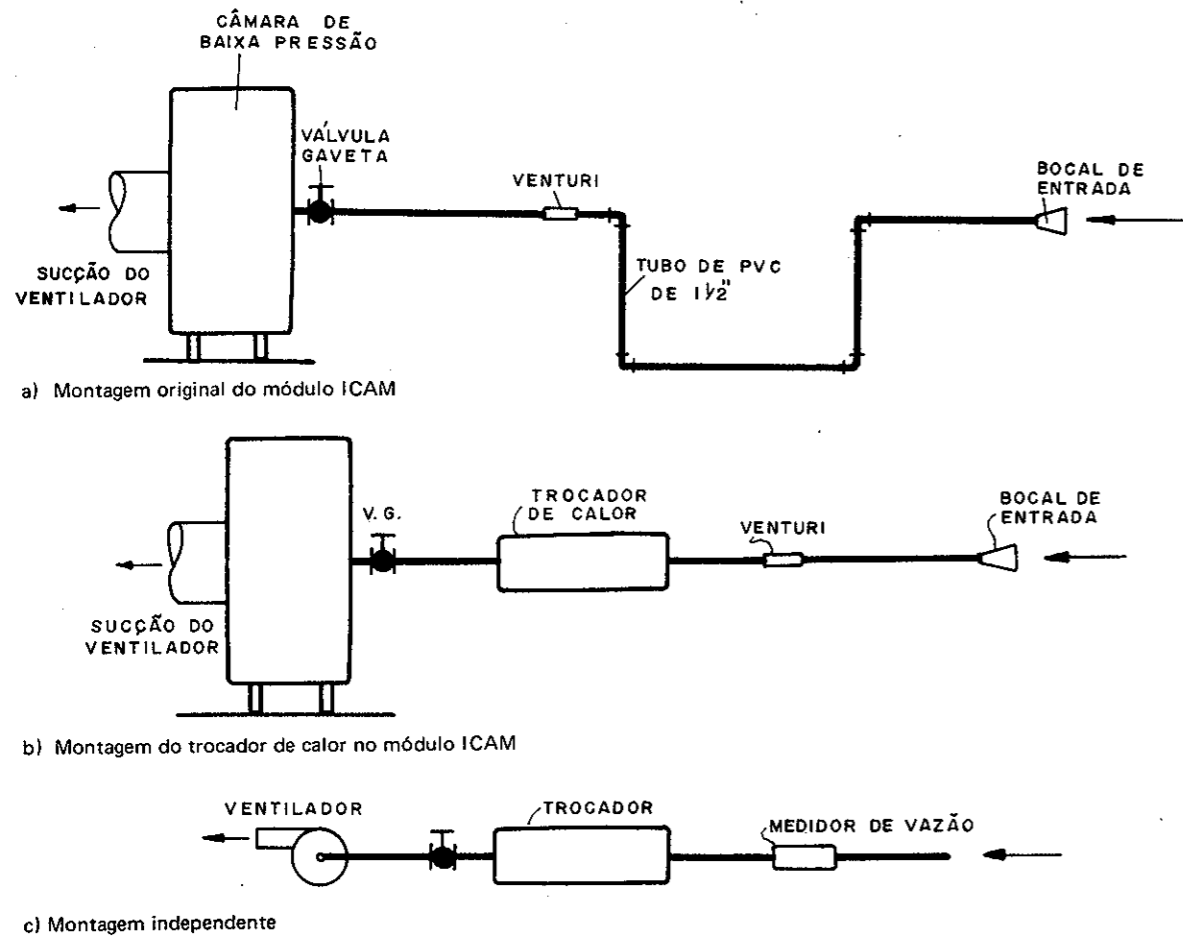


Figura 1 – Esquema de montagem do trocador de calor

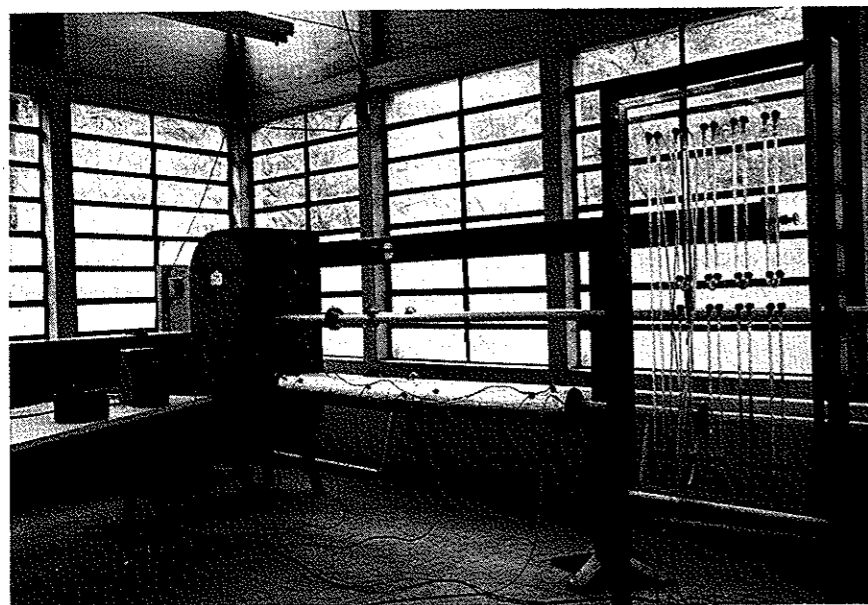


Fig. 2.a – Vista geral da montagem

As fotos da figura 2 ilustram uma vista geral da montagem e uma vista do trocador em detalhe.



Figura 2.b – Detalhe do trocador de calor

O trocador de calor foi construído com tubo de cobre de paredes lisas com 2.000 mm de comprimento, 31,6 mm de diâmetro interno e 38,2 mm de diâmetro externo. Duas tomadas de pressão estática foram localizadas à distância de 50,0 mm de cada extremidade.

Duas resistências elétricas de níquel cromo foram uniformemente enroladas sobre isolamento de mica apoiado sobre a superfície externa do tubo de cobre. A alimentação pode ser de 110 V ou 220 V, havendo a possibilidade de trabalhar com uma resistência, com as duas em série ou com as duas em paralelo. Havendo interesse, uma voltagem qualquer, diferente das anteriores, pode ser empregada usando-se, por exemplo, um transformador de tensão variável.

Isolando externamente as resistências há primeiro uma camada de lã de vidro com aproximadamente 10 mm de espessura antes de ser comprimida, sobre a qual montam-se sob leve pressão isolantes industriais de silicato de cálcio com a forma de cascas cilíndricas com 50,8 mm de diâmetro interno e 152,4 mm de diâmetro externo. O conjunto todo é revestido com chapa corrugada de alumínio polido.

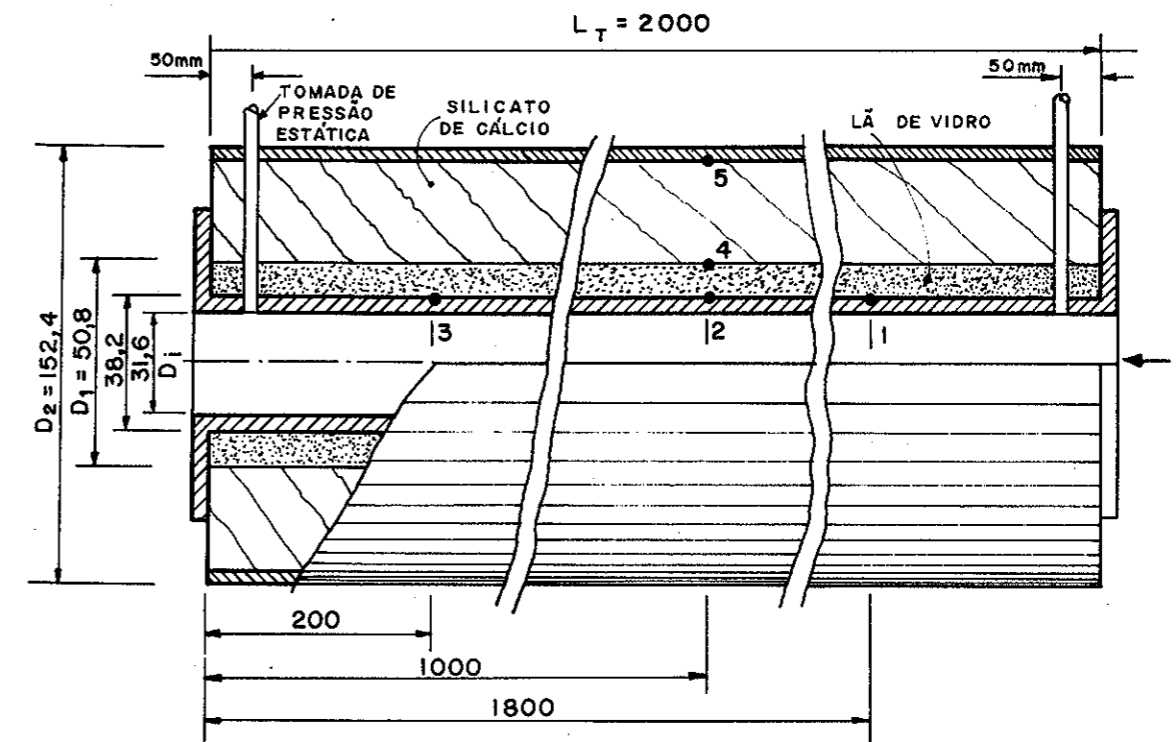


Figura 3 – Esquema ilustrativo do trocador de calor

Cinco pares termo-elétricos de cobre constantan são incorporados à montagem. Os de número 1, 2 e 3 na figura 3 são embutidos no tubo de cobre a 200 mm, 1.000 mm e 1.800 mm da entrada, respectivamente. Os pares de número 4 e 5 são localizados em contato com as faces interna e externa do isolante de silicato, respectivamente.

A potência elétrica fornecida é determinada através de leituras feitas com voltímetro e amperímetro. Ensaios preliminares mostraram ser desprezível a indutância criada pelo enrolamento da resistência. Temperaturas são obtidas com um termômetro digital Engro.

A vazão de ar através do trocador é obtida com um medidor Venturi com relação de área  $m = 0,4$ . A queda de pressão no Venturi é determinada com um manômetro diferencial utilizando-se água como fluido manométrico. A perda de carga do escoamento através do trocador de calor é medida utilizando-se outro manômetro diferencial igual ao primeiro.

$\dot{M}$  é a descarga de massa que atravessa o volume de controle

$V$  é a velocidade

$Z_c$  é a cota do baricentro da seção

$h$  é a entalpia específica

Neste problema  $Z_{c1} = Z_{c2}$  e  $V_1 \approx V_2$ , o que permite reescrever a equação (1) como

$$\dot{Q} - \dot{W}_s = \dot{M} (h_2 - h_1) = \dot{M} \Delta h \quad (2)$$

É interessante notar que da potência elétrica  $P$  introduzida uma parte,  $\dot{Q}_1$ , transfere-se para o ar através da interface cobre-ar como calor, enquanto que outra parte menor,  $\dot{Q}_2$ , é "perdida" para a atmosfera através da interface alumínio-ar externo, também como calor. Para um volume de controle que contenha apenas o ar no interior do tubo (figura 4.a) a equação (2) fica:

$$\dot{Q}_1 = \dot{M} \Delta h \quad (3)$$

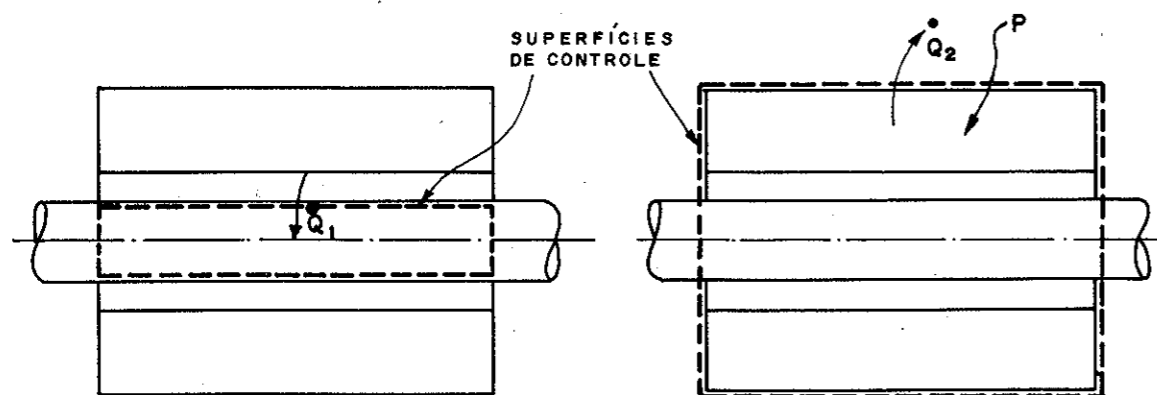


FIGURA 4.a

FIGURA 4.b

Figura 4 - Volumes de Controle Usados no Equacionamento

Nesse caso, não há penetração de potência mecânica (trabalho) através da superfície de controle.

Se o volume de controle alojar todo o trocador de calor (figura 4-b) a equação (2) modifica-se para:

$$-\dot{Q}_2 + P = \dot{M} \Delta h \quad (4)$$

E, nesse caso, a superfície de controle é atravessada por calor e por trabalho.

É evidente que tanto a equação (3) quanto a equação (4) dizem exatamente a mesma coisa, pois

$$P = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 \quad (5)$$

Esta discussão, embora trivial, é interessante para ajudar o estudante a diferenciar os conceitos de trabalho e calor e ao mesmo tempo mostrar a sua intercambiabilidade à luz do Primeiro Princípio da Termodinâmica.

A diferença entre as temperaturas médias de mistura na saída,  $T_{M7}$ , e na entrada,  $T_{M6} = T_6$ , pode ser determinada, pois  $\Delta h = c_p \Delta T$ .

Resulta, então:

### 3. RESULTADOS DE UM EXPERIMENTO TÍPICO

- Voltagem aplicada  $V_{ab} = 148 \text{ V}$
- Corrente elétrica  $I = 4,9 \text{ A}$
- Queda de pressão no Venturi  $\Delta h_v = 0,145 \text{ m}$
- Perda de carga no trocador  $\Delta h_t = 0,079 \text{ m}$

$$T_{s1} = 60,0^\circ\text{C}; \quad T_{s2} = 72,0^\circ\text{C}; \quad T_{s3} = 80,4^\circ\text{C}$$

$$T_4 = 35,9^\circ\text{C}; \quad T_5 = 65,5^\circ\text{C}; \quad T_6 = 26,0^\circ\text{C}$$

$$T_{71} = 53,3^\circ\text{C}; \quad T_{72} = 51,9^\circ\text{C}; \quad T_{73} = 53,0^\circ\text{C}$$

As temperaturas  $T_{71}$ ,  $T_{72}$  e  $T_{73}$  são registradas em três pontos diferentes de seção de saída do trocador; a segunda é medida no eixo do tubo e as outras duas junto à superfície do tubo em posições simétricas com relação ao eixo. É interessante notar que  $T_{72}$  é menor do que as outras duas temperaturas, um fato sempre verificado. Ao verificar isso, a oportunidade é boa para lembrar aos estudantes o conceito de camada limite térmica, para chamar a atenção para a maneira através da qual o perfil de temperaturas evolui ao longo do escoamento, e para lembrar ou introduzir o conceito de temperatura média de mistura.

### 4. PREVISÃO DA TEMPERATURA DE SAÍDA

Para analisar o processo em questão pode-se usar a equação de formulação da Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controle, conforme apresentada por Shames[1] para um volume de controle com uma entrada (1) e uma saída (2) pelo qual escoar um fluido em regime permanente.

$$\dot{Q} - \dot{W}_s = \dot{M} \left[ \left( \frac{V_2^2}{2} + gZ_{c2} + h_2 \right) - \left( \frac{V_1^2}{2} + gZ_{c1} + h_1 \right) \right] \quad (1)$$

onde  $\dot{Q}$  é a potência térmica (carga térmica) introduzida no volume de controle  
 $\dot{W}_s$  é a potência mecânica macroscópica introduzida no volume de controle

$$T_{M7} = \frac{P - \dot{Q}_2}{c_p \dot{M}} + T_6 \quad (6)$$

#### 4.1. Determinação de P

A potência introduzida é igual a

$$P = V_{ab} I = 148 \times 4,9 = 725,2 \text{ W}$$

4.2. Determinação da Perda  $\dot{Q}_2$

A carga térmica que atravessa o isolante pode ser avaliada fazendo-se a hipótese de que o isolante é atravessado radialmente pelas linhas de fluxo de calor. Nessas condições:

$$\dot{Q}_2 = \frac{2\pi k L_T}{\ln(D_2/D_1)} (T_4 - T_5) \quad (7)$$

onde  $k$  é a condutividade térmica do isolante fornecida pelo fabricante como 0,058 W/mK.  
 $L_T$  é o comprimento do trocador  
 $D_2$  é o diâmetro externo do isolante.  
 $D_1$  é o diâmetro interno do isolante  
 Substituindo-se os valores numéricos resulta:

$$\dot{Q}_2 = 19,6 \text{ W}$$

4.3. Determinação da Descarga  $\dot{M}$

A razão  $Q$  é determinada com o medidor Venturi:

$$Q = C_D A_2 \sqrt{2 \frac{\rho_a - \rho}{\rho} g \Delta h V} \quad (8)$$

onde  $C_D$  é o coeficiente de descarga do medidor, fornecido pelas normas DIN, usadas no projeto do Venturi  
 $A_2$  é a área da seção contraída do Venturi =  $4,6 \times 10^{-4} \text{ m}^2$   
 $\rho_a$  é a massa específica da água =  $996 \text{ kg/m}^3$   
 $\rho$  é a massa específica do ar =  $1,185 \text{ kg/m}^3$

A descarga  $\dot{M}$  é igual ao produto  $\rho Q$ . Com os valores numéricos obtém-se com a equação (8):

$$\dot{M} = 2,75 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$$

4.4. Determinação da Temperatura Média de Mistura Prevista para a Saída

A equação (6) pode finalmente ser empregada para o cálculo de  $T_{7M}$  fornecendo:

$$T_{7M} = 51,5^\circ\text{C}$$

O valor calculado acima difere pouco dos valores observados na seção de saída, quais sejam:

$$T_{71} = 53,3^\circ\text{C}, T_{72} = 51,9^\circ\text{C} \text{ e } T_{73} = 53,0^\circ\text{C}$$

5. PREVISÃO DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA AO LONGO DO TUBO

5.1. Determinação da Temperatura do Ar  $T(x)$

A análise desenvolvida a seguir, apresentada em [2] e [3] leva à determinação do perfil longitudinal de temperatura do fluido,  $T(x)$ , e da superfície interna do tubo,  $T_s(x)$ . Os resultados são comparados com os valores experimentais  $T_{s1}$ ,  $T_{s2}$  e  $T_{s3}$ .

Faz-se a hipótese de que o fluxo de calor entre o tubo e o ar,  $\dot{q}$ , é uniforme:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}_1}{\pi D_i L_T}$$

A Primeira Lei da Termodinâmica aplicada ao volume de controle elementar da figura 5, com a hipótese de que a temperatura do ar no seu interior é  $T(x)$ , fornece:

$$\dot{Q}_{x+\Delta x} = \dot{Q}_x + \dot{q} \pi D_i \Delta x \quad (9)$$

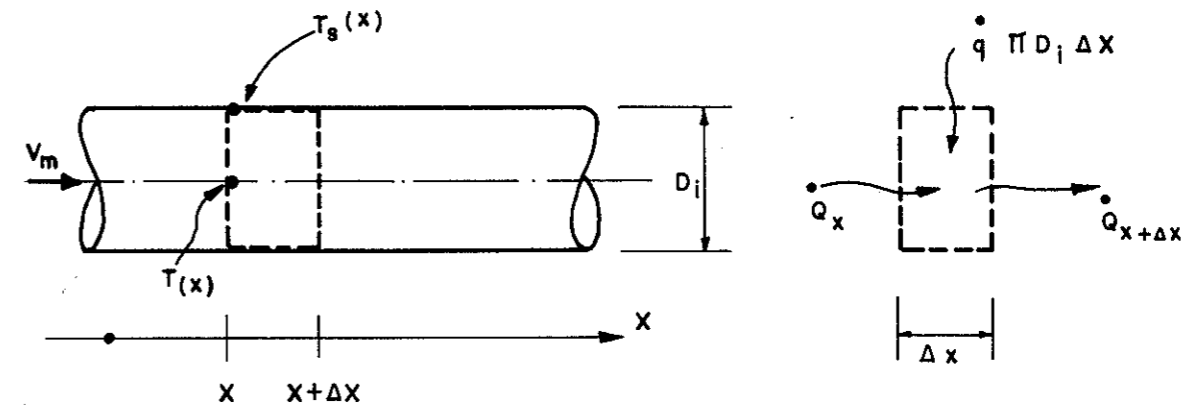


Figura 5 – Volume de controle elementar, equação (9)

As parcelas  $\dot{Q}_x + \dot{Q}_{x+\Delta x}$  são, respectivamente, as cargas térmicas advectadas de entrada e saída. Para calculá-las, faz-se a hipótese adicional de escoamento unidimensional com velocidade média  $V_m$ .

$$\dot{Q}_x = \left( \rho \frac{\pi D_i^2}{4} V_m c_p T \right)_x$$

$$\dot{Q}_{x+\Delta x} = \left( \rho \frac{\pi D_i^2}{4} V_m c_p T \right)_{x+\Delta x}$$

Como  $c_p$  varia pouquíssimo em função da temperatura e

$$\left( \rho \frac{\pi D_i^2}{4} V_m \right)_x = \left( \rho \frac{\pi D_i^2}{4} V_m \right)_{x+\Delta x}$$

de acordo com a equação da continuidade, a equação (9) reduz-se a

$$\dot{q} - \frac{\rho c_p D_i V_m}{4} \cdot \frac{T_{x+\Delta x} - T_x}{\Delta x} = 0$$

ou, no limite, quando  $\Delta x \rightarrow 0$

$$\dot{q} - \frac{\rho c_p D_i V_m}{4} \cdot \frac{dT}{dx} = 0 \quad (10)$$

A equação (10) pode ser integrada neste caso simples em que  $\dot{q}$  é constante, mas pode também ser integrada para qualquer outra alimentação  $\dot{q}(x)$  conhecida.

No caso analisado, resulta:

$$T(x) = T_6 + \frac{4 \dot{q}}{\rho c_p D_i V_m} x$$

$$\text{ou, } T(x) = T_6 + \frac{\dot{Q}_1}{c_p \dot{M}} \left( \frac{x}{L_T} \right) \quad (11)$$

que reduz-se à equação (6) quando  $x = L_T$

### 5.2. Determinação da Temperatura Superficial $T_s(x)$

Para determinar-se  $T_s(x)$  faz-se a hipótese adicional de que o coeficiente de película  $h$  é constante ao longo do escoamento. Nessas condições,  $\dot{q}$  pode ser explicitado em função de  $T$  e  $T_s$ :

$$\dot{q} = h [T_s(x) - T(x)] \quad (12)$$

Resulta finalmente

$$T_s(x) = T_6 + \frac{q}{h} + \frac{\dot{Q}_1}{c_p \dot{M}} \left( \frac{x}{L_T} \right) \quad (13)$$

### 5.3. Determinação do Coeficiente de Película $h$

Para os escoamentos no interior de tubulações o coeficiente de película  $h$  é geralmente fornecido através do número de Stanton,  $St$ , definido como

$$St = \frac{h}{\rho V_m c_p}$$

Nas formulações mais usuais  $St$  é apresentado em função do coeficiente de atrito  $C_f$  e do número de Prandtl,  $Pr$ , definidos para o exemplo sob análise por

$$C_f = \frac{\Delta p}{1/2 \rho V_m^2 L/D_i} \text{ e } Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

onde  $\Delta p$  é a queda de pressão do ar em escoamento  
 $L$  é a distância entre as tomadas de pressão  
 $\nu$  é a viscosidade cinemática do ar em escoamento  
 $\alpha$  é a difusividade térmica do ar em escoamento

Seguem-se quatro expressões analíticas referentes a analogias desenvolvidas por quatro autores cujos nomes a elas ficaram associados:

Analogia de Reynolds:

$$St = \frac{C_f}{8} \quad (14)$$

Analogia de Prandtl:

$$St = \frac{C_f}{8} \cdot \frac{1}{1 + 5 \left( \frac{C_f}{8} \right)^{1/2} (Pr - 1)} \quad (15)$$

Analogia de von Kármán:

$$St = \frac{C_f}{8} \cdot \frac{1}{1 + 5 \left( \frac{C_f}{8} \right)^{1/2} \{Pr - 1 + \ln [1 + 1/6 (5Pr - 5)]\}} \quad (16)$$

Analogia de Colburn:

$$St = \frac{C_f}{8} \cdot \frac{1}{Pr^{2/3}} \quad (17)$$

Seguem-se o valor de  $V_m$  e de  $C_f$ , e os valores de  $St$  e  $h$  calculados a partir dos resultados experimentais:

$$V_m = 29,59 \text{ m/s } C_f = 0,0247$$

Analogia de Reynolds:  $St = 3,09 \times 10^{-3}$   $h = 108,9 \text{ W/m}^2 \text{ K}$   
 Analogia de Prandtl:  $St = 3,37 \times 10^{-3}$   $h = 118,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$   
 Analogia de von Kármán:  $St = 3,69 \times 10^{-3}$   $h = 129,9 \text{ W/m}^2 \text{ K}$   
 Analogia de Colburn:  $St = 3,91 \times 10^{-3}$   $h = 137,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

Com os valores de  $h$  assim obtidos, são traçadas, na figura 6, as curvas preditas pelas diferentes analogias para o perfil de temperaturas  $T_s(x)$  e comparadas com os valores experimentais.

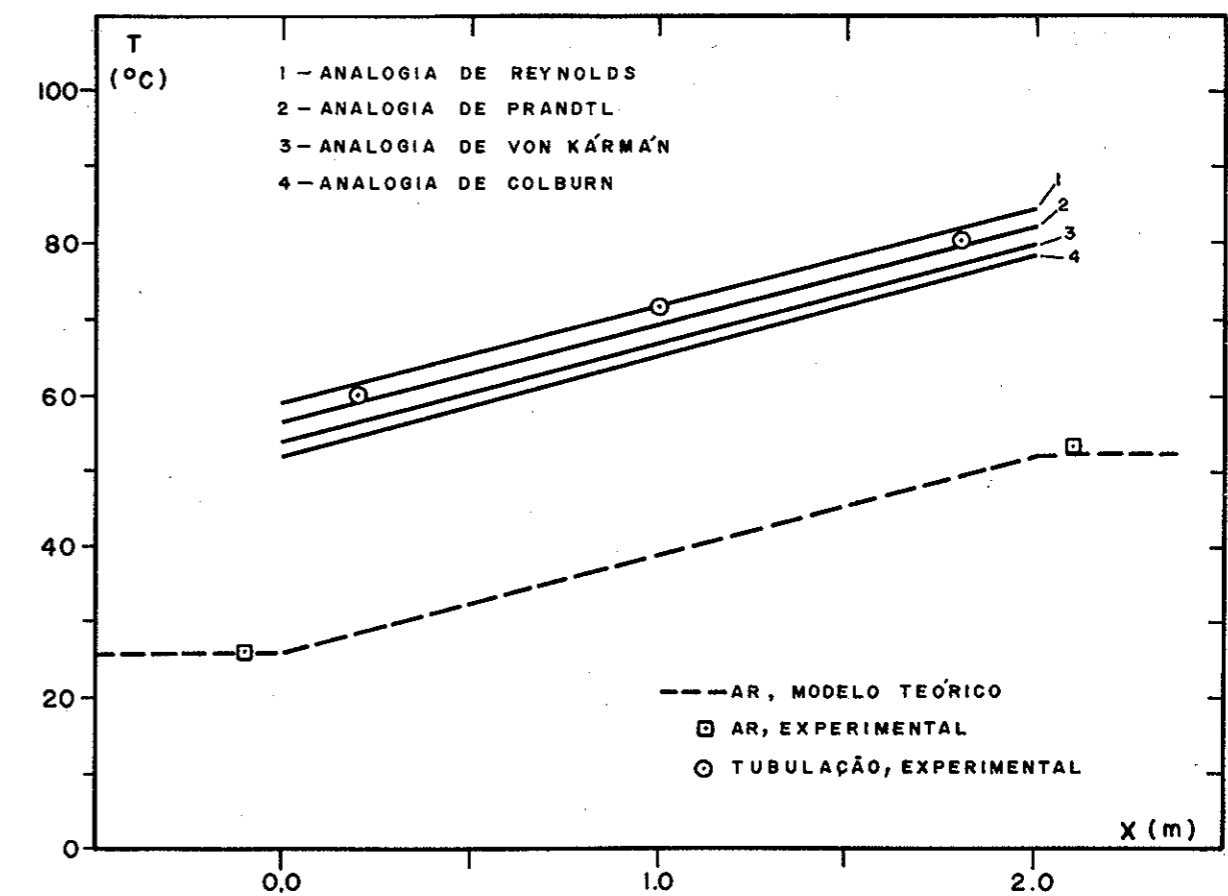


Fig. 6 - Variação da temperatura ao longo do tubo.