



ANGELA OURIVIO NIECKELE

DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE TRANSPORTE
EM UM TROCADOR DE CALOR BI-TUBULAR PINADO

Dissertação de Mestrado

Departamento de Engenharia Mecânica

Rio de Janeiro, Agosto de 1981

ANGELA OURIVIO NIECKELE

DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE TRANSPORTE
EM UM TROCADOR DE CALOR BI-TUBULAR PINADO

Dissertação de Mestrado apresentada
ao Departamento de Engenharia Mecâ
nica da PUC/RJ, como parte dos re
quisitos para obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Francisco Eduardo
Mourão Saboya

Departamento de Engenharia Mecânica

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Rio de Janeiro, Agosto de 1981

A

Luis Fernando

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Francisco Eduardo Mourão Saboya pela valiosa orientação, estímulo e apoio não só neste trabalho mas em todo o decorrer do curso de Mestrado.

Ao Colega Sérgio Nascimento Bordalo pelas sugestões que auxiliaram o desenvolver deste trabalho.

Ao Técnico Jandir da Cunha pelo excelente trabalho realizado durante a construção da seção de teste.

A Celso, Lourenço e Rosangela pelo auxílio e dedicação.

A Beatriz pela execução dos gráficos.

A Fernando José Alzuguir Azevedo pelo cuidadoso trabalho fotográfico.

A Eni pelos serviços de datilografia.

À CAPES pelo suporte financeiro durante o curso de Mestrado.

A todos que de alguma forma contribuíram para que o presente trabalho fosse concluído.

Muito Grata

Angela Ourivio Nieckéle

RESUMO

Os coeficientes de troca de calor e perda de carga de trocadores de calor do tipo bi-tubular pinado foram experimentalmente determinados. Medidas do coeficiente global de troca de calor permitiram avaliar o coeficiente de troca de calor do lado do ar como função do número de Reynolds do escoamento. Os resultados foram comparados com aqueles para trocadores de calor de duto anular, sem pinos, e a comparação revelou uma grande vantagem em relação a troca de calor para os trocadores pinados. Por outro lado, a comparação mostrou que sua queda de pressão é consideravelmente mais alta. Não obstante, para a mesma taxa de transferência de calor, o trocador de calor pinado seria muito mais compacto.

ABSTRACT

Experiments have been performed to determine the heat transfer characteristics and pressure drop of a pinned double-pipe heat exchangers. Measurements of the overall heat transfer coefficients enabled the evaluation of the air-side transfer coefficients as function of the flow Reynolds number. The results were compared with those for annular duct heat exchangers, without pins, and the comparison revealed a great advantage respect to the heat transfer for the pinned exchanger. On the other hand, the comparison showed that its pressure drop is considerably higher . Nevertheless, for the same heat transfer rate, the pinned exchanger would be much more compact.

SUMÁRIO

NOMENCLATURA	i
LISTA DE FIGURAS	viii
<u>CAPÍTULOS:</u>	
I. INTRODUÇÃO	1
1.1 - Descrição do Trabalho Realizado	6
II. ANÁLISE TEÓRICA	10
2.1 - Fluxo de Calor	11
2.2 - Coeficiente Global de Troca de Calor	13
2.2.1 - Eficiência da Região Pinada	15
2.2.1.1 - Eficiência do Pino	17
2.2.2 - Coeficientes de Película	20
2.2.2.1 - Coeficiente de Película Interno.....	20
2.2.2.2 - Coeficiente de Película Externo.....	21
2.3 - Efetividade	23
2.4 - Coeficientes de Perda de Carga	26
III. MÉTODO EXPERIMENTAL E APARELHAGEM UTILIZADA	29
3.1 - Método Experimental	29
3.2 - Aparelhagem Utilizada	32
3.2.1 - Trocador de Calor	34
3.2.1.1 - Construção do Trocador de Calor...	39
3.2.2 - Medida de Vazão de Ar	43

3.2.3 - Medida da Vazão de Água	44
3.2.4 - Medida das Temperaturas	44
3.2.4.1 - Temperaturas do Ar	45
3.2.4.2 - Temperatura da Água na Saída	47
3.2.4.3 - Diferença de Temperatura da Água..	47
3.2.5 - Queda de Pressão na Região Pinada	48
3.3 - Procedimento Experimental	49
IV - REDUÇÃO DE DADOS	52
V - RESULTADOS E COMENTÁRIOS	63
5.1 - Resultados	63
5.2 - Comparação entre Trocadores de Calor Bi-Tubular	
Liso e Pinado	71
5.3 - Generalização dos Resultados Para Outros Casos	76
5.3.1 - Modelo Aproximado para Determinação	
da Resistência Térmica do Lado do Ar	76
5.3.2 - Comparação dos Resultados Experimentais	
com o Modelo Aproximado	81
5.3.3 - Extrapolação dos Resultados	84
VI - CONCLUSÃO	87
 <u>APÊNDICES:</u>	
A1 - ANÁLISE DE INCERTEZA	93
A2 - MEDIDA DE TEMPERATURA	100

A2.1 - Incerteza na Medida das Temperaturas	103
A3 - MEDIDA DE VAZÃO DE ÁGUA	105
A3.1 - Incerteza Associada à Medida de Vazão	109
A4 - MEDIDA DE VAZÃO DE AR	113
A4.1 - Determinação de Vazão de Ar	115
A4.2 - Procedimento de Cálculo	118
A4.3 - Incerteza na Medida de Vazão de Ar	120
A5 - DADOS EXPERIMENTAIS	126

NOMENCLATURA

A_a	-	área transversal anular
A_e	-	área externa de troca de calor
A_i	-	área interna de troca de calor
A_{min}	-	área transversal mínima da região pinada
A_p	-	área de troca de calor dos pinos
A_t	-	área transversal do pino
A_l	-	área transversal interna
b	-	altura do pino
cp_{ag}	-	calor específico à pressão constante da água
cp_{ar}	-	calor específico à pressão constante do ar
$cp_{ar_{seco}}$	-	calor específico à pressão constante de ar seco
D	-	diâmetro do pino
D_1	-	diâmetro interno do tubo interno
D_2	-	diâmetro externo do tubo interno
D_3	-	diâmetro interno do tubo externo
D_H	-	diâmetro hidráulico
E	-	voltagem

f_T	-	coeficiente de perda de carga na região pinada
f_a	-	coeficiente de perda de carga para regiões anulares lisas
h	-	coeficiente de troca de calor para toda a região pinada, inverso da resistência térmica do lado do ar.
h_a	-	coeficiente de película para regiões anulares lisas
h_{ap}	-	coeficiente de troca de calor aproximado para toda a região pinada.
h_e	-	coeficiente de película da região externa (pinos e região não pinada)
h_i	-	coeficiente de película da região interna (tubo liso)
h_p	-	coeficiente de película para pinos
H	-	altura livre entre o tubo externo e interno
H_f	-	posição do flutuador no rotâmetro
j	-	número de Colburn
k_{ag}	-	condutividade térmica da água
k_{ar}	-	condutividade térmica do ar
K_p	-	coeficiente de perda de carga para uma fileira de pinos
k_t	-	condutividade térmica do tubo interno

k_{t_p}	-	condutividade térmica dos pinos
L	-	comprimento do trocador de calor
\dot{m}_{ag}	-	vazão em massa de água
\dot{m}_{ar}	-	vazão em massa de ar
$\dot{m} cp)_{min}$	-	capacidade térmica horária mínima
$\dot{m} cp)_{max}$	-	capacidade térmica horária máxima
N	-	número total de pinos
N_{exp}	-	número de experiências com a mesma vazão de ar
N_L	-	número de fileiras logitudinais
N_T	-	número de fileiras transversais
Nu_a	-	número de Nusselt anular
Nu_D	-	número de Nusselt da região externa baseado no diâmetro do pino
Nu_{D_H}	-	número de Nusselt da região externa baseado no diâmetro hidráulico
Nu_{D_l}	-	número de Nusselt interno (tubo liso)
P	-	perímetro do pino
Pr_{ag}	-	número de Prandtl da água
Pr_{ar}	-	número de Prandtl do ar

P	-	potência de bombeamento adimensional
Q	-	fluxo de calor trocado entre os dois fluidos de trabalho
Q_{ag}	-	fluxo de calor trocado pela água
Q_{ar}	-	fluxo de calor trocado pelo ar
Q_b	-	fluxo de calor trocado pela região não pinada do lado externo do tubo interno
Q_i	-	fluxo de calor trocado pelo pino, se o mesmo estivesse todo com a mesma temperatura que a base.
Q_o	-	fluxo de calor que atravessa a base de um pino
Q_p	-	fluxo de calor trocado por todos os pinos
Q_{real}	-	fluxo de calor real trocado entre os dois fluidos de trabalho de um trocador de calor
Re_a	-	número de Reynolds da região externa baseado no diâmetro hidráulico e velocidade frontal
Re_D	-	número de Reynolds da região externa baseado no diâmetro do pino e velocidade média na seção transversal mínima da região pinada.
Re_{D_1}	-	número de Reynolds da região interna
R_p	-	resistência térmica da parede do tubo interno

S	-	área superficial de troca de calor de um pino
S_L	-	passo longitudinal
S_T	-	passo transversal
St	-	número de Stanton
T	-	temperatura
T_{ag}	-	temperatura da água
T_{ag_1}	-	temperatura da água na seção (1)
T_{ag_2}	-	temperatura da água na seção (2)
T_{ag_m}	-	temperatura média da água dentro do trocador de calor
T_{ar}	-	temperatura do ar
T_{ar_1}	-	temperatura do ar na seção (1)
T_{ar_2}	-	temperatura do ar na seção (2)
T_{ar_m}	-	temperatura média do ar dentro do trocador de calor
T_{pe}	-	temperatura externa da parede do tubo interno
T_{pi}	-	temperatura interna da parede do tubo interno
t	-	espessura da parede do tubo interno
U	-	coeficiente global de troca de calor
U_{ap}	-	coeficiente global de troca de calor determinado a partir do modelo aproximado.

- \bar{V} - velocidade frontal do escoamento
- W - umidade absoluta do ar.

LETRAS GREGAS

- ΔP_a - perda de carga em regiões anulares
- ΔP_p - perda de carga devido aos pinos
- ΔP_{tot} - perda de carga total do trocador de calor
- $\overline{\Delta T}$ - diferença média logarítmica de temperatura
- ΔT_{ag} - diferença de temperatura da água entre a seção de entrada e saída do trocador de calor
- ΔT_e - diferença entre as temperaturas dos dois fluidos de trabalho entrando no trocador de calor
- ΔT_1 - diferença de temperatura entre os dois fluidos de trabalho na seção (1)
- ΔT_2 - diferença de temperatura entre os dois fluidos de trabalho na seção (2)
- ϵ - efetividade de um trocador de calor
- ϵ_p - efetividade de um trocador de calor pinado
- ϵ_ℓ - efetividade de um trocador de calor liso
- ϵ_{op} - efetividade de um trocador de calor trabalhando com correntes opostas

$\epsilon_{ }$	-	efetividade de um trocador de calor trabalhando com correntes paralelas
η	-	eficiência da região pinada
η_p	-	eficiência de um pino
μ_{ag}	-	viscosidade absoluta da água
μ_{ar}	-	viscosidade absoluta do ar
ρ	-	densidade
ρ_{ag}	-	densidade da água
ρ_{ar}	-	densidade do ar

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1.1 - Trocador de Calor Bi-Tubular Pinado	5
Fig. 2.1 - Perfis de Temperatura para um Trocador de Calor em Contra-Corrente	11
Fig. 2.2 - Seção Transversal do Trocador de Calor Pinado	13
Fig. 2.3 - Representação Esquemática de um Pino	17
Fig. 2.4 - Perfis de Temperatura para Trocadores de Calor (em Correntes Opostas e Correntes Paralelas)	24
Fig. 3.1 - Método Experimental-Resistência Global em Funções da Resistência Térmica da Água	31
Fig. 3.2 - Sistema Experimental	33
Fig. 3.3 - Tubo Interno Pinado	35
Fig. 3.4 - Seção Transversal do Trocador de Calor Pinado	37
Fig. 3.5 - Disposição dos Pinos - Vista Planificada	37
Fig. 3.6 - Detalhe de Fixação de um Pino	40
Fig. 3.7 - Processo de Fixação dos Pinos (Furo-guia)	42
Fig. 3.8 - Processo de Fixação dos Pinos (Pino-guia)	42
Fig. 3.9 - Esquema da Seção de Entrada do Ar no Trocador de Calor	43

Fig. 3.10 - Localização dos Termopares e Tomada de Pressão - Vista Longitudinal	46
Fig. 3.11 - Localização da Termopilha de Medida da Água	48
Fig. 3.12 - Vista Geral da Seção de Testes	51
Fig. 5.1 - Resistência Global de Troca de Calor em Função da Resistência Térmica da Água	64
Fig. 5.2 - Variação do Número de Nusselt do Ar em Função do Número de Reynolds	66
Fig. 5.3 - Variação do Número de Colburn do Ar em Função do Número de Reynolds	67
Fig. 5.4 - Efetividade do Trocador de Calor Pinado em Correntes-Opostas	68
Fig. 5.5 - Coeficiente de Perda de Carga da Região Pinada em Função do Número de Reynolds do Ar	69
Fig. 5.6 - Coeficiente de Perda de Carga Para uma Fileira de Pinos em Função do Número de Reynolds do Ar	69
Fig. 5.7 - Perda de Pressão no Trocador de Calor em Função do Número de Reynolds do Ar	70
Fig. 5.8 - Comparação entre Efetividade para Trocador de Calor Pinado e Liso	72
Fig. 5.9 - Comparação entre Efetividades de Trocadores de Calor em Correntes Opostas e Paralelas	73

Fig. 5.10 - Comparação entre o Número de Nusselt de Trocador de Calor Pinado e Liso em Função da Potência de Bombeamento	75
Fig. 5.11 - Coeficientes Adimensionais de Troca de Calor para Pinos	80
Fig. 5.12 - Coeficiente de Correção	83
Fig. A1.1 - Incerteza Associada ao Número de Nusselt do Ar	98
Fig. A1.2 - Incerteza Associada ao Coeficiente de Perda de Carga da Região Pinada	99
Fig. A2.1 - Curva de Calibração dos Termopares	102
Fig. A3.1 - Curva de Calibração do Rotâmetro	106
Fig. A4.1 - Proporções Padronizadas do Venturi	114
Fig. A4.2 - Coeficiente de Descarga	123
Fig. A4.3 - Fator de Expansão Térmica	124
Fig. A4.4 - Fator de Expansão Adiabática	125

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

O grande campo de aplicações de trocadores de calor compactos tem motivado o desenvolvimento desse tipo de trocador de calor, utilizando as mais variadas formas de aletas. O desempenho de cada trocador de calor deve ser conhecido, de modo a permitir a escolha adequada para cada situação de trabalho.

Uma avaliação racional do desempenho de qualquer tipo de trocador de calor, só é possível a partir da existência de dados experimentais e teóricos. A falta de dados leva à construção por tentativas, o que aumenta sensivelmente os custos de projeto.

O principal objetivo dos trabalhos realizados a respeito de trocadores de calor aletados é a obtenção dos coeficientes de troca de calor e perda de carga para a região aletada. Estes são os coeficientes fundamentais para projeto e otimização de trocadores de calor, pois somente a partir desses coeficientes é possível realizar-se uma comparação do desempenho de geometrias diferentes.

Uma família particular de trocadores de calor compactos é a família dos trocadores de calor bi-tubulares aletados, isto é, dois tubos concêntricos, sendo o tubo interno aletado. Este tipo de trocador de calor é geralmente utilizado quando um dos fluidos de trabalho é gasoso, líquido viscoso ou fluido orgânico.

Esta família de trocadores de calor encontra grande aplicação na indústria química, como por exemplo, na produção de oxigênio líquido, ou na indústria petroquímica. Podem ser utilizados também como vaporizadores de ciclos de potência que trabalham com fluidos orgânicos.

De acordo com El-Wakil [13], reatores nucleares refrigerados a gás, algumas vezes possuem o revestimento aletado. As aletas utilizadas podem ser do tipo longitudinal, transversal ou simplesmente uma série de pinos dispostos em linha ou em quincôncio.

Na obra "Heat Exchanger Design" de Fraas and Ozisik [14] pode-se encontrar dados sobre um gerador de vapor de um reator nuclear de alta pressão refrigerado a gás, que utiliza pinos no revestimento para aumentar a área de troca de calor.

Outra grande utilização de trocadores de calor do tipo bi-tubular aletado que pode ser citada é o pré-aquecimento do ar em centrais térmicas ou economizadores que aproveitam gases de exaustão em processos industriais.

A viabilidade econômica desses trocadores de calor torna-se mais favorável em condições de operação de alta pressão. Isto se deve ao fato do coeficiente de perda de carga desses trocadores de calor ser relativamente alto devido aos obstáculos formados pelas aletas.

Recomenda-se que o fluido que possui menor coeficiente de transferência de calor escoe na região pinada, a fim de utilizar

ao máximo a área das aletas.

Uma pesquisa bibliográfica foi realizada e constatou-se haver poucos dados disponíveis para esta família de trocadores de calor. Um breve resumo dos trabalhos pesquisados encontra-se a seguir.

T.C. Carnavos [15] determinou os coeficientes de perda de carga e transferência de calor para tubos aletados internamente. Tubos com 21 tipos diferentes de aletas longitudinais e em espiral da marca Forge-Fin foram testados. O regime de escoamento do ar foi turbulento. Os resultados foram apresentados em uma forma global, válida para todos os tubos aletados.

A referência [16] fornece dados para a obtenção dos coeficientes de troca de calor e perda de carga para um trocador de calor bi-tubular, com 19 aletas longitudinais, no lado externo do tubo interno.

Outro trabalho encontrado para a determinação do coeficiente de troca de calor, em regiões anulares, contendo tubos aletados longitudinalmente, foi realizado por Clark and Winston [17].

Estudos sobre tubos aletados longitudinalmente também foram realizados por Gunter e Shaw [18] e de Lorenzo e Anderson [19]. A principal característica desses estudos foi a comparação entre aletas longitudinais contínuas e não contínuas.

Sergio Colle [20] desenvolveu uma análise para escoamento laminar em um trocador de calor bi-tubular aletado longitudinalmente. A análise teórica realizada por Colle incluiu o estudo da distribuição de temperatura e velocidade em uma determinada seção transversal e a influência do número de aletas.

Trocadores de calor possuindo aletas transversais foram estudados por Knudson and Katz [21]. Aletas helicoidais de diferentes passos foram analisadas.

Outro estudo sobre aletas transversais formando hélices contínuas ao longo do tubo foi realizado por Hobson e Weber [22]. As aletas eram formadas a partir de um grande número de farpas arrancadas de superfície metálica do tubo.

A pesquisa bibliográfica realizada mostrou haver carência de dados sobre trocadores de calor que utilizem pinos cilíndricos como aletas, motivando a realização deste trabalho.

O presente trabalho se propõe a analisar um trocador de calor bi-tubular pinado. Este trocador de calor é formado por dois tubos concêntricos. O efeito de aleta é conseguido através da utilização de pinos cilíndricos na superfície externa do tubo interno. A figura (1.1) apresenta o trocador de calor estudado.

Um número limitado de informações sobre pinos é apresentado no livro de W.M. Kays e A.L. London [23], mas a configuração do escoamento e a apresentação dos resultados é diferente do apresentado neste trabalho. No caso apresentado na referência [23] pa



Fig. 1.1 - Trocador de Calor Bi-Tubular Pinado

ra arranjos em quincôncio, os pinos eram formados por arames de comprimento contínuo, atravessando toda a seção transversal através de curvas. Outro trabalho encontrado, apresentando resultados sobre pinos é o trabalho realizado por E.M. Sparrow e J.W. Ramsey [8]. Neste trabalho, determinou-se o coeficiente de troca de calor somente para os pinos, formados em quincôncio em um duto de seção transversal retangular. O método utilizado foi a técnica de sublimação de naftaleno, conjugada à analogia entre transporte de massa e de energia, a qual permite a medida de coeficientes globais ou coeficientes locais.

Com excessão de geometria da seção transversal, o trabalho realizado por Sparrow e Ramsey [8] apresenta a mesma disposição e proporção entre os pinos e o duto, utilizada no presente trabalho. Pode ser notado que [8] apresenta resultados locais e médios especificamente para os pinos, enquanto que os resultados obtidos neste trabalho englobam tanto os pinos como a superfície base.

I.1 - Descrição do Trabalho Realizado

O objetivo principal deste trabalho, como anteriormente mencionado, é a determinação experimental dos coeficientes de transporte (perda de carga e troca de calor) para um trocador de calor bi-tubular pinado de passe simples.

Os resultados obtidos para os coeficientes de troca de calor e perda de carga foram apresentados numa forma adimensional,

permitindo a aplicação dos resultados para outros casos.

O trocador de calor estudado pode ser visto na figura (1.1). O tubo interno possui na superfície externa, pinos dispostos em quincôncio, formando triângulos equiláteros. A altura dos pinos é o dobro do diâmetro dos mesmos e a distância entre os centros dos triângulos é tres vezes o diâmetro dos pinos. Cada seção transversal possui 8 pinos igualmente espaçados.

Os fluidos de trabalho utilizados foram ar e água. O ar devendo escoar na região pinada devido ao baixo coeficiente de troca de calor e a água escoando na região interna.

No capítulo II são mostradas as equações do problema e as hipóteses introduzidas na análise.

No capítulo III é apresentado o método utilizado para a determinação do coeficiente de película da região pinada. O coeficiente utilizado para o lado interno do tubo pode ser obtido a partir de correlações já consagradas, encontradas na maioria dos livros de transmissão de calor, dos quais pode-se citar: Mc Adams [1], F.Kreith [2], Rohsenow e Hartnett [5], Eckert e Drake [24], H. Schlichting [25], W. Kays [26].

O método utilizado consistiu em determinar a resistência térmica do lado pinado para cada vazão de ar através de uma série de medidas de resistência térmica global e resistência térmica do lado da água.

A definição dos parâmetros geométricos adimensionais, assim como da geometria propriamente dita do trocador de calor estudado, também pode ser encontrada no Capítulo III. Este capítulo apresenta ainda os detalhes construtivos da seção de teste e o procedimento experimental utilizado.

Durante as experiências o número de Reynolds do lado da água variou de 5500 a 23000 enquanto que o número de Reynolds do lado do ar cobriu a faixa de 13000 - 80000.

A redução de dados pode ser encontrada no Capítulo IV.

O Capítulo V apresenta os resultados obtidos e uma comparação entre o trocador de calor bi-tubular pinado estudado e um trocador bi-tubular liso, sem aletas.

Ainda no Capítulo V é proposto um modelo aproximado para o projeto de trocadores de calor, que utilize os resultados obtidos por Sparrow e Ramsey [8] para pinos com diferentes relações das utilizadas no presente trabalho entre altura e diâmetro do pino e altura do pino e vão do duto.

Finalmente no Capítulo VI as conclusões são apresentadas.

No Apêndice 1 é apresentada a análise de incertezas realizada visando uma obtenção de uma estimativa dos erros experimentais cometidos e sua associação com as correlações obtidas.

Uma descrição dos instrumentos de medidas utilizados nas experiências é encontrada nos Apêndices 2, 3 e 4.

No Apêndice 5 são apresentados os resultados obtidos para todas as experiências e as incertezas relativas associadas aos principais parâmetros.

CAPÍTULO II

ANÁLISE TEÓRICA

Neste capítulo é realizada uma análise teórica do trocador de calor mencionado no capítulo anterior, do tipo bi-tubular de passe simples possuindo o tubo interno pinado. Os fluidos de trabalho escolhidos foram ar e água, sendo que o ar escoia na região pinada enquanto a água escoia na região interna.

O principal objetivo deste estudo é a determinação dos coeficientes de transporte para este tipo de trocador de calor, tais como, coeficiente de película do lado do ar, coeficiente global de troca de calor, efetividade e coeficientes de perda de carga do lado do ar.

As equações básicas para o trocador de calor mencionado acima, trabalhando em contra corrente, podem ser determinadas através de balanços térmicos.

Para facilitar a análise, a figura (2.1) apresenta um esquema dos perfis de temperatura para um trocador de calor trabalhando em contra-corrente.

A água, cuja temperatura é T_{ag} , foi escolhida como fluido quente e o ar, temperatura T_{ar} , foi escolhido como fluido frio.

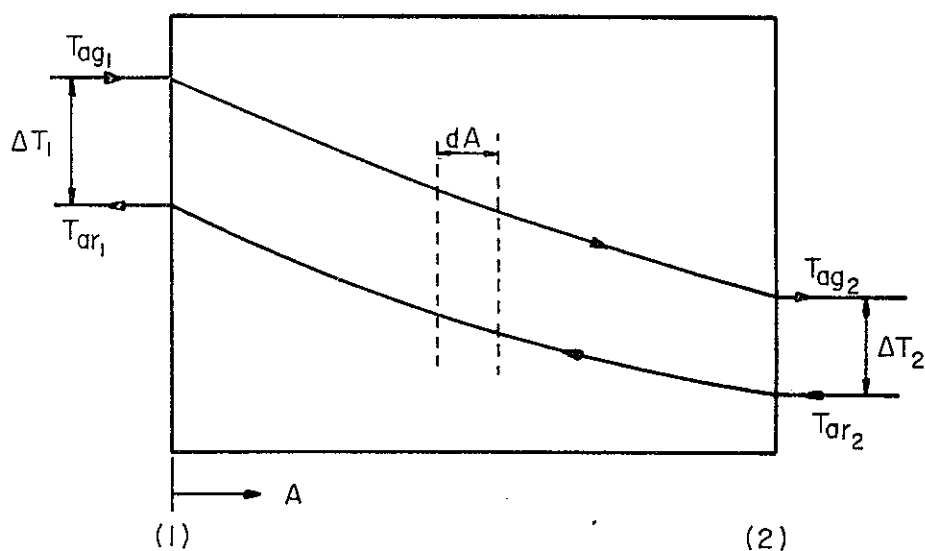


Fig. 2.1 - Perfis de Temperatura para um Trocador de Calor em Contra-Corrente.

O fluido quente entra na seção (1), enquanto o fluido frio entra na seção (2). A abscissa é a área do trocador de calor, que é diretamente proporcional ao seu comprimento.

Nos parágrafos seguintes são apresentados os parâmetros necessários à análise do trocador de calor em estudo.

II.1 - Fluxo de Calor

Na análise apresentada a seguir, o trocador de calor é considerado isolado externamente, desta forma, tem-se que o calor trocado pelo fluido quente é igual ao calor trocado pelo fluido frio, e obviamente igual ao calor trocado entre os dois fluidos.

Num elemento de área infinitesimal, dA , tem-se as seguintes expressões para cada um dos fluxos de calor mencionados acima.

$$\delta Q = (\dot{m} \text{ cp})_{ag} dT_{ag} \quad (2.1)$$

$$\delta Q = (\dot{m} \text{ cp})_{ar} dT_{ar} \quad (2.2)$$

$$\delta Q = U dA (T_{ag} - T_{ar}) \quad (2.3)$$

onde $(\dot{m} \text{ cp})$ é o produto da vazão mássica pelo calor específico a pressão constante, enquanto U é o coeficiente global de troca de calor no elemento de área dA .

O calor total trocado pelos dois fluidos pode ser obtido através da integração das expressões acima.

Supondo o coeficiente global constante ao longo de toda área, pode-se escrever que o calor total trocado entre os dois fluidos é

$$Q = U A \overline{\Delta T}$$

onde

(2.4)

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

ΔT_1 e ΔT_2 são respectivamente as diferenças de temperatura entre os dois fluidos nas seções (1) e (2) do trocador de calor, de acordo com a figura (2.1).

O calor total trocado por cada um dos fluidos de trabalho é

$$Q = (\dot{m} c_p)_{ag} (T_{ag_1} - T_{ag_2}) \quad (2.5)$$

$$Q = (\dot{m} c_p)_{ar} (T_{ar_1} - T_{ar_2}) \quad (2.6)$$

II.2 - Coeficiente Global de Troca de Calor

A figura (2.2) apresenta um esquema do trocador de calor em estudo. Como já foi mencionado, o ar escoa na região pinada e foi escolhido como fluido frio e a água, fluido quente, escoa na região interna.

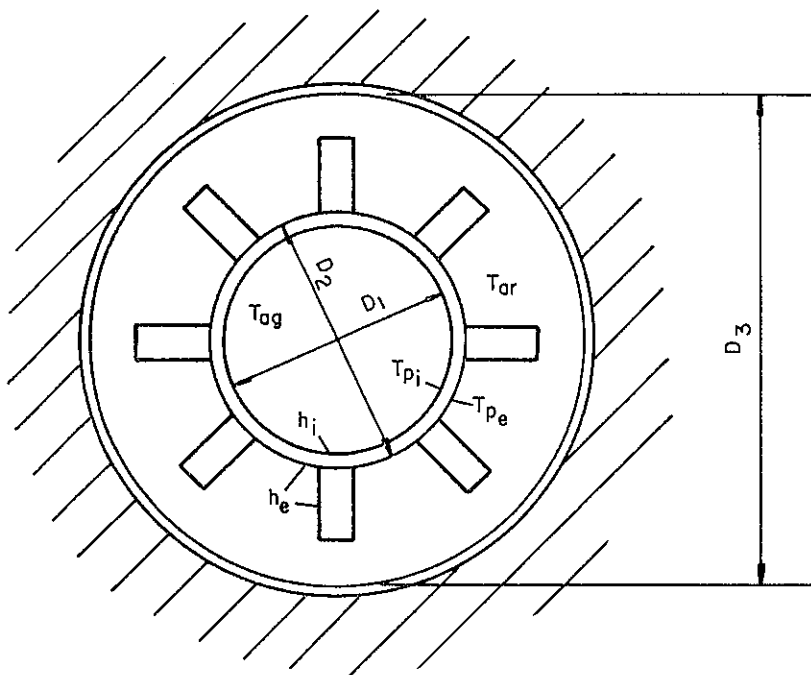


Fig. 2.2 - Seção Transversal do Trocador de Calor Pinado

O coeficiente global de troca de calor pode ser determinado através dos balanços térmicos apresentados a seguir, realizados num elemento de área do trocador de calor

$$\delta Q = h_i dA_i (T_{ag} - T_{p_i}) \quad (2.7)$$

$$\delta Q = \frac{2\pi k_t dx}{\ln (D_2/D_1)} (T_{p_i} - T_{p_e}) \quad (2.8)$$

$$\delta Q = \eta h_e dA_e (T_{p_e} - T_{ar}) \quad (2.9)$$

A equação (2.7) representa o calor trocado por convecção entre a água (temperatura T_{ag}) e a superfície interna do tubo (temperatura T_{p_i}). h_i é o coeficiente de película para tubo liso.

O fluxo de calor por condução através da parede do tubo está representado na equação (2.8), onde k_t é a condutividade térmica do tubo, e D_2 e D_1 são os diâmetros externo e interno do mesmo.

Finalmente a equação (2.9) apresenta o fluxo de calor por convecção entre a superfície externa (temperatura T_{p_e}) e o ar (temperatura T_{ar}). h_e é o coeficiente de película da região pinada e η é a eficiência da região, cuja definição será apresentada posteriormente.

Considerando-se o coeficiente global baseado na área da região pinada e igualando-se as três equações acima com a equação (2.3), tem-se

$$\delta Q = \frac{T_{ag} - T_{ar}}{\frac{1}{\eta h_e dA_e} + \frac{1}{h_i dA_i} + \frac{\ln(D_2/D_1)}{2\pi k_t dx}} = U dA_e (T_{ag} - T_{ar}) \quad (2.10)$$

Assumindo-se os coeficientes de troca de calor constantes ao longo de toda área, que é diretamente proporcional ao comprimento, pode-se escrever

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\eta h_e} + \frac{A_e}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{A_e \ln(D_2/D_1)}{2\pi k_t L}} \quad (2.11)$$

onde L é o comprimento do trocador de calor e A_e e A_i são respectivamente as áreas de troca de calor da região pinada e região interna.

Os parâmetros envolvidos na determinação do coeficiente global de troca de calor são apresentados a seguir.

II.2.1 - Eficiência da Região Pinada

A eficiência da região pinada é obtida através da análise do fluxo de calor trocado entre a superfície externa do tubo interno e o ar. O fluxo de calor é composto de duas parcelas [equação (2.12)]. A primeira parcela, Q_p , representa a troca de calor entre o ar e a região não pinada que está a temperatura T_{p_e} [equação

(2.13)] . A segunda, Q_p , representa a troca de calor entre o ar e os pinos [equação (2.14)] .

$$Q = \eta h_e A_e (T_{p_e} - T_{ar}) = Q_b + Q_p \quad (2.12)$$

$$Q_b = h_e (A_e - A_p) (T_{p_e} - T_{ar}) \quad (2.13)$$

$$Q_p = \eta_p h_e A_p (T_{p_e} - T_{ar}) \quad (2.14)$$

onde A_p é a área de troca de calor dos pinos.

Na determinação da segunda parcela é necessário levar-se em consideração a eficiência do pino, η_p . Isso se faz necessário, pois a temperatura do pino varia ao longo de seu comprimento, não sendo igual a temperatura da base.

A eficiência da região pinada é determinada a partir das equações acima pela seguinte expressão

$$\eta = \left[1 - (1 - \eta_p) \frac{A_p}{A_e} \right] \quad (2.15)$$

Como pode ser observado na equação (2.15), para a obtenção da eficiência da região pinada, torna-se necessária a determinação da eficiência do pino.

II.2.1.1 - Eficiência do Pino

A eficiência do pino pode ser determinada a partir da análise do calor trocado pelo mesmo. É importante observar que na presente análise o fluxo de calor na extremidade do pino não foi desprezado.

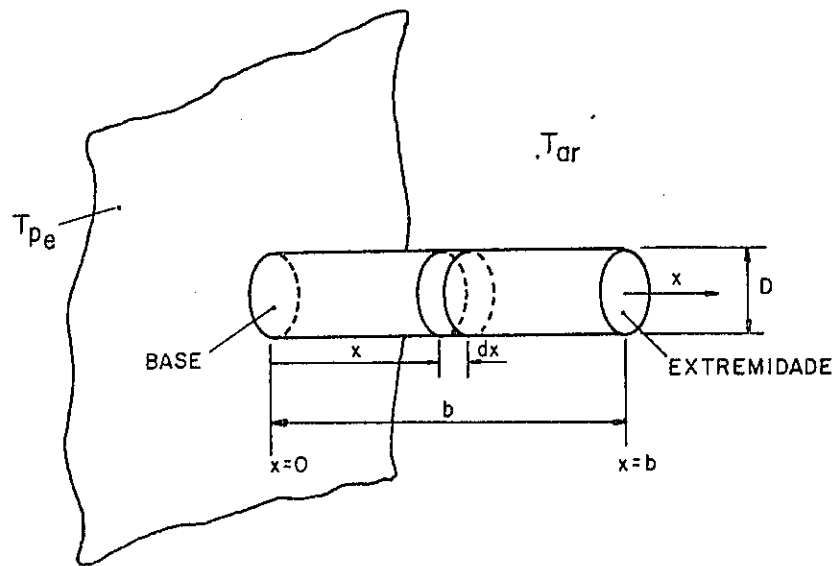


Fig. 2.3 - Representação Esquemática de um Pino

Primeiramente, define-se θ como sendo a diferença entre a temperatura do pino e a temperatura do ar

$$\theta = T - T_{ar} \quad (2.16)$$

A partir daí, é possível escrever-se a equação básica para aletas como [3] :

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - m^2 \theta = 0$$

sendo

$$m = \sqrt{\frac{h_e P}{k t_p A_t}} \quad (2.17)$$

onde

h_e é o coeficiente de película do pino

$k t_p$, condutividade térmica do mesmo

$P = \pi D$, perímetro

$A_t = \frac{\pi D^2}{4}$, área transversal

D , diâmetro do pino

A solução geral desta equação é

$$\theta = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (2.18)$$

e deve ser resolvida a partir das seguintes condições de contorno:

i) o valor da temperatura na base do pino é T_{p_e}

$$x = 0 \quad \theta = \theta_o = T_{p_e} - T_{ar} \quad (2.19)$$

ii) os fluxos de calor por condução e convecção na extremidade do pino são iguais

$$x = b \quad -k t_p A_t \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=b} = h_e A_t \theta \Big|_{x=b} \quad (2.20)$$

O perfil de temperatura ao longo do pino é então descrito por

$$\theta = \frac{\theta_0 [e^{mb[(x/b)-2]} + \alpha e^{-mb(x/b)}]}{\alpha + e^{-2mb}} \quad (2.21)$$

onde

$$\alpha = \frac{m + \frac{h_e}{kt_p}}{m - \frac{h_e}{kt_p}} \quad (2.22)$$

A eficiência de um pino, η_p , é definida como sendo a razão entre o calor realmente trocado pelo pino, Q_o , e o calor ideal que seria trocado, se todo o pino estivesse à mesma temperatura que a base, Q_i :

$$\eta_p = \frac{Q_o}{Q_i} \quad (2.23)$$

O calor realmente dissipado é o calor que passa através da base do pino

$$Q_o = -kt_p A_t \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=0}$$

$$Q_o = \frac{kt_p A_t \theta_0 m [\alpha - e^{-2mb}]}{\alpha + e^{-2mb}} \quad (2.24)$$

O calor ideal é

$$Q_i = h_e (S + A_t) \theta_o \quad (2.25)$$

onde $S = P \times b$ é a área superficial

A eficiência do pino é então definida por

$$\eta_p = \frac{Q_o}{Q_i} = \frac{k t_p A_t m [\alpha - e^{-2mb}]}{h_e (S + A_t) [\alpha + e^{-2mb}]} \quad (2.26)$$

II.2.2 - Coeficientes de Película

Na determinação do coeficiente global de troca de calor é necessário que sejam conhecidos os coeficientes de película do lado da água e do ar.

Neste trabalho, foram analisados os coeficientes de troca de calor dos dois fluidos escoando em regime turbulento.

II.2.2.1 - Coeficiente de Película Interno

O coeficiente de película interno, h_i , para escoamento turbulento em tubo liso foi determinado a partir da correlação de Dittus-Boelter [1]. No presente caso, como a água está sendo resfriada, tem-se

$$Nu_{D_1} = 0,023 Re_{D_1}^{0,8} Pr_{ag}^{0,3} \quad (2.27)$$

onde

$$Nu_{D_1} = \frac{h_i D_1}{k_{ag}}, \quad \text{número de Nusselt interno} \quad (2.28)$$

$$Re_{D_1} = \frac{\dot{m}_{ag} D_1}{A_1 \mu_{ag}}, \quad \text{número de Reynolds interno} \quad (2.29)$$

$$Pr_{ag} = \frac{\mu_{cp}}{k_{ag}}, \quad \text{número de Prandtl da água} \quad (2.30)$$

$$A_1 = \frac{\pi D_1^2}{4}, \quad \text{área transversal interna} \quad (2.31)$$

D_1 é o diâmetro interno, \dot{m}_{ag} é a descarga em massa da água. μ , cp , k são propriedades da água e devem ser determinadas na temperatura média entre entrada e saída.

A equação de Dittus-Boelter deve ser usada nas seguintes condições:

- i) escoamento turbulento, Re_{D_1} aproximadamente maior que 10^4
- ii) número de Prandtl na faixa de 0,7 a 100
- iii) escoamento desenvolvido

II.2.2.2 - Coeficiente de Película Externo

O coeficiente de película da região externo, h_e , principal

objetivo do presente trabalho, foi obtido experimentalmente.

Um exame da equação (2.11), mostra que h_e pode ser calculado através da determinação experimental do coeficiente global, U , para cada vazão de ar, uma vez que as demais variáveis daquela equação são conhecidas.

O coeficiente de película da região externa, assim como a vazão do ar, podem ser expressos através dos seguintes adimensionais

$$Nu_D = \frac{h_e D}{k_{ar}} \quad (2.33)$$

$$Re_D = \frac{\dot{m}_{ar} D}{A_{min} \mu_{ar}} \quad (2.34)$$

onde Nu_D é o número de Nusselt externo,

Re_D é o número de Reynolds externo,

\dot{m}_{ar} é a descarga em massa do ar que escoia através de A_{min} , que é a área transversal mínima do escoamento externo. A_{min} inclui a área da região anular acima dos pinos e o espaço entre os pinos. D é o diâmetro dos pinos, μ_{ar} , k_{ar} são propriedades do ar.

h_e é o coeficiente de película do lado do ar.

No capítulo V pode ser encontrada a relação entre o número de Nusselt do ar, Nu_D , e o número de Reynolds, Re_D , obtida a partir dos resultados experimentais.

II.3 - Efetividade

Efetividade é definida como sendo a razão entre o calor realmente transferido em um trocador de calor e o máximo calor possível de ser transferido. Essa quantidade máxima de calor seria obtida em um trocador de calor de correntes opostas, de área de troca de calor infinita. Nesse tipo de unidade, se não houver perdas externas de calor, a temperatura na saída de um dos fluidos será igual a temperatura na entrada do outro fluido. Pode-se observar que o fluido que apresenta a maior diferença de temperatura, possui a menor capacidade térmica horária, $(\dot{m} cp)_{\min}$ [2]

$$\epsilon = \frac{Q_{\text{real}}}{(\dot{m} cp)_{\min} \Delta T_e} \quad (2.35)$$

Os perfis de temperatura para os casos reais de escoamento em correntes opostas e correntes paralelas estão representados, esquematicamente, na figura (2.4) por uma linha cheia. T_q representa a temperatura do fluido quente, enquanto que T_f representa a temperatura do fluido frio. Os índices e e s indicam se o fluido está entrando ou saindo. As linhas tracejadas representam os perfis ideais de temperatura para um trocador de calor de correntes opostas e área infinita.

Pode-se observar que as diferenças de temperatura nas seções (1) e (2) para escoamento em correntes opostas diferem das diferenças de temperatura em cada uma das seções para escoamento em correntes paralelas. No entanto, o coeficiente global de troca

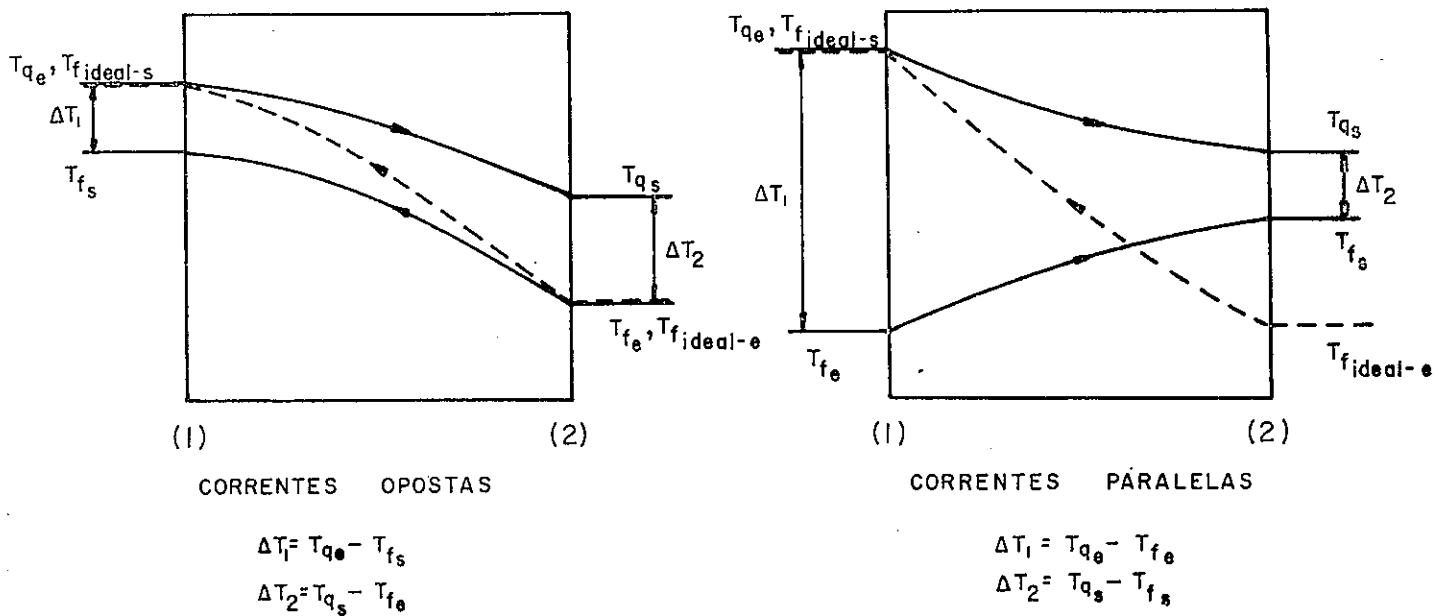


Fig. 2.4 - Perfis de Temperatura para Trocadores de Calor (em Correntes Opostas e Correntes Paralelas)

de calor para cada um dos casos é o mesmo, já que independe do sentido do escoamento. Deste modo, a efetividade pode ser obtida para os dois casos, através das equações (2.4), (2.5), (2.6) e (2.35) onde as diferenças de temperatura nas seções (1) e (2) estão indicadas na figura (2.4). Desta forma, a efetividade só dependerá do coeficiente global de troca de calor, U e das capacidades térmicas horárias ($\dot{m}cp$) dos dois fluidos, que podem ser expressas em termos de capacidade térmica horária máxima e mínima [2].

No caso em que o trocador de calor trabalhe com correntes opostas, a efetividade pôde ser obtida por

$$\epsilon_{op} = \frac{1 - \exp \left[- \frac{U A_e}{(\dot{m} cp)_{min}} \left(1 - \frac{(\dot{m} cp)_{min}}{(\dot{m} cp)_{m\acute{a}x}} \right) \right]}{1 - \frac{(\dot{m} cp)_{min}}{(\dot{m} cp)_{m\acute{a}x}} \exp \left[- \frac{U A_e}{(\dot{m} cp)_{min}} \left(1 - \frac{(\dot{m} cp)_{min}}{(\dot{m} cp)_{m\acute{a}x}} \right) \right]} \quad (2.36)$$

Para escoamento paralelo, a efetividade pode ser determinada pela expressão

$$\epsilon_{||} = \frac{1 - \exp \left[- \frac{U A_e}{(\dot{m} cp)_{min}} \left(1 + \frac{(\dot{m} cp)_{min}}{(\dot{m} cp)_{m\acute{a}x}} \right) \right]}{1 + \frac{(\dot{m} cp)_{min}}{(\dot{m} cp)_{m\acute{a}x}}} \quad (2.37)$$

Uma vez conhecida a efetividade de um trocador de calor, o calor real trocado sô dependerá das temperaturas na entrada do trocador de calor, não sendo necessário o conhecimento das temperaturas na saída.

$$Q_{real} = \epsilon (\dot{m} cp)_{min} \Delta T_e \quad (2.38)$$

II.4 - Coeficientes de Perda de Carga

A perda de carga na região pinada do trocador de calor , ΔP_{tot} , pode ser expressa em função da soma da perda de carga na região anular desobstruída, ΔP_a , com a perda de carga devido aos pinos, ΔP_p .

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_a + \Delta P_p \quad (2.39)$$

Cada uma dessas parcelas pode ser determinada pelas seguintes expressões adimensionais

$$f_a = \frac{\Delta P_a}{\frac{L}{D_H} \frac{\rho_{ar} \bar{V}^2}{2}} \quad (2.40)$$

$$K_p = \frac{\Delta P_p}{N_L \frac{\rho_{ar} \bar{V}^2}{2}} \quad (2.41)$$

logo

$$\Delta P_{tot} = \left(f_a \frac{L}{D_H} + N_L K_p \right) \rho_{ar} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (2.42)$$

onde

$$\bar{V} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} A_a} \quad , \quad \text{velocidade frontal do escoamento} \quad (2.43)$$

$$A_a = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_2^2), \quad \text{área transversal da região anular desobstruída} \quad (2.44)$$

$$D_H = D_3 - D_2, \quad \text{diâmetro hidráulico} \quad (2.45)$$

$$f_a = \frac{0,085}{Re_a^{0,25}}, \quad \text{coeficiente de perda de carga para escoamento turbulento em regiões anulares [5]} \quad (2.46)$$

$6000 < Re_a < 300000 \quad \text{e} \quad 0,0625 \frac{D_2}{D_3} < 0,562$

$$Re_a = \frac{\dot{m}_{ar} D_H}{A_a \mu_{ar}}, \quad \text{número de Reynolds da região anular desobstruída} \quad (2.47)$$

K_p , coeficiente de perda de carga para uma fileira de pinos

\dot{m}_{ar} , descarga em massa do ar

ρ_{ar} e μ_{ar} , propriedades do ar avaliadas na temperatura média

D_3 e D_2 , diâmetros externo e interno da região anular

L , comprimento do trocador de calor

N_L , número de fileiras longitudinais

O coeficiente de perda de carga para uma fileira de pinos K_p , foi determinado experimentalmente como função do número de Reynolds anular, Re_a , e pode ser encontrado no Capítulo V.

A perda de carga na região pinada do trocador de calor, po de também ser expressa por um único adimensional, que recebeu a de nominação de coeficiente de perda de carga da região pinada, f_t .

$$f_t = \frac{\Delta P_{tot}}{\frac{L}{D_H} \frac{\rho_{ar} \bar{V}^2}{2}} \quad (2.48)$$

Este coeficiente também foi determinado a partir dos da dos experimentais. A expressão que o relaciona com o número de Reynolds anular, Re_a , encontra-se no Capítulo V.

Os dois coeficientes apresentados acima relacionam-se pe la seguinte expressão

$$f_t = f_a + N_L K_p \frac{D_H}{L} \quad (2.49)$$

CAPÍTULO III

MÉTODO EXPERIMENTAL E APARELHAGEM UTILIZADA

O método experimental utilizado na determinação do coeficiente de película do lado do ar, h_e , assim como os detalhes construtivos da seção de teste e a aparelhagem utilizada são apresentados neste capítulo.

III.1 - Método Experimental

Uma vez conhecida a geometria do trocador de calor, ou melhor, a área externa de troca de calor o coeficiente global de troca de calor pode ser obtido, de acordo com a equação (2.4), através da medida das temperaturas dos fluidos de trabalho nas seções de entrada e saída do trocador de calor e da determinação do fluxo de calor total trocado.

Sabe-se que a resistência global de transferência de calor é igual a soma das resistências térmicas interna, externa e da resistência da parede do tubo. Considerando-se a área externa de troca de calor como referência, pode-se dizer que a resistência global de transferência de calor é o inverso do coeficiente global de troca de calor, então, de acordo com as equações (2.11) e (2.15), tem-se

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h} + \frac{A_e}{A_i} \frac{1}{h_i} + R_p \quad (3.1)$$

onde

$$h = \eta h_e = \left[1 - (1 - \eta_p) \frac{A_p}{A_e} \right] h_e \quad (3.2)$$

$$R_p = \frac{A_e \ln (D_2/D_1)}{2\pi k_t L} \quad (3.3)$$

Uma vez conhecida a resistência térmica do lado da água e da parede, a resistência térmica do lado do ar pode ser determinada.

A resistência térmica da parede [equação (3.3)] é constante, pois só depende da geometria e da condutividade térmica do tubo.

A resistência térmica do lado da água foi determinada através da equação de Dittus-Boelter [equação (2.27)], a partir da medida da vazão.

O método utilizado na determinação da resistência térmica do lado do ar, consistiu em traçar-se um gráfico de resistência global de troca de calor como função da resistência térmica do lado da água. De acordo com a equação (3.1), se a resistência do lado da água for variada, mantendo-se as outras constantes, uma reta será obtida tendo como inclinação a relação entre as áreas de troca de calor externa e interna [figura (3.1)]. Extrapolando-se esta reta para o valor zero de resistência térmica do lado da água, obtém-se no eixo das ordenadas a soma das outras resistências e con

sequentemente a resistência térmica do lado do ar. Repetindo-se esse procedimento para outras vazões de ar, obtém-se retas paralelas, uma vez que a relação entre as áreas de troca de calor permanece constante. Deste modo, ficam determinadas as resistências térmicas do lado do ar correspondentes a cada vazão de ar utilizada.

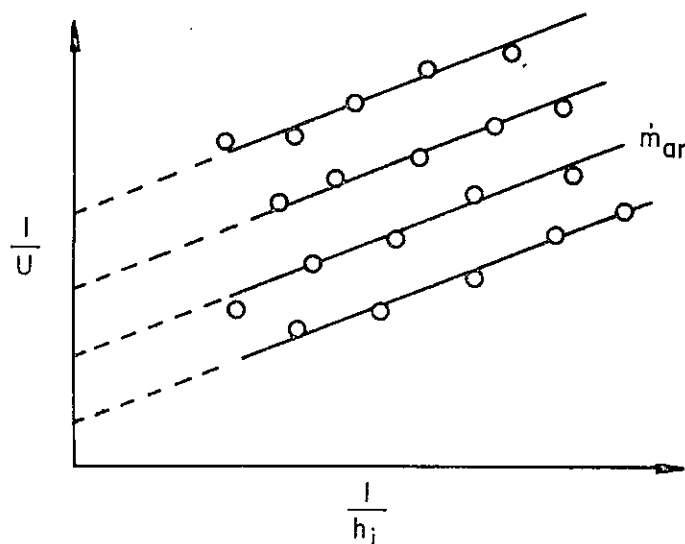


Fig. 3.1 - Método Experimental - Resistência Global em Função da Resistência Térmica da Água.

Uma vez conhecida a resistência térmica do lado do ar, o coeficiente de película externo, h_e , pode ser determinado através da equação (3.2).

Para determinação experimental dos coeficientes de troca de calor e coeficientes de perda de carga, foi montado um sistema experimental formado por uma seção de teste que reproduz o trocador de calor em estudo e um sistema de medidas que visa monitorar os pa

râmetros de interesse, ou seja, vazão, temperatura e queda de pres
são dos fluidos de trabalho.

A descrição da seção de teste montada e da aparelhagem
experimental utilizada é apresentada a seguir.

III.2 - Aparelhagem Utilizada

Este trabalho se propõe a analisar um trocador de calor
bi-tubular pinado, trabalhando em contra-corrente. A seção de tes
te foi construída de acordo com o modelo proposto no Capítulo I e
com as hipóteses apresentadas no Capítulo II.

Um esquema da seção de testes é mostrado na figura (3.2).
Os números apresentados no texto se referem à figura (3.2). A se
ção de teste pode ser sub-dividida em três partes: trocador de ca
lor propriamente dito, circuito de água e circuito do ar.

O circuito do ar era constituído de um ventilador centrí
fugo da marca MARELLI, de 10 HP de potência e 700 mmca de pressão es
tática (1), localizado fora da sala de trabalho. O ar exterior era
insuflado pelo ventilador para dentro do trocador de calor (2), sen
do posteriormente conduzido para o exterior da sala de teste. Como
o ventilador trabalhava soprando, na sua saída foi colocada uma
câmara plena (3) com o objetivo de estabilizar o fluxo de ar. Na
saída da câmara plena foi instalado um medidor de vazão do tipo
Venturi (4) fabricado no laboratório de acordo com a norma

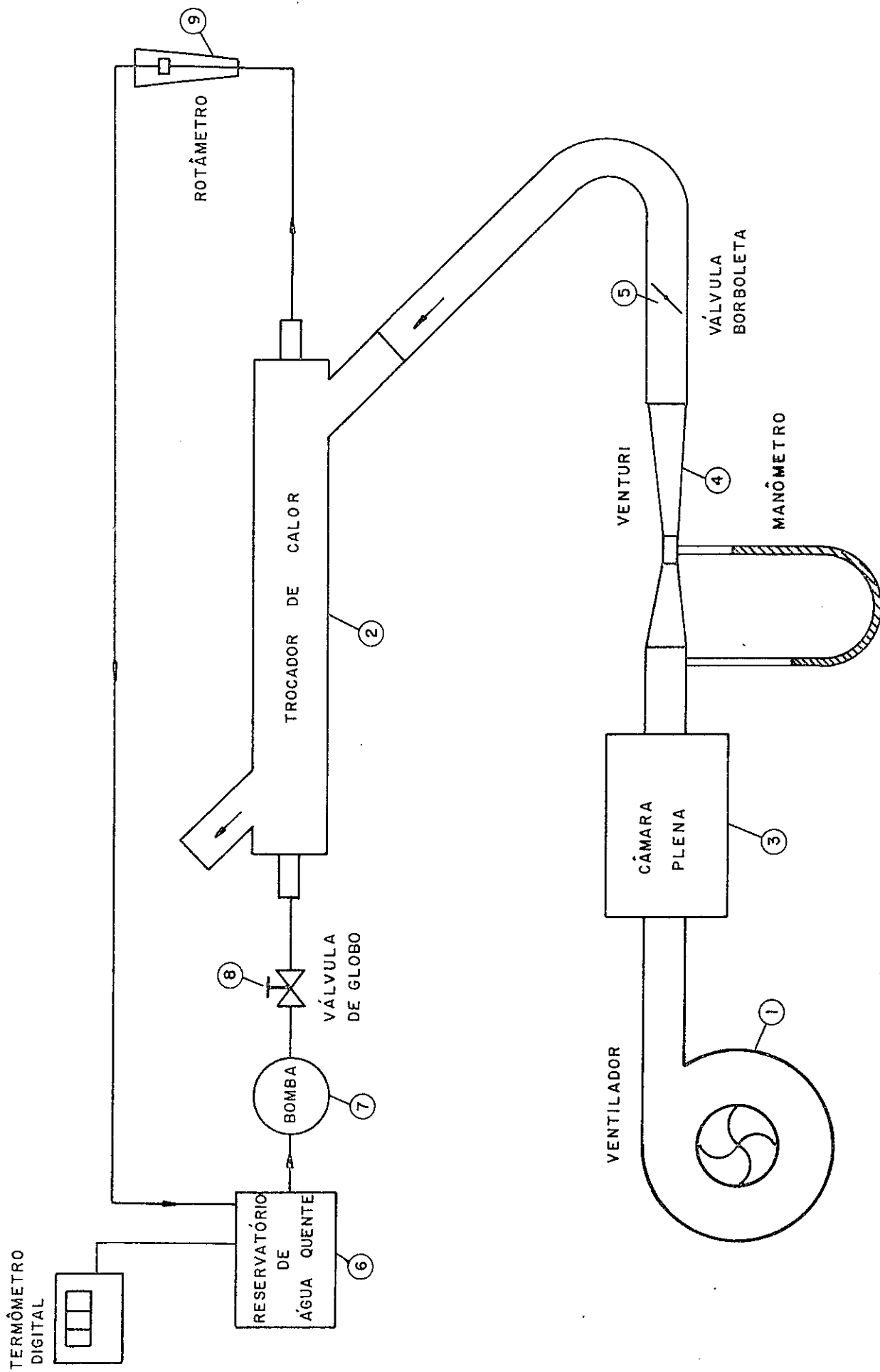


Fig. 3.2 - Sistema Experimental

ASME [6]. A vazão de ar no circuito podia ser controlada por uma válvula borboleta (5) localizada após o venturi.

A temperatura de trabalho da água era mantida através da utilização de um reservatório termostático da marca LAUDA, modelo K-2(6). Visando bombear a água deste reservatório para o trocador de calor, introduziu-se na linha uma bomba centrífuga de 1/8 HP da marca DANCOR, modelo 84(7), tendo na sua saída uma válvula de globo(8) reguladora de vazão. Na saída do trocador de calor foi instalado um rotâmetro (9) para medir a vazão de água. A água que percorria o trocador de calor retornava ao reservatório termostático para ser reaproveitada uma vez que ainda se encontrava a uma temperatura e levada. .

Os detalhes construtivos e as dimensões do trocador de calor são apresentados a seguir.

III.2.1 - Trocador de Calor

O trocador de calor em estudo pode ser visto na figura (3.3). A distribuição dos pinos foi escolhida de acordo com a distribuição típica encontrada na prática, ou seja, os pinos estão dispostos em quincôncio, formando triangulos equiláteros.

As figuras (3.4) e (3.5) apresentam esquemas do trocador de calor, mostrando as diversas variáveis do problema, que são:

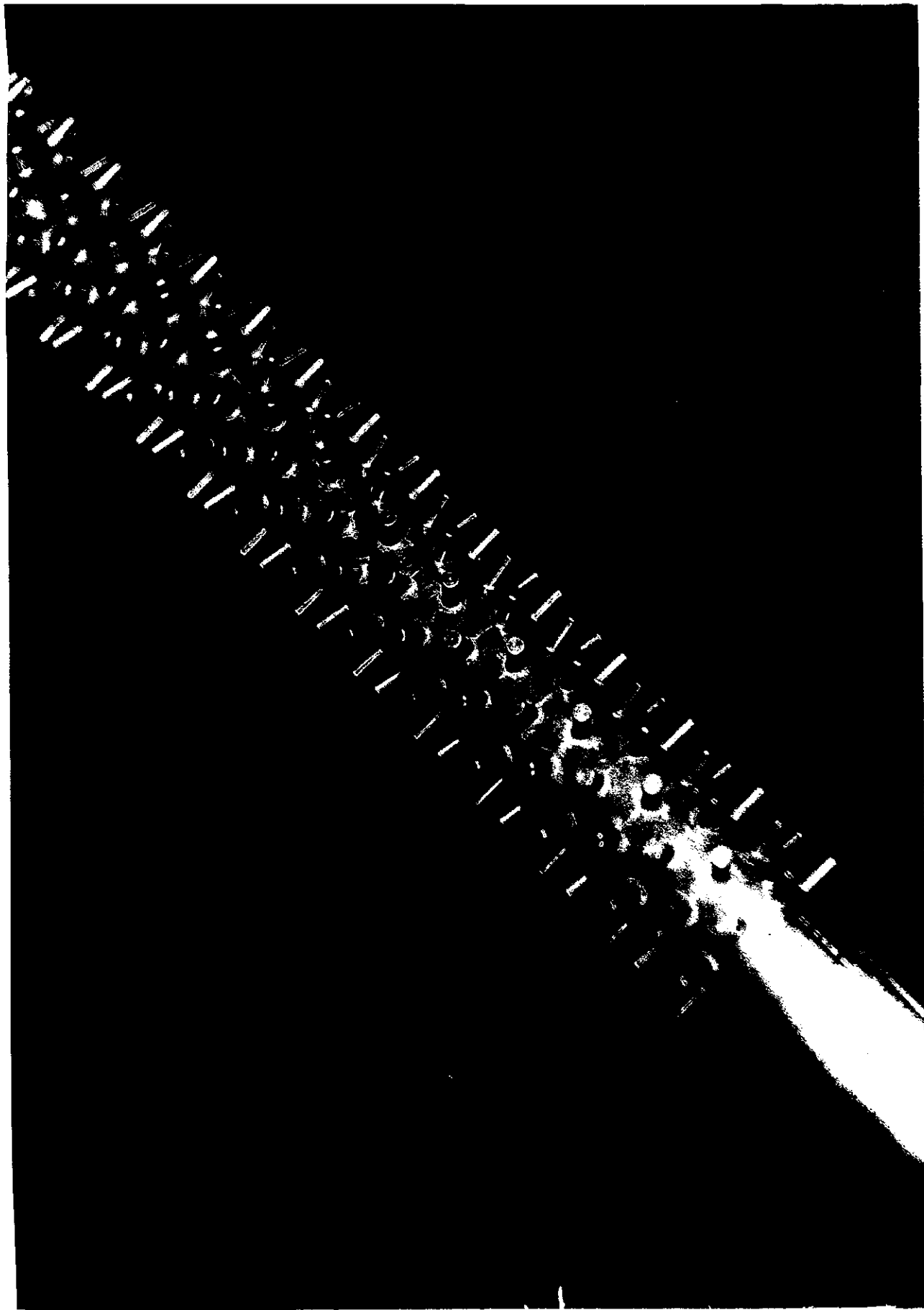


Fig. 3.3 - Tubo Interno Pinado

D = diâmetro do pino

b = altura do pino

D_1 = diâmetro interno do tubo interno

D_2 = diâmetro externo do tubo interno

D_3 = diâmetro interno do tubo externo

t = espessura da parede do tubo interno

H = vão anular

S_T = passo transversal

S_L = passo longitudinal

L = comprimento do trocador de calor

N_T = número de pinos em uma seção transversal

N_L = número de fileiras longitudinais

γ = ângulo entre dois pinos adjacentes na mesma seção transversal

Algumas variáveis são relacionadas entre si, como pode ser visto pelas expressões abaixo, desta forma pode-se reduzir o número de adimensionais do problema

$$D_3 = D_2 + 2H \quad (3.4)$$

$$D_1 = D_2 - 2t \quad (3.5)$$

$$N_T = \frac{\pi D_2}{S_T} \quad (3.6)$$

$$\gamma = \frac{360}{N_T} \quad (3.7)$$

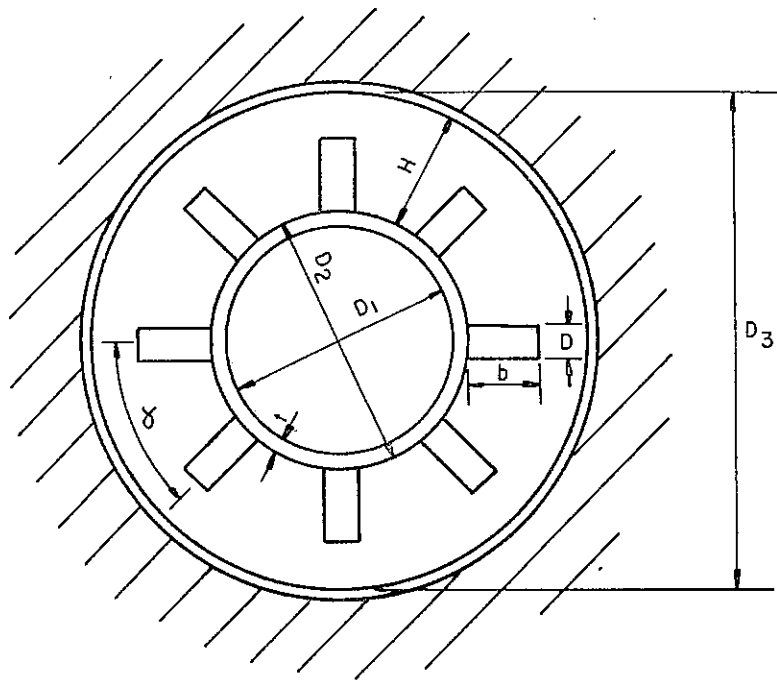


Fig. 3.4 - Seção Transversal do Trocador de Calor Pinado

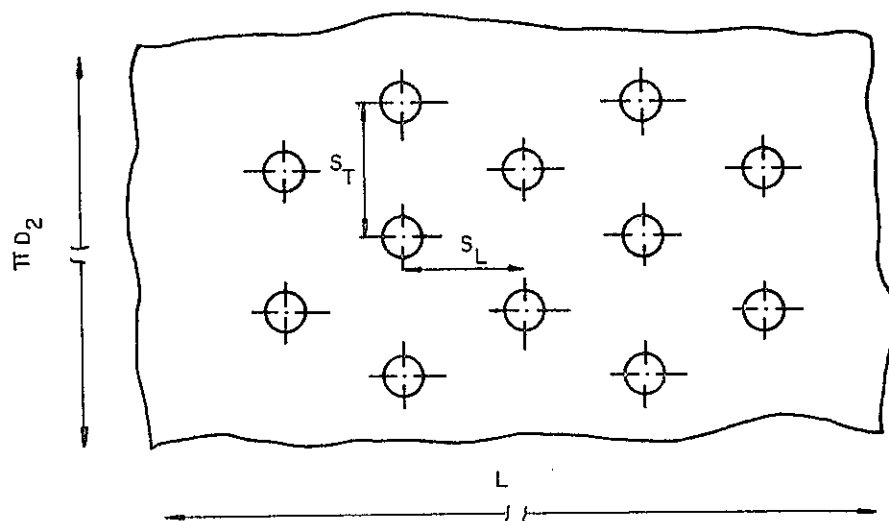


Fig. 3.5 - Disposição dos Pinos - Vista Planificada

$$N_L = \frac{L}{S_L} - 1 \quad (3.8)$$

Adimensionais do Problema

$$\frac{b}{D}, \frac{b}{H}, \frac{D_2}{D}, \frac{S_T}{D}, \frac{S_L}{S_T}, \frac{L}{S_L}, \frac{t}{D_2} \quad (3.9)$$

Valores dos Adimensionais Para a Seção de Teste Construída.

$$\frac{b}{D} = 2 \quad \frac{b}{H} = 0,583$$

$$\frac{D_2}{D} = \frac{24}{\pi} \quad \frac{D_2}{t} = 12 \quad (3.10)$$

$$\frac{S_T}{D} = 3 \quad \frac{S_L}{S_T} = \frac{\sqrt{3}}{2}$$

$$\frac{L}{S_L} = 71$$

Valores dos Parâmetros da Seção de Teste Construída

$$D = 7/32'' = 5,556 \text{ mm} \quad H = 19,05 \text{ mm} \quad N_T = 8$$

$$b = 11,113 \text{ mm} \quad t = 1/8'' = 3,175 \text{ mm} \quad N_L = 70$$

$$D_1 = 31,75 \text{ mm} \quad S_T = 16,67 \text{ mm} \quad \gamma = 45^\circ$$

$$\begin{aligned} D_2 &= 1 \frac{1}{2}'' = 38,10 \text{ mm} & S_L &= 14,44 \text{ mm} & L &= 1025 \text{ mm} \\ D_3 &= 3'' = 76,20 \text{ mm} & & & & (3.11) \end{aligned}$$

Visando obter-se uma pequena resistência térmica na parede, o material escolhido para o tubo interno foi latão, pois possui alta condutividade térmica, e possui a vantagem de não sofrer os efeitos da corrosão quando em contato com a água. O material escolhido para os pinos também foi latão.

Na análise teórica, o tubo externo foi considerado isolado, por esse motivo, para minimizar ao máximo as perdas de calor o material escolhido para o tubo externo foi PVC, pois possui baixa condutividade térmica. O tubo de PVC foi envolvido com uma camada de lã de vidro com duas polegadas de espessura, e protegido com papel de alumínio.

II.2.1.1 - Construção do Trocador de Calor

A principal etapa da construção do trocador de vidro foi a fixação dos pinos.

Uma vez definido o número de fileiras transversais e longitudinais, o tubo interno foi fixado em um torno universal de modo a marcar a localização dos pinos.

O tubo interno com 1800 mm de comprimento foi riscado ao longo de seu comprimento em 16 partes igualmente separadas de 22,5°,

utilizando-se de uma ferramenta guia especialmente construída em uma frezadora. Em seguida o tubo foi riscado ao longo de um perímetro, em intervalos de 14,44 mm e precisão de 0,05 mm. Respeitando-se a formação em quincôncio, obteve-se a localização de cada pino, através da interseção dos riscos.

Como o tubo deveria permanecer liso internamente para que fosse possível a utilização da equação de Dittus-Boelter [1], foi necessário fixar-se os pinos à parede do tubo sem a utilização de furos que vazassem totalmente a parede. Para isso foram feitos rebaiços de 2mm na parede de 3,18 mm de espessura [figura (3.6)]

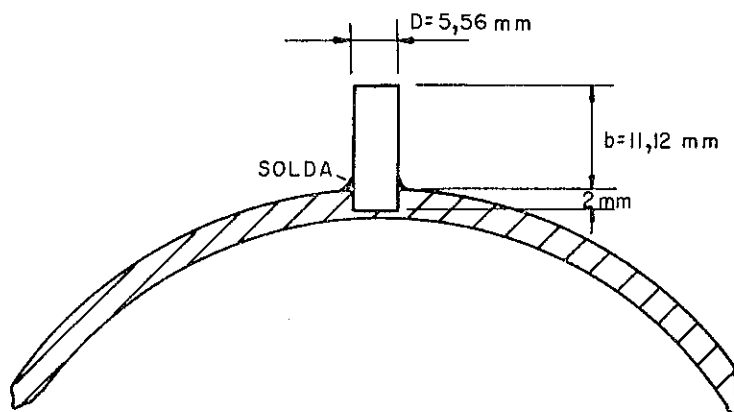


Fig. 3.6 - Detalhe de Fixação de um Pino

Com o objetivo de fixar-se os pinos sob pressão, os rebaiços foram feitos com uma freza de topo com um diâmetro menor que o do pino, de modo a fornecer um ajuste R7.

Os pinos foram feitos a partir de um tarugo de latão de 7/32" de diâmetro e com 2mm a mais do que a altura desejada, para serem introduzidos nos rebaixos do tubo.

Foram construídas duas ferramentas que serviam de guia para a fixação dos pinos, de modo que estes ficassem perfeitamente alinhados com a direção radial do tubo. As ferramentas foram utilizadas junto com uma furadeira de coluna, o que permitiu uma incerteza na altura dos pinos de 0,2 mm. Uma ferramenta foi utilizada para a fixação da primeira metade dos pinos, pois encaixava nos rebaixos [figura (3.7)]. A outra ferramenta foi utilizada na fixação da segunda metade dos pinos. O pino já fixados pela primeira ferramenta serviam de guia para a segunda ferramenta [figura (3.8)].

Apesar de terem sido introduzidos nos rebaixos sob pressão, os pinos foram ainda soldados ao tubo de modo a garantir uma perfeita fixação e bom contato térmico, minimizando assim a resistência de contato [figura (3.6)].

Uma vez fixados todos os pinos na seção central do tubo, foram construídos dois discos com o objetivo de centrar o tubo interno dentro do tubo externo e ainda vedar a saída do ar. Os discos possuíam um furo de 1,5" de diâmetro e foram rosqueados externamente, sendo fixados às extremidades do tubo PVC. Para que a vedação fosse completa, foram utilizados anéis de vedação de borracha e fita Teflon para vedação de roscas. Foi construída também uma peça para evitar o movimento relativo entre os dois tubos.

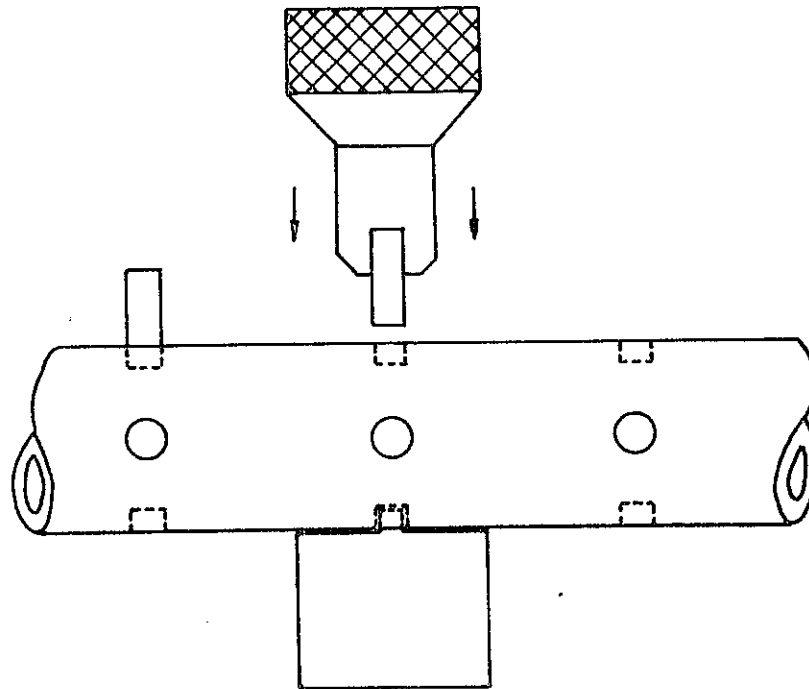


Fig. 3.7 - Processo de Fixação dos Pinos (Furo Guia)

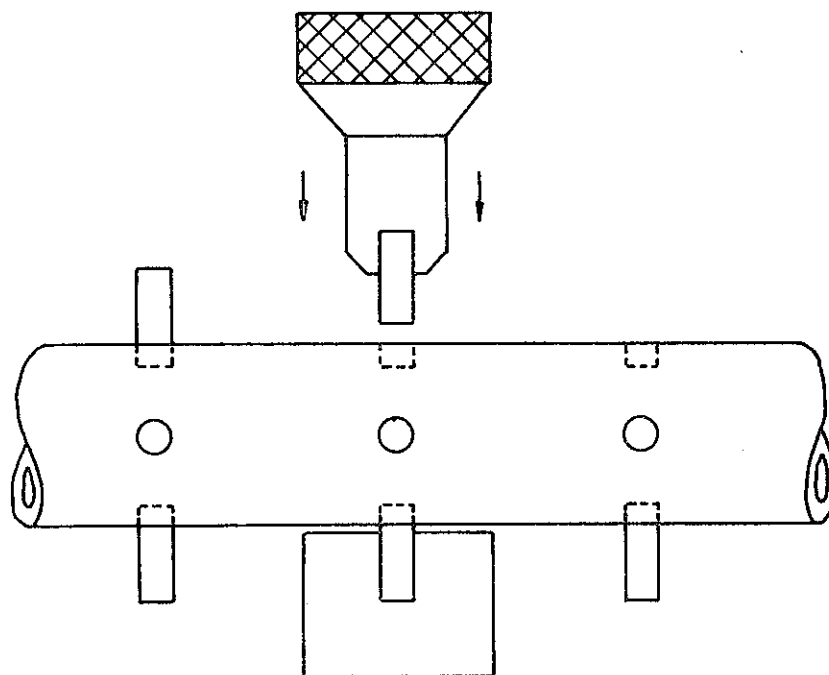


Fig. 3.8 - Processo de Fixação dos Pinos (Pino-Guia)

Para permitir a entrada e a saída do ar no trocador de calor, foram acoplados ao tubo de PVC, conexões de 45°. Como o fluxo de ar entrava lateralmente, deixou-se uma região sem pinos na entrada, de modo a permitir o desenvolvimento hidrodinâmico do escoamento de ar. O mesmo foi feito em relação a seção de saída. A figura (3.9), mostra o detalhe da seção de entrada do ar.

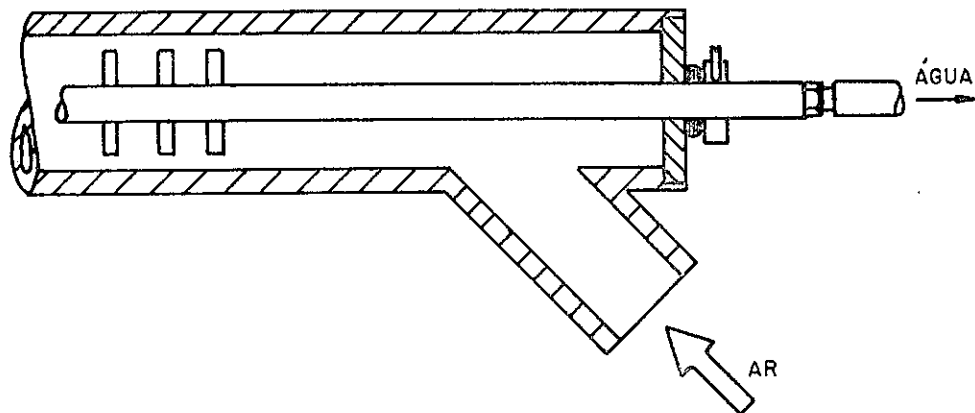


Fig. 3.9 - Esquema da Seção de Entrada de Ar no Trocador de Calor

III.2.2 - Medida da Vazão de Ar

A vazão de ar foi medida utilizando-se um medidor de vazão do tipo VENTURI, de alumínio, construído de acordo com as nor

mas ASME [6] .

Acoplado ao venturi, foram instalados dois manômetros diferenciais em U, de coluna d'água da marca DWYER para medir simultaneamente a diferença de pressão no venturi e a pressão manométrica na entrada do mesmo. Para pequenas diferenças de pressão utilizou-se um manômetro inclinado da mesma marca.

No Apêndice 4 podem ser encontrados os dados geométricos do venturi, assim como o procedimento utilizado para a obtenção da descarga de massa.

III.2.3 - Medida da Vazão de Água

A vazão de água foi medida com o auxílio de um rotâmetro da marca Blue-White, modelo CalQflo, série CF-450, cuja curva de calibração encontra-se no Apêndice 3.

III.2.4 - Medida das Temperaturas

De modo a obter todas as temperaturas necessárias optou-se por medir a temperatura do ar na entrada e na saída, a temperatura da água na saída e a diferença de temperatura entre entrada e saída da água. Esta escolha foi feita visando facilitar as medidas e diminuir as incertezas experimentais.

As temperaturas do ar e da água foram medidas utilizando-se termopares do tipo T (Cobre-Constantan) da marca OMEGA. A curva de calibração para esses termopares pode ser encontrada no Apêndice 2.

Escolheu-se como temperatura de referência o ponto de gelo da água pura (0°C). Esta temperatura foi obtida através de uma mistura de gelo picado e água destilada conservada em uma garrafa térmica. Cada junção de referência de cobre-constantan foi inserida em um tubo de vidro cheio de mercúrio sendo os tubos imersos no banho de gelo e água.

A medida da voltagem, tomada em relação à temperatura de referência, foi obtida com um multímetro digital, marca Hewlett Packard, modelo 3465 HP, com precisão de $1\ \mu\text{Volt}$. Foi utilizada também, uma chave seletora de termopares da marca DISA, modelo 52A35, de 6 canais.

III.2.4.1 - Temperaturas do Ar

Visando medir-se a temperatura de mistura (temperatura de "bulk") do ar tanto na seção de entrada como na seção de saída, utilizou-se uma termopilha de cobre-constantan de 3 junções em cada seção.

O objetivo principal da termopilha era medir a temperatura em três pontos diferentes da seção transversal, separados de

120°, de modo a tomar para o valor de mistura, o valor médio entre os três pontos [figura (3.10)].

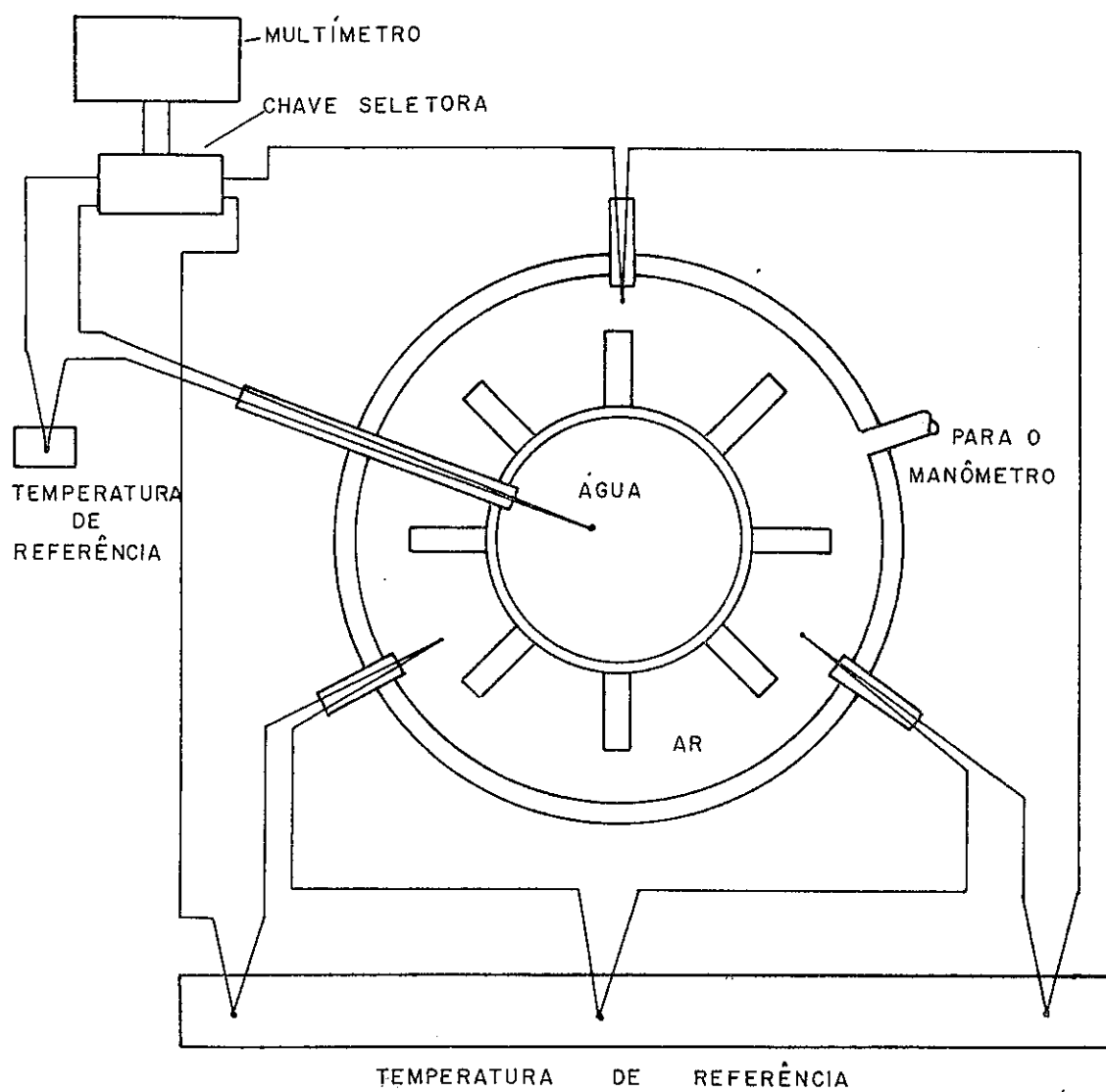


Fig. 3.10 - Localização dos Termopares e Tomada de Pressão - Vista Longitudinal

III.2.4.2 - Temperatura da Água na Saída

Para a medida da temperatura da água na saída foi colocado um termopar nesta seção.

Na figura (3.10) pode ser visto o detalhe da fixação do termopar na seção de teste.

III.2.4.3 - Diferença de Temperatura da Água

Devido a uma análise realizada antes da construção do trocador de calor, esperava-se que a diferença de temperatura da água entre as seções de entrada e saída fosse pequena. Para superar este problema, foi utilizado uma termopilha de 3 junções, que permitiu ampliar a medida da diferença de voltagem, facilitando a leitura da mesma e diminuindo a incerteza da medida.

Neste caso não foi necessário a utilização de uma temperatura de referência. As junções da termopilha foram fixadas utilizando-se o mesmo dispositivo que fixou o termopar para medida da temperatura da água na saída.

A figura (3.11) mostra um esquema da termopilha numa vista longitudinal.

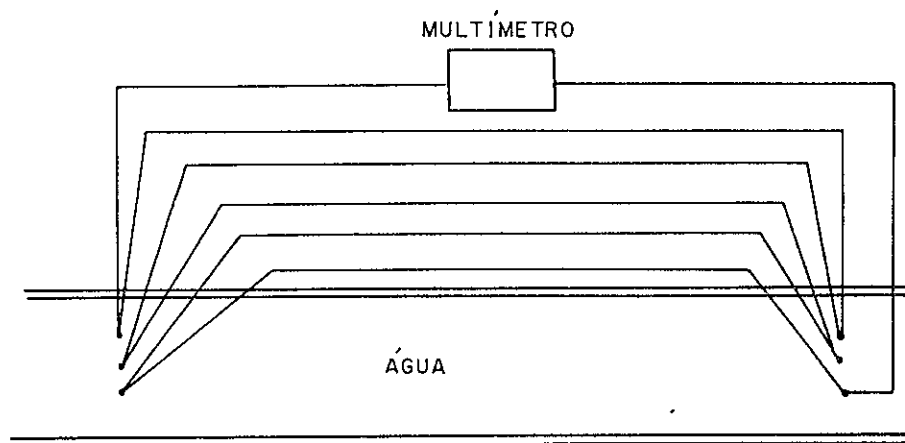


Fig. 3.11 - Localização da Termopilha de Medida da Água

III.2.5 - Queda de Pressão na Região Pinada

De modo a obter os coeficientes de perda de carga do lado do ar, a queda de pressão entre a seção de entrada e saída foi medida. Para isso foram feitos dois furos de acordo com as normas [4], um na seção de entrada e outro na seção de saída. A localização do furo em uma das seções pode ser visto na figura (3.10).

Os mesmos manômetros utilizados para medir as pressões no Venturi foram utilizados para medir a queda de pressão na região pinada do trocador de calor, assim como a pressão manométrica na

entrada do trocador de calor. Os manômetros diferenciais em U, de coluna d'água eram da marca DWYER.

III.3 - Procedimento Experimental

O procedimento experimental utilizado consistiu em fixar uma certa vazão de ar e para esta vazão realizar uma série de medidas de temperatura e pressão para diferentes vazões de água.

Ligava-se o ventilador e regulava-se a válvula borboleta de modo a fornecer a vazão de ar desejada. Em seguida, a bomba era ligada, regulando-se a vazão de água desejada através do registro de globo. A seguir, a água era aquecida no reservatório termostático até que fosse atingida a temperatura desejada.

Para controlar a temperatura da água no reservatório termostático, foi utilizado um termômetro digital, marca METTER, modelo TM16, com 0,1°C de precisão.

Para começar as experiências era necessário que o ventilador atingisse seu regime permanente de funcionamento, o que era verificado através da estabilização da temperatura do ar. Da mesma forma, a temperatura da água no reservatório termostático deveria estabilizar no valor desejado.

Uma vez atingido o regime permanente do ventilador, anotava-se o valor da diferença de pressão no venturi, assim como a pressão manométrica na entrada do mesmo. Anotava-se a temperatura am

biente da sala de testes com um termômetro da marca ARMA-THERMA com acuidade de $0,1^{\circ}\text{C}$. Media-se também a pressão atmosférica com um barômetro do tipo de coluna de mercúrio da marca Fisher, com precisão de $0,05\text{ mm Hg}$. A umidade absoluta do ar na entrada do ventilador foi medida com o auxílio de um psicrômetro.

A pressão manométrica era medida na entrada do trocador de calor, assim como a diferença de pressão entre entrada e saída do mesmo.

Para a mesma vazão de ar, estes parâmetros praticamente não variavam, mesmo assim anotava-se seus valores cada vez que a vazão de água era alterada.

As tomadas de pressão foram conectadas a uma chave seletora ligada aos manômetros, facilitando as leituras.

Após verificar se o flutuador do rotâmetro permanecia na altura pré-estipulada, anotava-se as medidas de voltagem correspondentes as temperaturas do ar e da água.

Uma vez terminada uma série de medidas, aumentava-se a vazão de água e novamente após a estabilização das temperaturas dos fluidos, repetia-se o procedimento descrito acima. Após a realização de uma série de experiências com várias vazões de água e uma vazão fixa de ar, a vazão de ar era alterada e todo procedimento experimental acima descrito era repetido.



Fig. 3.12 - Vista Geral da Seção de Testes

CAPÍTULO IV

REDUÇÃO DE DADOS

Este capítulo mostra como, a partir dos valores obtidos experimentalmente, pode-se chegar aos parâmetros adimensionais Nu_D , k_p e f_t que se relacionam, conforme apresentado no capítulo II, com Re_D e Re_a .

O número de Reynolds baseado no diâmetro do pino, Re_D , e o número de Reynolds anular, Re_a , foram obtidos a partir das equações (2.34) e (2.47).

$$Re_D = \frac{\dot{m}_{ar} D}{A_{min} \mu_{ar}} \quad (2.34)$$

onde A_{min} é a área transversal mínima do escoamento externo, definida por

$$A_{min} = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_2^2) - N_T D b \quad (4.1)$$

e,

$$Re_a = \frac{\dot{m}_{ar} D_H}{A_a \mu_{ar}} \quad (2.47)$$

onde D_H é o diâmetro hidráulico, definido por

$$D_H = D_3 - D_2 = 2H \quad (2.45)$$

e A_a , área transversal da região anular desobstruída, obtida por

$$A_a = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_2^2) \quad (2.44)$$

É interessante observar que Re_D pode ser relacionado com Re_a , através dos parâmetros geométricos, como pode ser visto pela expressão (4.2)

$$Re_a = \frac{A_{min}}{A_a} \frac{D_H}{D} Re_D \quad (4.2)$$

A obtenção da descarga de ar, \dot{m}_{ar} , a partir dos valores medidos experimentalmente com o auxílio do Venturi pode ser encontrada no Apêndice 4.

A viscosidade absoluta do ar, μ_{ar} , assim como todas as outras propriedades do ar utilizadas na obtenção dos adimensionais, foi determinada através de tabelas, a partir do valor da temperatura média do ar dentro do trocador de calor, T_{ar_m} .

$$T_{ar_m} = \frac{T_{ar_1} + T_{ar_2}}{2} \quad (4.3)$$

Na obtenção de T_{ar_1} e T_{ar_2} , temperaturas do ar nas seções (1) e (2) [figura (2.1)], a partir da medida de voltagem com uma termopilha de três junções, foi utilizada a seguinte equação

$$T = 8,73 E - 0,130 E^2 + 6,67 \times 10^{-3} E^3 \quad (4.4)$$

onde E é a voltagem lida no voltímetro em milivolt e T é a temperatura em $^{\circ}\text{C}$.

De acordo com a equação (2.33), o número de Nusselt baseado no diâmetro do pino, pode ser obtido pela expressão abaixo

$$\text{Nu}_D = \frac{h_e D}{k_{\text{ar}}} \quad (2.33)$$

onde h_e é o coeficiente de película do lado do ar.

Para a determinação do coeficiente de película do lado do ar é necessário que sejam conhecidos a resistência global de troca de calor, a resistência do lado da água e o fluxo de calor trocado entre os dois fluidos de trabalho.

Visando minimizar as incertezas das medidas, o fluxo de calor trocado entre os dois fluidos foi obtido através do valor médio entre o fluxo de calor trocado do lado do ar e do lado da água, através da seguinte expressão

$$Q = \frac{Q_{\text{ar}} + Q_{\text{ag}}}{2} \quad (4.5)$$

O fluxo de calor do lado do ar foi determinado pela equação (2.6)

$$Q_{\text{ar}} = \dot{m}_{\text{ar}} c_{p_{\text{ar}}} (T_{\text{ar}_1} - T_{\text{ar}_2}) \quad (2.6)$$

O calor específico à pressão constante do ar dentro do trocador de calor, cp_{ar} , foi determinado em duas etapas. Primeiramente, obteve-se o calor específico do ar seco que encontra-se tabelado em função da temperatura. Em seguida foi feita uma correção levando-se em consideração a influência da umidade do ar. O calor específico foi então obtido através da seguinte expressão (sistema SI) [9]

$$cp_{ar} = \frac{cp_{ar\text{seco}} + 1883,72 W}{1 + W} \left(\frac{J}{Kg^{\circ}K} \right) \quad (4.6)$$

onde W é a umidade absoluta do ar.

Na medição da umidade absoluta do ar foi utilizado um psicrômetro e uma carta psicrométrica. Foi verificado que o valor da umidade absoluta medida permaneceu praticamente constante durante as experiências, desse modo, tomou-se um valor médio da umidade absoluta igual a 0,0116.

O fluxo de calor do lado da água foi determinado pela expressão

$$Q_{ag} = \dot{m}_{ag} cp_{ag} \Delta T_{ag} \quad (4.7)$$

A descarga em massa de água, \dot{m}_{ag} , pode ser obtida a partir da posição do flutuador no rotâmetro pela seguinte equação

$$\dot{m}_{ag} = \sqrt{\rho(7599-\rho)} (1,434 + 6,136 H_f) \times 10^{-6} \quad (4.8)$$

onde H_f é a posição do flutuador e ρ é a densidade da água avaliada na temperatura da água na saída do trocador de calor, T_{ag_2} .

A diferença de temperatura da água entre a seção de entrada e saída, ΔT_{ag} , também foi obtida a partir da medida de voltagem com uma termopilha de três junções, logo foi determinado pela equação (4.4).

O calor específico à pressão constante da água, cp_{ag} , assim como todas as outras propriedades da água dentro do trocador de calor necessárias durante o estudo realizado, foi determinado com o auxílio de tabelas a partir da temperatura média da água dentro do trocador de calor, T_{ag_m}

$$T_{ag_m} = T_{ag_2} + \frac{\Delta T_{ag}}{2} \quad (4.9)$$

T_{ag_2} , temperatura da água na saída, seção (2), foi obtida com um termopar. A conversão da medida de voltagem E , em milivolt, para temperatura T , em graus centígrados, pode ser obtida pela seguinte equação

$$T = 26,186 E + 1,169 E^2 + 0,180 E^3 \quad (4.10)$$

O coeficiente global de troca de calor foi determinado a partir do conhecimento do fluxo de calor trocado pela seguinte expressão

$$U = \frac{Q}{A_e \Delta T} \quad (4.11)$$

onde

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

A_e , área externa de troca de calor, é formada pela soma da área lateral do tubo interno com a área de troca de todos os pinos

$$A_e = \pi D_2 L + N \pi D b \quad (4.12)$$

De acordo com a figura (2.1), a temperatura média logarítmica, $\overline{\Delta T}$, pode ser escrita em função das temperaturas medidas pela expressão abaixo

$$\overline{\Delta T} = \frac{(T_{ag_2} + \Delta T_{ag} - T_{ar_1}) - (T_{ag_2} - T_{ar_2})}{\ln \frac{T_{ag_2} + \Delta T_{ag} - T_{ar_1}}{T_{ag_2} - T_{ar_2}}} \quad (4.13)$$

A resistência térmica do lado da água foi obtida através da equação de Dittus-Boelter [1], podendo ser escrita a partir da equação (2.27) como

$$\frac{1}{h_i} = 35,838 \, D_1^{1,8} \frac{\mu_{ag}^{0,8}}{k_{ag} \, Pr_{ag}^{0,3}} \dot{m}_{ag}^{-0,8} \quad (4.14)$$

onde Nu_{D_1} , número de Nusselt interno e Re_{D_1} , número de Reynolds interno foram obtidos pelas equações a seguir

$$Nu_{D_1} = \frac{h_i D_1}{k_{ag}} \quad (2.28)$$

$$Re_{D_1} = \frac{4 \dot{m}_{ag}}{\pi D_1 \mu_{ag}} \quad (4.15)$$

De acordo com o método experimental apresentado no Capítulo III, a resistência térmica do lado do ar foi determinada através do gráfico de resistência global de troca de calor como função da resistência do lado da água. A equação (3.1), mostra que a curva obtida no gráfico mencionado acima é uma reta, cujo coeficiente angular é conhecido e que, a interseção desta reta com o eixo das ordenadas indica a soma da resistência da parede com a resistência do lado do ar.

De acordo com o método de mínimos quadrados, toda reta passa pelo ponto médio dos valores experimentais da abscissa e da ordenada. Como o coeficiente angular é a relação entre as áreas de troca de calor externa e interna, a resistência do ar para cada vazão de ar foi obtida pela seguinte expressão

$$\frac{1}{h} = \frac{\sum_{j=1}^{N_{exp}} \frac{1}{U_j}}{N_{exp}} - \frac{A_e}{A_i} \frac{\sum_{j=1}^{N_{exp}} \frac{1}{h_{ij}}}{N_{exp}} - R_p \quad (4.16)$$

onde N_{exp} é o número de experiência realizadas com a mesma vazão de ar e A_i é a área interna de troca de calor, definida pela expressão

$$A_i = \pi D_1 L \quad (4.17)$$

R_p é a resistência térmica da parede e pode ser determinada pela seguinte expressão

$$R_p = \frac{A_e \ln (D_2/D_1)}{2 \pi k_t L} \quad (3.3)$$

onde k_t é a condutividade térmica do tubo.

O coeficiente de película do lado do ar, h_e , e a eficiência do pino, η_p , foram obtidos através da solução simultânea das duas equações abaixo.

$$h = (1 - (1 - \eta_p) \frac{A_p}{A_e}) h_e \quad (3.2)$$

$$\eta_p = \frac{k t_p A_t m [\alpha - e^{-2mb}]}{h_e (S + A_t) [\alpha + e^{-2mb}]} \quad (2.26)$$

onde

$$\alpha = \frac{m + \frac{h_e}{kt_p}}{m - \frac{h_e}{kt_p}} \quad e \quad m = \sqrt{\frac{h_e P}{kt_p A_t}}$$

A_p é a área de troca de calor dos pinos e pode ser determinada por

$$A_p = N (S + A_t) \quad (4.18)$$

onde $S = Pb$, $P = \pi D$ e $A_t = \frac{\pi D^2}{4}$ (4.19)

kt_p é a condutividade térmica do pino

Outra forma adimensional conveniente para apresentar dados sobre o coeficiente de película do ar é o número de Colburn, j , definido pela seguinte expressão

$$j = St Pr^{2/3} \quad (4.20)$$

onde Pr é o número de Prandtl e

St é o número de Stanton

$$S_t = \frac{Nu_D}{Re_D Pr_{ar}} = \frac{h_e A_{min}}{\dot{m}_{ar} c_{p_{ar}}} \quad (4.21)$$

Outro parâmetro muito útil na análise de um trocador de calor é a efetividade como pode ser visto no Capítulo II.

A efetividade para o trocador estudado trabalhando em correntes opostas foi determinada a partir da equação (2.35)

$$\varepsilon_p = \frac{Q}{(\dot{m} \, cp)_{\min} \Delta T_e} \quad (2.35)$$

onde

$$(\dot{m} \, cp)_{\min} = \dot{m}_{ar} \, cp_{ar} \quad (4.22)$$

$$\Delta T_e = T_{ag_1} - T_{ar_2} = T_{ag_2} + \Delta T_{ag} - T_{ar_2} \quad (4.23)$$

Finalmente, os coeficientes de perda de carga foram determinados a partir das medidas de queda de pressão entre a seção de entrada e saída, ΔP_{tot} . O coeficiente de perda de carga da região pinada, f_t , definido na equação (2.48) foi determinado pela expressão

$$f_t = \frac{\Delta P_{tot}}{\frac{L}{D_H} \left(\frac{\dot{m}_{ar}}{A_a} \right)^2 \frac{1}{2 \rho_{ar}}} \quad (4.24)$$

O coeficiente de perda de carga para uma fileira de pinos, K_p , definido na equação (2.41) foi determinado pela equação

$$K_p = \frac{1}{N_L} (f_t - f_a) \frac{L}{D_H} \quad (4.25)$$

onde

$$f_a = \frac{0,085}{Re_a^{0,25}} = \frac{0,085}{\left(\frac{\dot{m}_{ar} D_H}{A_a \mu_{ar}} \right)^{0,25}} \quad (4.26)$$

Foi desenvolvido um programa de computador, em FORTRAN, com o objetivo de realizar todos os cálculos necessários para determinação dos parâmetros de interesse, a partir dos valores medidos experimentalmente.

No Apêndice 5, pode ser encontrada uma listagem com os diversos parâmetros obtidos em todas as experiências.

CAPÍTULO V

RESULTADOS E COMENTÁRIOS

A determinação das correlações para os parâmetros de finidos no Capítulo II foi feita com o auxílio de 102 experiências realizadas segundo o método descrito no Capítulo III. Estas experiências foram divididas em 10 grupos, cada grupo correspondendo a uma vazão de ar diferente, e cada um desses grupos composto de aproximadamente 10 experiências, correspondentes a 10 vazões de água.

V.1 - Resultados

Para a obtenção dos coeficientes de transporte, determinou-se o fluxo de calor do lado do ar e do lado da água. Os balanços térmicos realizados para todas as experiências [Apêndice 5] apresentaram uma discrepância média de 3% em relação ao balanço realizado em cada um dos lados do trocador de calor.

A figura (5.1) mostra a variação da resistência global de troca de calor em função da resistência do lado da água, onde cada uma das retas representa um número de Reynolds do ar.

Pode-se observar que os pontos experimentais apresentam um pequeno espalhamento em relação as retas, sendo o desvio médio para todas as retas em torno de 1,6% enquanto o des

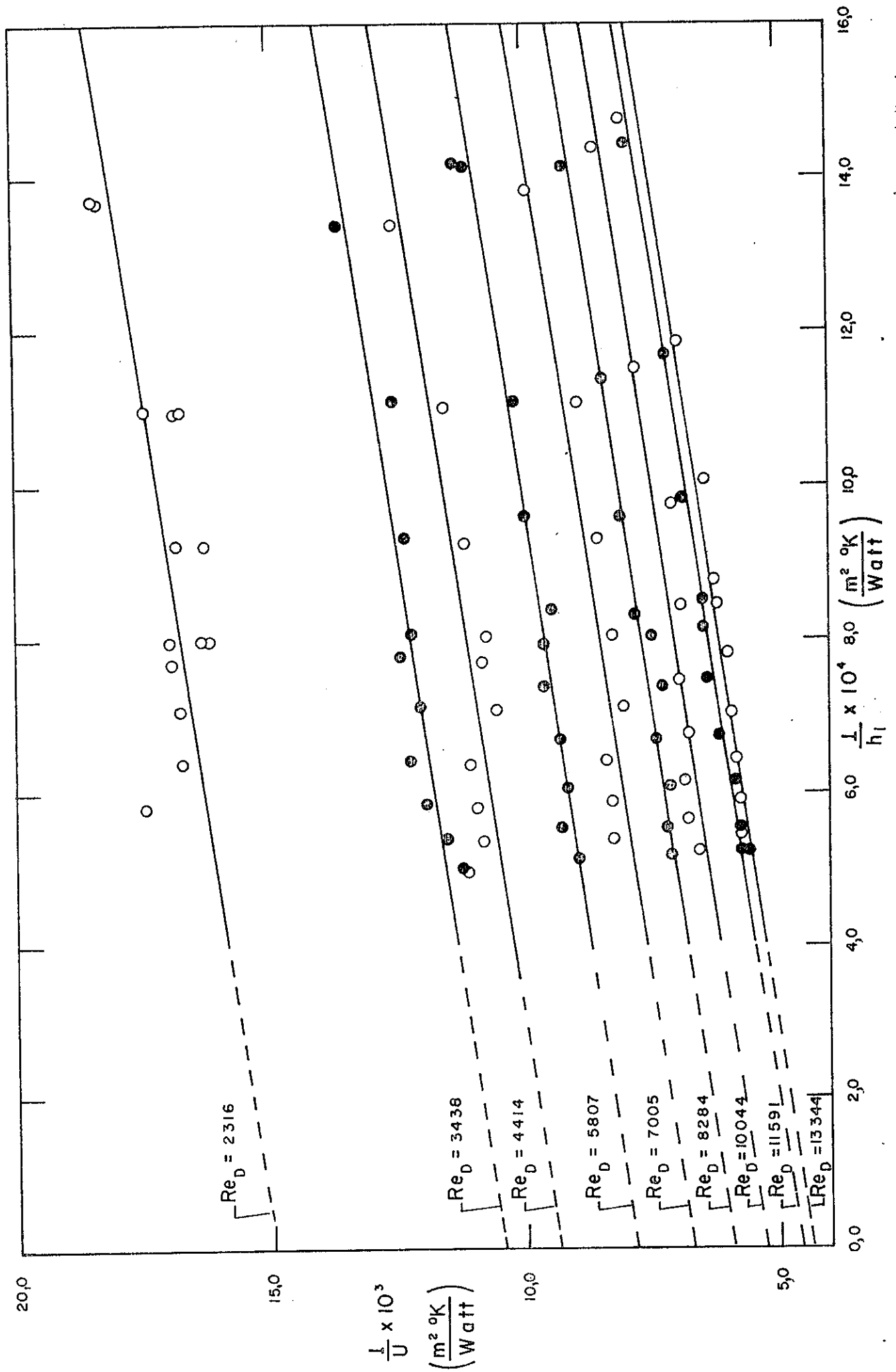


Fig.5.1.1 - Resistência Global de Troca de Calor em Função da Resistência Térmica da Água

vio máximo encontrado foi de 8%. O desvio máximo ocorreu na experiência nº 1.14, que possui a maior incerteza de medida, como pode ser visto no Apêndice 5.

No Capítulo IV pode ser observado que as retas foram obtidas através do método de mínimos quadrados, sendo o coeficiente angular conhecido. Visando uma verificação do ajuste das retas, o coeficiente angular foi determinado a partir dos valores experimentais, resolvendo-se simultaneamente todas as retas pelo método de mínimos quadrados, impondo a condição de paralelismo. O coeficiente angular obtido foi 2,120 que difere em 6% do valor do coeficiente angular determinado a partir da relação entre as áreas de troca de calor externa e interna ($A_e/A_i = 2,261$). Este resultado comprova o bom desempenho do sistema experimental.

A partir do gráfico apresentado na figura (5.1) foi obtida a relação entre o número de Nusselt, Nu_D , e o número de Reynolds, Re_D , que pode ser vista na figura (5.2). A correlação obtida através do método de mínimos quadrados é apresentada na equação (5.1).

$$Nu_D = 0,0545 Re_D^{0,717} \quad (5.1)$$

O espalhamento médio encontrado neste caso foi de 2,2%.

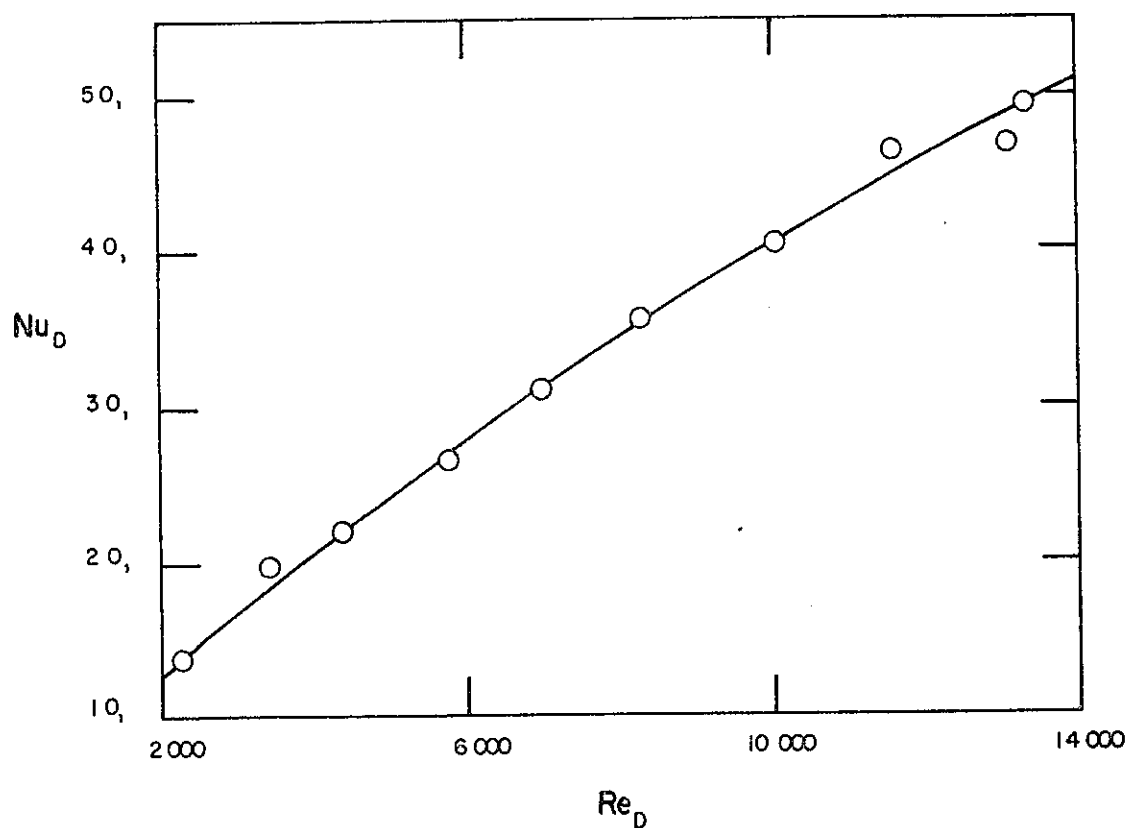


Fig. 5.2 - Variação do Número de Nusselt do Ar em Função do Número de Reynolds

A figura (5.3) apresenta a relação entre o número de Colburn j , e o número de Reynolds, Re_D . A correlação obtida neste caso pode ser vista na equação (5.2) e o desvio médio foi de 2,2%.

$$j = St Pr^{2/3} = \frac{0,0613}{Re_D^{0,283}} \quad (5.2)$$

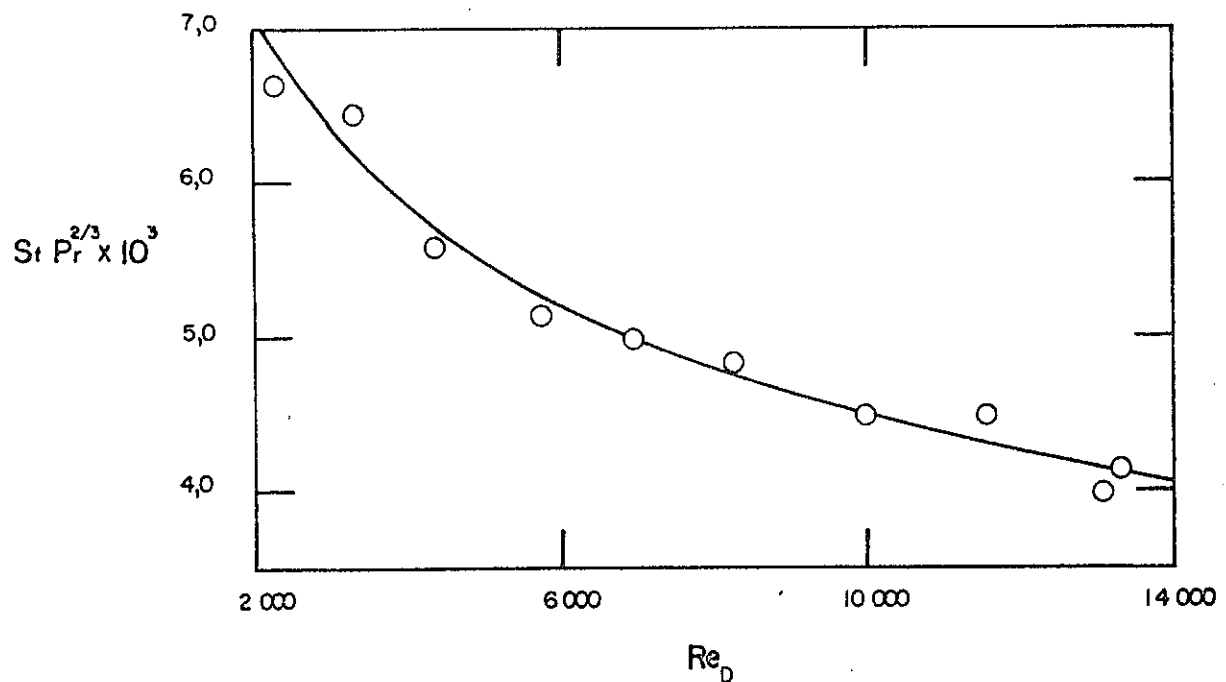


Fig. 5.3 - Variação do Número de Colburn do Ar em Função do Número de Reynolds.

Observa-se que o comportamento do número de Nusselt e do número de Colburn em relação ao número de Reynolds concorda com o comportamento típico desses parâmetros encontrado na literatura para diversos tipos de trocadores de calor. O número de Nusselt, Nu_D , aumenta com o número de Reynolds, Re_D , por outro lado, o número de Colburn diminui, uma vez que a vazão do ar que encontra-se no denominador, cresce mas rapidamente do que o coeficiente de troca de calor.

No Capítulo II, encontra-se a expressão que define a efetividade de um trocador de calor. Pode-se observar que a efetividade depende da vazão do ar e da água, podendo ser definida em função do número de Reynolds do ar e da água. A figura (5.4) apresenta um gráfico típico da variação da efetividade para o caso de escoamento em correntes opostas [equa

ção (2.36)] em função do número de Reynolds da água, Re_{D1} , parametrizada pelo número de Reynolds do ar, Re_a .

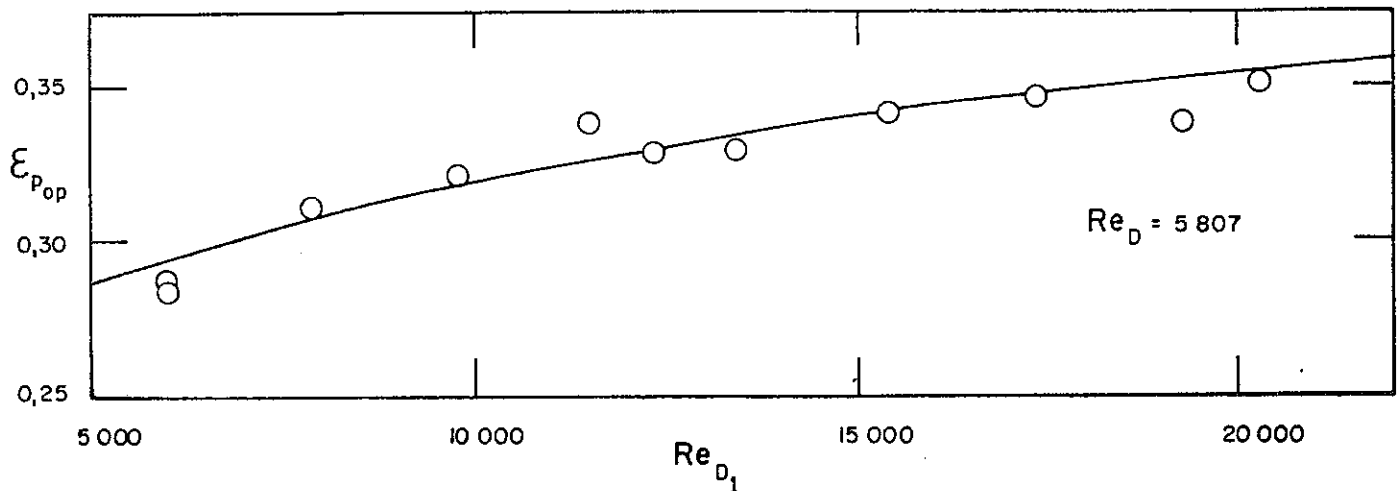


Fig.5.4 - Efetividade do Trocador de Calor Pinado em Correntes-Opostas.

A curva mostrada na figura (5.4) foi obtida a partir da correlação encontrada no presente trabalho para o coeficiente de troca de calor do ar. Os pontos experimentais obtidos a partir da equação (2.35) apresentaram um espalhamento médio de 1,9%.

Observa-se que o escoamento do ar pode ser representado por Re_D ou Re_a indiferentemente, uma vez que os mesmos possuem uma relação constante.

$$Re_a = 5,867 Re_D \quad (5.3)$$

As figuras (5.5) e (5.6) mostram a variação dos coeficientes de perda de carga com o número de Reynolds do ar, Re_a . A correlação encontrada para o coeficiente de perda de carga da região pinada apresenta um espalhamento médio de 1,4% e pode ser escrita na seguinte forma:

$$f_t = \frac{1,124}{Re_a^{0.12}} \quad (5.4)$$

O coeficiente de perda de carga de uma fileira de pinos pode ser obtido pela seguinte expressão

$$K_p = 0.1365 - \frac{Re_a}{2,754 \times 10^6} \quad (5.5)$$

O desvio médio neste caso foi de 0,6%. Ambas correlações foram obtidas através do método dos mínimos quadrados, aplicado aos valores obtidos nas experiências realizadas.

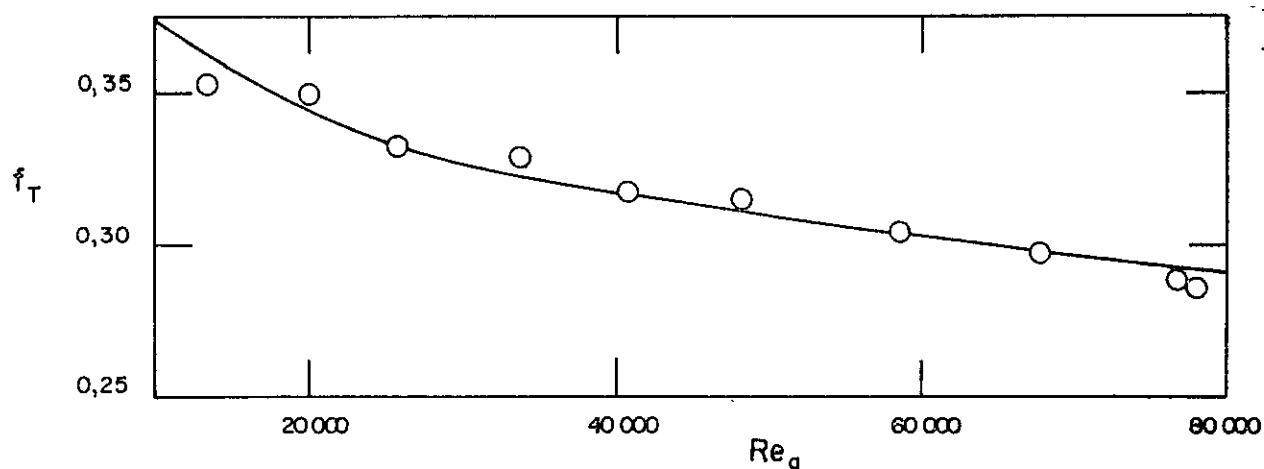


Fig. 5.5 - Coeficiente de Perda de Carga da Região Pinada em Função do Número de Reynolds do Ar.

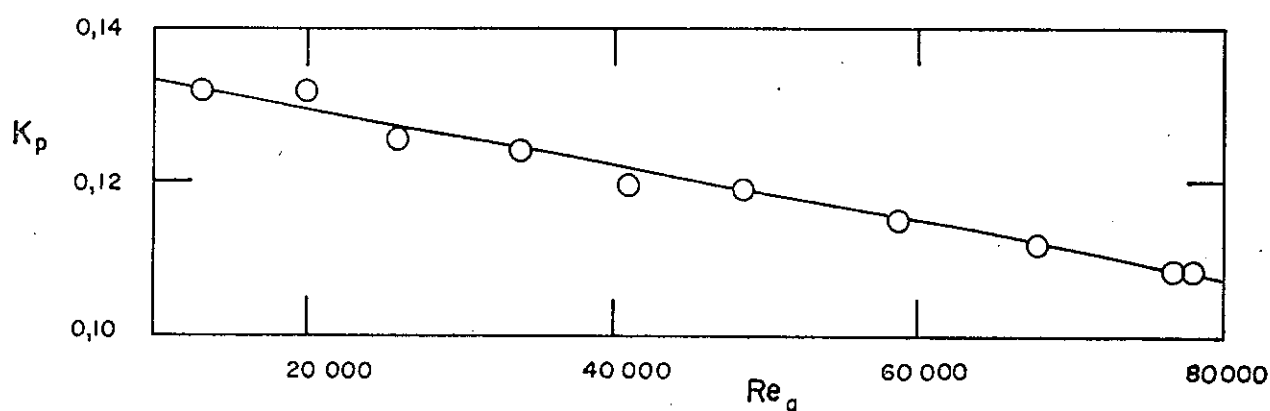


Fig. 5.6 - Coeficiente de Perda de Carga para uma Fileira de Pinos em Função do Número de Reynolds do Ar.

Observa-se que a medida que o número de Reynolds cresce, o número de Nusselt também cresce, por outro lado, apesar do coeficiente de perda de carga diminuir, a perda de carga aumenta, o que pode ser observado na figura (5.7).

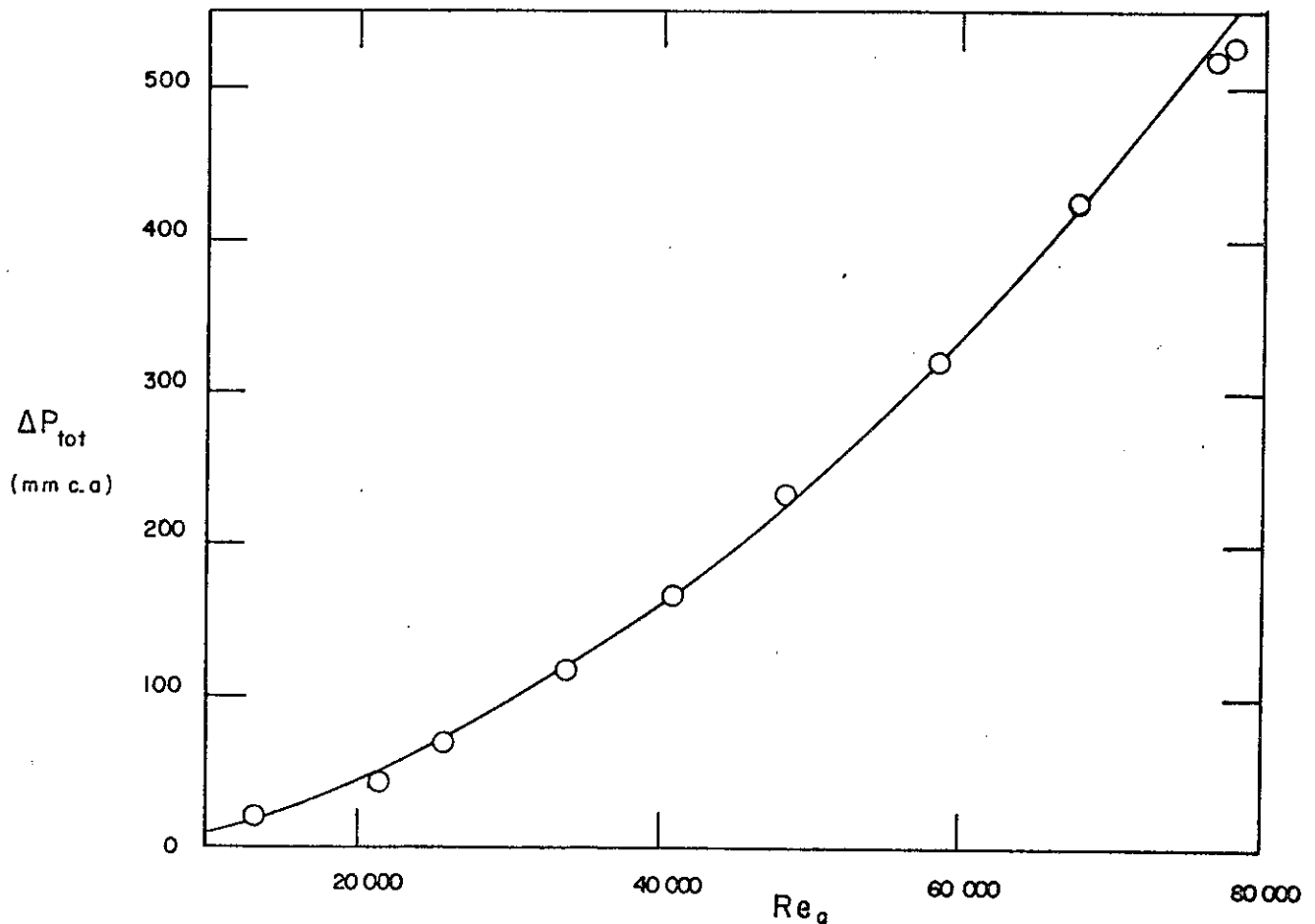


Fig. 5.7 - Perda de Pressão no Trocador de Calor em Função do Número de Reynolds do Ar.

A correlação obtida para a queda de pressão no trocador de calor encontra-se na equação (5.6) e o espalhamento foi de 2,2%.

$$\Delta P_{tot} = 3,50 \times 10^{-7} Re_a^{1,88} \quad (5.6)$$

Desejando-se um maior coeficiente de troca de calor, pode-se aumentar o número de Reynolds, o que implicaria em um

aumento na perda de carga e consequentemente um maior consumo de potência, uma vez que a potência é diretamente proporcional à vazão e à perda de carga.

No Apêndice 5 podem ser encontrados todos os valores obtidos a partir das medidas efetuadas durante as experiências.

V.2 - Comparação entre Trocadores de Calor Bi-tubular Liso e Pinado

Com vistas a comparar o trocador de calor bi-tubular pinado com um trocador de calor bi-tubular liso, trabalhando em contra-corrente, traçou-se um gráfico da relação entre a efetividade do trocador de calor pinado e a efetividade do trocador de calor liso em função da relação entre o número de Reynolds da água e do ar, que pode ser visto na figura (5.8).

O número de Reynolds do ar, Re_a , foi definido em função da velocidade frontal do escoamento e do diâmetro hidráulico da seção anular, ($D_H = 2H$, figura 3.4), permitindo assim definir-se ambas efetividades em função dos mesmos números de Reynolds do ar e da água.

Verificou-se que para as relações de Reynolds testadas, o trocador de calor pinado possui uma efetividade aproximadamente igual ao dobro da efetividade do trocador de calor liso.

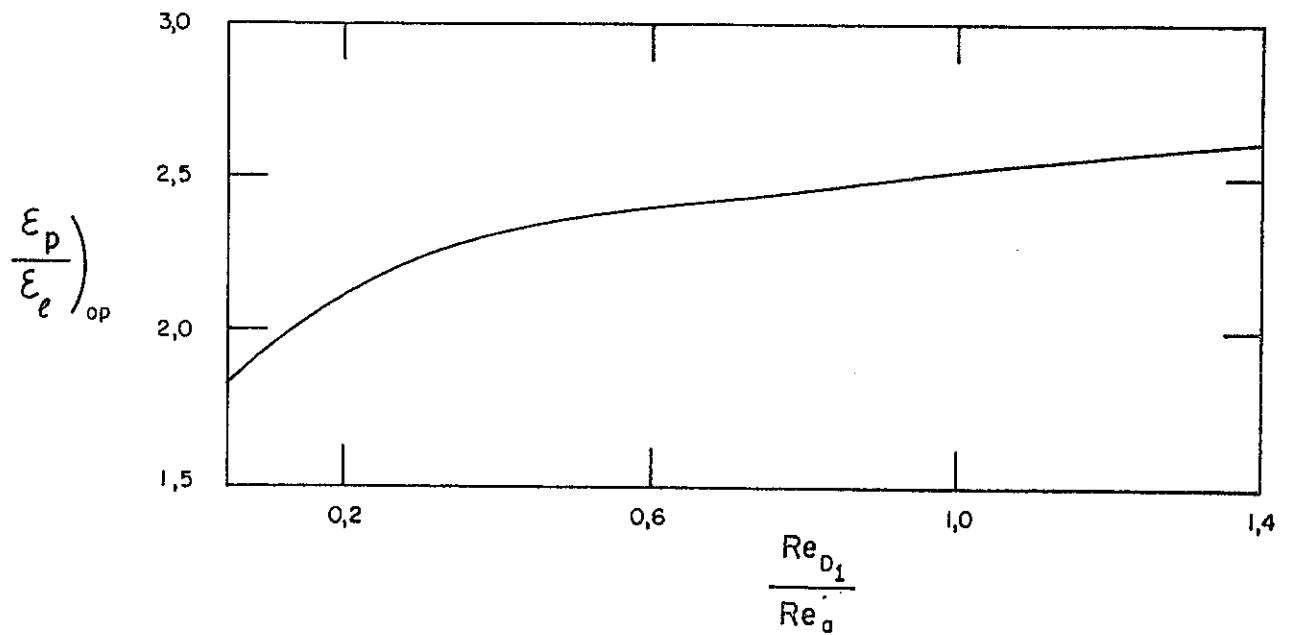


Fig. 5.8 - Comparação entre Efetividade para Trocador de Calor Pinado e Liso

A figura (5.9) mostra a relação entre a efetividade para escoamento em correntes opostas e efetividade para escoamento em correntes paralelos. A abscissa é representada pelo adimensional

$$\frac{U A_c}{(\dot{m} c_p)_{\min}} \quad (5.7)$$

e as curvas são parametrizadas pela relação entre a capacidade térmica horária mínima e máxima

$$\frac{(\dot{m} c_p)_{\min}}{(\dot{m} c_p)_{\max}} \quad (5.8)$$

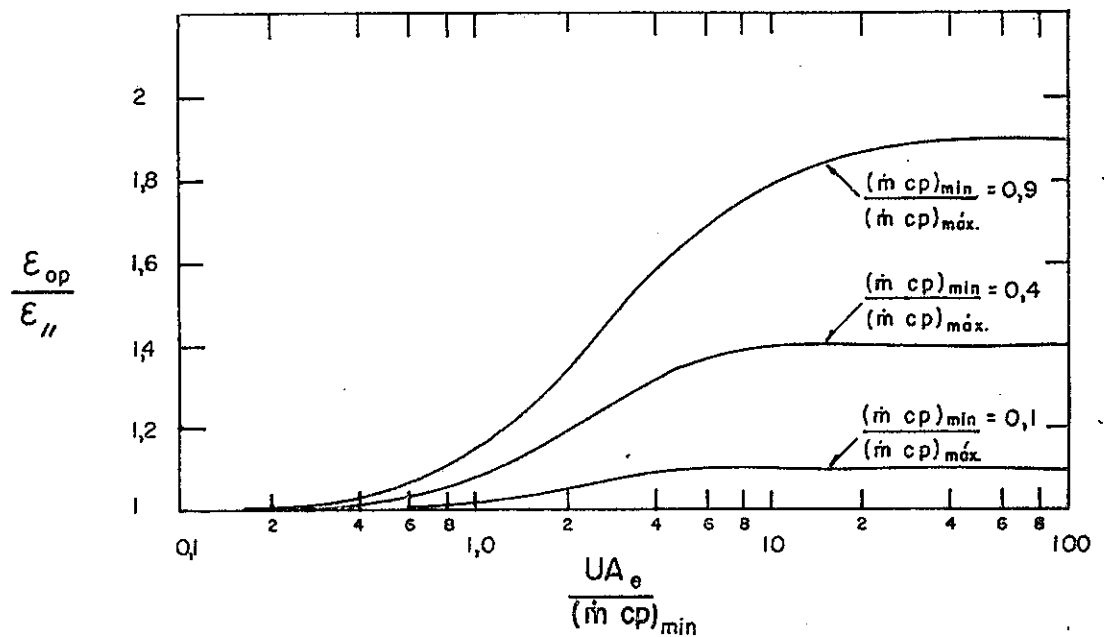


Fig. 5.9 - Comparação entre Efetividades de Trocadores de Calor em Correntes Opostas e Paralelas.

Observa-se que a efetividade para escoamentos em correntes opostas é sempre superior à efetividade para escoamento em correntes paralelas. A relação entre as efetividades varia de 1 até aproximadamente 2 dependendo da relação das capacidades térmicas horárias. Como a seção de teste construída era relativamente pequena, isto é, possuía pequena área de troca de calor, para a faixa de vazões utilizadas, a efetividade do trocador de calor testado (correntes opostas) era aproximadamente a mesma do que para escoamento em correntes paralelas.

Uma comparação entre o trocador de calor pinado e um trocador de calor liso, ambos trabalhando com correntes paralelas, em função das relações de Reynolds água-ar testadas, apresenta o mesmo comportamento mostrado na figura (5.8) para escoamento com correntes opostas.

A seguir, é apresentado um gráfico de número de Nusselt do ar baseado no diâmetro hidráulico ($D_H = 2H$) como função da potência consumida [figura (5.10)]. No mesmo gráfico traçou-se uma curva para o trocador de calor pinado e uma curva para o trocador de calor liso. Em cada curva indicou-se alguns pontos que possuem os mesmos números de Reynolds, Re_a .

A potência consumida encontra-se representada pelo seguinte adimensional:

$$P = \frac{\text{Potência}}{\frac{LA_a}{D_H^4} \mu_{ar} v_{ar}} = f Re_a^3 \quad (5.9)$$

A figura mostra que para o mesmo número de Nusselt, o trocador de calor pinado consome mais potência que o trocador de calor liso. Por outro lado, a vazão necessária para o trocador de calor pinado é menor que para o trocador de calor liso.

Para a mesma potência, o trocador de calor liso possui um coeficiente de troca de calor maior, mas necessita de uma vazão muito maior do que o trocador de calor pinado. Finalmente, pa

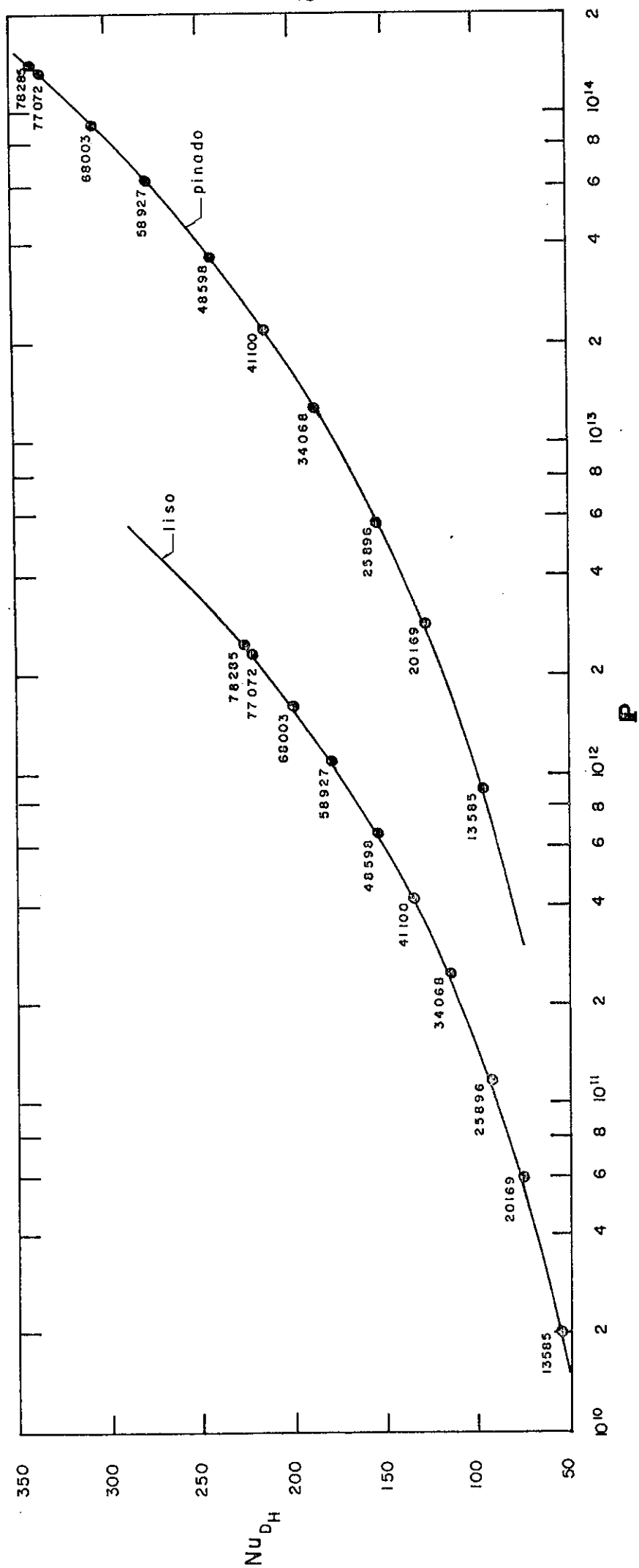


Fig. 5.10 - Comparação entre o Número de Nusselt de Trocador de Calor Pinado e Liso em Função da Potência de Bombeamento.

ra a mesma vazão de ar, ou melhor, mesmo número de Reynolds , Re_a , o trocador de calor pinado consome muito mais potência do que o trocador de calor liso, em contra partida apresenta um coeficiente de troca de calor maior.

Para uma opção entre os dois tipos de trocadores de calor devem ser considerados os três parâmetros, vazão, potência e coeficiente de troca de calor. A escolha dependerá das necessidades de cada caso, assim como dos equipamentos disponíveis.

V.3 - Generalização dos Resultados Para Outros Casos

A ausência de dados para escoamentos em trocadores de calor bi -tubular pinado, motivou a proposta de um modelo para a determinação da resistência térmica do lado do ar ($1/h$), visando resolver outros casos com diferentes relações geométricas.

V.3.1 - Modelo Aproximado para Determinação da Resistência Térmica do Lado do Ar.

No Capítulo II, seção (II.2.1), foi mostrado que o fluxo de calor entre a superfície externa do tubo interno e o ar, Q , é composto de duas parcelas. Uma parcela devido ao fluxo de calor entre a região não pinada e o ar, Q_b , e a outra parcela devido ao calor trocado pelos pinos, Q_p . [equação (2.12)].

$$Q = Q_b + Q_p \quad (2.12)$$

O modelo aproximado proposto consiste em especificar coeficientes de troca de calor diferentes para cada parcela , isto é, a primeira parcela, relacionada com a região não pina da pode ser determinada com o coeficiente de troca de calor para escoamentos em regiões anulares lisas, h_a , enquanto a segunda parcela pode ser determinada utilizando-se o coeficiente de troca de calor dos pinos, h_p . Póde-se então escrever

$$Q = h A_e (T_{Pe} - T_{ar}) \quad (5.10)$$

$$Q_b = h_a (A_e - A_p) (T_{Pe} - T_{ar}) \quad (5.11)$$

$$Q_p = \eta_p h_p A_p (T_{Pe} - T_{ar}) \quad (5.12)$$

$$\text{logo} \quad h = \left[\frac{h_a}{h_p} - \left(\frac{h_a}{h_p} - \eta_p \right) \frac{A_p}{A_e} \right] h_p \quad (5.13)$$

onde η_p é a eficiência do pino baseado no coeficiente de troca de calor do pino, h_p .

Pode-se observar, que se os coeficientes de troca de calor para as duas regiões forem considerados iguais, a expressão acima seria simplificada, reduzindo-se a equação (3.2).

O coeficiente de troca de calor para escoamento turbulento em regiões anulares lisas pode ser determinado atra

vés da correlação de Weigand [12] apresentada a seguir

$$Nu_a = 0,023 Re_a^{0,8} Pr_{ar}^{0,4} \left(\frac{D_3}{D_2}\right)^{0,45} \quad (5.14)$$

onde

$$Nu_a = \frac{h_a D_H}{k_{ar}}, \text{ número de Nusselt anular} \quad (5.15)$$

$$Re_a = \frac{\dot{m}_{ar} D_H}{A_a \mu_{ar}}, \text{ número de Reynolds anular, baseado na velocidade frontal} \quad (5.16)$$

$$D_H = D_3 - D_2, \text{ diâmetro hidráulico}$$

$$A_a = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_2^2), \text{ área anular desobstruída}$$

D_3 e D_2 , diâmetros externo e interno de região anular

Pr_{ar} , μ_{ar} , propriedades do ar avaliados na temperatura média do mesmo.

O coeficiente de troca de calor para pinos dispostos em quincôncio, formando triângulos equiláteros pode ser determinado através de um estudo realizado por Sparrow [8]. Neste estudo, Sparrow determinou o coeficiente de troca de calor para pinos isotérmicos através da analogia existente entre transferência de calor e massa.

Os parâmetros adimensionais relevantes no estudo mencionado acima, foram

$$\frac{b}{D} , \quad \frac{b}{H} , \quad \frac{S_T}{D} , \quad \frac{S_T}{S_L} \quad (5.17)$$

Destes quatro adimensionais, dois foram mantidos fixos e receberam os valores mostrados abaixo.

$$\frac{S_T}{D} = 3 \quad , \quad \frac{S_T}{S_L} = \frac{\sqrt{3}}{2} \quad (5.18)$$

A altura do pino, b , foi variada, fornecendo três pares de adimensionais apresentados a seguir

$$\frac{b}{D} = 1 \quad e \quad \frac{b}{H} = 0,292 \quad (5.19)$$

$$\frac{b}{D} = 2 \quad e \quad \frac{b}{H} = 0,583 \quad (5.20)$$

$$\frac{b}{D} = 3 \quad e \quad \frac{b}{H} = 0,875 \quad (5.21)$$

A determinação dos coeficientes de troca de calor, para os três casos acima, foi realizada num duto de seção transversal retangular, sendo necessário ressaltar, que mais uma aproximação está sendo introduzida com a utilização desses resultados, uma vez que a seção transversal do trocador de calor analisado é anular. Por outro lado, Sparrow constatou que o desenvolvimento térmico do escoamento se dá nas pr

meiras fileiras, sendo razoável considerar-se um coeficiente de troca de calor médio para todos os pinos.

A figura (5.11) apresenta os resultados obtidos por Sparrow [8], para os três pares de adimensionais mencionados acima.

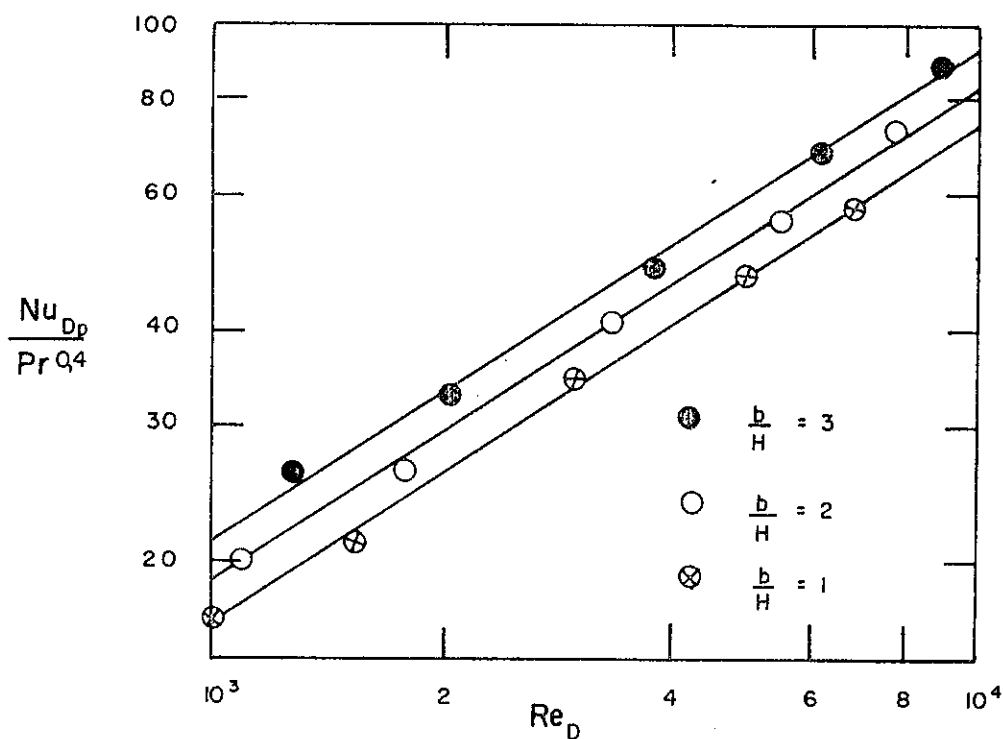


Fig. 5.11 - Coeficientes Adimensionais de Troca de Calor para Pinos

As seguintes correlações foram determinadas a partir da figura (5.11).

$$\frac{b}{D} = 1 \quad Nu_{D_P} Pr_{ar}^{-0,4} = 0,176 \quad Re_D^{0,656} \quad (5.22)$$

$$\frac{b}{D} = 2 \quad Nu_{D_P} Pr_{ar}^{-0,4} = 0,193 \quad Re_D^{0,659} \quad (5.23)$$

$$\frac{b}{D} = 3 \quad Nu_{D_P} Pr_{ar}^{-0,4} = 0,247 \quad Re_D^{0,631} \quad (5.24)$$

onde

$$Nu_{D_p} = \frac{h_p D}{k_{ar}}, \text{ número de Nusselt do pino} \quad (5.25)$$

$$Re_D = \frac{\dot{m}_{ar} D}{A_{min} \mu_{ar}}, \text{ número de Reynolds do ar baseado na velocidade máxima na seção transversal} \quad (5.26)$$

$$A_{min} = A_a - N_T \pi D b, \text{ área transversal mínima}$$

D , diâmetro dos pinos

Pr_{ar}, μ_{ar} , propriedades do ar avaliadas na temperatura média do mesmo

Uma vez conhecidos os dois coeficientes de troca de calor, pode-se determinar a resistência térmica do lado do ar [equação (5.11)], o que possibilita a especificação dos parâmetros de interesse para o projeto de um trocador de calor.

A seguir, encontra-se uma comparação entre o modelo proposto e os resultados experimentais.

V.3.2 - Comparação dos Resultados Experimentais com o Modelo Aproximado.

Uma comparação dos resultados experimentais com o modelo é possível, uma vez que o trocador de calor estudado possui os mesmos adimensionais que o segundo caso analisado por

Sparrow [8], ou seja

$$\frac{S_T}{D} = 3 \quad , \quad \frac{S_T}{S_L} = \frac{\sqrt{3}}{2} \quad (5.18)$$

e

$$\frac{b}{D} = 2 \quad , \quad \frac{b}{H} = 0,583 \quad (5.20)$$

Definindo ψ como a relação entre a resistência obtida pelo modelo e a resistência obtida experimentalmente, tem-se:

$$\psi = \frac{1/h_{ap}}{1/h}$$

$$\psi = \frac{h}{h_{ap}} \quad (5.27)$$

onde

h_{ap} = coeficiente de troca de calor do ar aproximado
[equação (5.11)]

h = coeficiente de troca de calor obtido a partir da correlação experimental [equação (5.1)].

A figura (5.12) apresenta um gráfico de ψ em função do número de Reynolds, Re_D . Pode ser observado que para toda a faixa de Reynolds, ψ é um pouco menor do que 1, o que significa que o modelo aproximado fornece um coeficiente de troca de calor maior que o real. Na mesma figura, podem ser

encontrados os pontos obtidos a partir dos valores medidos. O espalhamento desses pontos em relação a curva traçada é de 2,2%.

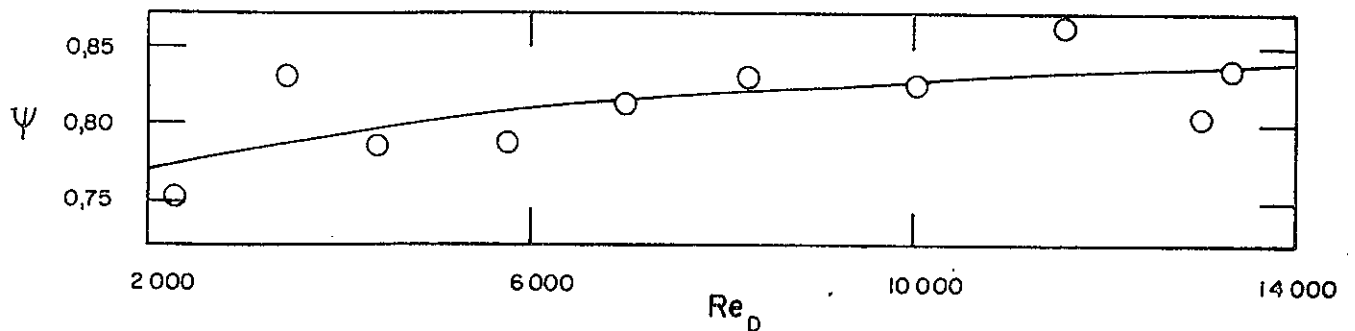


Fig. 5.12 - Coeficiente de Correção

A curva acima pode ser representada pela seguinte correlação

$$\psi = 0,551 Re_D^{0,0443} \quad (5.28)$$

Pode-se dizer que o resultado obtido foi excelente , apesar de todas aproximações já comentadas.

Convém observar que os outros adimensionais envolvidos no estudo do trocador de calor bi-tubular pinado, não mencionados nesta seção, permaneceram constantes.

V.3.3 - Extrapolação dos Resultados

Visando a utilização do modelo aproximado para outros pares $\frac{b}{D}$, $\frac{b}{H}$ (casos 1 e 3 do Sparrow), pode-se introduzir um fator de correção para a resistência do ar, de modo a diminuir os erros introduzidos pelas aproximações do modelo proposto.

Pode-se observar que o fator de correção para o caso estudado (caso 2 do Sparrow), é a função ψ definida anteriormente, uma vez que

$$h = \psi h_{ap} \quad (5.29)$$

Considerando-se que o fator de correção seja função somente do número de Reynolds, pode-se sugerir que o fator de correção seja o mesmo para os três pares $\frac{b}{D}$, $\frac{b}{H}$.

O fator de correção ψ foi determinado para o par $\frac{b}{D}$, $\frac{b}{H}$ intermediário, portanto acredita-se que na ausência de dados melhores, o modelo proposto apresentará resultados razoáveis.

Para o projeto de um trocador de calor bi-tubular pinado, o coeficiente global de troca de calor pode ser determinado, utilizando-se a resistência do ar obtida pelo modelo e corrigida pela função ψ ,

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\psi h_{ap}} + \frac{A_e}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{A_e \ln(D_2/D_1)}{2 \pi k_t L}} \quad (5.30)$$

A tabela (5.1) apresenta na 1a. coluna o número de Reynolds do ar, Re_D . A 2a. coluna apresenta a diferença percentual entre o coeficiente de troca de calor da região pinada obtido experimentalmente e o coeficiente obtido através do modelo aproximado, correspondente a cada número de Reynolds da 1a. coluna. A 3a. coluna apresenta a diferença percentual média entre o coeficiente global de troca de calor determinado a partir dos resultados experimentais e o coeficiente global determinado a partir do modelo aproximado.

Observa-se que os desvios encontrados são sempre menores do que 25%. Pode-se observar também, que a utilização do modelo aproximado para o cálculo do coeficiente global de troca de calor implica em erros relativos ainda menores que os erros relativos encontrados para a resistência térmica do lado do ar, obtida a partir do modelo aproximado. Este resultado nos leva a acreditar, que na ausência de dados melhores, o modelo aproximado apresentará resultados razoáveis, uma vez que o projeto de trocadores de calor é realizado a partir do conhecimento do coeficiente global de troca de calor.

Tabela 5.1

Re_D	$\frac{h_{ap}-h}{h_{ap}}$ (%)	$\frac{U_{ap}-U}{U_{ap}}$ (%)
2316	24,5	21,4
3438	16,7	14,1
4414	21,4	17,8
5807	21,0	16,7
7005	18,4	14,3
8284	16,7	12,6
10044	17,2	12,6
11591	13,3	9,4
13137	19,4	13,6
13344	16,3	11,2

CAPÍTULO VI

CONCLUSÃO

Ficou demonstrado que o método experimental utilizado no presente trabalho conduziu a resultados bastante satisfatórios.

As experiências realizadas cobriram as faixas de vazões de 4,5 a 16,5 lt/min para a água e de 75 a 420 m³/h para o ar, com os fluidos de trabalho escoando em contra-corrente. As temperaturas do ar e da água nas respectivas seções de entrada permaneceram em torno de 40°C para o ar e 60°C para a água.

A expressão para o número de Nusselt mostrada a seguir, foi obtida a partir de dados experimentais correlacionados através do método de mínimos quadrados. Deste modo o uso desta expressão deve ser limitado às faixas de vazões pesquisadas.

$$Nu_D = 0,0545 Re_D^{0,717}$$

Deve-se também respeitar os parâmetros adimensionais fixados na presente análise. No entanto, acredita-se que dois dos adimensionais fixados não irão interferir nos resultados para o coeficiente de troca de calor para a região pinada. O primeiro desses adimensionais está relacionado com a espessura da parede do tubo interno (t/D_2). Este adimensional só irá interferir na resistência térmica da parede. O segundo adimensional relaciona-se com o comprimento do trocador de calor (L/D_2). De acordo com os resultados

obtidos por Sparrow [8] para o coeficiente de troca de calor para pinos, ao analisar fileira por fileira do trocador de calor, pode ser dito que o desenvolvimento térmico se dá nas primeiras fileiras. Logo um maior comprimento para o trocador de calor também não irá interferir no coeficiente de troca de calor para a região pinada, implicará somente em um maior número de pinos.

Os adimensionais a serem respeitados encontram-se abaixo

$$\frac{b}{D} = 2$$

$$\frac{b}{H} = 0,583$$

$$\frac{D_2}{D} = \frac{24}{\pi}$$

$$\frac{S_T}{D} = 3$$

$$\frac{S_L}{S_T} = \frac{\sqrt{3}}{2}$$

Nas experiências realizadas utilizou-se somente ar escoando na região pinada, o número de Prandtl foi mantido constante. Acredita-se que para outras substâncias a correlação obtida para o número de Colburn, apresentada abaixo, levará a resultados satisfatórios

$$j = St Pr^{2/3} = \frac{0,0613}{Re_D^{0,283}}$$

O expoente utilizado para o número de Prandtl foi adotado por ser frequentemente encontrado na prática. Deve-se no entanto, ressaltar que Sparrow [8] acredita que o expoente a ser utilizado deve ser 0,6 como pode ser encontrado na referência apresentada a

$$\text{cima (ou seja, } St \, Pr^{0,6} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr} \, Pr^{0,6} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr^{0,4}})$$

Outros resultados obtidos neste trabalho foram os coeficientes de perda de carga para a região pinada e para uma fileira de pinos, apresentados a seguir.

$$f_T = \frac{1,124}{Re_a^{0.12}}$$

$$K_p = 0,3165 - \frac{Re_a}{2,754 \times 10^6}$$

Novamente deve-se respeitar os parâmetros adimensionais representativos da região pinada do trocador de calor e as faixas de vazões pesquisadas para a utilização desses resultados.

Deve-se salientar, que através da análise de incerteza dos resultados realizada neste trabalho, a partir do método de Kline e Mc Clintock [11], foi possível verificar que todos os valores para o número de Nusselt, determinados a partir da correlação obtida neste trabalho, encontram-se dentro das faixas das incertezas associadas aos coeficientes obtidos experimentalmente [figura (A1.1)]. Pode-se acrescentar, que as incertezas associadas ao número de Nusselt foram da ordem de 9%, o que significa uma boa confiabilidade para os resultados apresentados.

O método experimental utilizado foi bastante efetivo e pode ser considerado o principal responsável pelas baixas incertezas encontradas, uma vez que para a determinação de um número de Nusselt,

diversas experiências foram realizadas variando-se a vazão de água.

Os resultados apresentados para o coeficiente de perda de carga na região pinada também podem ser considerados confiáveis, uma vez que praticamente todos os erros relativos a correlação obtida encontram-se dentro das faixas das incertezas associadas aos coeficientes de perda de carga determinados experimentalmente [figura(A1.2)].

Deve-se ressaltar que, praticamente, não existe informações na literatura publicada, a respeito das características dos trocadores aqui estudados. Dessa maneira espera-se que os resultados da presente pesquisa venham a ser úteis no projeto de trocadores de calor.

No presente trabalho foi feita uma comparação entre um trocador de calor bi-tubular pinado e um trocador de calor bi-tubular liso. As principais conclusões observadas encontram-se resumidas abaixo.

A efetividade do trocador de calor pinado é aproximadamente o dobro da efetividade do trocador de calor liso, se mantidas as mesmas relações entre vazões de água e ar.

Para obter o mesmo coeficiente de troca de calor, o trocador de calor pinado necessita de uma potência de bombeamento muito maior e uma vazão menor do que o trocador de calor liso.

Se a vazão de ar disponível for mantida constante, apesar da potência consumida pelo trocador de calor pinado ser maior, con

segue-se um coeficiente de troca de calor maior do que para o trocador de calor liso. Para casos onde há falta de espaço, aumentar a troca de calor é o fator primordial, uma vez que os dois trocadores ocupam o mesmo espaço.

Finalmente, se compararmos os dois trocadores de calor, considerando a mesma potência consumida, concluiremos que o trocador de calor liso trocará mais calor, porém a vazão fornecida deverá ser muito maior do que para o trocador de calor pinado.

A última etapa do trabalho realizado, foi a proposta de um modelo aproximado para a determinação da resistência térmica do lado do ar.

Uma comparação entre os resultados obtidos através da utilização do modelo aproximado e os resultados obtidos experimentalmente mostrou haver uma discrepância menor do que 25% entre os valores.

No projeto de um trocador de calor pinado que utilize relações altura-diâmetro do pino e altura do pino-vão anular (adimensionais b/D e b/H) diferentes das utilizadas no presente trabalho, mantidas todas as outras relações adimensionais geométricas constantes, sugere-se que, na falta de dados melhores, o modelo aproximado seja utilizado e o valor encontrado para a resistência térmica do lado do ar corrigido através da utilização do fator de correção apresentado no capítulo V.

Como sugestão para outros trabalhos, recomenda-se que o

método experimental apresentado seja utilizado na determinação dos coeficientes de troca de calor para outras geometrias. Em particular, sugere-se o estudo de trocadores de calor de tubos concêntricos, sendo o tubo interno aletado internamente. Outra sugestão seria a verificação da influência do número de Prandtl no coeficiente de troca de calor, realizando experiências com outros fluidos.

APÊNDICE 1

ANÁLISE DE INCERTEZA

A análise de incerteza dos resultados obtidos a partir de dados experimentais é uma etapa indispensável na realização de trabalhos experimentais.

A validade dos resultados experimentais depende dos cuidados tomados durante a realização das experiências, da qualidade e precisão dos aparelhos utilizados na medição dos parâmetros de interesse e do número de experiências realizadas para a determinação de cada parâmetro. Deve-se observar, que a análise apresentada neste apêndice é capaz de prever, apenas, a propagação de erros experimentais aleatórias. Erros sistemáticos ou mesmo erros do modelo teórico escapam a este tipo de análise.

O critério adotado para a realização desta análise, foi o método de Kline e McClintock [11], que fornece as incertezas associadas a um determinado parâmetro, dentro de 95% de probabilidade, o que significa, que em 100 medidas realizadas, 95 terão incertezas menores ou igual a incerteza fornecida pelo método, se o desvio padrão for igual a metade da incerteza fornecida pelo método.

A seguir, pode ser encontrada uma breve descrição do método de Kline e McClintock.

Considerando-se R o resultado experimental, cuja obtenção depende da medida dos parâmetros $s_1, s_2, s_3, \dots, s_n$, tem-se

$$R = f(s_1, s_2, s_3, \dots, s_n) \quad (A1.1)$$

A incerteza associada ao parâmetro R , pode ser determinada pela seguinte expressão

$$\begin{aligned} (\Delta R)^2 = & \left(\frac{\partial R}{\partial s_1} \right)^2 (\Delta s_1)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial s_2} \right)^2 (\Delta s_2)^2 + \dots \\ & \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial s_n} \right)^2 (\Delta s_n)^2 \end{aligned} \quad (A1.2)$$

onde ΔR é a incerteza associada ao parâmetro R , e $\Delta s_1, \Delta s_2, \dots, \Delta s_n$ são as incertezas associadas aos parâmetros medidos.

Neste trabalho foi possível determinar-se analiticamente todas as derivadas parciais dos resultados em função de cada um dos parâmetros experimentais.

A resistência térmica do lado do ar, para cada vazão de ar, foi determinada em função dos seguintes parâmetros:

$$\begin{aligned} h = f(U_1, U_2, \dots, U_j, \dots, U_n, h_{i_1}, h_{i_2}, \dots, h_{i_j}, \dots, h_{i_n}, \\ A_e, A_i, R_p) \end{aligned} \quad (A1.3)$$

onde os índices $1, 2, \dots, j, \dots, n$, correspondem a cada experiência realizada com uma vazão de água diferente.

Estes parâmetros mostrados acima não foram medidos diretamente, logo foi necessário conhecer a dependência de cada um destes parâmetros com os parâmetros medidos, a qual encontra-se a seguir, para a j -ésima vazão de água, mantendo a vazão de ar constante.

$$U_j = U(\dot{m}_{agj}, \dot{m}_{ar}, T_{ar1j}, T_{ar2j}, T_{ag2j}, \Delta T_{agj}, A_e) \quad (A1.4)$$

$$h_{i,j} = h(\dot{m}_{agj}, D_1) \quad (A1.5)$$

$$R_p = \psi(A_e, D_2, D_1, L) \quad (A1.6)$$

$$A_e = \eta(D, b, D_2, L) \quad (A1.7)$$

$$A_i = \xi(D_1, L) \quad (A1.8)$$

As incertezas associadas as propriedades não foram consideradas e a incerteza associada à correlação utilizada para a obtenção do coeficiente de película do lado da água foi desprezada.

As incertezas associadas as medidas de temperatura, vazão de água e vazão de ar encontram-se descritas com detalhes nos Apêndices 2, 3 e 4 respectivamente.

As incertezas associadas com as medidas de todos os diâmetros foram consideradas iguais a 0,05 mm, e a incerteza associada ao comprimento do trocador de calor foi tomada igual a 0,1 mm.

Devido ao processo de fabricação, a incerteza na altura do pino foi tomada igual a 0,2 mm.

As incertezas associadas às temperaturas permaneceram constantes durante todas as experiências e receberam os seguintes valores:

$$\Delta(T_{ar_1}) = \Delta(T_{ar_2}) = \Delta(\Delta T_{ag}) = 0,12^{\circ}\text{C} \quad (\text{A1.9})$$

$$\Delta(T_{ag_2}) = 0,17^{\circ}\text{C}$$

As incertezas relativas associadas as áreas de troca de calor externa e interna encontram-se abaixo,

$$\frac{\Delta A_e}{A_e} = 1,27\% \quad (\text{A1.10})$$

$$\frac{\Delta A_i}{A_i} = 0,16\% \quad (\text{A1.11})$$

A seguir pode ser encontrada a incerteza relativa associada a resistência térmica da parede

$$\frac{\Delta R_p}{R_p} = 1,7\% \quad (A1.12)$$

A incerteza relativa associada ao coeficiente de película do lado da água é fortemente relacionada com a incerteza na medida de vazão da água, tendo apresentado para todas as experiências um valor pouco menor do que a incerteza na vazão. A incerteza relativa média para o coeficiente de película do lado da água pode ser considerada igual a 4% enquanto que a incerteza relativa média para a vazão de água pode ser tomada como 5%.

A incerteza relativa média para a vazão de ar pode ser considerada igual a 3%.

No Apêndice 5, pode-se encontrar as incertezas relativas associadas à vazão de água, vazão de ar, coeficiente global de troca de calor e resistência térmica do lado do ar.

A incerteza associada ao coeficiente de película do lado do ar, h_e , pode ser considerada aproximadamente igual a incerteza associada a resistência térmica do lado do ar, $1/h$, uma vez que a eficiência da região pinada, η é aproximadamente igual a 1.

$$h = \eta h_e$$

A figura A1.1 apresenta as faixas de incerteza no número de Nusselt do lado do ar em função do número de Reynolds, mostrando que todo espalhamento experimental encontra-se dentro da faixa de incerteza.

O maior espalhamento apresentado, 5,6%, ocorreu para a segunda experiência ($Re_D = 3438$), encontrando-se ainda assim dentro da faixa de incerteza, 8,4%.

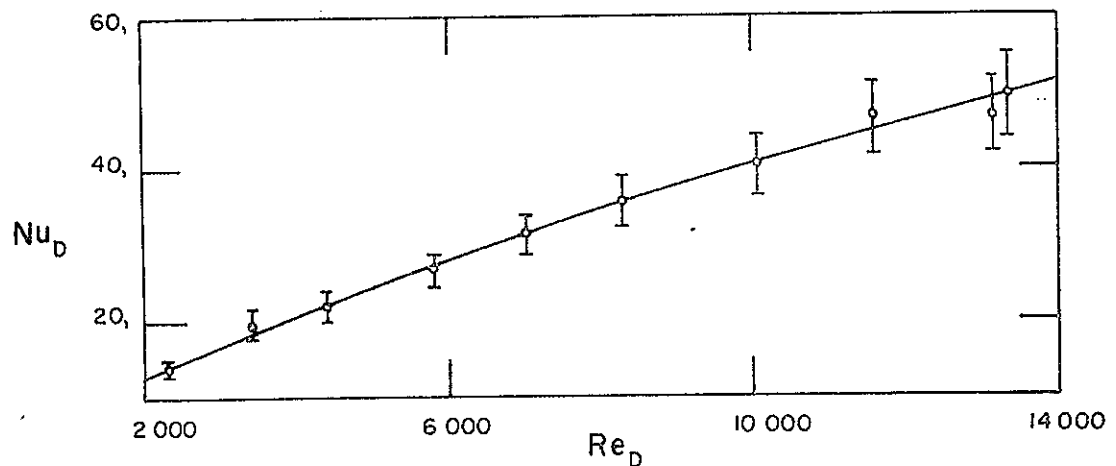


Fig. A2.1 - Incerteza Associada ao Número de Nusselt do Ar.

A incerteza associada ao coeficiente de perda de carga da região pinada, f_T , também foi obtida pelo método de Kline e McClintock.

O coeficiente de perda de carga da região pinada foi determinado em função dos seguintes parâmetros.

$$f_T = f_T (L, D_3, D_2, \dot{m}_{ar}, H)$$

onde H é a altura de coluna d'água no manômetro.

A figura A1.2 apresenta as faixas de incerteza para o coeficiente de perda de carga em função do número de Reynolds. Novamente pode ser dito que o resultado foi bom, pois o espalhamento pode ser considerado menor ou igual a incerteza.

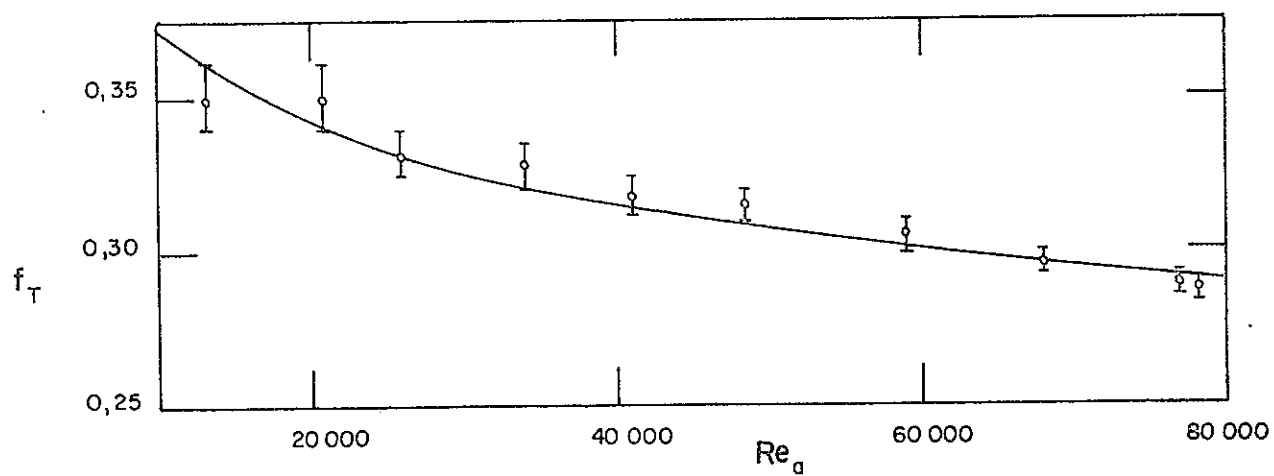


Fig. A1.2 - Incerteza Associada ao Coeficiente de Perda de Carga da Região Pinada

As incertezas relativas ao coeficiente de perda de carga na região pinada podem ser encontradas no Apêndice 5.

APÊNDICE 2

MEDIDA DE TEMPERATURA

Como pode ser observado no Capítulo III, optou-se pelo uso de termopares para a medida das temperaturas necessárias à análise dos coeficientes de transporte térmico.

A utilização de termopares para a medida de temperatura apresenta como principal vantagem a possibilidade de instalação em locais de difícil acesso. O termopar é de fácil instalação, apresenta sinal de medida elétrico e permite a cobertura de uma larga faixa de temperatura.

Foram utilizados termopares do tipo T (cobre-Constantan), "gage" 24, da marca OMEGA.

Na leitura das voltagens utilizou-se um multímetro digital, marca Hewlett Packard, modelo 3465 HP, com precisão de 1 μ volt. Foram utilizados também dois pontos de gelo como fonte de referência.

Os termopares utilizados na seção de teste foram soldados com solda de estanho e chumbo, 60/40 e um ferro de solda elétrico convencional. Não houve necessidade de soldas pontuais, uma vez que desejava-se medir temperaturas médias em cada seção.

Os termopares foram calibrados no laboratório da PUC-RJ [10] e a curva calibração obtida foi comparada com os dados da International Practical Temperature Scale-1968 (IPTS-68) [7] apresentando desvios menores do que 0,5%.

A figura (A2.1) apresenta a curva de calibração que pode ser representada pela seguinte equação

$$T = 26,186 E - 1,169 E^2 + 0,180 E^3 \quad (A2.1)$$

onde T: temperatura (°C)

E: voltagem lida no voltímetro (mV)

No capítulo III, mostrou-se que somente a temperatura da água na saída, T_{ag_2} , foi medida por um único termopar. As temperaturas do ar nas seções (1) e (2), T_{ar_1} e T_{ar_2} , e a diferença de temperatura da água entre as seções de entrada e saída, ΔT_{ag} foram obtidas com o uso de termopilhas de 3 junções.

Uma termopilha fornece uma leitura de voltagem ampliada pelo número de junções utilizadas. Deste modo, para a obtenção das temperaturas nos três casos mencionados acima, T_{ar_1} , T_{ar_2} e ΔT_{ag} , deve-se dividir a voltagem lida por três, que é o número de junções utilizado, aplicando-se em seguida a equação (A2.1).

Na determinação da temperatura da água na saída, T_{ag_2} , utilizou-se diretamente a equação (A2.1).

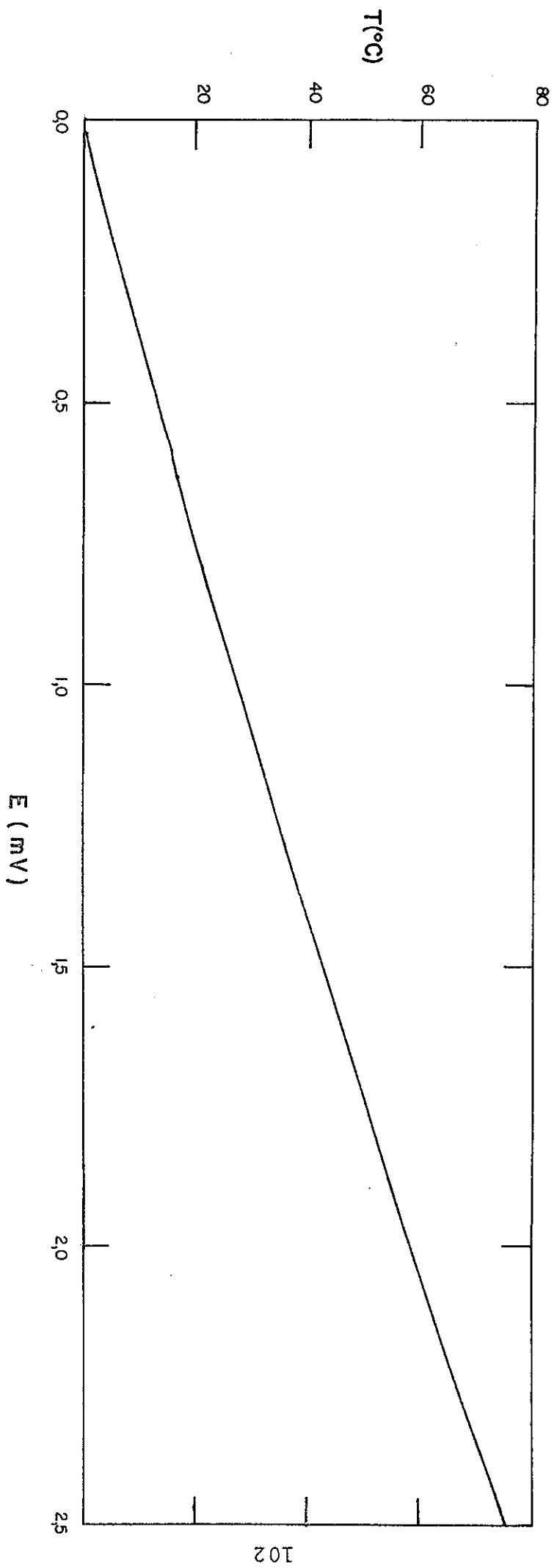


Fig. A2.1 - Curva de Calibração dos Termopares

A2.1 - Incerteza na Medida das Temperaturas

A incerteza associada à medida da temperatura, ΔT , é composta de três parcelas. Uma parcela relativa a incerteza do voltímetro, ΔE_v , uma parcela devido à flutuação na leitura da voltagem ΔE_{fl} e uma parcela devido a incerteza associada ao processo utilizado na calibração do termopar e polinômio interpolador, ΔT_c .

Para a incerteza relativa ao voltímetro e a incerteza devido a flutuação foram adotados os seguintes valores:

$$\Delta E_v = 1 \mu V \quad (A2.2)$$

$$\Delta E_{fl} = 5 \mu V \quad (A2.3)$$

De acordo com a referência [10], o valor da incerteza relacionada com o processo de calibração e polinômio interpolador foi tomado como:

$$\Delta T_c = 0,11^\circ C \quad (A2.4)$$

A incerteza total na medida da temperatura pode ser determinada de acordo com o método de Kline e McClintock [11] pela seguinte expressão

$$(\Delta T)^2 = T^2 \left[\left(\frac{\Delta E_v}{E} \right)^2 + \left(\frac{\Delta E_{fl}}{E} \right)^2 \right] + (\Delta T_c)^2 \quad (A2.5)$$

As incertezas associadas às temperaturas permaneceram constantes para todas as experiências.

As temperaturas medidas através do uso de termopilhas a apresentaram uma incerteza de $0,12^{\circ}\text{C}$.

A incerteza associada com a temperatura da água na saída, medida com um termopar, foi de $0,17^{\circ}\text{C}$.

APÊNDICE 3

MEDIDA DE VAZÃO DA ÁGUA

Para medida de vazão da água, foi utilizado um rotâmetro da marca Blue - White, modelo CalQFlo, tipo CF-450, podendo medir vazões na faixa de 1,8 a 18 litros por minuto.

Em trabalhos experimentais, é fundamental ter-se certeza da confiabilidade dos resultados apresentados. Por esta razão, o rotâmetro foi calibrado.

Na calibração do rotâmetro, a água escoava através do mesmo sendo recolhida em um reservatório de massa conhecida. Uma balança de precisão de 0,1 grama foi usada tanto na determinação da massa do reservatório quanto na determinação da massa de água escoada. Um cronômetro de 0,05 segundo de precisão foi utilizado na medida do tempo de escoamento.

A curva de calibração do rotâmetro encontra-se na figura (A3.1). A ordenada fornece a vazão mássica em Kg/s para a água a pressão atmosférica e na temperatura de 29°C, e a abscissa fornece a posição do flutuador no rotâmetro.

No final do Apêndice, encontra-se a tabela A3.1 com os valores medidos e resultados encontrados.

Como as experiências não foram realizadas na mesma temperatura em que o rotâmetro foi calibrado, tornou-se necessário in

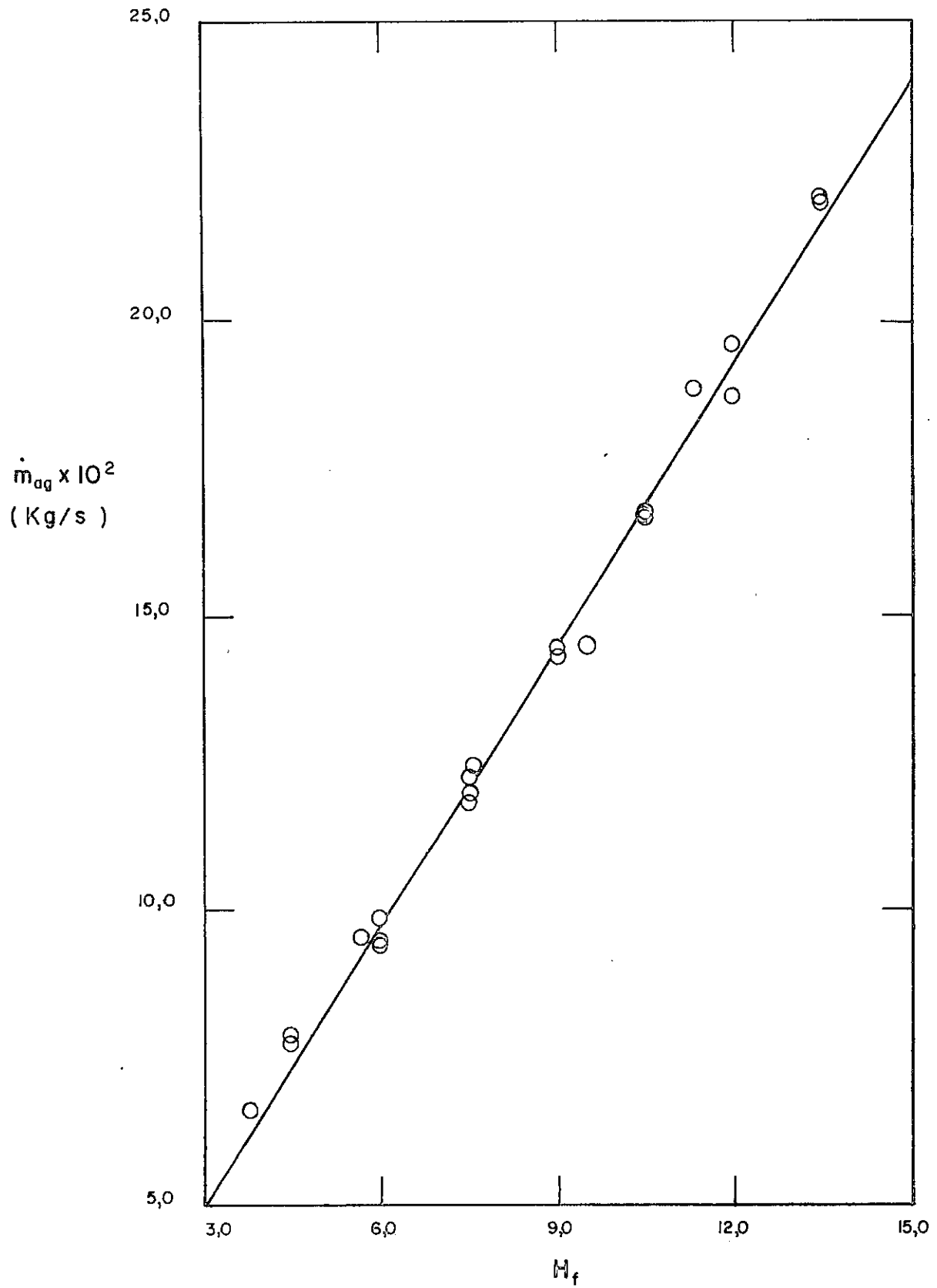


Fig. A3.1 - Curva de Calibração do Rotâmetro

troduzir um coeficiente de correção da vazão.

Este coeficiente de correção pode ser facilmente obtido, se forem consideradas as forças que atuam no flutuador em equilíbrio. A força de arraste F_D somada ao empuxo E , deve ser igual ao peso, P , tem-se então:

$$F_D + E = P \quad (A3.1)$$

ou

$$C_D \rho \frac{v^2}{2} A + \rho g V = \rho_{fl} g V \quad (A3.2)$$

onde C_D é o coeficiente de arraste do flutuador, que será considerado constante com o número de Reynolds, para a faixa de utilização do rotâmetro, de acordo com as normas. ρ e ρ_{fl} são as densidades da água e do flutuador. g é a aceleração da gravidade. A e V são área e volume do flutuador e v velocidade do escoamento.

A vazão em massa pode ser escrita como

$$\dot{m} = \rho v A_t \quad (A3.3)$$

onde A_t é a área transversal.

Substituindo a expressão acima na equação (A3.2) tem-se

$$\dot{m} = \sqrt{\rho (\rho_{fl} - \rho) \left[\frac{2 g V A^2}{C_D A_t} \right]} \quad (A3.4)$$

O coeficiente de correção, f , pode então ser definido como

$$f = \sqrt{\frac{\rho (\rho_{fl} - \rho)}{\rho_o (\rho_{fl} - \rho)}} \quad (A3.5)$$

onde

ρ_o é a densidade da água à $29^\circ\text{C} = 995,42 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

ρ_{fl} é a densidade do flutuador = $7599 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

ρ é a densidade do fluido na temperatura desejada.

Deste modo, tem-se a seguinte expressão para a determinação da vazão

$$\dot{m}_{\text{real}} = f \dot{m}_{\text{padrão}} \quad (A3.6)$$

$\dot{m}_{\text{padrão}}$ pode ser determinada pelo gráfico da figura (3.1) ou através da correlação apresentada a seguir, obtida pelo método de mínimos quadrados

$$\dot{m}_{\text{padrão}} = 3,68 \times 10^{-3} + 1,57 \times 10^{-2} H_f \quad (A3.7)$$

onde H_f representa a posição do flutuador

f pode ser determinado por

$$f = 3,9 \times 10^{-4} \sqrt{\rho(7599 - \rho)} \quad (A3.8)$$

onde a densidade da água, ρ , deve ser obtida na temperatura da água no rotâmetro, que é praticamente igual a temperatura da água na saída do trocador de calor, T_{ag_2} .

A.3.1 - Incerteza associada à medida de vazão

A incerteza associada à medida da vazão de água, $\Delta \dot{m}_{ag}$ é composta de três parcelas. Uma parcela devido ao método utilizado na calibração do rotâmetro, $\Delta \dot{m}_c$, outra parcela devido ao polinômio interpolador, obtido pelo método de mínimos quadrados, $\Delta \dot{m}_p$ e finalmente uma parcela de incerteza devido a flutuação na leitura da altura no rotâmetro, $\Delta \dot{m}_f$. A incerteza associada ao fator de correção foi desprezada.

A incerteza total na medida de vazão da água pode ser determinada, de acordo com o método de Kline e McClintock [11] pela expressão abaixo

$$\Delta \dot{m}_{ag}^2 = \Delta \dot{m}_c^2 + \Delta \dot{m}_p^2 + \Delta \dot{m}_f^2 \quad (A3.9)$$

O método utilizado na calibração, para a obtenção da vazão em massa da água, \dot{m} , consistiu em medir a massa escoada, M , em um determinado intervalo de tempo Δt , logo

$$\dot{m} = \frac{M}{\Delta t} \quad (A3.10)$$

A incerteza associada ao processo de calibração pode ser determinada pelo método de Kline e McClintock [11] pela seguinte

expressão

$$\left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}\right)_c^2 = \left(\frac{\Delta M}{M}\right)^2 + \left(\frac{\Delta(\Delta t)}{\Delta t}\right)^2 \quad (\text{A3.11})$$

onde $\Delta \dot{m}_c$, $\Delta(\Delta t)$ e ΔM são respectivamente as incertezas nas medidas de vazão, tempo e massa escoada.

O valor adotado para a incerteza na vazão devido a cali
bração foi

$$\Delta \dot{m}_c = 0,0002 \text{ kg/s} \quad (\text{A3.12})$$

sendo $\Delta(\Delta t) = 0,05\text{s}$ e $\Delta M = 0,0001 \text{ kg}$

A incerteza associada ao polinômio interpolador, pode ser tomada, dentro de 95% de probabilidade, como duas vezes o desvio padrão das medidas em relação ao polinômio. Deste modo, tem-se

$$\Delta \dot{m}_p = 0,0075 \text{ kg/s} \quad (\text{A3.13})$$

A incerteza devido a flutuação na leitura da altura no rotâmetro foi tomada como

$$\Delta \dot{m}_f = 0,0019 \text{ kg/s} \quad (\text{A3.14})$$

Substituindo-se os valores obtidos na equação (A3.9), ob
têm-se para a incerteza total na medida de vazão de água o seguin
te valor

$$\Delta m_{ag} = 0,0077 \text{ kg/s} \quad (\text{A3.15})$$

A incerteza total na medida de vazão de água, implica em erro relativo médio de 5% ao longo de toda a faixa de utilização do rotâmetro.

No presente trabalho, a incerteza relativa associada a vazão de água foi determinada em cada experiência, para a análise de incerteza dos resultados. Incertezas relativas médias não foram adotadas.

A tabela (A3.1) apresentada a seguir, mostra nas duas últimas colunas as incertezas relativas devido a calibração e ao polinômio interpolador.

TABELA A3.1 - CALIBRAÇÃO DO ROTÂMETRO (TEMPERATURA 29°C)

M (kg)	Δt (seg)	$\dot{m} \times 10^2$ (kg/s)	H_f	$(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}})_C$ %	$(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}})_P$ %
5,6412	84,8	6,6524	3,79	0,06	- 5,4
5,5122	69,9	7,8858	4,5	0,07	- 6,1
6,1925	79,9	7,7503	4,5	0,06	- 4,3
5,7245	60,1	9,5250	5,68	0,08	- 2,6
5,6972	60,0	9,4953	6,0	0,08	3,0
4,4555	45,2	9,8573	6,0	0,11	- 0,7
6,6450	70,2	9,4658	6,0	0,07	3,3
6,1280	50,2	12,2072	7,5	0,10	- 0,5
5,9303	50,1	11,8369	7,5	0,10	2,5
6,5707	54,95	11,9576	7,5	0,09	1,5
6,2548	50,2	12,4596	7,57	0,10	- 1,7
6,6659	46,6	14,3045	9,0	0,11	1,3
6,5385	45,2	14,4657	9,0	0,11	0,2
6,6122	45,6	14,5004	9,46	0,11	4,8
5,8476	35,05	16,6836	10,5	0,14	1,0
3,3299	20,0	16,6495	10,5	0,25	1,2
6,3688	38,1	16,7160	10,5	0,13	0,8
5,7437	30,5	18,8318	11,36	0,16	- 3,5
5,6037	30,0	18,6790	12,0	0,17	2,8
5,2502	26,8	19,5904	12,0	0,19	- 2,0
4,4515	20,2	22,0371	13,5	0,25	- 2,2
5,1209	23,2	22,0728	13,5	0,22	- 2,4

APÊNDICE 4

MEDIDA DE VAZÃO DO AR

Para medida da vazão do ar foi utilizado um Venturi tipo Herschel, construído de acordo com as normas ASME [6], na PUC/RJ.

Uma vez respeitadas as dimensões e procedimentos estabelecidos pelas normas, a calibração do venturi pode ser dispensável.

Um medidor de vazão do tipo Venturi foi escolhido por ser o medidor de vazão que apresenta menor perda de carga.

A figura (A4.1) mostra as dimensões padronizadas do Venturi. A vazão do ar é determinada através da diferença de pressão entre a seção de diâmetro igual ao da linha e a seção estrangulada.

Utilizou-se um Venturi de alumínio, com a seguinte relação entre os diâmetros

$$\beta = \frac{D_2}{D_1} = 0,5 \quad (A4.1)$$

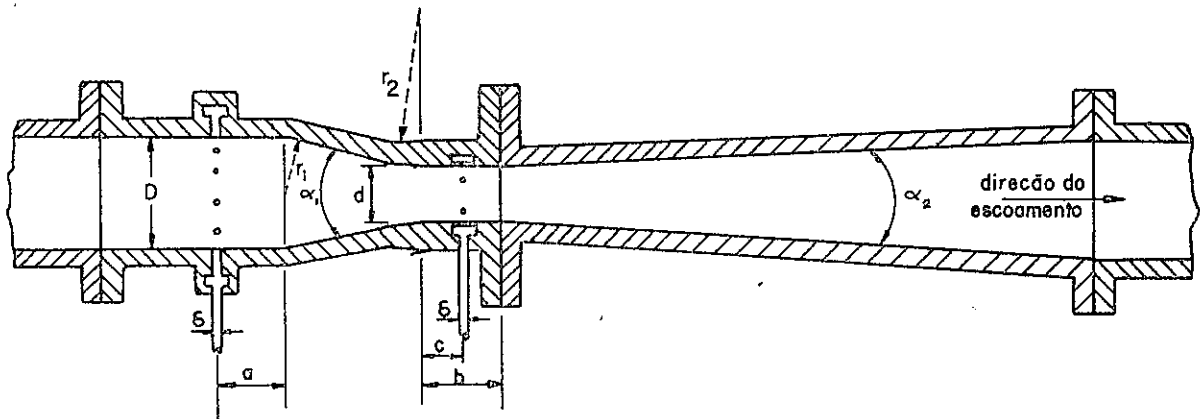
onde

D_1 = 9.5mm, diâmetro da linha

D_2 = diâmetro da garganta

As tomadas de pressão, em número de quatro por seção, fo

ram ligadas entre si de modo a obter-se uma leitura média da pres
são na seção.



D= DIÂMETRO DA TUBULAÇÃO DE ENTRADA E SAÍDA

d= DIÂMETRO DA GARGANTA

a= 0,25D a 0,75 para $4" < D \leq 6"$, 0,25 a 0,50 para $6" < D \leq 32"$

b= d

c= d/2

$\delta = 3/16"$ a $1/2"$ (mínimo de 4 tomadas por seção)

$r_2 = 3,5d$ a $3,75d$

$r_1 = 0$ a $1,375 D$

$\alpha_1 = 21^\circ \pm 2^\circ$

$\alpha_2 = 5^\circ$ a 15°

Fig. A4.1 - Proporções Padronizadas do Venturi (Norma ASME)

As tomadas de pressão foram ligadas aos manômetros com o auxílio de uma chave seletora.

Para medidas de pressão menores do que 40 milímetros de co
luna d'água (mmca) utilizou-se um manômetro inclinado, com a menor
divisão igual a 0,5 mmca. Para medidas de pressão maiores que
40 mmca utilizou-se um manômetro em U, com a menor divisão igual

a 2mmca.

A4.1 - Determinação da Vazão de Ar

A vazão de ar pode ser determinada aplicando-se a equação de Bernouille entre a seção de entrada (1) e a garganta (2) do Venturi.

$$\frac{P_1}{\rho_{ar}} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho_{ar}} + \frac{V_2^2}{2} \quad (A4.2)$$

sendo

$$V_1 = V_2 \frac{A_2}{A_1} \quad (A4.3)$$

onde P é a pressão absoluta, ρ_{ar} é a densidade do ar, V é a velocidade e A é a área transversal, logo

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_{ar}(1 - \beta^4)}} \quad (A4.4)$$

A vazão em massa do ar calculada na seção da garganta é dada por

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar} V_2 A_2 \quad (A4.5)$$

ou

$$\dot{m}_{ar} = F A_2 \sqrt{2 \rho_{ar} \Delta P} \quad (A4.6)$$

onde

$$F = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}}, \text{ fator de velocidade de aproximação} \quad (\text{A4.7})$$

O valor da vazão mássica deve ser corrigido, de acordo com as normas ASME, pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{ar} = C_d F_a Y_a F A_2 \sqrt{2 \rho_{ar} \Delta P} \quad (\text{A4.8})$$

onde

C_d : coeficiente de descarga

F_a : fator de expansão térmica

Y_a : fator de expansão adiabática

A temperatura do ar no Venturi pode ser considerada igual a temperatura do ar na entrada do trocador de calor, T_{ar1} . Desta forma, a densidade do ar que aparece na equação (A4.8) foi avaliada nesta temperatura.

A correção na vazão devido a expansão térmica foi desprezada, pois o Venturi operava com temperaturas próximas da temperatura ambiente, logo, de acordo com as normas $F_a = 1$. [figura (A4.3)]

O fator de expansão adiabática foi determinado pela seguinte expressão [ou figura (A4.4)]

$$y_a = (1-x)^{2/k} \left(\frac{k}{k-1} \right) \left(\frac{1 - (1-x)^{\frac{k-1}{k}}}{x} \right) \left(\frac{1 - \beta^4}{1 - \beta^4 (1-x)^{2/k}} \right)^{1/2} \quad (A4.9)$$

onde

$$x = \frac{\Delta P}{P_1} = \frac{P_1 - P_2}{P_1} \quad (A4.10)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} = 1,4 \text{ (ar)} \quad (A4.11)$$

A diferença de pressão, ΔP , foi determinada pela leitura de coluna d'água no manômetro, h , através da expressão

$$\Delta P = (\rho_{ag_m} - \rho_{ar_m}) g h \quad (A4.12)$$

onde ρ_{ag_m} e ρ_{ar_m} , densidades da água e do ar avaliadas na temperatura ambiente.

O coeficiente de descarga, C_d , é função do número de Reynolds baseado no diâmetro maior do Venturi, D_1 , podendo ser obtido da figura (A4.2).

$$Re = \frac{\dot{m}_{ar} D_1}{A_1 \mu_{ar}} \quad (A4.13)$$

onde A_1 é a área transversal na entrada do venturi e μ_{ar} é a viscosidade do ar avaliada na temperatura T_{ar_2} . (seção de entrada)

Devido a dependência do coeficiente de descarga, C_d , com o número de Reynolds, o cálculo da vazão de ar deve ser feito por um processo iterativo.

De acordo com as recomendações da norma, o coeficiente de descarga deve ser tomado inicialmente como 0,99. Pode-se então calcular a vazão em massa pela equação (A4.8). Em seguida, calcula-se o número de Reynolds [equação (A4.13)] e determina-se o novo coeficiente de descarga através da figura (A4.2). Uma nova vazão é determinada e o procedimento repetido até convergir.

A4.2 - Procedimento de Cálculo

A seguir encontra-se um exemplo típico do procedimento adotado para o cálculo da vazão do ar.

Parâmetros Geométricos:

$$\beta = 0,5 \qquad F = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} = 1,033$$

$$A_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} = 7,09 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \qquad A_2 = \beta^2 A_1 = 1,77 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Parâmetros obtidos a partir dos valores medidos na experiência 5.5:

$$T_{ar_1} = 39,62^{\circ}\text{C} \left\{ \begin{array}{l} \text{tabelas} \left\{ \begin{array}{l} \rho_{ar} = 1,092 \text{ kg/m}^3 \\ \mu_{ar} = 1,911 \times 10^{-5} \text{ kg/ms} \end{array} \right. \\ \text{norma} \\ \text{Fig.A4.3} \left\{ \begin{array}{l} F_a = 1 \end{array} \right. \end{array} \right.$$

$$T_{amb} = 27,5^{\circ}\text{C} \rightarrow \text{tabelas} \left\{ \begin{array}{l} \rho_{ag_m} = 996,3 \text{ kg/m}^3 \\ \rho_{ar_m} = 1,140 \text{ kg/m}^3 \end{array} \right.$$

$$h = 74 \text{ mmca} \rightarrow \Delta P = (\rho_{ag_m} - \rho_{ar_m}) g h = 72,24 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\left. \begin{array}{l} P'_1 = 640 \text{ mmca} \\ P_{atm} = 763 \text{ mm Hg} \end{array} \right\} P_1 = P'_1 + 13,6 P_{atm} = 11016,8 \text{ mmca}$$

$$x = \frac{\Delta P}{P_1} = \frac{74}{11016,8} = 6,72 \times 10^{-3} \rightarrow Y_a = 0,996$$

$$\dot{m}_{ar} = C_d F_a Y_a F A_2 \sqrt{2 \rho_{ar} \Delta P'}$$

$$\dot{m}_{ar} = C_d 0,0733$$

1a. Tentativa:

$$C_d = 0,99 \rightarrow \dot{m}_{ar} = 0,0726 \rightarrow Re = 5 \times 10^4 \rightarrow C_d = 0,962$$

2a. Tentativa:

$$C_d = 0,962 \rightarrow \dot{m}_{ar} = 0,071 \rightarrow Re = 4,98 \times 10^4 \rightarrow C_d = 0,962$$

convergiu

$$\dot{m}_{ar} = 0,071 \text{ kg/s}$$

A4.3 - Incerteza na Medida de Vazão do Ar

O Venturi não foi calibrado, por ter sido construído de acordo com as normas da ASME [6] .

A incerteza na medida da vazão do ar pode ser calculada u tilizando-se o método de Kline e Mc Clintock, desprezando-se as in certezas associadas com as propriedades, pela seguinte expressão:

$$\left(\frac{\Delta \dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{ar}} \right)^2 = \left(\frac{\Delta C_d}{C_d} \right)^2 + \left(\frac{\Delta F_a}{F_a} \right)^2 + \left(\frac{\Delta Y_a}{Y_a} \right)^2 + \left(\frac{\Delta h}{2h} \right)^2 + \left(\frac{2\Delta D_2}{D_2} \right)^2$$

(A4.14)

Considerando-se as incertezas dos coeficientes de acordo com as normas [6] e desprezando-se a incerteza associada ao coeficiente de expansão térmica, tem-se

$$\frac{\Delta y_a}{y_a} = 7,14 \times 10^{-3} \frac{\Delta P}{P_1} \quad (A4.15)$$

$$\frac{C_d}{C_d} = (2,75 - \frac{Re}{10^5}) \times 10^{-2} \quad (A4.16)$$

A incerteza no diâmetro, ΔD_2 é de 0,05 mm.

A incerteza na altura da coluna d'água é composta de duas parcelas. Uma parcela devido a incerteza associada ao manômetro Δh_m e outra parcela de incerteza devido a flutuação na leitura da altura da coluna d'água, Δh_f . De acordo com o método de Kline e Mc Clintock, a incerteza total na altura pode ser obtida pela expressão abaixo

$$\left(\frac{\Delta h}{h}\right)^2 = \left(\frac{\Delta h}{h}\right)_m^2 + \left(\frac{\Delta h}{h}\right)_f^2 \quad (A4.17)$$

Para medidas de coluna d'água menores que 40 mmca, utilizou-se o manômetro inclinado, e os seguintes valores foram adotados para as incertezas na altura.

$$\Delta h_m = 0,5 \text{ mmca}$$

$$\Delta h_f = 0,5 \text{ mmca}$$

Nos outros casos, utilizou-se o manômetro em U. Neste caso, as incertezas receberiam os seguintes valores

$$\Delta h_m = 2\text{mm}$$

$$\Delta h_f = 1\text{mm}$$

A incerteza média associada a vazão do ar foi de 3%.

Na análise de incerteza dos resultados encontrados para os coeficientes de transporte, utilizou-se a incerteza na medida da vazão para cada experiência, não tendo sido adotada a incerteza média.

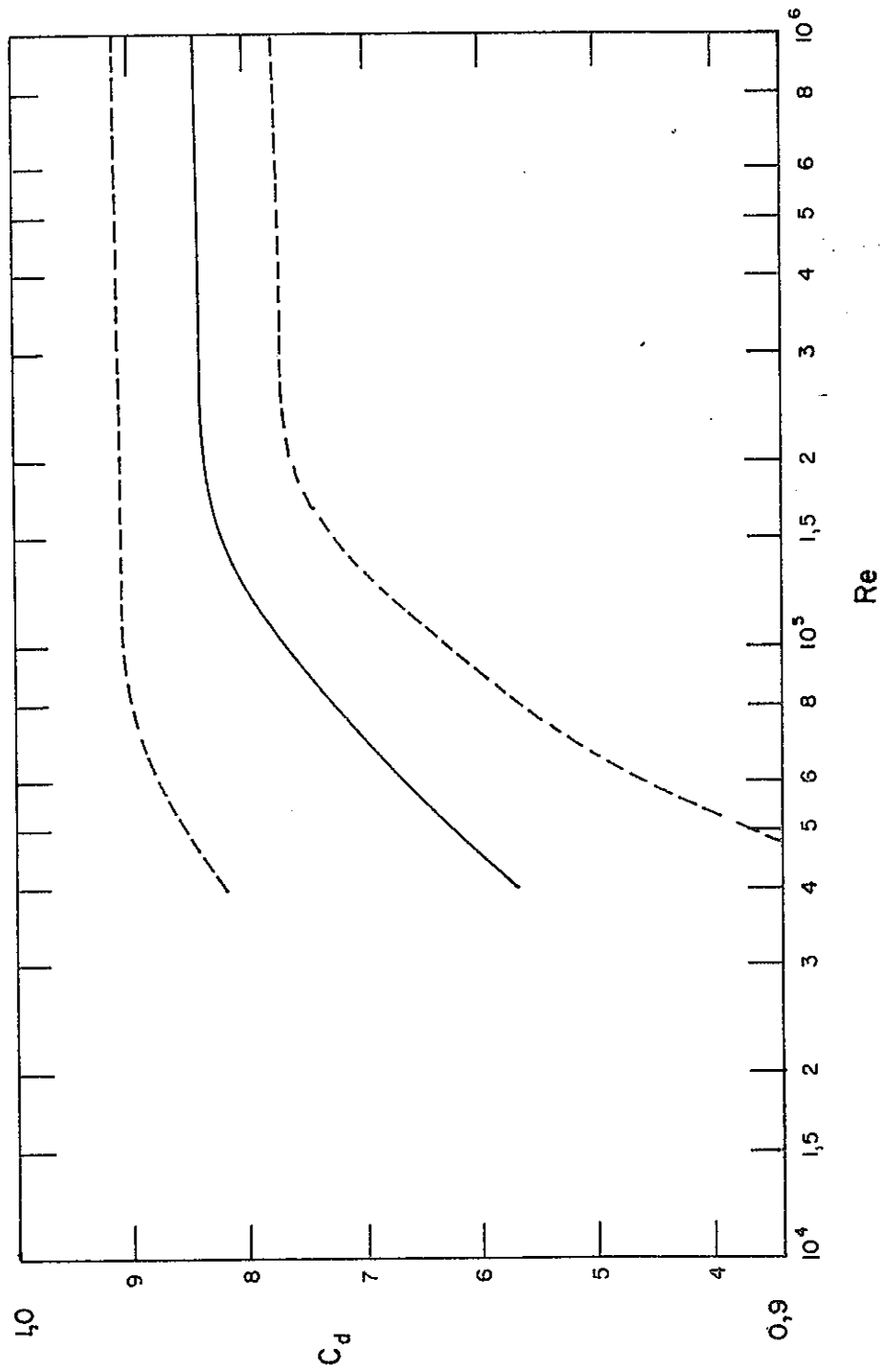


FIG. A4.2 -- COEFICIENTE DE DESCARGA PARA UM VENTURI "HERSCHEL TYPE" EM FUNÇÃO DE Re
 (APLICÁVEL A VALORES DE β DE 0.25 A 0.75 EM TUBOS DE 2 in OU MAIS)

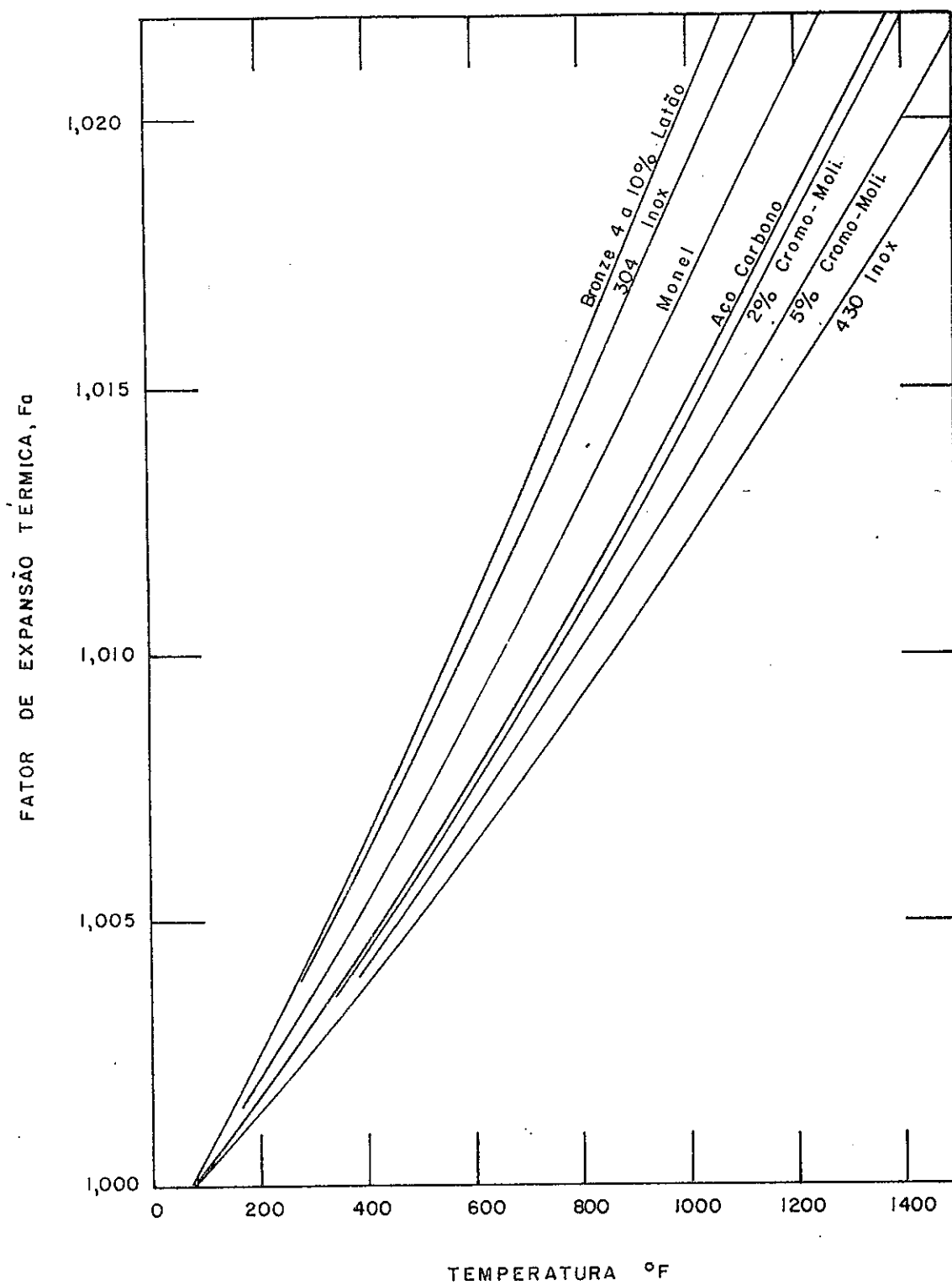


Fig. A4.3 - Fator de Expansão Térmica

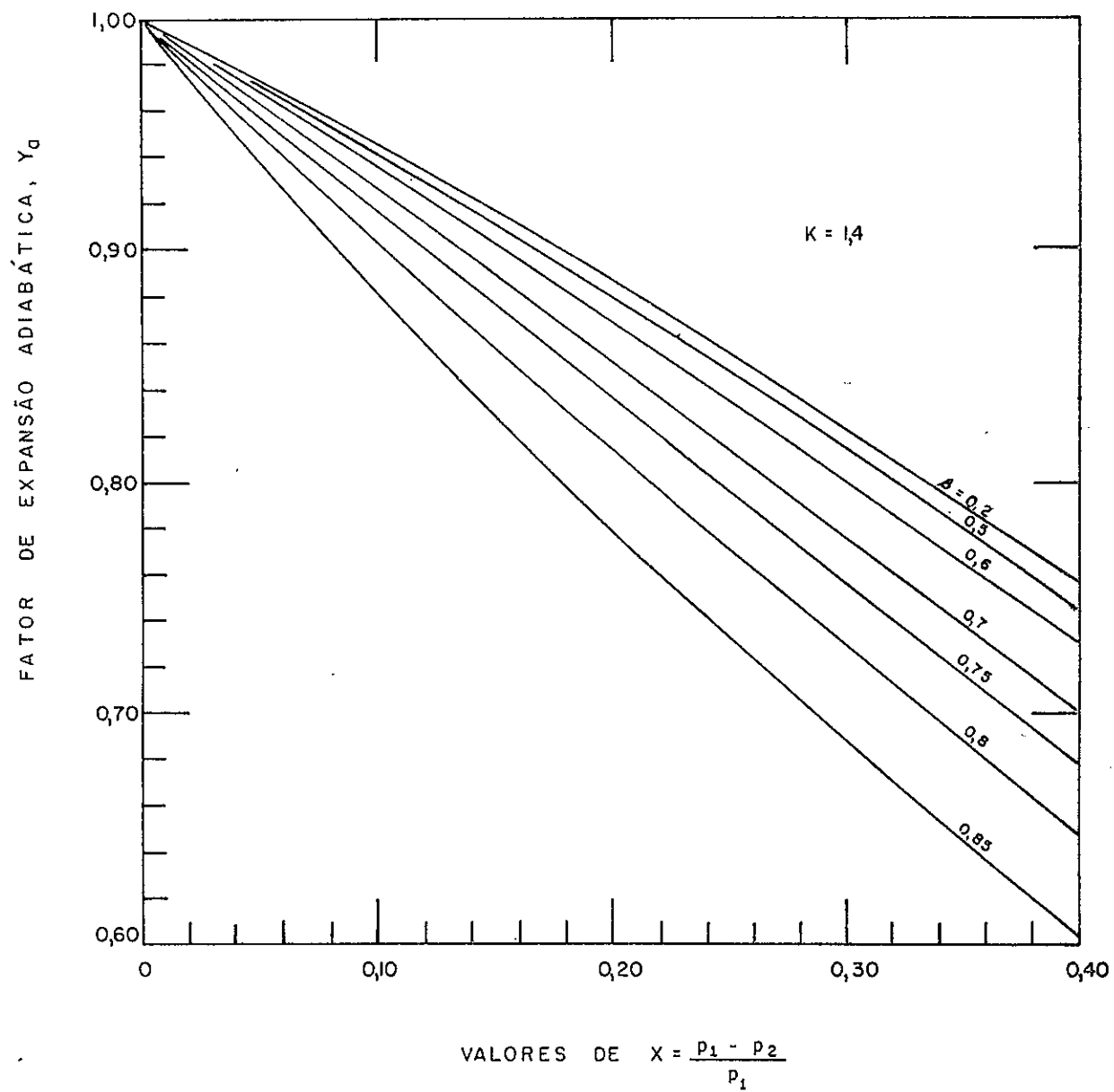


Fig. A4.4 - Fator de Expansão Adiabática

APÊNDICE 5

DADOS EXPERIMENTAIS

Neste Apêndice são apresentados os valores determinados a partir da leitura dos instrumentos, os coeficientes de transporte obtidos e os parâmetros adimensionais resultantes. Apresenta-se também, a incerteza relativa associada aos principais parâmetros.

De acordo com a nomenclatura apresentada na listagem do programa de computador utilizado para a realização de todos os cálculos necessários, tem-se:

#	-	número da experiência
MAG	-	vazão em massa de água
$\frac{\Delta \text{MAG}}{\text{MAG}}$	-	incerteza relativa na medida da vazão de água
TAR1	-	temperatura do ar na saída, seção (1)
TAR2	-	temperatura do ar na entrada, seção (2)
TAG2	-	temperatura da água na saída, seção (2)
DELTA	-	diferença de temperatura da água entre a seção de entrada e saída
Q	-	fluxo de calor trocado entre os dois fluidos de trabalho
$\frac{\Delta Q}{Q}$	-	desvio relativo do fluxo de calor obtido do lado do ar e do lado da água em relação ao fluxo de calor médio <u>a</u>

	-	dotado
U	-	coeficiente global de troca de calor
$\frac{\Delta U}{U}$	-	incerteza relativa no coeficiente global de troca de calor
H _l	-	coeficiente de película do lado da água.
$\frac{\Delta H_l}{H_l}$	-	incerteza relativa no coeficiente de película do lado da água
RE _l	-	número de Reynolds do lado da água
EP	-	efetividade do trocador de calor, escoamento em correntes opostas
MAR	-	vazão em massa do ar
$\frac{\Delta MAR}{MAR}$	-	incerteza relativa na vazão em massa do ar
RE _D	-	número de Reynolds do lado do ar, baseado no diâmetro do pino e velocidade média na seção transversal pinada.
RE _A	-	número de Reynolds do lado do ar, baseado na velocidade frontal de escoamento e diâmetro hidráulico $(D_H = D_3 - D_2)$
H	-	coeficiente de troca de calor da região pinada ($H = \eta h_e$) (inverso da resistência térmica do lado do ar)
$\frac{\Delta H}{H}$	-	incerteza relativa associada ao coeficiente de troca de calor da região pinada

FI - relação entre a resistência térmica obtida pelo modelo aproximado ($1/h_{ap}$) e a resistência térmica obtida pelo método experimental ($1/H$).

$$(FI = \frac{H}{h_{ap}})$$

NU - número de Nusselt do lado do ar ($\frac{h_e D}{K_{ar}}$)

J - número de Colburn do lado do ar ($J = St Pr^{2/3}$)

PRPI - queda de pressão na região pinada entre as seções de entrada e saída do trocador de calor

PlPI - pressão manométrica na entrada do trocador de calor

PATM - pressão atmosférica

KP - coeficiente de perda de carga para uma fileira de pinos

FT - coeficiente de perda de carga na a região pinada.

$\frac{\Delta FT}{FT}$ - incerteza relativa associado ao coeficiente de perda de carga na região pinada.

#	KAG	ΔMAG	TAR1	TAR2	DELTA	ΔQ	U	ΔU	H1	ΔH1	RE1	EP			
		MAG				Q		U		H1					
	KG/S	%	*C	*C	*C	WATT	%	WATT	%	WATT	%				
						M2*K		M2*K		M2*K					
1.	1	0.074	10.4	47.84	39.18	60.62	0.72	215.	4.	54.2	10.3	729.0	8.3	6405.	0.407
1.	2	0.074	10.4	47.38	38.34	60.64	0.76	225.	4.	54.6	10.0	729.3	8.3	6409.	0.409
1.	3	0.098	7.9	48.13	39.26	60.78	0.64	236.	10.	59.6	11.2	909.6	6.3	8451.	0.446
1.	4	0.098	7.9	48.33	39.28	60.78	0.61	232.	7.	59.3	11.3	909.5	6.3	8449.	0.440
1.	5	0.098	7.9	47.67	38.43	60.81	0.61	235.	6.	57.3	11.2	909.7	6.3	8452.	0.427
1.	6	0.121	6.4	48.41	39.36	61.04	0.53	242.	11.	61.4	12.9	1082.8	5.1	10519.	0.457
1.	7	0.121	6.4	47.87	38.47	60.97	0.51	242.	7.	59.2	12.9	1082.1	5.1	10505.	0.441
1.	8	0.144	5.3	48.60	39.36	61.21	0.44	242.	9.	61.2	15.0	1249.1	4.3	12582.	0.455
1.	9	0.144	5.3	48.80	39.46	61.23	0.39	230.	3.	58.8	15.8	1249.1	4.3	12583.	0.435
1.	10	0.144	5.3	48.04	38.47	61.16	0.46	254.	10.	61.8	14.4	1248.7	4.3	12576.	0.459
1.	11	0.152	5.1	48.69	39.36	61.30	0.38	233.	4.	59.0	16.3	1299.7	4.1	13227.	0.437
1.	12	0.168	4.6	48.84	39.51	61.35	0.35	234.	5.	59.6	17.9	1410.2	3.7	14649.	0.442
1.	13	0.191	4.0	48.95	39.51	61.47	0.31	235.	4.	59.7	20.2	1567.1	3.2	16722.	0.442
1.	14	0.215	3.6	49.12	39.57	61.56	0.24	224.	2.	57.1	23.8	1720.0	2.9	18791.	0.422

MAR	ΔMAR	RED	REA	H	ΔH	FI	NU	J	PRPI	P1PI	PATM	KP	FT	ΔFT
					H									FT
KG/S	%				WATT	%			MMCA	MMCA	MMHG		%	
					M2*K									
10.023	4.9	2316.	13585.	67.2	7.0	0.7550	13.7	0.663D-02	20.	19.	762.	0.1317	0.3501	2.8

EXPERIENCIA # 8

#	MAG	$\frac{\Delta MAG}{MAG}$	TAR1	TAR2	TAG2	DELTA	$\frac{\Delta Q}{Q}$	U	$\frac{\Delta U}{U}$	H1	$\frac{\Delta H1}{H1}$	RE1	EP
	KG/S	%	*C	*C	*C	*C	WATT	%	WATT	%	$\frac{WATT}{M2*K}$		
8. 1	0.074	10.4	42.74	39.32	54.34	1.31	405.	0.	125.7	7.4	692.7	8.3	5845.0.209
8. 2	0.098	7.9	42.88	39.50	53.35	1.01	407.	1.	139.4	7.5	854.6	6.3	7500.0.230
8. 3	0.121	6.4	42.93	39.48	53.16	0.84	417.	2.	146.0	8.1	1012.9	5.1	9336.0.241
8. 4	0.145	5.3	43.31	39.08	53.51	0.74	439.	2.	154.0	8.7	1170.6	4.3	11204.0.254
8. 5	0.152	5.1	43.60	39.92	53.84	0.70	440.	1.	153.7	9.0	1220.8	4.1	11827.0.253
8. 6	0.168	4.6	43.79	39.91	54.27	0.65	460.	0.	156.8	9.4	1329.0	3.7	13177.0.258
8. 7	0.192	4.0	43.99	40.04	54.41	0.59	473.	1.	161.8	10.3	1476.9	3.2	15043.0.266
8. 8	0.215	3.6	44.20	40.07	54.65	0.57	500.	2.	170.0	10.8	1623.1	2.9	15942.0.278
8. 9	0.239	3.2	44.27	40.12	54.44	0.51	499.	1.	173.8	11.9	1759.9	2.0	16726.0.283
8. 10	0.262	2.9	44.15	39.97	54.25	0.47	507.	2.	177.6	12.8	1894.0	2.4	20508.0.289
8. 11	0.262	2.9	44.20	40.03	54.36	0.47	506.	2.	176.3	12.8	1895.8	2.4	20543.0.287

MAR	$\frac{\Delta MAR}{MAR}$	RED	REA	H	$\frac{\Delta H}{H}$	FI	NU	J	PRPI	P1PI	PATM	KP	FT	$\frac{\Delta FT}{FT}$
KG/S	%				WATT	%			MMCA	MMCA	MMHG			%
10. 117	2.0	11591.	168003.	221.6	10.4	0.8672	46.6	0.450D-02	424.	404.	765.	10.1119	0.2962	1.4

REFERÊNCIAS

- [1] Mc ADAMS, W.H., "Heat Transmission", 3a. ed., McGraw Hill Book Company, Inc., New York, 1954.
- [2] KREITH, F.K., "Princípios da Transmissão de Calor", Editora Edgard Blücher Ltda., São Paulo, 1977.
- [3] KERN, D.Q. & KRAUS, A.D., "Extended Surface Heat Transfer", McGraw Hill Book Company, 1972.
- [4] HOLMAN, J.P., "Experimental Methods for Engineers", McGraw Hill, New York, 1971.
- [5] ROHSENOW, W.M. & HARTNET, J.P., "Handbook of Heat Transfer", McGraw Hill Book Company, New York, 1973.
- [6] American Society of Mechanical Engineers, "Flow Measurements by Means of Thin Plate Orifices, Flow Nozzles and Venturi Tubes", ASME POWER TEST CODES, Supplement on Instruments and Apparatus, U.S.A.
- [7] American Society of Testing and Materials, "Manual on the Use of Thermocouples in Temperature Measurements", ASTM Especial Publication 470A, U.S.A., 1974.
- [8] SPARROW, E.M. & RAMSEY, J.W., "Heat Transfer and Pressure Drop for a Staggered Wall-Attached Array of Cylinders

with Tip Clearance", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 21, nº 11, Nov. 1978, pg.1369-1377.

- [9] THRELKELD, J.L., "Thermal Enviromental Engineering", Addison-Wesley Company

- [10] AZEVEDO, L.F.A., "Análise Teórico-Experimental de um Desu-
midificador de Ar Usando Tri-Etileno Glicol". Disserta-
ção de Mestrado, Dep. Engenharia Mecânica PUC/RJ, 1981.

- [11] BENEDICT, R.P., "Fundamentals of Temperature, Pressure and
Flow Measurements", John Wiley & Sons, Inc., New York ,
1969.

- [12] KNUDSEN, J.G. & KATZ, D.L., "Fluid Dynamics and Heat
Transfer", Mc Graw Hill Book Company, INC., New York, 1958.

- [13] EL-WAKIL, M.M., "Nuclear Heat Transport", International
Text book Company, New York, 1971

- [14] FRAAS, A.P. & OZISIK, M.N., "Heat Exchanger Design", John
Wiley & Sons, Inc., New York, 1965.

- [15] CARNAVOS, T.C., "Coding Air in Tubular Flow with Internally
Finned Tubes", Heat Transfer Engineering", Vol. 1 nº 2,
1979, pg. 41-46.

- [16] BROWN FINTUBE COMPANY, "How to Design Double Pipe Finned Tube", Oklahoma, 1980.
- [17] CLARK, L. & WINSTON, R.E., Chemical Engineering Progress, 51: 147, 1955.
- [18] GUNTER, A.Y. & SHAW W.A., Trans. ASME, 64:795, 1942.
- [19] LORENZO, B. de & ANDERSON, E.D., Trans. ASME, 67:697, 1945
- [20] COLLE, S., "Uma Previsão para o Desempenho Ótimo de um Duplo-Tubo Aletado para a Transferência de Calor em Regime Laminar", Tese de Doutorado, COPPE/UFRJ, Engenharia Mecânica, 1976.
- [21] KNUDSEN, J.G. & KATZ, D.L., Chemical Engineering Progress, 46:490, 1950.
- [22] HOBSON, M. & WEBER, J.H., Ind. Eng. Chem., 46:2290, 1954.
- [23] KAYS W.A. & LONDON, A.L., "Compact Heat Transfer Exchanges", Mc Graw Hill, 2a. ed., New York, 1964.
- [24] ECKERT, E.R.G. & DRAKE, R.M., "Heat and Mass Transfer", McGraw-Hill Book Company, New York, 1959.
- [25] SCHLICHTING, H., "Boundary Layer Theory", McGraw Hill Book Company, New York, 1968.

- [26] KAYS, W.M., "Convective Heat and Mass Transfer", McGraw Hill Book Company, New York, 1966.
- [27] SHEPHERD, D.G., "Performance of One Row Tube Coils With Thin-Plate Fins, Low Velocity Forced Convection", Heating Piping and Air Conditioning, vol. 28, 1956, pp.137-144.