

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Valdirson Pereira
mendes..... E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 05 / 02 / 04

.....
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Estudo Termo-Hidráulico em Tubos com Intensificadores de Troca de Calor

Autor: Valdirson Pereira Mendes
Orientador: Prof. Dr. Kamal Adbel Radi Ismail

103/2008

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS**

Estudo Termo-Hidráulico em Tubos com Intensificadores de Troca de Calor

Autor: Valdirson Pereira Mendes
Orientador: Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

Curso: Engenharia Mecânica - Mestrado Profissional.
Área de Concentração: Refrigeração e Condicionamento de Ar

Dissertação de mestrado profissional apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

São Luís, 2004
MA. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA – BAE – UNICAMP

M522e Mendes, Valdirson Pereira
 Estudo termo – hidráulico em tubos com
 Intensificadores de troca de calor / Valdirson Pereira
 Mendes. –Campinas, SP: [s.n.], 2004.

 Orientador: Kamal Abdel Radi Ismail
 Dissertação (mestrado Profissional) - Universidade
 Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia
 Mecânica.

 1. Tubos de calor. 2. Calor – Transmissão. 3. Molas
 (Mecanismo). I. Ismail, Kamal Adbel Radi. II.
 Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
 Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Study hidraulical – thermal in pipes with intensifiers of heat exchange

Palavras-chave em Inglês: Enhancement, Heat transfer, Loss of load, heat pipes

Área de concentração: Refrigeração e Condicionamento Ambiental

Titulação: Mestrado Profissional em Mecânica.

Banca examinadora: Waldemir Silva de Lima, Valdemar Silva Leal

Data da defesa: 05/02/2004

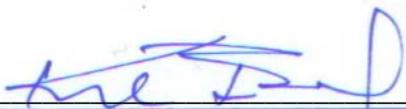
Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS**

Trabalho Final de Mestrado Profissional

**Estudo Termo-Hidráulico em Tubos com
Intensificadores de Troca de Calor**

Autor: Valdirson Pereira Mendes
Orientador: Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail



Prof. Dr, Presidente: Kamal Abdel Radi Ismail
Instituição: UNICAMP



Prof. Dr. Waldemir Silva de Lima
Instituição: UEMA



Prof. Dr. Valdemar Silva Leal
Instituição: UEMA

São Luís, 05 de fevereiro de 2004

Dedicatória:

Dedico este trabalho à minha querida esposa.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

A minha mãe pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador, que me mostrou os caminhos a serem seguidos.

Aos professores e colegas do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

*Obstáculos são aquelas coisas
medonhas que você vê,
quando tira os olhos
do seu objetivo.*

Henry Ford

Resumo

VALDIRSON, Pereira Mendes, *Estudo Termo-Hidráulico em Tubos com Intensificadores de Troca de Calor*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004. 180 p. Dissertação (Mestrado)

A intensificação da troca de calor avaliada fundamentalmente em termos do coeficiente de transferência de calor do escoamento em tubos lisos e com inserção de molas espirais de perfil circular e retangular foi investigado no presente trabalho. Nesse sentido, utilizou-se uma bancada experimental montada para tal avaliação. Os ensaios foram realizados fixando a temperatura de entrada na seção de ensaios na ordem de $2,6^{\circ}\text{C}$. Para a realização dos ensaios, a vazão mássica de água variou na faixa entre 0,050 a 0,310 kg/s, correspondendo a valores de Reynolds, Re , da ordem de 2900 e 15000, respectivamente. Os resultados experimentais mostram que o tubo com mola espiral com perfil retangular apresentou o melhor desempenho do coeficiente de transferência de calor, seguido do tubo com mola com perfil circular e do tubo liso. Para reduzidos valores de número de Reynolds, o coeficiente de transferência de calor para os três tubos tendem a mesma ordem. Os resultados experimentais mostram que a perda de carga aumentou com o incremento da vazão mássica, onde o tubo com mola com perfil retangular apresentou os maiores valores. Na análise final ao se avaliar o desempenho termo-hidráulico conclui-se que o tubo com mola espiral com perfil circular é um pouco superior do que o tubo com mola de perfil retangular. Analizou-se também os resultados obtidos por intermédio das correlações, de Gnielinski e de Bergles, comparando-as com os resultados obtidos experimentalmente.

Palavras Chave

- Intensificação, troca de calor, perda de carga, tubos.

Abstract

VALDIRSON, Pereira Mendes, *Study Hydraulic-Thermal in pipes with intensifiers of heat exchange*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003. 180 p. Dissertação (Mestrado)

This study of change of heat appraised fundamentally in terms of coefficient of transfer of heat of the water in drainage in smooth tubes and with insert of spiral springs of circular and rectangular profile it was investigated in the present work. In that sense it was used a supported experimental mounted for such evaluation. The rehearsals were accomplished fixing the entrance temperature in the section of rehearsals in the order of 2,6°C. In the accomplishment of the rehearsals the mass flow of water varied in the interval among 0,50 to 0,310 kg/s corresponding to values of number Reynolds, Re , of the order from 2900 to 15000, respectively. The experimental results show that the tube with spiral spring with rectangular profile presented the best acting of the coefficient of transfer of heat, followed by the tube with spring with circular profile and of the smooth tube. For reduced values of number Reynolds the coefficient of transfer of heat for the three tubes was of the some order. The experimental results show that the load loss increased with the increment of the mass flow where the tube with spring with rectangular profile presented the largest values. In the analysis final to evaluate the term-hydraulic acting is ended that the tube with spiral spring with circular profile is a little larger than the tube with spring of rectangular profile. It was verified the results also obtained through the correlations, of Gnielinski and of Bergles comparing them with the results obtained experimentally.

Key Words

Enhancement, heat transfer, loss of load, heat pipes.

Sumário

Lista de Figuras	x
Lista de Tabelas	xii
Nomenclatura	xiii
1 Introdução	1
2 Revisão da Literatura	5
3 Materiais e Método	25
4 Resultados e Discussão	34
5 Conclusões e Sugestões para próximos trabalhos	53
Referências Bibliográficas	56
Apêndice A	60
Apêndice B	67
Apêndice C	78
Apêndice D	85

Lista de Figuras

2.1 Sumário de dados de transferência de calor com fluxo de água interno ao tubo com dispositivos intensificadores	12
2.2 Sumário de fator de atrito para fluxo de água interno a tubos com dispositivos intensificadores	13
2.3 Vários tipos de dispositivos intensificadores	15
2.4 Relação dos coeficientes de transferência de calor	16
2.5 Fator de atrito correlacionado com número de Reynolds para tubo liso e ranhurados	17
2.6 Relação de fator de atrito correlacionado com número de Reynolds	17
2.7 Resfriamento de Newton	18
2.8 (a) Configuração em paralelo	20
2.8 (b) Configuração em contracorrente	20
2.9 (a) Tubos aletados com os dois fluidos não-misturados	20
2.9 (b) Tubos sem aletas com um fluido misturado	20
2.10 Fator de correção para trocadores de calor de fluxo cruzado, um fluido mistura-se outro fluido não se mistura	22
3.1 Esquema dos circuitos de R-12, água e ar	26
3.2 Bancada de circuito frigorífico	27
3.3 Bancada de ar condicionado	27
3.4 Seção de ensaios	28
3.5 Sistema de aquisição de dados	30
4.1 (a) Tubo liso	35
4.1 (b) Tubo com tira	35
4.1 (c) Tubo com mola	35
4.2 (a) Vazão mássica de água 0,056 kg/s	36

4.2 (b) Vazão mássica de água 0,111 kg/s	37
4.2 (c) Vazão mássica de água 0,167 kg/s	37
4.2 (d) Vazão mássica de água 0,222 kg/s	38
4.2 (e) Vazão mássica de água 0,782 kg/s	38
4.3 Número de Nusselt correlacionado com número de Reynolds	39
4.4 Comparação, em termos de grupos adimensionais com a correlação de Dittus e Belter	40
4.5 Comportamento de h_i de acordo com as correlações de Gnielinski, Bergles e os valores experimentais	43
4.6 Desvio das correlações de Gnielinski e Bergles em relação ao método experimental	43
4.7 Perda de carga correlacionada com a vazão	44
4.8 Coeficiente de transferência de calor correlacionado com a vazão de água	44
4.9 Potência em função da vazão máxima de água	47
4.10 Fator de atrito correlacionado com número de Reynolds	47
4.11 FI do coeficiente de transferência de calor correlacionado com número de Reynolds	49
4.12 FI do fator de atrito correlacionado com número de Reynolds	50
4.13 FI termo-hidráulico correlacionado com número de Reynolds	51

.....

Lista de Tabelas

3.1 Parâmetros de geometria da mola	39
3.2 Parâmetros de geometria da tira	39
3.3 Temperaturas	31
3.4 Transição no tubo liso	31
4.1 Coeficientes de transferência de calor	41
Apêndice A. Sumário das leituras do ensaio na velocidade do ar de 4,0 m/s	66

.....

Nomenclatura

Letras Latinas

\bar{h} - coeficiente de transferência de calor médio	[W/m ² .K]
\dot{m} - vazão mássica	[kg/s]
\bar{Nu} - número de Nusselt médio	
A – área	[m ²]
A _e – área exterior de transferência de calor	[m ²]
A _i – área interior de transferência de calor	[m ²]
c _p – calor específico à pressão constante	[kJ/kg.K]
D – diâmetro	[m]
D _e – diâmetro externo do tubo	[m ²]
D _i – diâmetro interno do tubo	[m ²]
e – espessura da tira e diâmetro da mola	[m]
f – fator de atrito	
F – fator de correção da média logarítmica das diferenças de temperatura	
FI _f - fator de intensificação do fator de atrito	
FI _{fmola} – fator de intensificação do fator de atrito da mola	
FI _{ftira} – fator de intensificação do fator de atrito da tira	
FI _{ftm} – fator de intensificação do fator de atrito da tira em relação à mola	
FI _h – fator de intensificação do coeficiente de transferência de calor	
FI _{hmola} – fator de intensificação do coeficiente de transferência de calor da mola	
FI _{htira} – fator de intensificação do coeficiente de transferência de calor da tira	
FI _{htm} – fator de intensificação do coeficiente de transferência de calor da tira em relação à mola	
FI _{th} – fator de intensificação termo-hidráulico	
FI _{thl} – fator de intensificação termo-hidráulico da mola	

FI_{th2}	– fator de intensificação termo-hidráulico do tira	
f_L	– fator de atrito de Bergles	
h	– coeficiente de transferência de calor	[W/m ² .K]
h_e	– coeficiente de transferência de calor exterior (ar)	[W/m ² .K]
h_i	– coeficiente de transferência de calor interior (água)	[W/m ² .K]
k	– condutividade térmica do tubo de cobre	[W/m.K]
L	– comprimento	[m]
n	– número de passos na tira ou na mola	
Nu	– número de Nusselt	
p	– passo da mola ou da tira	[m]
Pot	– potência	[W]
Pr	– número de Prandtl	
q	– taxa de calor	[kW]
Q	– vazão	[m ³ /s]
$Q_{vazão}$	– vazão de água	[m ³ /s]
Re	– número de Reynolds	
T	– temperatura	[K]
Tag_e	– Temperatura de entrada da água	[K]
Tag_s	– Temperatura de saída da água	[K]
T_m	– temperatura da mistura	[K]
Tar_e	– Temperatura de entrada do ar	[K]
Tar_s	– Temperatura de saída do ar	[K]
T_{sup}	– temperatura da superfície	[K]
U	– coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² .K]
U_e	– coeficiente global de transferência de calor relativa à área exterior	[W/m ² .K]
U_i	– coeficiente global de transferência de calor relativa à área interior	[W/m ² .K]
V	– velocidade	
v	– volume específico	[m ³ /kg]
x, y, z	– coordenadas retangulares	[m]

.....

Letras Gregas

μ - viscosidade	[kg/s.m]
ΔT_m – temperatura média apropriada	[K]
ΔT - diferença de temperaturas	[K]
α - difusividade térmica; ângulo da espiral	[m ² /s]; [°]
β - ângulo de contato do perfil da ranhura	[°]
μ_m – viscosidade do meio fluido (água gelada)	[kg/s.m]
μ_p – viscosidade da água na parede interna do tubo	[kg/s.m]
ρ - massa específica [kg/m ³]	

.....

Subscritos

- e – externo; condição na entrada
- f – fluido frio
- i – interno
- q – fluido quente
- s – condição na saída

.....

Barra superior

- - condições médias na superfície

.....

Abreviação

- MLDT – média logarítmica das diferenças de temperaturas

Capítulo 1

Introdução

A maioria das pesquisas em transferência de calor tem se esforçado em desenvolver análise que pode ser chamada de “situação padrão”. Entretanto o desenvolvimento de sistemas térmicos de alta performance tem despertado o interesse em métodos que melhorem a transferência de calor. Muito do esforço da pesquisa tem sido dedicado para desenvolver novos equipamentos e avaliar experimentos para definir a condição sobre qual técnica intensificará a transferência de calor.

A técnica de intensificação de transferência de calor tem sido classificada de dois modos, como método passivo, que não requer potência externa, ou como método ativo, que requer potência externa. Diversas formas de dispositivos intensificadores, passivos e ativos, podem ser utilizadas, tais como, trocadores de placas, aletas ventiladas, tubo com inserção de fitas e tubos com parede microaletadas no seu interior. Infelizmente, toda forma de intensificação de troca de calor resulta num aumento indesejado da perda de carga, esse aumento varia conforme a geometria utilizada. Surge então, a necessidade de se estudar os mecanismos de troca de calor para que se possa otimizar os tubos, melhorando o desempenho térmico sem, entretanto, incrementar em demasia a perda de carga. A técnica de método passivo que tem despertado mais interesse é do uso do tubo de cobre dotado internamente de dispositivos intensificadores denominados de microaletas, também conhecidos como tubos “ranhurados” e com inserção de dispositivos removíveis. Os tubos com inserção de dispositivos intensificadores removíveis são relativamente de baixo custo, fáceis de serem introduzidos como também fáceis de serem retirados para operação de limpeza.

Os tubos de cobre dotados de microaletas na superfície interior, conhecidos no meio industrial por “tubos microaletados”, começaram a ser desenvolvidos no final da década de 70, com objetivo de melhorar as características de transferência de calor em evaporadores e condensadores de circuito frigoríficos. Os tubos se caracterizam por reduzida espessura da parede, em geral da ordem de 0,5 mm (e até inferior), o que proporciona um atrativo econômico para as aplicações industriais.

A maioria dos trabalhos publicados envolvendo tubos com dispositivos intensificadores se destina à avaliação do desempenho de refrigerantes em mudança de fase. Raros são aqueles dedicados ao desempenho de fluidos em escoamento monofásico. Em parte, tal escassez está relacionada às aplicações desses tubos, destinados, em geral, a condensadores e serpentinas (evaporadores, resfriadores de ar) de circuitos frigoríficos. Entretanto, dado o excelente desempenho térmico dos tubos de cobre com dispositivos intensificadores em condições de escoamento monofásico, há potencial para sua aplicação ao escoamento de líquidos em geral.

A maioria efetiva e plausível destas técnicas tem sido gerada em laboratórios de uso industrial. Tal esforço tem redundado em trocadores de calor mais compactos, eficientes e funcionais.

Tais dispositivos podem criar uma ou algumas combinações, que sejam favoráveis a aumentar o coeficiente de transferência de calor com o conseqüente aumento do atrito no escoamento, nas seguintes condições:

1. Interrompendo o desenvolvimento da camada limite do fluido em escoamento e aumentando o grau de turbulência;
2. Aumentando a efetiva área de troca de calor se o contato entre o dispositivo e a parede for ótima;
3. Gerar rotação e/ou escoamento secundário.

A motivação para tal esforço de desenvolvimento é a econômica, através de dois aspectos ou ponto de vista:

1. Redução do custo inicial. Trocadores de calor mais eficientes proporcionam o mesmo desempenho utilizando uma área de troca de calor inferior, o que implica numa redução de material e, portanto, de custo.
2. Para uma mesma área de troca de calor, os trocadores de alto desempenho proporcionam condições operacionais vantajosas que podem redundar numa significativa redução do consumo de energia. Na indústria frigorífica, o potencial para redução do consumo de energia através da utilização de trocadores de calor de melhor desempenho térmico é evidente. Considerando o ciclo de Carnot de compressão a vapor, observa-se que a elevação da temperatura de evaporação e/ou a redução da condensação proporcionam coeficientes de performance, COP, mais elevados.

O principal objetivo deste trabalho é verificar o incremento do coeficiente de transferência de calor interno produzido por dispositivo intensificadores com geometrias diferentes feitos de arame na forma espiral com perfil circular chamado de “mola”, e uma mola espiral com perfil retangular de alumínio que serão colocados no interior do tubo de cobre.

Como visto, infelizmente, todos os dispositivos de intensificação passivos acarretam incrementos de perda de carga, levando assim a um incremento no consumo de energia. O desempenho termo-hidráulico (termo relativo ao efeito combinado da transferência de calor e da perda de carga) é objeto também de estudo neste trabalho. No presente trabalho serão apresentados e discutidos resultados obtidos do desempenho termo-hidráulico envolvendo o escoamento de água gelada no interior de tubo de cobre, primeiro liso internamente, depois com inserção dos dois dispositivos intensificadores, testando como trocadores de calor em que externamente fluxo de ar escoar na direção transversal.

Capítulo 2

Revisão da Literatura.

Neste capítulo a atenção estará concentrada nos métodos de determinação de h_i , o *coeficiente de transferência de calor por convecção* interno, tanto para tubos lisos como para tubos rugosos.

2.1 Correlações para escoamento interno aos tubos lisos.

Para escoamento turbulento plenamente desenvolvido em tubo liso Dittus e Boelter (1930), apresentaram uma correlação preferida por muitos que possui a seguinte forma

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (2.1)$$

onde $n = 0,4$ para aquecimento ($T_{sup} > T_m$) e $n = 3$ para o resfriamento ($T_{sup} < T_m$). Essa correlação foi confirmada experimentalmente nas seguintes condições

$$0,7 \leq Pr \leq 160$$

$$Re \geq 10.000$$

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

As equações devem ser usadas na presença de diferenças de temperaturas, $T_{sup} - T_m$, pequena e moderada, e todas as propriedades devem ser estimadas na temperatura T_m . Se as

diferenças de temperaturas forem grandes, pode haver uma variação apreciável nas propriedades do fluido entre a parede do tubo e a região central do escoamento.

Para levar em consideração as variações das propriedades Sieder e Tate (1936) recomendaram a seguinte correlação

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

(2.2)

é aplicável às seguintes condições:

$$0,7 \leq Pr \leq 16.700$$

$$Re \geq 10.000$$

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

onde todas as propriedades são avaliadas na temperatura T_m , exceto μ_p , que é avaliada na temperatura da parede.

As equações acima oferecem simplicidade no cálculo, porém os resultados podem apresentar erros da ordem de até $\pm 25\%$. Estes erros podem ser reduzidos a menos de 10% pelo uso de correlações mais recentes, porém geralmente mais complexas. Petukhov (1970) desenvolveu uma expressão mais precisa que possui a seguinte forma:

$$Nu = \frac{(f/8) Re Pr}{1,07 + 12,7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^n$$

(2.3)

onde $n = 0,11$ para $T_p > T_m$, $n = 0,25$ para $T_p < T_m$ e $n = 0$ para fluxo de calor constante ou para gases. Todas as propriedades são avaliadas na temperatura T_m exceto μ_p . O fator de atrito pode

ser obtido no diagrama de Moody ou, para tubos lisos pelas seguintes equações atribuídas também a Petukhov (1970):

$$f = (0,790 \ln \text{Re} - 1,64)^{-2} \quad 3.000 \leq \text{Re} \leq 5 \times 10^6$$

(2.4)

A Equação 2.3 é aplicável às seguintes faixas

$$\begin{aligned} 0,5 < \text{Pr} < 200 & \quad \text{para precisão dentro de 6\%} \\ 200 < \text{Pr} < 2000 & \quad \text{para precisão dentro de 10\%} \\ 10^4 < \text{Re} < 5 \times 10^6 & \\ 0 < \mu_m / \mu_p < 40 & \end{aligned}$$

Para obter concordância com os dados disponíveis para números de Reynolds menores, Gnielinski (1976) modificou a correlação de Petukhov e propôs uma expressão na forma

$$Nu = \frac{(f/8)(\text{Re} - 1.000) \text{Pr}}{1 + 12,7(f/8)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^n$$

(2.5)

onde o fator de atrito, para tubos lisos, é novamente dado pela Equação 2.4. Esta correlação é válida para $0,5 < \text{Pr} < 2.000$ e $3.000 < \text{Re} < 5 \times 10^6$. O n é caracterizado da mesma forma da Equação 2.3. Ao usar a Equação 2.5, que se aplica tanto para fluido único quanto para temperatura uniformes, as propriedades devem ser estimadas na temperatura T_m , exceto μ_p .

Observa-se que, a menos que tenham sido desenvolvidas especificamente para a região de transição ($2.300 < \text{Re} < 10^4$), deve se tomar cuidado ao se utilizar uma correlação para escoamentos turbulentos quando $\text{Re} < 10^4$. Se a correlação foi desenvolvida para condições completamente turbulentas ($\text{Re} > 10^4$), ela pode ser usada como uma primeira aproximação para números de Reynolds menores, tendo-se em mente que o coeficiente de transferência de calor será, nesse caso, superestimado. Se for desejado um elevado grau de precisão, a correlação de Gnielinski, Equação 2.5, deve ser utilizada. Convém chamar atenção, que as Equações 2.3 e 2.5

são para tubos lisos. No escoamento turbulento, o coeficiente de transferência de calor por convecção aumenta com o aumento da rugosidade da parede do tubo, e, como primeira aproximação, pode ser calculado pelas Equações 2.3 e 2.5. Procedimentos para estimar os efeitos da rugosidade da parede sobre o coeficiente de transferência de calor no escoamento turbulento completamente desenvolvido são discutidos a seguir.

2.2 A intensificação do coeficiente de transferência de calor.

As técnicas de intensificação do coeficiente de transferência de calor tem sido classificada segundo Bergles (1996), em técnicas passivas e ativas.

Uma breve descrição dessas técnicas é colocada a seguir:

2.2.1 Técnicas Passivas

Superfície tratada envolve delgadas alterações na superfície ou camada final (contínua ou descontínua). São usadas em evaporação ou condensação; a altura da rugosidade é inferior da que pode afetar um escoamento em simples fase num trocador de calor.

Superfícies rugosas são produzidas em diversas configurações, entre elas a forma anular com rugosidades aleatórias de discretas protuberâncias de grãos de areia. A configuração é geralmente escolhida para provocar razoável turbulência aumentando a troca de calor na superfície. A aplicação de superfícies rugosas é geralmente indicada para escoamento em simples fase.

Superfície estendida são rotineiramente empregadas em muitos trocadores de calor.

Dispositivo intensificador removível são introduzidos no canal de escoamento de modo a facilitar indiretamente o transporte de energia da superfície aquecida. São utilizados em escoamento forçado.

Dispositivo para escoamento em turbilhões inclui inúmeros arranjos geométricos com inserção em tubos para forçar o escoamento em rotação e/ou escoamento secundário: geradores

de vórtice interno, inserção de fita torcida, inserção de núcleo axial com enrolamento tipo parafuso.

Tubos enrolados, feitos de chumbo para tornar o trocador mais compacto. O fluxo secundário conduz a coeficientes de transferência de calor mais elevados em situação de simples fase e a melhoramentos na região de evaporação.

Dispositivos de superfície tencionada consiste em entalhar ou sulcar a superfície para direcionar o escoamento do líquido em evaporação ou em condensação.

Aditivo para líquidos consiste em incluir no escoamento de simples fase partículas sólidas e bolhas de gás e traços de aditivos líquidos para escoamento em evaporação.

Aditivo para gases consiste na inclusão gotas de líquidos ou partículas sólidas para escoamento em simples fase, também em fase diluída (suspensão sólido-gás) ou fase densa (leito fluidizado).

2.2.1 Técnicas ativas.

Agitador mecânico, por meio de um agitador mecânico ou pela rotação da superfície.

Superfície com vibração, em baixa e alta frequência, tem sido usado, principalmente para melhorar a troca de calor em escoamento em simples fase.

Fluidos em vibração, na prática é mais utilizado que a *superfície em vibração*, dada a massa da maioria dos trocadores de calor. O intervalo de vibração vai de 1 Hz a ultra-sônica. A aplicação esta para escoamento de simples fase.

Campos eletrostáticos (dc ou ac) são aplicados de diversas maneiras em fluidos dielétricos. Geralmente o campo eletrostático pode ser dirigido para provocar uma maior agitação no fluido na vizinhança ou na superfície do trocador de calor, provocando assim a intensificação da troca de calor.

Injeção envolve a introdução de um gás no líquido em escoamento através da superfície porosa de transferência de calor ou injetando fluido similar antes da seção de troca de calor. A superfície desgaseificada do líquido pode produzir intensificação similar com a injeção de gás. É de interesse somente em escoamento de simples fase.

Sucção envolve a remoção de vapor ou através de uma superfície porosa, ou da evaporação da película de fluido, ou da retirada do fluido através de uma superfície porosa aquecida em escoamento de simples fase.

Duas ou mais destas técnicas podem ser utilizadas simultaneamente para produzir uma maior troca de calor do que a produzida por apenas uma. Esta simultaneidade chama-se troca composta.

Convém notar que por uma razão ou outra o estudo da transferência de calor é avaliado pelo próprio efeito da condição de troca de calor. Há exemplos práticos que envolvem rugosidade produzida pelo processo de fabricação, desgaseificação do líquido com alto volume de gás, superfície vibrando resultante de uma rotação mecânica ou oscilação do fluxo, vibração do fluido resultante da pulsação do bombeamento, e um campo elétrico presente num componente elétrico.

As superfícies rugosas foram umas das primeiras técnicas a ser seriamente utilizada como meio de intensificar a transferência de calor em convecção forçada. Inicialmente pesquisadores especularam que o elevado coeficiente de transferência de calor seria acompanhado de um aumento relativo no fator de atrito característico do conduto rugoso. Contudo, como comercialmente a rugosidade não é bem definida, rugosidades artificiais foram criadas. Rugosidades podem ser produzidas pelo processo tradicional de manufatura por máquinas, fundição ou solda. Várias inserções podem também ser usadas para provocar protuberâncias na superfície. Todavia a intensificação da transferência de calor por meio da superfície promotora é às vezes devido ao efeito aleta, isto dificulta separar a contribuição da aleta de outros fatores. Para os dados aqui discutidos, o coeficiente de transferência de calor será promovido como referência para todo o estudo realizado no que diz respeito à intensificação de troca de calor. Depois de observadas inúmeras geometrias possíveis, não surpreende que, após de 700 estudos (Bergles, 1996), não exista um tratamento unificado.

A intensificação em escoamento laminar estabelecido é de particular interesse para a indústria química. Gluck (1959), fez inserção de mola espiral para melhorar a transferência de calor da água e outros líquidos. O número de Nusselt obtido aumentou cerca de 580%. Blumenkrants e Taborék (1970) encontraram que em uma tira espiral flutuante interna ao tubo há uma melhora de cerca de 200%. Entretanto, a intensificação para o resfriamento foi negligenciada.

Rozalowski e Gater (1975) repetiram a experiência e encontraram um aumento no número de Nusselt acima de 200% para aquecimento e 100% para resfriamento.

Intensificação é largamente empregada em trocadores de calor compactos tipo placa. Pesdod (1974) registrou um estudo de melhoramento da intensificação do escoamento de ar em canais de placas paralelas com pontos e de riscos. A maioria dos trocadores de calor de placa utilizam estruturas de superfícies enrugadas razão pela qual há intensificação na transferência de calor.

Bergles (1996), apresenta nas Figuras 2.1 e 2.2 um resumo de vários trabalhos mostrando a diversidade dos resultados obtidos para escoamento turbulento tendo como fluido água (dados obtidos de outros fluidos líquidos são similares). Quando o coeficiente de transferência calor aumenta 4 vezes ou mais, o fator de atrito aumenta muito mais, em torno de 58 vezes, afirma Bergles.

Para correlacionar h e f pode-se introduzir apropriadamente uma estimativa para obter a geometria ótima para uma particular aplicação. Tem sido demonstrado que existe uma analogia entre calor transferido e atrito da superfície rugosa em escoamento turbulento; contudo, a relação é dependente do tipo de rugosidade.

Um estudo com inserção em tubos de grãos de areia foi desenvolvido por Dipprey e Sbersky (1963). Trabalhos mais recentes têm considerado superfícies que podem ser fabricadas comercialmente. Webb et al. (1970) têm correlacionado coeficientes de transferência de calor de vários fluidos escoando em tubos com ranhuras transversais. Withers (1980) aplicou esta técnica comercialmente em tubos ranhurados internamente em simples espiral e com múltiplas espirais.

Este método de correlações similares seria válido para qualquer tipo de rugosidade. Há de se considerar, entretanto, as dificuldades de se estabelecer dados experimentais de várias relações funcionais.

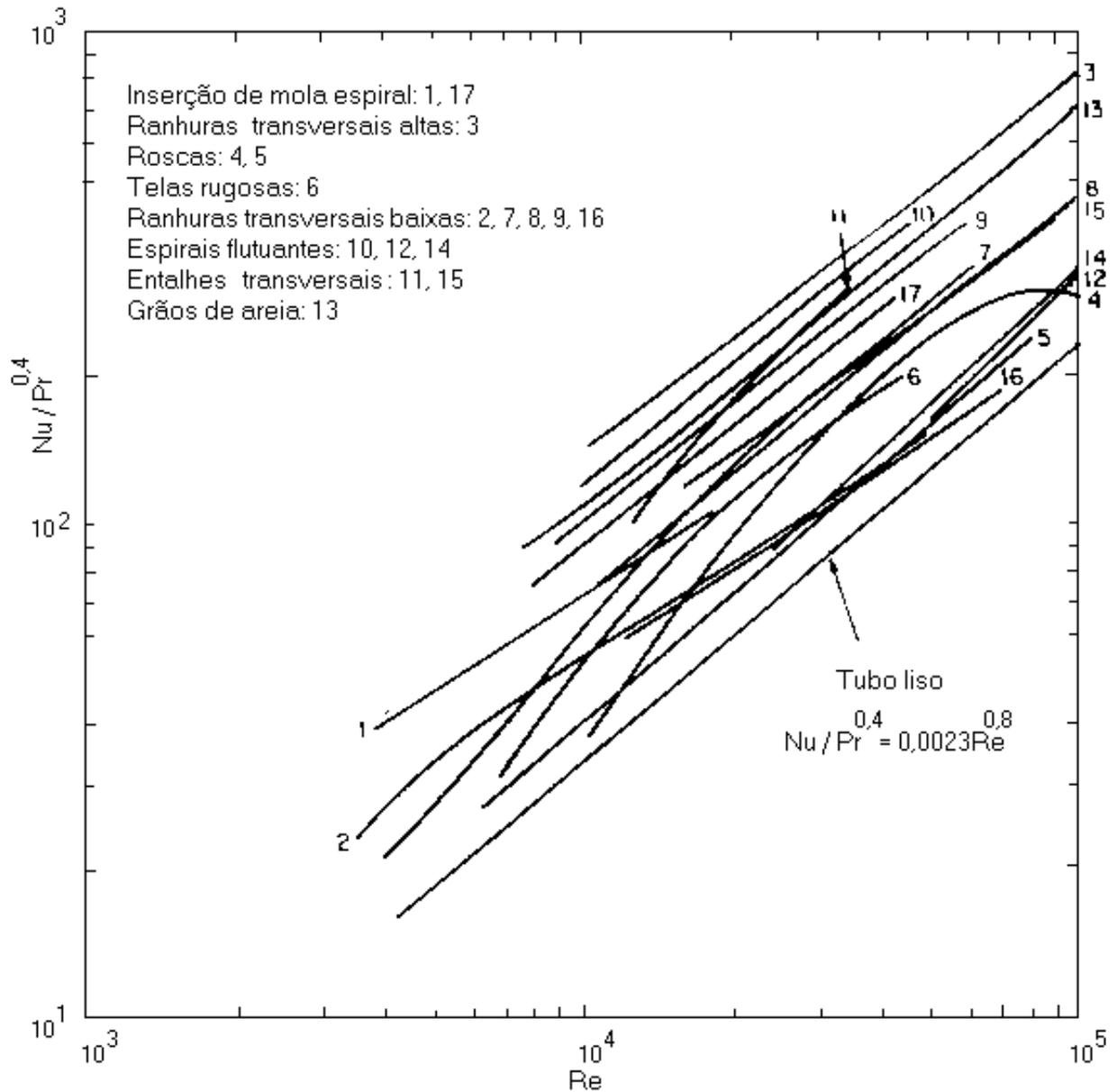


Figura 2.1 – Sumário de dados de transferência de calor com fluxo de água interno ao tubo com dispositivos intensificadores, Bergles (1996).

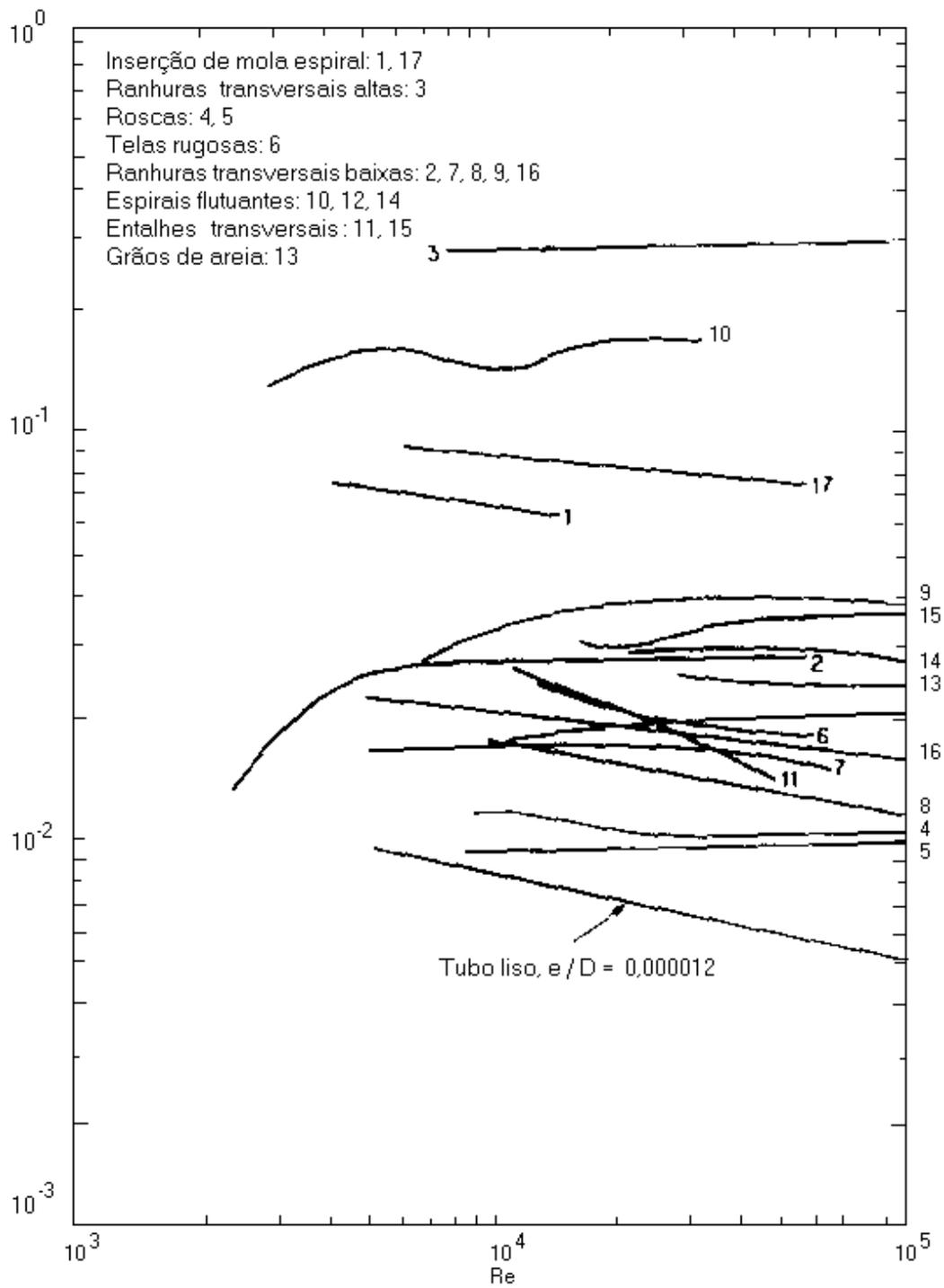


Figura 2.2 – Sumário de fator de atrito para fluxo de água interno a tubos com dispositivos intensificadores, Bergles (1996).

Um tipo diferente de correlação foi apresentado por Lewis (1975). Basicamente, os detalhes do comportamento dos elementos rugosos são necessários: coeficiente da forma do obstáculo, distribuição do coeficiente de transferência de calor, e separação do elemento da parede do tubo. Quando estas informações são avaliadas, pode ser formulada uma estimativa sem recorrer aos dados reais.

De uma maneira simples, uma aproximação foi dada por Bergles (1996). Para os vários tipos de dispositivos intensificadores mostrados na Figura 2.3 Bergles desenvolveu um método utilizando correlações para se obter o número de Nusselt e o fator de atrito com auxílio de computadores e software de análise estatística.

As correlações desenvolvidas desta maneira são:

$$Nu/Nu_L = \{1 + [2,64 Re^{0,036} (e/D)^{0,212} (p/D)^{-0,21} (\alpha/90)^{0,29} (Pr)^{-0,024}]^7\}^{1/7} \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} f/f_L = & \{1 + [29,1 Re^{(0,67-0,06 p/D-0,49 \alpha/90)} (e/D)^{(0,37-0,157 p/D)} (p/D)^{(-1,66 \times 10^{-6} Re-0,33 \alpha/90)} \\ & \times (\alpha/90)^{(4,59+4,11 \times 10^{-6} Re-0,15 p/D)} (1 + \frac{2,94}{n} \text{sen } \beta)^{15/16}\}^{16/15} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Para o tubo liso como referência, Bergles (1996) desenvolveu

$$Nu_L = \frac{(f/2) Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \sqrt{f/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.8)$$

e

$$f_L = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} \quad (2.9)$$

Chiou (1987) apresentou um trabalho experimental em que molas em espiral foram introduzidas nos tubos de uma serpentina como dispositivos intensificadores de transferência de calor. Óleo (SAE 10) escoava do lado interno do tubo que dissipa energia térmica para a água que escoava do lado de externo do tubo. A faixa média de temperatura do óleo é de 101°C a 116°C

aproximadamente e a da água de 40°C a 70°C. Assim, valores do coeficiente de transferência de calor e do fator de atrito foram obtidos.

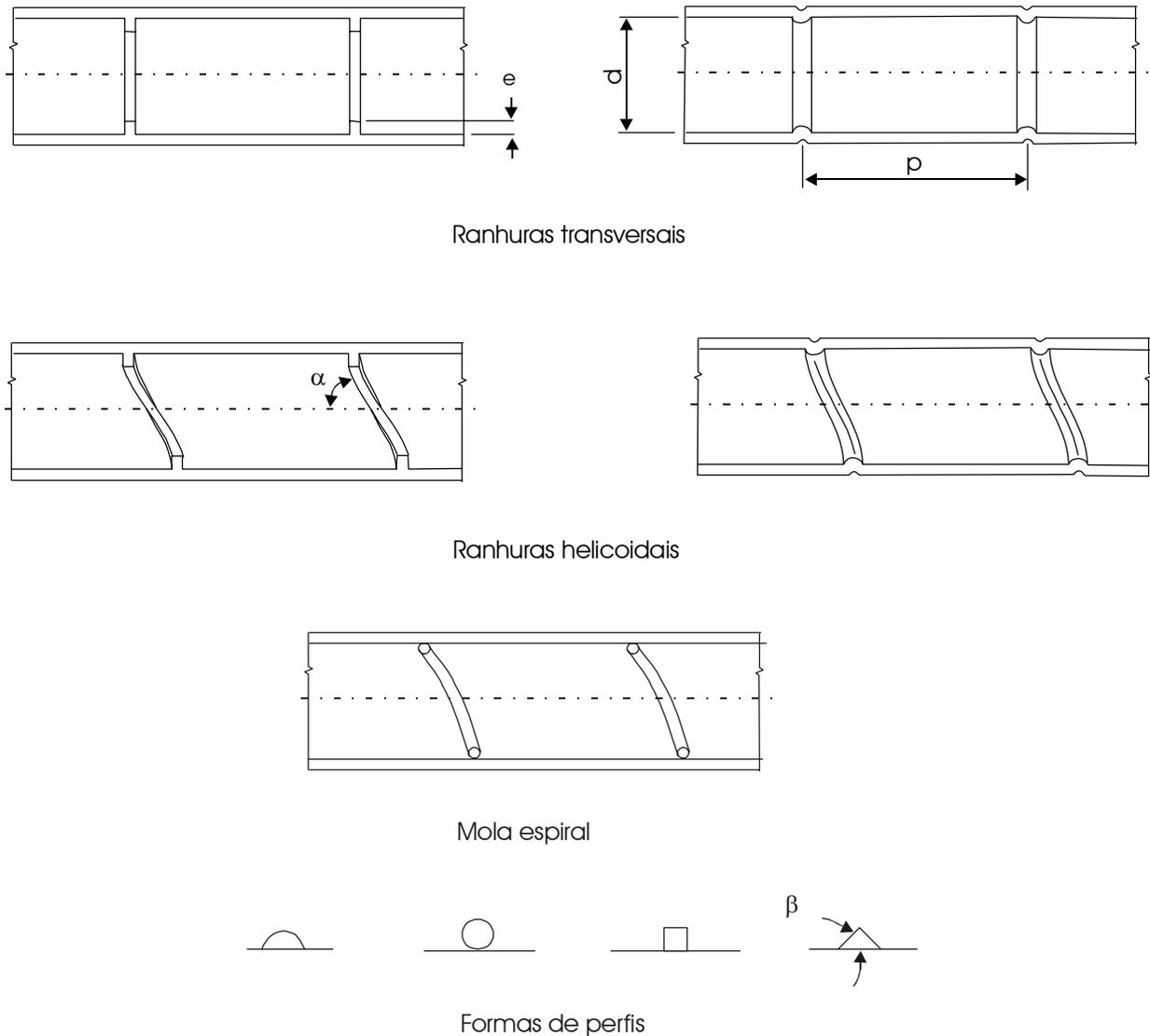


Figura 2.3 – Vários tipos de dispositivos intensificadores, Bergles (1996).

Um estudo com trocador de calor de fluxo transversal com tubos ranhurados internamente com três formas de ranhuras, ranhuras longitudinais, ranhuras transversais e ranhuras interrompidas regularmente, foi apresentado por Hsieh (1994). Correlações para o fator de atrito e para o número de Nusselt foram desenvolvidas. Para a mesma potência de bombeamento e taxa de calor a performance dos tubos com ranhuras longitudinais foi melhor do que os demais, para número de Reynolds do lado interno acima de 19000. Para número de Reynolds do lado interno

abaixo de 12000 a performance dos tubos com ranhuras transversais é superior aos demais. O fluido utilizado do lado interno foi ar quente e o fluido utilizado no lado externo foi o ar frio.

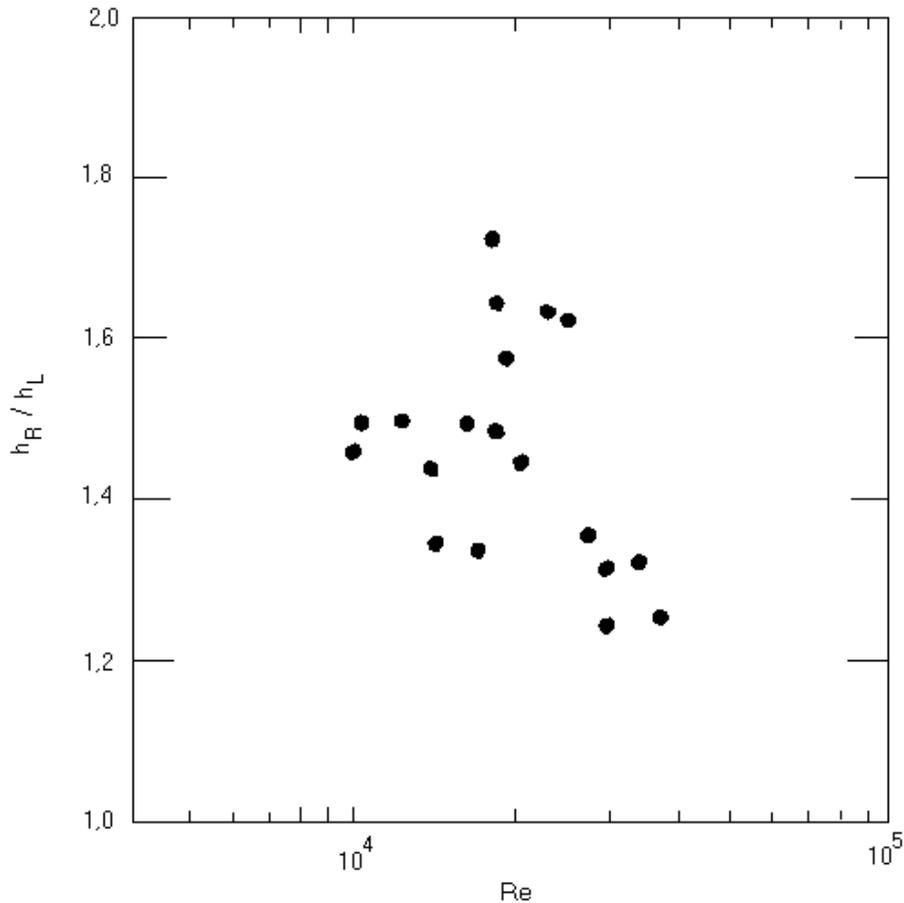


Figura 2.4 – Relação dos coeficientes de transferência de calor, Al-Fahed et al (1993).

Um estudo experimental foi realizado usando tubos de cobre de 15,9 mm de diâmetro, lisos e ranhurados, para determinar o coeficiente de transferência de calor e o fator de atrito por Al-Fahed et al (1993). A troca de calor foi verificada na seção de teste com as condições de contorno da parede do tubo isotérmica usando com meio de aquecimento vapor saturado e água como fluido de teste. O comportamento da intensificação da troca de calor e da perda de carga foram observadas no intervalo de $10.000 \leq Re \leq 30.000$. Foi registrado que os coeficientes de transferência de calor aumentaram de 1,2 a 1,8 vezes em relação aos tubos lisos (Figura 2.4) e os fatores de atrito aumentaram de 1,3 a 1,8 vezes em relação aos tubos lisos (Figura, 2.6). Os dados experimentais foram estatisticamente analisados, e uma correlação empírica foi obtida para o

coeficiente de transferência de calor e para o fator de atrito. A Figura 2.5 mostra o fator de atrito correlacionado com número de Reynolds do tubo liso e do tubo ranhurados.

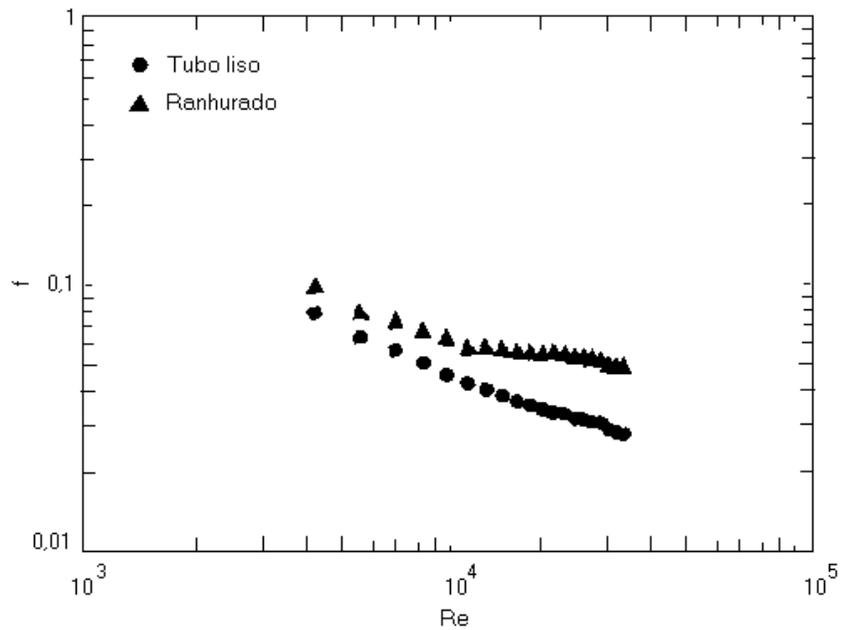


Figura 2.5 – Fator de atrito correlacionado com número de Reynolds para tubo liso e ranhurados, Al-Fahed et al (1993).

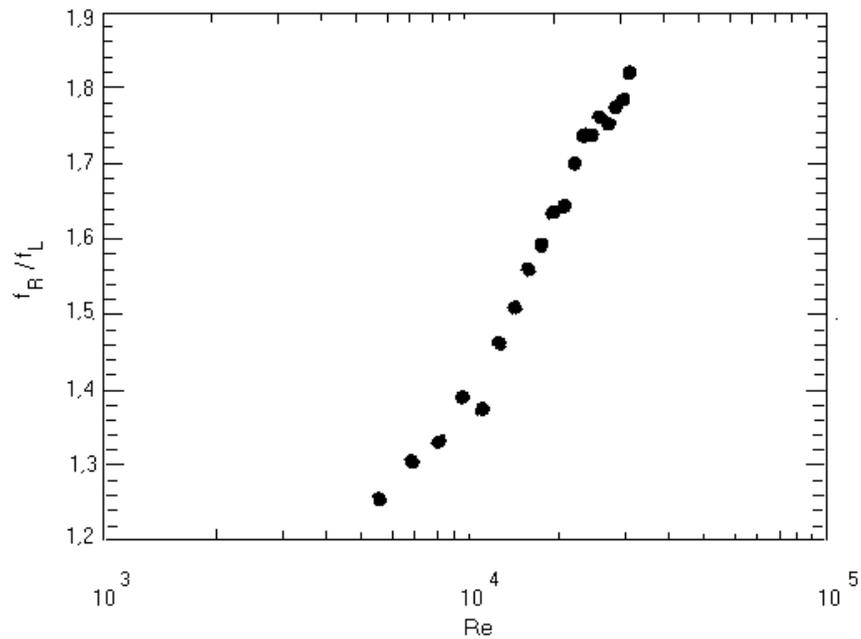


Figura 2.6 – Relação de fator de atrito correlacionado com número de Reynolds, Al-Fahed et al (1993).

2.3 Coeficiente de transferência de calor externo ao tubo.

O coeficiente de transferência de calor por convecção ao tubo externamente liso pode ser determinado com base nas observações experimentais através do uso da lei de resfriamento de Newton, Incropera et al (1998). Isto é,

$$\bar{h}_e = \frac{q}{A(T_{sup} - T_{ar_e})} \quad \text{Equação 2.10}$$

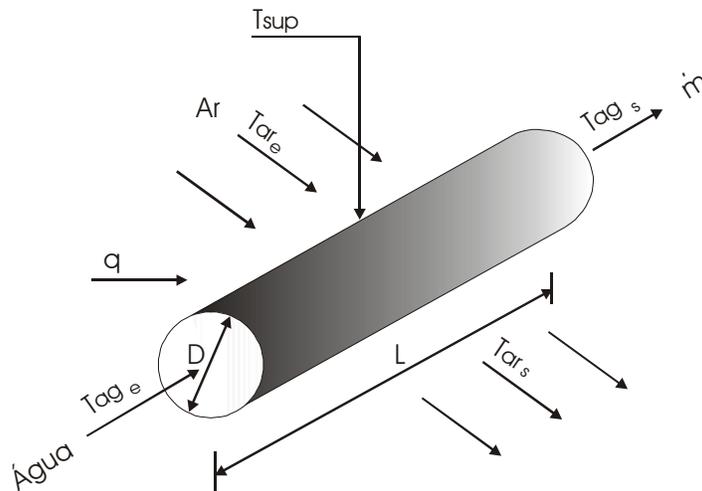


Figura 2.7 – Resfriamento de Newton, Incropera et al (1998).

Algumas considerações são necessárias para se aplicar a Equação 2.6, tais como condições de regime estacionário e temperatura na superfície do cilindro uniforme.

A taxa de calor deve ser determinada pela conhecida equação da variação do calor sensível aplicável a água, Incropera et al (1998). Isto é,

$$q = \dot{m}.c_p(T_{ag_e} - T_{ag_s}) \quad (2.11)$$

Também pode-se determinar o coeficiente de transferência de calor por uma correlação apropriada tal como a apresentada por Churchill e Bernstein (1977) que abrange toda a faixa de Re na qual há dados disponíveis, como uma ampla faixa de Pr. A equação é recomendada quando $Re.Pr > 0,2$ e possui forma mostrada

$$\bar{Nu} = 0,3 + \frac{0,62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282.000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (2.12)$$

onde todas as propriedades são estabelecidas na temperatura do filme.

A verdade é que cada correlação é razoável dentro de certo conjunto de condições, mas, mesmo assim, na maioria dos cálculos envolvidos não se deve esperar uma incerteza melhor do que 20%.

2.4 Os trocadores de calor.

Os trocadores de calor são tipicamente classificados em função da *configuração do escoamento* e do *tipo de construção*. No trocador de calor mais simples, os fluidos quente e frio se movem no mesmo sentido ou em sentidos opostos em uma construção com tubos concêntricos (ou tubo duplo). No arranjo *em paralelo*, mostrado na Figura 2.8a, os fluidos quente e frio entram pela mesma extremidade, escoam no mesmo sentido e deixam o equipamento também pela mesma extremidade. No arranjo *em contracorrente*, mostrado na Figura 2.8b, os fluidos entram no sistema por extremidades opostas, escoam em sentido opostos e deixam o sistema por extremidades opostas.

Por outro lado, os fluidos também podem se mover em um *escoamento cruzado* (um fluido escoando perpendicularmente ao outro), conforme ilustrado pelos trocadores de calor tubulares, *com* e *sem aletas*, na Figura 2.9. As duas configurações diferem pelo fato de o fluido que escoar pelo lado externo dos tubos se encontrar ou não *misturado*. Na Figura 2.9a, o fluido é dito estar não-misturado, uma vez que as aletas impedem o movimento na direção (*y*) transversal à direção (*x*) do escoamento principal. Nesse caso, a temperatura do fluido varia com *x* e *y*. Ao contrário, para o feixe tubular não-aletado mostrado na Figura 2.9b a movimentação do fluido, e conseqüentemente a misturação, na direção transversal é possível e a variação de temperatura ocorre principalmente na direção do escoamento principal. Como o escoamento no interior dos tubos é não-misturado, em trocadores aletados os dois fluidos são não-misturados, enquanto em trocadores não-aletados um fluido é misturado e o outro não. A natureza da condição de misturação dos fluidos pode influenciar significativamente o desempenho do trocador de calor.

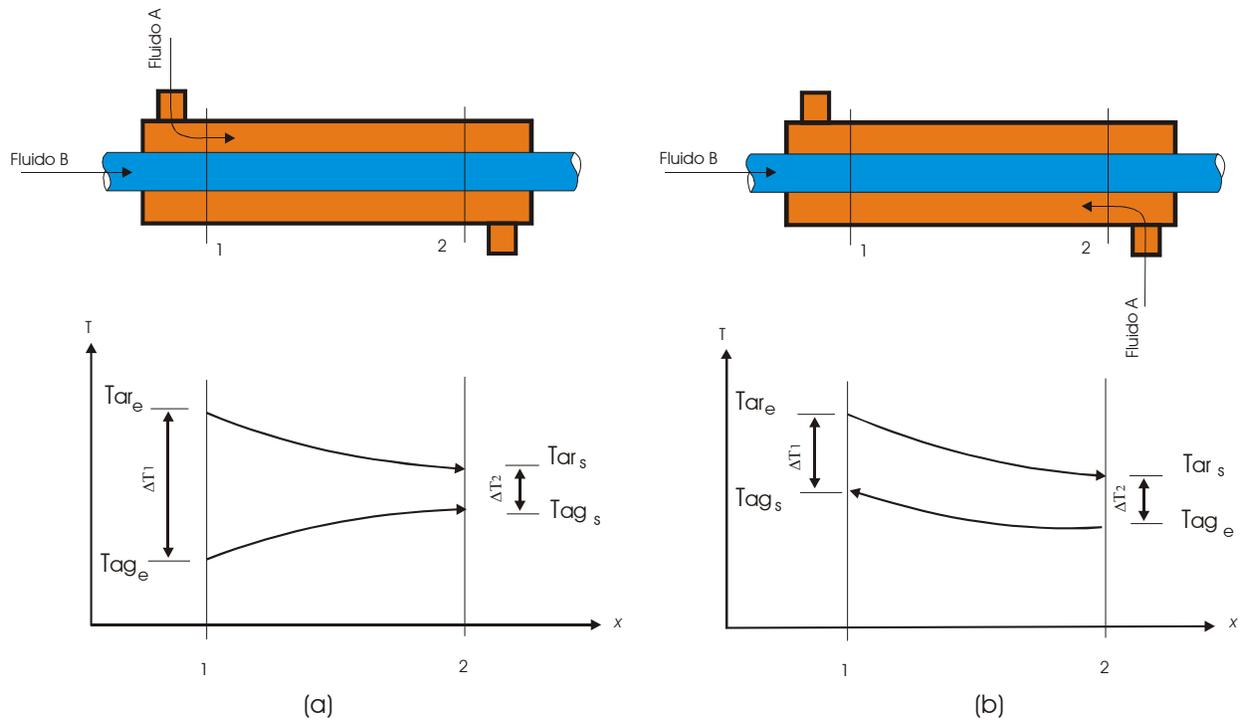


Figura 2.8 (a) –Configuração em paralelo.

(b) – Configuração em contracorrente.

Holman (1983).

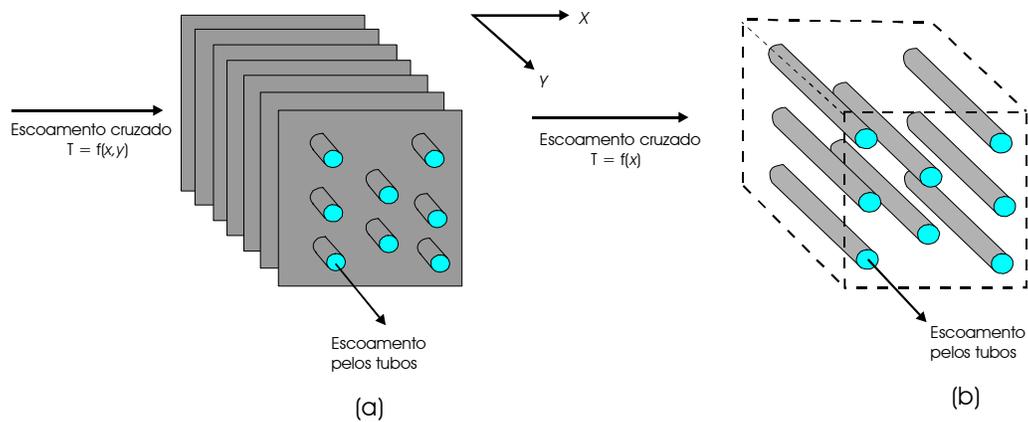


Figura 2.9 (a) – Tubos aletados com os dois fluidos não-misturados.

(b) – Tubos sem aletas com um fluido misturado. Incropera et al (1998).

Para os trocadores de calor tubulares não-aletados mostrados nas Figuras 2.3 e 2.4 a equação do coeficiente global de transferência de calor pode ser representado por, Incropera et al (1998),

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_e / D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (2.13)$$

onde os índices subscritos i e e se referem às superfícies interna e externa do tubo, respectivamente, que podem, por sua vez, estar expostas tanto ao fluido quente quanto ao fluido frio.

O coeficiente de transferência de calor interno pode ser determinado pela Equação 2.13, em conjunto com as Equações 2.10, 2.11 e 2.14 onde ΔT_m é uma média apropriada de diferenças de temperatura, Incropera et al (1998),

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (2.14)$$

É mostrado que ΔT_m , Holman (1983), é igual a *média logarítmica das diferenças de temperaturas* (MLDT) para as configurações em paralelo e contracorrente (Figura 2.3 (a) e (b), ou seja

$$MLDT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.15)$$

A MLDT envolve duas hipóteses importantes Incropera et al (1998): (1) Os calores específicos dos fluidos não variam com a temperatura, e (2) os coeficientes de transferência de calor por convecção são constantes ao longo de todo o trocador de calor. A segunda hipótese é em geral a mais séria devido aos efeitos de entrada, variações na viscosidade do fluido e na condutividade térmica etc. Contudo, em muitas aplicações essas variações não são significativas e é razoável admitir valores médios.

Para um trocador de calor com escoamento cruzado, como os mostrados na Figura 2.4 (a) e (b), o calor transferido é calculado usando-se um fator de correção aplicado a MLDT *para um arranjo em contracorrente com as mesmas temperaturas dos fluidos quente e frio*, Holman (1983). Assim,

$$\Delta T_m = F \times MLDT \quad (2.16)$$

onde F é o fator de correção. Nesse caso o calor transferido é calculado através de

$$q = U.A.F.MLDT \quad (2.17)$$

Expressões algébricas foram desenvolvidas para se obter o fator de correção para diversas configurações de trocadores de calor e estas previsões foram representadas graficamente. A Figura 2.10 mostra o fator de correção para um trocador de calor em escoamento cruzado com passe único, com um fluido misturado e o outro não, Holman (1983). A notação (T, t) é usada para especificar as temperaturas dos fluidos, estando a variável t associada ao fluido que escoo no interior dos tubos.

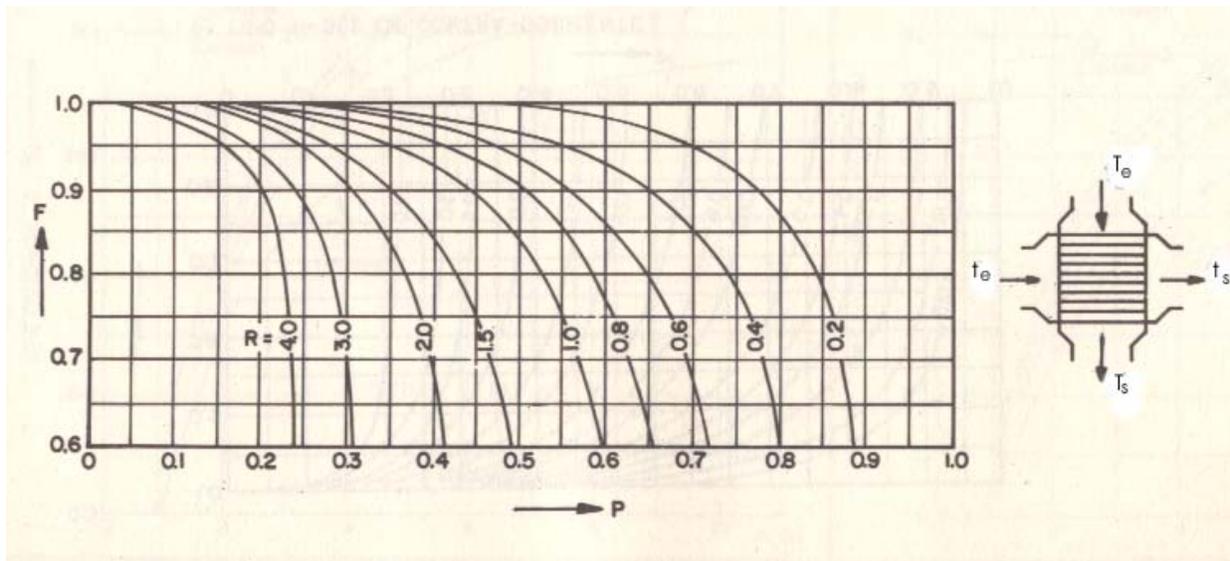


Figura 2.10 – Fator de correção para trocadores de calor de fluxo cruzado, um fluido mistura-se outro fluido não se mistura.

Os valores auxiliares P e R são determinados, Holman (1983), por:

$$P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} \quad (2.18)$$

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} \quad (2.19)$$

Para se determinar o fator de atrito (queda de pressão adimensional no escoamento interno) experimental foi definido a seguinte equação

$$f = \frac{\Delta P_{tubo}}{\frac{1}{2} \rho V^2} \left(\frac{D_i}{L} \right) \quad (2.20)$$

onde V e ρ são valores médios obtidos do escoamento da água do lado interno do tubo, levando em consideração que o escoamento seja permanente e incompressível (Ismail, 2000). É conveniente substituir $V = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2}$.

É necessário conhecer o número de Reynolds. O número de Reynolds é a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas. Escoamentos com “grandes” números de Reynolds são em geral turbulentos. Escoamentos nos quais as forças de inércia são “pequenas” comparadas com as forças viscosas são escoamentos de características laminares. Em termos de \dot{m} , vazão mássica, Fox e McDonald (1998),

$$\text{Re} = \frac{\rho V D_i}{\mu} = \frac{V D_i}{\mu \nu} = \frac{4Q}{\pi D_i^2} \frac{D}{\mu \nu} = \frac{4Q}{\mu \pi \nu D_i} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i \mu} \quad (2.21)$$

O número de Prandtl ν/α é o parâmetro que relaciona as espessuras relativas das camadas limites hidrodinâmica e térmica. A viscosidade cinemática de um fluido nos informa sobre a taxa com que a quantidade de movimento pode se difundir através do fluido, como consequência do movimento molecular. A difusividade térmica é relacionada à difusão de calor no fluido. Portanto, a relação entre estas duas quantidades deve expressar as grandezas relativas da difusão

da quantidade de movimento e do calor do fluido, Fox e McDonald (1998). O número de Prandtl é adimensional quando unidades coerentes forem utilizadas para ν e α

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/\rho c_p} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (2.22)$$

As equações das camadas limites são normalizadas partindo-se da definição de variáveis independentes adimensionais, $x^* \equiv \frac{x}{L}$ e $y^* \equiv \frac{y}{L}$, onde L é um comprimento característico para a superfície de interesse (por exemplo, o comprimento do tubo). O número de Nusselt é igual ao gradiente de temperatura adimensional na superfície e fornece uma medida da transferência de calor por convecção que ocorre nessa superfície.

$$\text{Nu} \equiv \frac{hL}{k} \quad (2.23)$$

Para uma dada geometria, o número de Nusselt deve ser uma *função universal* de x^* , Re , Pr . Se essa função for conhecida, pode ser usada para calcular o valor de Nu para diferentes fluidos e para diferentes valores de V e L . Conhecido de Nu , o coeficiente local de transferência de calor por convecção h pode ser determinado e o fluxo térmico local então calculado pela Equação 2.6. Além disso, uma vez que o coeficiente *médio* de transferência de calor é obtido pela integração dos coeficientes locais ao longo de toda a superfície do corpo, ele deve ser independente da variável espacial x^* . Assim, a dependência funcional do número de Nusselt *médio* é dada por,

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\overline{hL}}{k} = f(\text{Re}, \text{Pr}) \quad (2.24)$$

Capítulo 3

Materiais e Métodos

3.1 Descrição da Bancada Experimental.

Os ensaios que originaram os resultados, objeto do presente trabalho foram levantados em duas bancadas experimentais, bancada, de circuito frigorífico (Figura 3.2) e bancada de ar condicionado (Figura 3.3), trabalhando em conjunto para avaliação do desempenho da água escoando no interior de um tubo de cobre.

A bancada de circuito frigorífico se compõe de um circuito com fluido refrigerante diclorodifluormetano, R-12, cujo diagrama esquemático encontra-se na Figura 3.1. A circulação do refrigerante é proporcionado por um compressor aberto acionado por um motor elétrico assíncrono trifásico de 380V e 0,74 kW. O volume de água no depósito é de 0,031 m³. Consta a instalação de vários acessórios mostrados na Figura 3.1.

Na instalação do circuito de água gelada foi empregado tubo de polímero cloreto de vinila (PVC) de 25mm de diâmetro isolado termicamente com espuma de poliuretano com 12mm de espessura. O motor que aciona a bomba para circulação da água é monofásico com a potência de 220V a 0,37 kW. A potência do motor que aciona o ventilador responsável pelo fluxo de ar é 0,25 kW na tensão trifásica de 380V.

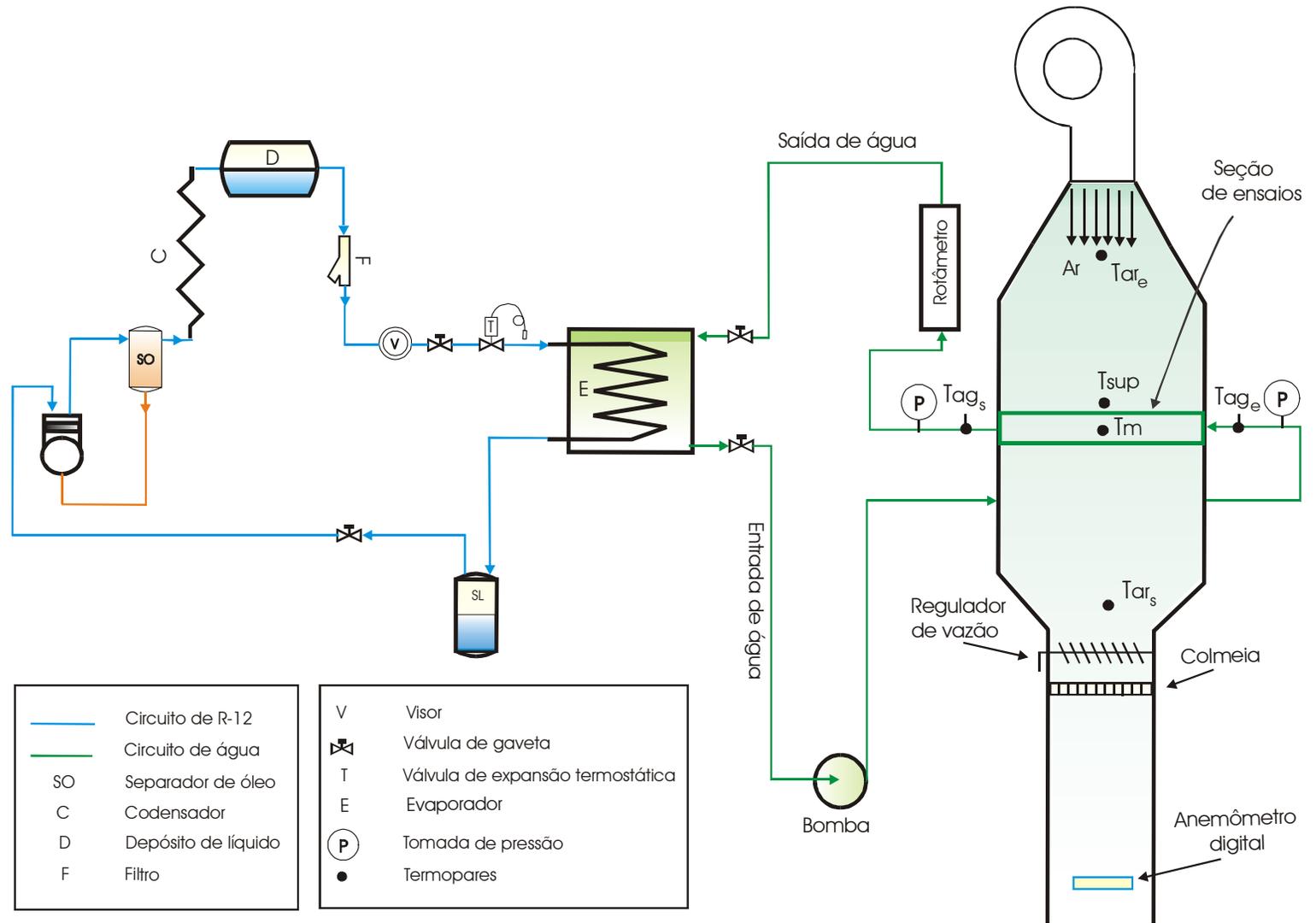


Figura 3.1 - Esquema dos circuitos de R-12, água e ar



Figura 3.2 – Bancada de circuito frigorífico



Figura 3.3 – Bancada de ar condicionado

3.1.2 Seção de Ensaio

A seção de ensaios, cuja representação esquemática se encontra na Figura 3.4, é constituída de um tubo de cobre com comprimento de $0,60m$, diâmetro interno de $16,75mm$ e de diâmetro externo $19,05mm$ aquecido pelo calor cedido do ar ao passar na seção.

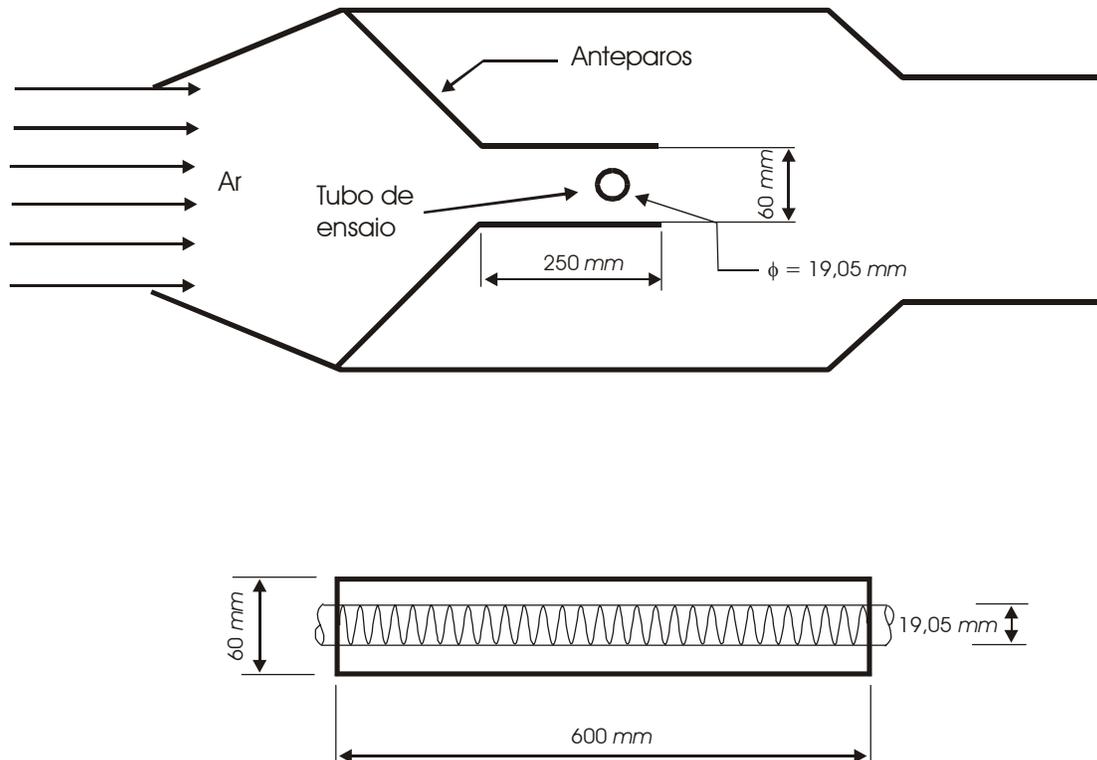


Figura 3.4 – Seção de ensaios

3.1.3 Geometria dos dispositivos intensificadores.

Nos tubos de testes foram introduzidos a mola espiral com perfil circular e a mola espiral com o perfil retangular conforme mostra a Figura 2.3. Doravante chamar-se-á a mola espiral com perfil retangular de tira espiral. As dimensões são fornecidas pela tabela 3.1, onde e será o diâmetro da mola e também a altura da tira.

Tabela 3.1 – Parâmetros de geometria da mola

E (mm)	p (mm)	α (°)	β (°)	n
1.20	16,80	75	90	32

Tabela 3.2 – Parâmetro de geometria da tira

e (mm)	r	p (mm)	α (°)	β (°)	n
1.20	4,50	17,20	88	90	28

3.1.3 Instrumentos de Medida

Os locais de medida da temperatura e pressão ao longo do circuito de água gelada estão indicados na Figura 3.1. A temperatura foi medida por intermédio de termopares do Tipo J (ferro – constantan) de bitola AWG 30. Foi realizada uma verificação das leituras de temperatura nos seis termopares utilizados comparando-as com um termômetro de vidro tendo como substância termométrica mercúrio (Hg). Seis temperaturas foram trabalhadas. As curvas de calibração foram otidas e também foram avaliadas as incertezas, Ismail (2000), para cada termopar.

Na medida de pressão foram utilizados manômetro em U tendo Hg como substância manométrica e precisão de 1mm e manômetro inclinado, tendo como substância manométrica Hg, com o ângulo $\theta = 30^\circ$, precisão 0,25mm. Como o manômetro inclinado tem limite de leitura de 45mm, foi necessário nas duas últimas leituras dos tubos com inserção de mola espiral e tira espiral utilizar-se o manômetro em U.

A vazão da água gelada foi medida por intermédio de um medidor tipo rotâmetro com escala de 0 a 1200 L/h e precisão de $\pm 2\%$ do fluxo indicado (Ismail, 2000). Para se obter a velocidade média do ar na seção indicado na Figura 3.1, utilizou-se um anemômetro digital com escala em m/s, com campo de medição de 0,4 a 30 m/s, resolução 1 m/s e indicação LCD de 3,5 dígitos, de 18 mm de altura e possui dispositivo para memorizar a última leitura. O instrumento é alimentado por bateria de 9 V.

3.1.4 Sistema de Aquisição de Dados

O sistema de aquisição de dados (Figura 3.7) consiste de um microcomputador 486 SX, RAM 640 kb e HD 47 Hz; um receptor Lynx Eletrônica Ltda, modelo MCS100042 com número de série 004472 com dez canais de entrada sendo utilizado o programa denominado Aqdados. O sistema é usado para monitorar e gravar sinais analógicos emitidos pelos transdutores de temperatura.



Figura 3.5 – Sistema de aquisição de dados

3.2 Condições Operacionais

Os ensaios tiveram início às 13:30 horas do mês de junho/julho com o tempo médio de realização de cada ensaio de 2:05 hora. Para cada velocidade do ar escolhida se efetuou três seqüência de medidas das temperaturas e perda de carga em cada vazão de água admitida.

As características operacionais admitidas para as temperaturas são mostradas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Temperaturas

Tar _e [°C]			Tag _e [°C]		
Liso	mola	tira	liso	mola	Tira
31	33	31	2,6	2,6	2,6

Nos ensaios foram prefixadas doze leituras das vazões, 100, 200, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1100, 1200 L/h. Estas vazões foram obtidas controlando-se manualmente as válvulas de gaveta até atingir o valor desejado no rotâmetro (Figura 3.1).

Nos ensaios foram prefixadas seis velocidades, sendo que a última foi obtida já com o regulador de vazão totalmente aberto. Estas vazões foram obtidas através do controle manual do dispositivo regulador de vazão indicado na Figura 3.1. As velocidades trabalhadas foram 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0 e 4,5 m/s.

Apesar de se obter doze leituras para a vazão de água gelada, optou-se considerar apenas dez desprezando-se as duas leituras inicial e final. A inicial por fornecer valores de número de Reynolds muito afastado da faixa de aplicação da Equação 2.5 Gnielinski (1976), conforme indica tabela abaixo, e a última para evitar o trabalho com número de leituras ímpar.

Tabela 3.4 – Transição no tubo liso

Vazão [kg/s]	Re (tubo liso)	Regime
0,028	$1,226 \times 10^3$	Laminar
0,056	$2,877 \times 10^3$	Transição
0,083	$4,315 \times 10^3$	Transição

As vazões mássicas de água correspondentes a faixa de 200 a 1100 L/h calculada são: 0,056; 0,083; 0,111; 0,138; 0,167; 0,194; 0,222; 0,250; 0,278 e 0,308 kg/s. As vazões mássicas correspondentes a faixa de 2,0 a 4,5 m/s calculada são: 0,135; 0,168; 0,202; 0,235 e 0,269 kg/s. A Tabela 3.5 mostra um sumária das leituras obtidas nos ensaios especificamente para a velocidade do ar de 4,0 m/s.

3.3 Metodologia

Através das medidas de temperaturas de entrada e saída de temperaturas na seção de ensaios (Figura 3.1), obteve-se o intervalo das temperaturas para cada vazão do ar admitida em dez vazões de água estabelecidas.

Foram obtidas a partir das velocidades do ar as vazões mássicas na seção de ensaio, conhecendo-se a área da seção ($0,06 \text{ m}^2$) a localização do anemômetro digital e o volume específico do ar na temperatura do ensaio. Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor e fator de atrito elegeu-se a velocidade do ar de $4,0 \text{ m/s}$ como padrão.

Conhecendo-se os valores das vazões de água gelada determinou-se as vazões mássicas, e com estes valores substituídos na Equação 2.21 obteve-se os números de Reynolds para tubo liso, tubo com mola e tubo com tira.

Com as considerações teóricas feitas no Capítulo 2 e levando em consideração as dimensões do tubo e as temperaturas T_m e as temperaturas da parede externa do tubo T_{sup} e verificando que as variações entre as duas são da ordem do erro de leitura das temperaturas dadas na calibração, desprezou-se as variações das propriedades entre a parede do tubo e a região

central do escoamento ou seja $\left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right) = 1$. Para aplicar as Equações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.5 é

necessário obter as propriedades (Pr , μ e k) na temperatura da mistura T_m que no caso utilizou-se a temperatura medida pelo termopar na posição indicada na Figura 3.1.

Foram aplicados três métodos para a determinação do coeficiente de transferência de calor, método de Gnielinski, método de Bergles e o método experimental.

O método de Gnielinski. Com a perda de carga medida em cada tubo de ensaio calculou-se através da Equação 2.20 os fatores de atrito experimentais, para os tubos em questão. Com a Equação 2.4 obteve-se o fator de atrito teórico, para o tubo liso.

Com a aplicação da Equação 2.5 em conjunto com a Equação 2.4 obteve-se a curva de Nu de referência de Gnielinski, os demais valores de Nu entretanto, se utilizou a Equações 2.5 e a Equação 2.20 que determina o fator de atrito experimental para se obter os valores de Nu.

O método de Bergles. Este método consiste na utilização da Equações 2.6, 2.7, 2,8 e 2.9. Para aplicação da Equação 2.8 utilizou-se os mesmos critérios adotados para determinação das propriedades da Equação 2.5, porém para aplicar as Equações 2.6, 2.7 foi necessário conhecer os parâmetros de geometria da mola e da tira fornecidos nas Tabelas 3.1 e 3.2. A Equação 2.6 determina o Nu de Bergles e a Equação 2.7 determina o cálculo do fator de atrito.

O método experimental. O procedimento para determinação do coeficiente de transferência de calor experimental consiste inicialmente no emprego da Equação 2.11 com a finalidade de se obter a taxa de calor, uma vez conhecido os valores da vazão mássica, o calor específico e a variação de temperatura experimentada pela água ao escoar pelo interior do tubo. Em seguida, com o auxílio da Equação 2.10, determina-se o valor do *coeficiente de transferência de calor externo*, levando em conta as temperaturas T_{sup} medidas pelo termopar na posição indicada na Figura 3.1. Para aplicação da Equação 2.17 é necessário inicialmente se determinar a *média logarítmica das diferenças de temperaturas* observando-se o fator de correção F obtido da Figura 2.9, considerando a situação dos tubos colocados na seção de ensaio como trocador de calor de fluxo cruzado, um fluido mistura-se outro fluido não se mistura, antes porém determinando-se os parâmetros auxiliares P e R. Podendo então, calcular-se o *coeficiente de transferência de calor interno* com o auxílio da Equação 2.13.

Capítulo 4

Resultados e Discussão

Três tipos de tubos de testes foram utilizados, o liso, com inserção de mola espiral e com inserção de tira espiral. Inicialmente observou-se o comportamento do fluxo transversal do ar externo sob os efeitos do escoamento da água dentro dos tubos de testes, mostrados nas Figuras 4.1 e 4.2. A variação de temperatura, em questão, foi obtida entre a temperatura de entrada do ar (T_{ar_e}) e a de saída do ar (T_{ar_s}) após o ar passar pelo tubo de teste. Nas Figuras 4.1, (a), (b) e (c) observa-se clara tendência, como já era de se esperar, do aumento da variação de temperatura do ar à medida que a vazão mássica de água aumenta, indicando maior capacidade de retirada de calor do ar, tanto para o tubo liso como para os demais. Entretanto, nota-se, de acordo com o tubo de teste, mudanças consideráveis, ou seja, para o tubo liso a máxima variação de temperatura verificada atinge 22,3°C e a mínima 18°C; para o tubo com inserção de tira espiral a máxima atinge 25,4°C e a mínima 21,4°C; para o tubo com inserção de mola espiral a máxima atinge 24,7°C e a mínima 19,6°C, o que revela que os dispositivos utilizados no interior dos tubos promoveram um intensificação na troca de calor, uma vez que é sabido que o calor retirado é diretamente proporcional a variação de temperatura (ΔT) de acordo com a Equação 2.9 para o cálculo da taxa de calor. Observa-se também nas Figuras 4.1, que, para cada valor da vazão mássica de água fixada, ocorre com aumento da vazão mássica de ar o decréscimo na variação de temperatura do ar. Verifica-se que os valores das variações de temperatura obtidas com os ensaios do tubo com inserção da tira espiral foram superiores ao tubo com inserção da mola espiral.

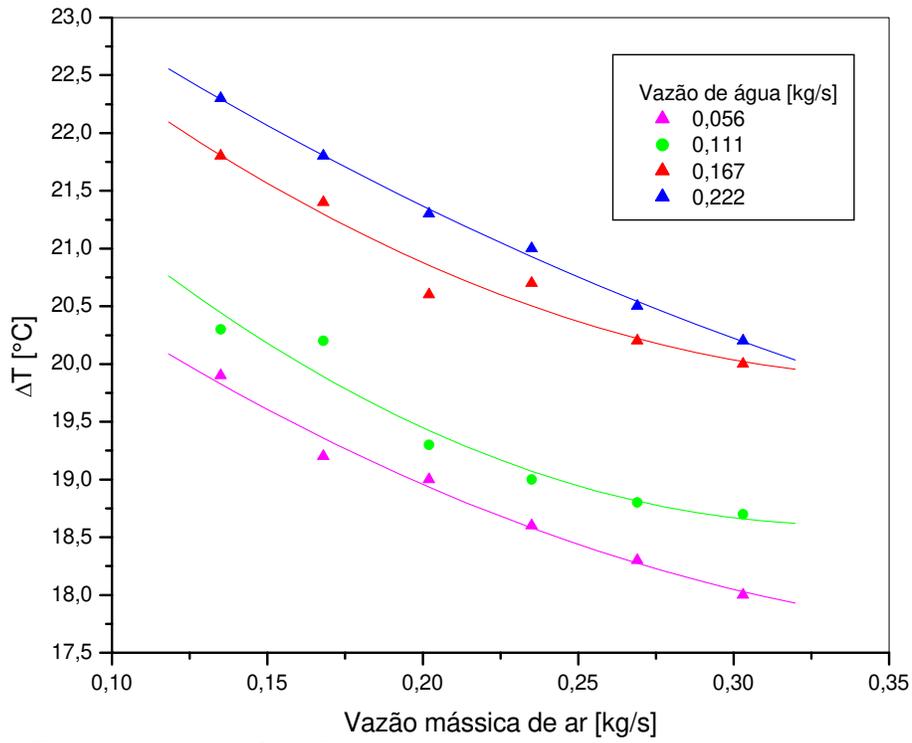


Figura 4.1 (a) - Vazão mássica do ar sobre o tubo liso correlacionado com ΔT [°C]

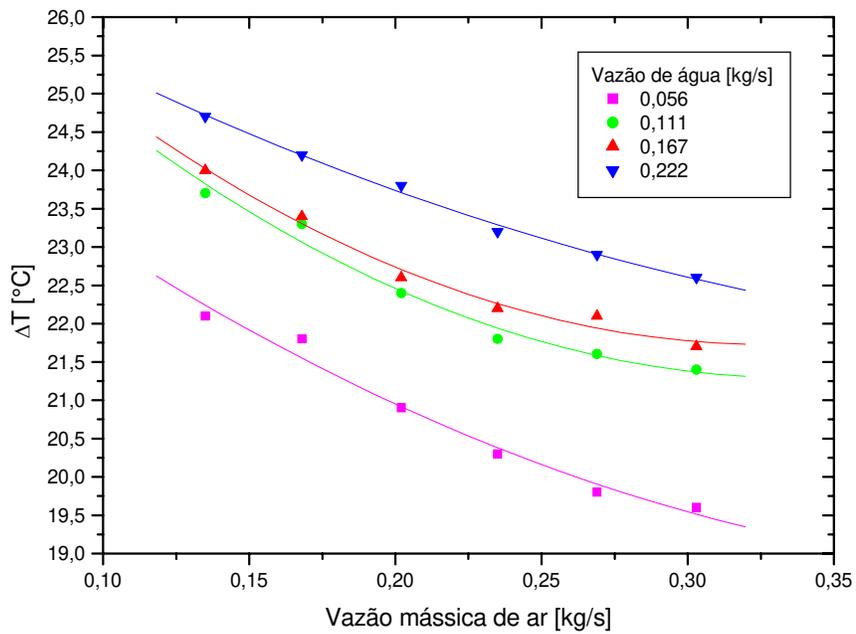


Figura 4.1 (c) - Vazão mássica sobre o tubo com mola correlacionado com ΔT [°C]

Outra versão da apresentação dos resultados do ensaio em que se fixou a vazão de água e se permitiu a variação da vazão do ar obtendo-se assim as variações de temperatura (ΔT), está representada na Figura 4.2. É evidente que o tubo liso trabalha na faixa mais baixa de variação de temperatura, assim como, há uma clara constatação de que as variações de temperatura são superiores para os tubos com dispositivos cuja a finalidade é intensificar a troca de calor. Observa-se que as curvas demonstram, independente da vazão mássica de água, que as variações de temperatura promovida pelo tubo com tira espiral atingem valores ligeiramente superiores que o tubo com mola espiral. Tomando-se por base apenas as Figuras 4.1 e 4.2 pode-se observar que a intensificação de troca de calor ocorreu com a introdução dos dispositivos nos tubos, muito embora para se considerar positivamente que o tubo com tira espiralada tenha promovido uma intensificação maior do que o tubo com mola espiral, seja necessário uma análise mais profunda. É preciso conhecer os coeficientes internos de transferência de calor, as conseqüências da introdução destes dispositivos no que diz respeito à perda de carga, e finalmente a performance termo-hidráulica dos dispositivos intensificadores. Antes de se aprofundar nessa discussão, é necessário se certificar se os dados obtidos nos experimentos são coerentes.

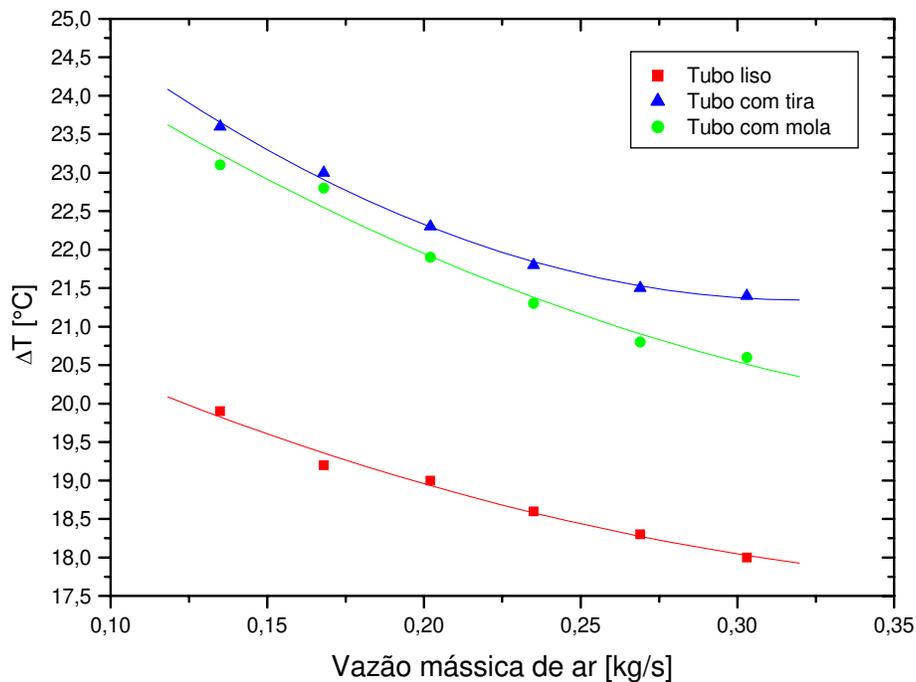


Figura 4.2 (a) - Vazão mássica de água 0,056 kg/s

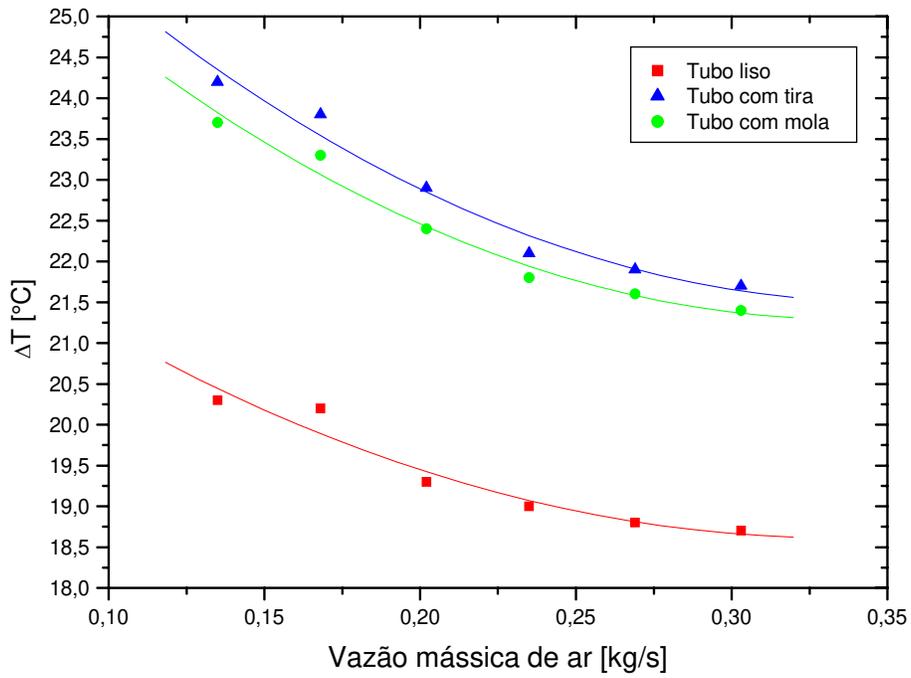


Figura 4.2 (b) - Vazão mássica de água 0,111 kg/s

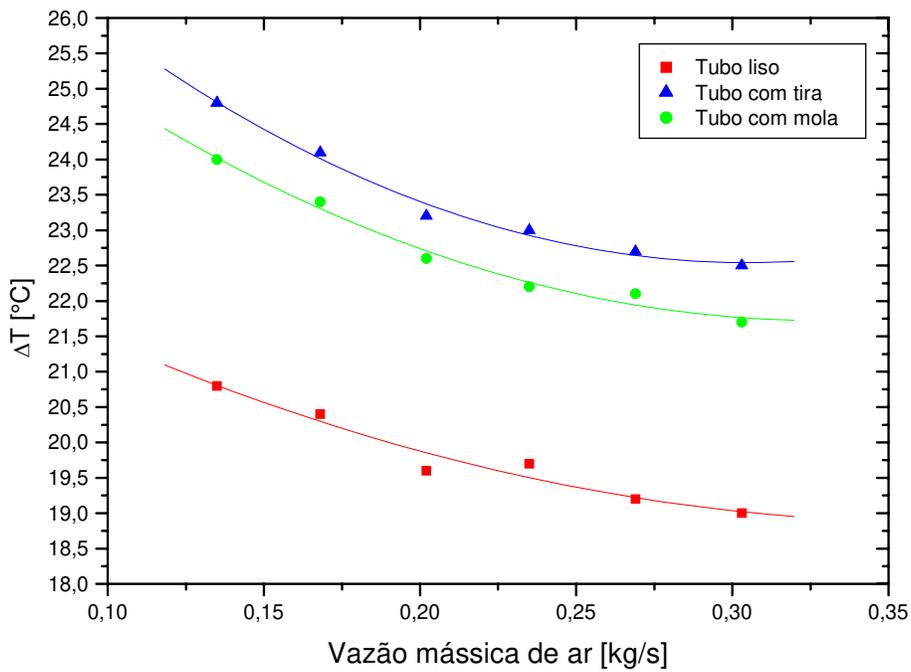
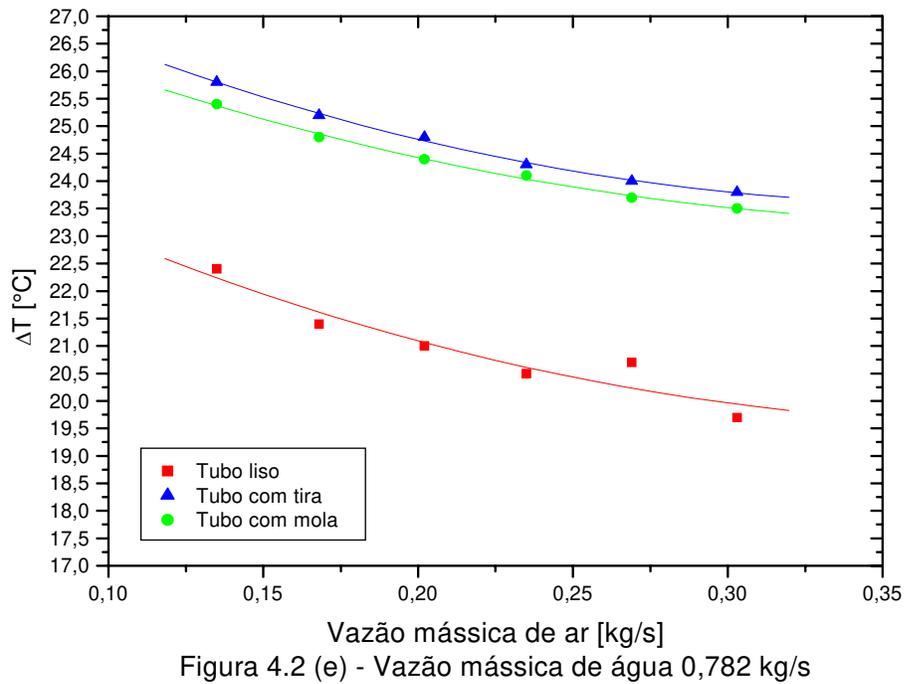
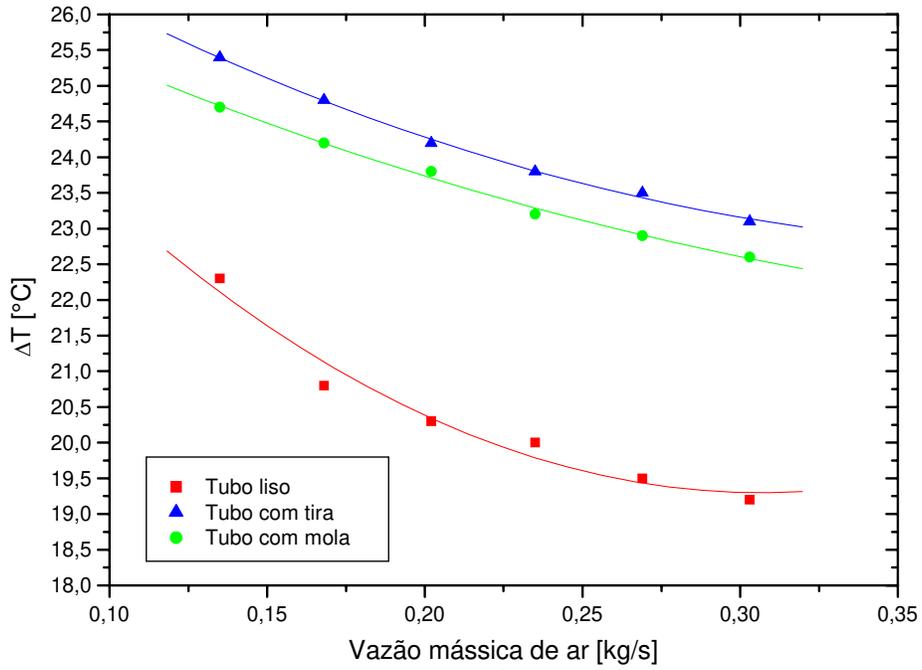


Figura 4.2 (c) - Vazão mássica de água 0,167 kg/s



Os dados do escoamento com atrito disponíveis na literatura são ainda escassos, principalmente para trocador de calor com fluxo cruzado, com escoamento monofásico no interior do tubo e ar no lado externo do tubo, ainda mais na faixa de número de Reynolds usado neste estudo. A adequação da instrumentação e das medidas realizadas podem ser avaliadas pela comparação dos resultados obtidos para um tubo de superfície lisa com aqueles proporcionados por uma das correlações empíricas para a transferência de calor em escoamento turbulento, apresentadas em termos de números adimensionais que intervêm no problema. Aqui foram tomados os cuidados para a escolha da correlação mais adequada exigida pelo escoamento com $Re < 10^4$. Foram verificadas as possibilidades de utilizar-se varias correlações, desde as clássicas até às mais recentes, entre elas: Dittus e Boelter (1930) equação 2.3, Sieder e Tate (1936) equação 2.4, Petukhov (1970) equação 2.5, Gnielinski (1976) equação 2.6 e Bergles (1996). Dittus-Boelter (1930) e Sieder e Tate (1936) desenvolveram equações cujas as aplicações são recomendadas para $Re \geq 10^4$. Entretanto, apesar de $Pr = 11.436$ e $L/D = 31,496$ do experimento pertencerem ao intervalo previsto por estas duas correlações (Capítulo 2), o mesmo não acontecem com o número de Reynolds que está na faixa de $1 \times 10^3 < Re < 1 \times 10^5$.

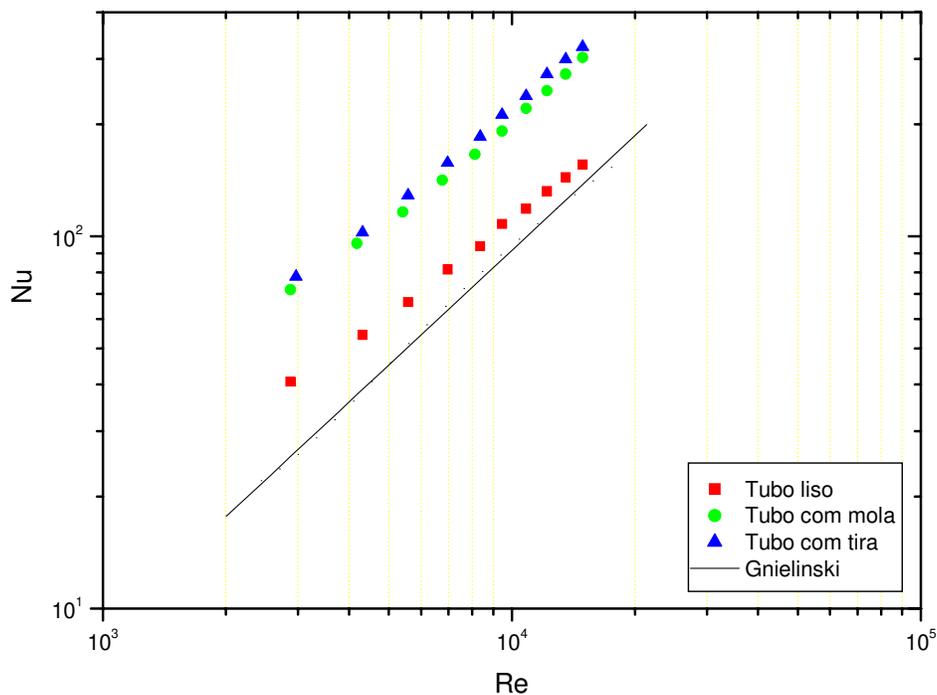


Figura 4.3 - Número de Nusselt correlacionado com número de Reynolds

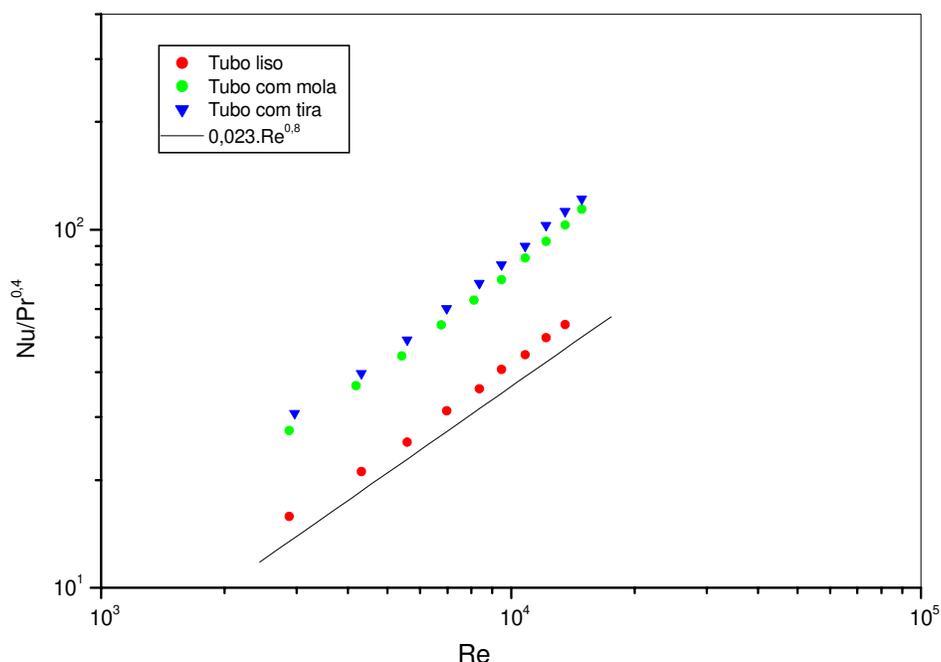


Figura 4.4 - Comparação, em termos de grupos adimensionais, com a correlação de Dittus e Boelter

A correlação de Petukhov (1970), é recomendada a aplicação para $1.10^4 < Re < 5.10^6$, o que ainda não satisfaz para o experimento em discussão. Observando-se então, que para obter concordância com os dados disponíveis para número de Reynolds menores, a correlação de Gnielinski (1976) é a que melhor se aproxima, estimada para um intervalo de aplicação de $0,5 < Pr < 2.000$ e $3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$, optou-se pela sua aplicação. A Figura 4.3 mostra o número de Nusselt correlacionado com número de Reynolds, para tubo liso, calculado pela correlação de Gnielinski utilizando-se o fator de atrito fornecido pela equação 2.4 e os valores de Nusselt obtidos experimentalmente para tubos liso, com mola e com tira. Nota-se que as variações são lineares e que os valores obtidos experimentalmente para o tubo liso são superiores aos obtidos pela correlação de Gnielinski e se aproximam a medida que o escoamento se torna completamente turbulento, $Re \geq 10^4$. Os desvios $(Nu \text{ Gnielinski} - Nu \text{ experimental}) / (Nu \text{ experimental})$ são da ordem, inicial de 27,5% e o final de 13%. O que revela que deve-se ter precaução ao utilizar a correlação de Gnielinski para valores menores de número de Reynolds, $Re < 10^4$. Entretanto, deve-se observar que a explicação encontrada para justificar tal comportamento do escoamento no tubo liso, Nu experimental maiores do que Nu Gnielinski, o fato do tubo de cobre utilizado nos ensaios, não ser exatamente liso e linear, uma vez que os

fatores de atrito do tubo liso obtidos experimentalmente, Equação 2.14, serem superiores aos obtidos pela Equação 2.4. Nesse caso o desvio médio do fator de atrito (f Petukhov – f experimental)/(f experimental) foi da ordem de 18%. Na Figura 4.4 utilizou-se a correlação de Dittus e Belter (1930), Equação 2.1, em que se levanta as curvas dos grupos adimensionais que intervêm no problema em função do número de Reynolds, com o propósito de se efetuar comparação com outros trabalhos apresentados, uma vez que a grande maioria dos pesquisadores apresentam esse gráfico como pode ser verificado no trabalho apresentado por Bergles (1996), na Figura 2.1. Observando-se as curvas da Figura 2.1 e comparando com as curvas do tubo com mola e com tira da Figura 4.4, nota-se similaridades entre elas. É de particular interesse observar a curva 1 e a curva 17 em que foram realizados ensaios utilizando-se inserção de mola espiral (Figura 2.1). Surpreendentemente os resultados da curva 1 e se assemelham bastante com os resultados da curva de mola espiral apresentados neste trabalho.

Variações dos grupos adimensionais da curva 1 da Figura 2.1; Re ; $3,5 \times 10^3$ a $1,8 \times 10^4$; $Nu/Pr^{0,4}$, $4,2 \times 10^1$ a $1,3 \times 10^2$ e variações dos grupos adimensionais das curvas Figura 4.4; Re , $2,9 \times 10^3$ a $1,5 \times 10^4$; $Nu/Pr^{0,4}$, tubo com mola $2,7 \times 10^1$ a $1,14 \times 10^2$; tubo com tira $3,0 \times 10^1$ a $1,21 \times 10^2$.

Tabela 4.1 – Coeficientes de transferência de calor

Re	Gnielinski [kW/m ² K]			Bergles [kW/m ² K]			Experimental [kW/m ² K]		
	liso	Mola	tira	Liso	mola	Tira	liso	mola	Tira
$2,9 \cdot 10^3$	1,133	1,670	1,910	1,283	2,308	2,431	1,41	2,489	2,709
$4,3 \cdot 10^3$	1,587	2,487	2,726	1,773	3,227	3,391	1,88	3,309	3,546
$5,6 \cdot 10^3$	2,001	3,183	3,576	2,206	4,046	4,255	2,301	4,002	4,454
$7,0 \cdot 10^3$	2,546	4,170	4,558	2,646	4,890	5,143	2,816	4,881	5,452
$8,4 \cdot 10^3$	2,995	5,085	5,669	3,071	5,714	6,009	3,25	5,717	6,402
$9,5 \cdot 10^3$	3,432	6,099	6,427	3,434	6,441	6,744	3,715	6,614	7,301
$1,1 \cdot 10^4$	3,826	6,935	7,448	3,835	7,226	7,565	4,086	7,609	8,215
$1,2 \cdot 10^4$	4,266	7,745	8,348	4,227	8,000	8,375	4,553	8,482	9,403
$1,3 \cdot 10^4$	4,616	8,667	9,279	4,614	8,763	9,175	4,964	9,403	10,297
$1,5 \cdot 10^4$	5,126	9,558	10,340	4,995	9,519	9,966	5,367	10,411	11,128

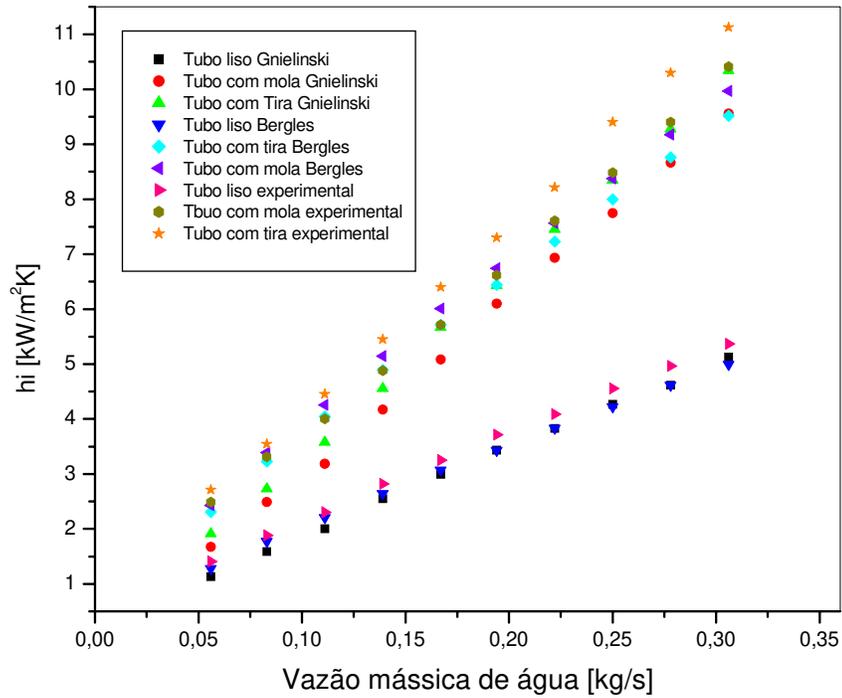


Figura 4.5 - Comportamento de h_i em correlação com a vazão mássica de água de acordo com as correlações de Gnielinski, Bergles e os valores experimentais.

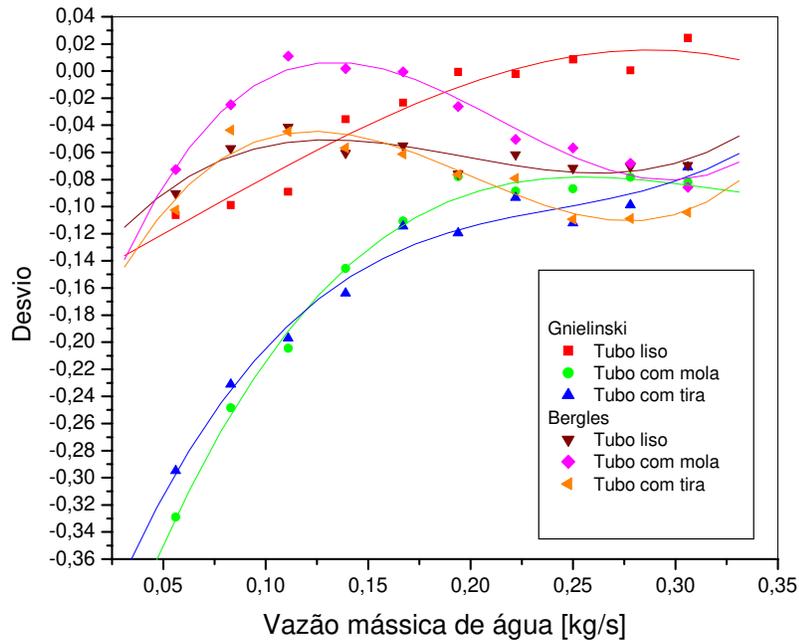


Figura 4.6 - Desvio das correlações de Gnielinski e Bergles em relação ao método experimental

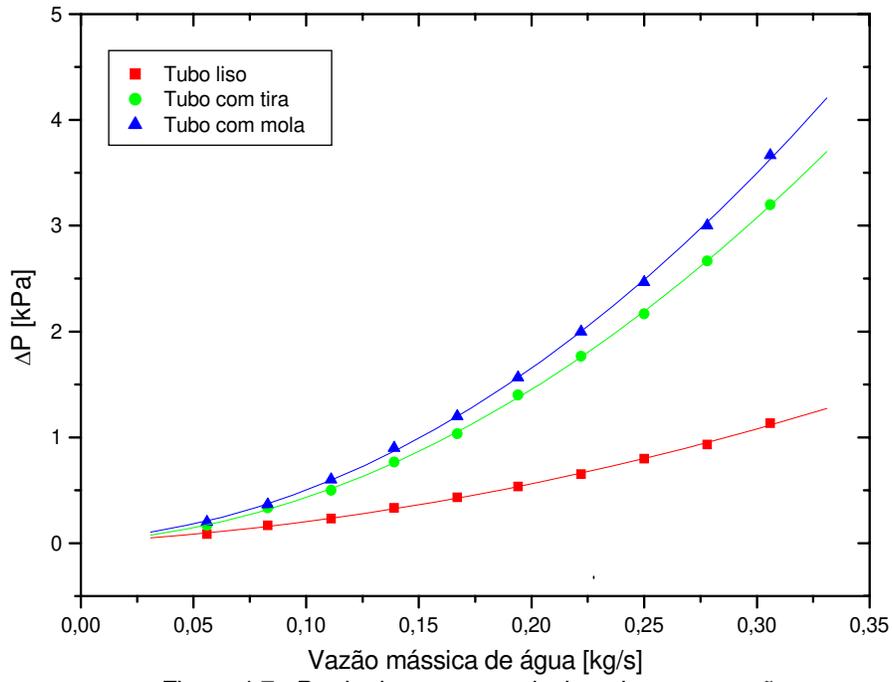


Figura 4.7 - Perda de carga correlacionada com a vazão

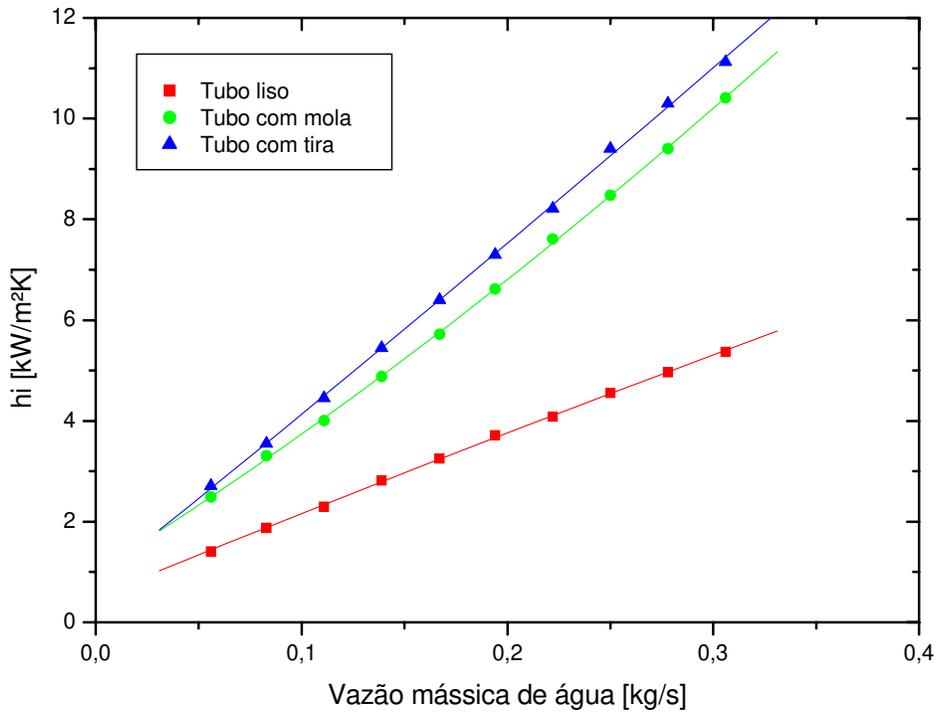


Figura 4.8 - Coeficiente de transferência de calor correlacionado com a vazão de água

Avaliou-se também o método Bergles para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, Equações 2.6 e 2.7 desenvolvidas para aplicação em escoamentos em tubos com inserção de dispositivos intensificadores, em contrapartida, com as correlações anteriores que foram desenvolvidas para tubos lisos. Na Tabela 4.1 e Figura 4.5 foram colocados os resultados obtidos nos cálculos dos coeficientes de transferência de calor pelos três métodos, Genielinski, Bergles e experimental. Sendo que, os valores obtidos pela correlação de Gnielinski para o caso dos tubos com mola e tira, utilizou-se a Equação 2.14 para se efetuar os cálculos do fator de atrito.

Constata-se uma boa aproximação entre os três métodos para valores de vazões acima de 0,20 kg/s ou $Re \geq 10^4$ como mostra a Figura 4.6, onde o desvio máximo alcançado atingiu 12% em relação aos valores obtidos experimentalmente. Para vazões menores, entretanto, percebe-se a manutenção desta faixa com exclusão dos valores obtidos através da correlação de Gnielinski para o caso dos tubos com inserção de mola e tira onde o desvio aumenta progressivamente à medida que a vazão diminui chegando a atingir um desvio de 33%.

Observa-se na Figura 4.5 que a tendência geral dos coeficientes de transferência de calor, tanto do tubo liso como dos tubos com mola e com tira, se aproximarem para valores do número de Reynolds menores, quando o escoamento se aproxima da região de escoamento laminar.

A análise dos resultados apresentados a partir de agora é baseada nos resultados obtidos experimentalmente. Nota-se claramente na Figura 4.7 que nas condições dos ensaios, com as dimensões especificadas da mola espiral e da tira espiral, o tubo com inserção da tira espiral apresenta maior perda de carga superando a do tubo com inserção da mola espiral. Pode-se dizer também que as curvas confirmam a expectativa de que com o aumento da vazão cresce a perda de carga, ou seja, a perda de carga depende diretamente da vazão de água gelada, ficando a indagação com respeito ao comportamento do coeficiente de transferência de calor que pode ser respondida observando-se a Figura 4.8, onde mostra que o coeficiente de transferência de calor aumenta com a elevação da vazão e que o tubo com tira apresenta maiores coeficientes. Nestas condições, o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga dependem diretamente da vazão de água gelada, entre outros parâmetros, aumentando com a mesma. Nos tubos com dispositivos intensificadores, a mola e a tira podem ser consideradas como rugosidades superficiais, de tal forma que o escoamento com número Reynolds acima de 10^4 pode ser

considerado como completamente rugoso (fator de atrito constante), é o que demonstra a Figura 4.10. Assim, para esses casos o coeficiente de transferência de calor variaria linearmente com a vazão ou o número de Reynolds, com se observa na Figura 4.8. É interessante observar que a perda de carga guarda uma relação direta com o coeficiente de transferência de calor. A elevação deste implica no aumento daquele. Ilustrando, ainda, que o potencial para utilização dos tubos com intensificadores se relaciona a vazões elevadas. É interessante notar que a perda de carga para a faixa de vazões reduzidas, Figura 4.7, apresenta tendência à aproximação dos seus valores para os três tubos ensaiados. Isto se deve aos reduzidos valores da perda de carga, pois extrapolam a faixa de incerteza do instrumento utilizado. Contudo, convém ressaltar que, à medida que o número de Reynolds diminui, os resultados apresentados, em geral, tendem a um mesmo valor comum com o tubo liso. No limite, para escoamento laminar, todos os tubos devem apresentar o mesmo comportamento é o que mostram as Figuras 4.7, 4.8 e 4.9. A Figura 4.9 mostra a potência de escoamento nos tubos de testes correlacionada com número de Reynolds, indicando claramente que a potência de escoamento, $Pot = Q_{vazão} \times \Delta P$, no tubo com tira espiral supera a dos dois demais tubos em concordância com as curvas apresentadas na Figura 4.8. Fica claro então, que a inserção da mola espiral e tira espiralada promovem aumento da transferência de calor, a custo de um maior consumo de energia, ou seja acréscimos na potência de bombeamento. Os acréscimos da potência consumida para o tubo com mola e para o tubo com tira aumentam consideravelmente para número de Reynolds acima de 10^4 . A Figura 4.10 mostra o fator de atrito correlacionado com número de Reynolds. Fica óbvio que o fator de atrito aumenta para os tubos com os dispositivos intensificadores devido a maior resistência ao escoamento apresentada pelos mesmos quando comparado com o tubo liso. Esta resistência ao escoamento aumenta devido aos seguintes efeitos:

1. o aumento da área de troca de calor interna ao tubo,
2. o aumento dos distúrbios no centro do escoamento,
3. o aumento dos distúrbios na subcamada laminar da camada limite do escoamento.

O principal mecanismo da intensificação da troca de calor é devido ao rompimento da subcamada laminar. Assim, as condições de operação influenciam o atrito do escoamento mais do que o coeficiente de transferência de calor.

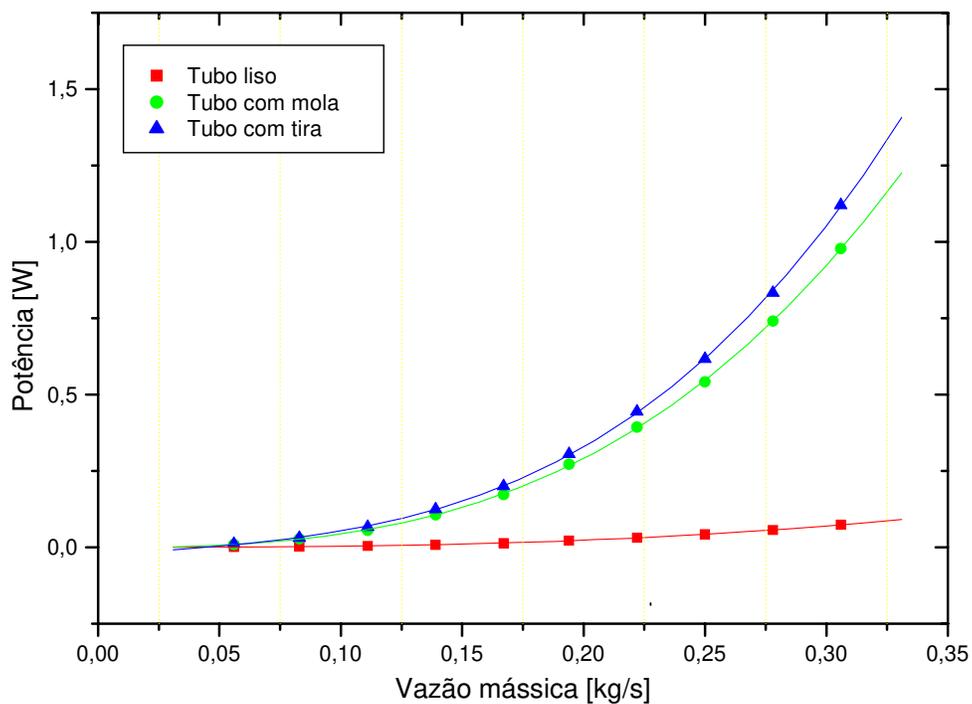


Figura 4.9 - Potência em função da vazão mássica de água

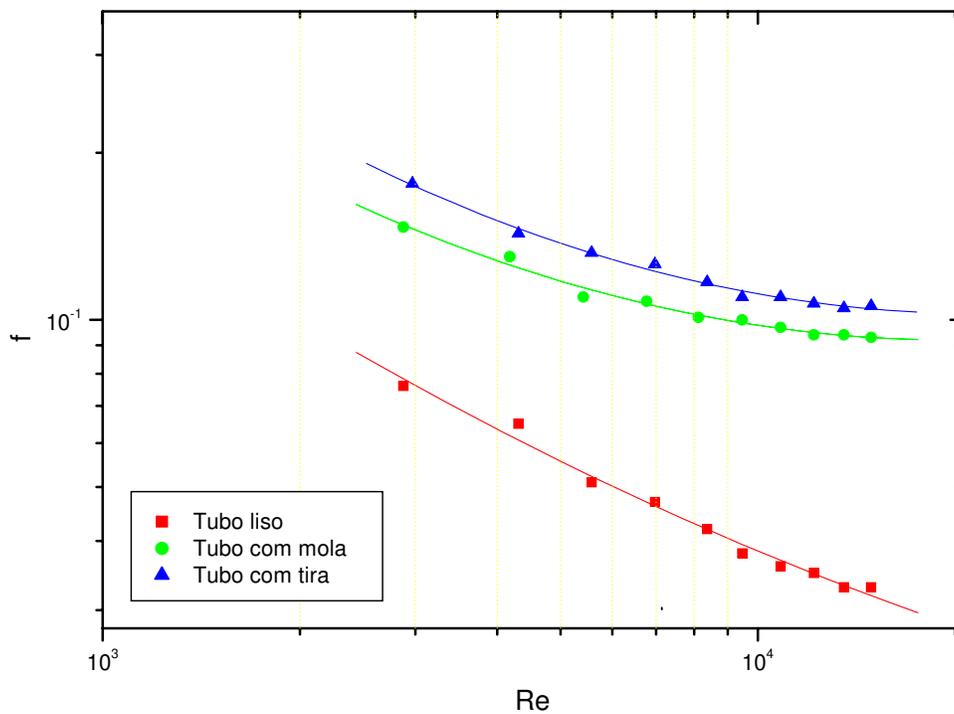


Figura 4.10 - Fator de atrito correlacionado com número de Reynolds

É importante observar na Figura 4.10, o fato de mostrar a curva do tubo com tira acima da curva do tubo com mola, ou seja, fator de atrito superior, semelhante ao ocorrido, como mostra a Figura 4.8, com a curva de coeficiente de transferência de calor que esta acima da curva do tubo com mola.

Verifica-se que as curvas apresentadas na Figura 4.10 guardam semelhança com as curvas apresentadas pelo pesquisador Al-Fahed (1993) mostrados na Figura 2.4, com dados obtidos de ensaios com tubos ranhurados, trabalhando com número de Reynolds variando entre 4×10^4 e 3×10^5 . A Figura 2.2 mostra várias curvas apresentadas no trabalho de Bergles (1996), é importante observar as curvas 1 e 17 que foram experiências feitas com mola espiral e estas curvas guardam semelhanças com as curvas da Figura 4.10. O comportamento relativo do tubo liso e dos tubos com inserção de dispositivos intensificadores podem ser adequadamente caracterizados pelo denominado **Fator de Intensificação do coeficiente de transferência de calor, FI_h** , Jabardo, Bandarra Filho e Macedo (1999), assim definido:

$$FI_{h_{mola}} = \frac{h_{mola}}{h_{liso}} \text{ e } FI_{h_{tira}} = \frac{h_{tira}}{h_{liso}}$$

A Figura 4.11 apresenta a variação de FI_h correlacionado com número de Reynolds. Observa-se claramente que sempre $FI_{h_{mola}} > FI_{h_{tira}}$, mostrando que o tubo com tira espiral promoveu maior intensificação do coeficiente de transferência de calor do que o tubo com mola espiral e informando quanto houve de aumento da intensificação em relação ao tubo liso. Os Fatores de Intensificação evidentemente informam que houve intensificação positiva do coeficiente de transferência de calor e que esta intensificação foi crescente para número de Reynolds acima de 7.10^3 para ambos. A variação de $FI_{h_{mola}}$ ocorreu entre 1,73 a 1,94, a variação de $FI_{h_{tira}}$ ocorreu entre 1,88 a 2,07. O pesquisador Al-Fahed (1993) encontrou no seu trabalho FI_h crescente até número de Reynolds 25.000 (Figura 2.4), a partir daí então houve crescimento FI_h moderado “em razão do efeito da turbulência nos tubos com dispositivos intensificadores ser similar ao efeito da turbulência no tubo liso”. Nos seus ensaios a variação de FI_h ocorreu entre 1,2 a 1,8 (Figura 2.4), valores mais modestos do que os apresentados neste trabalho. Entretanto o que se observa a partir da Figura 4.11, é que nas condições dos ensaios realizados para número de

Reynolds acima de 10^4 até 2×10^4 o FI_h apresenta características crescentes de intensificação. Para se saber o quanto de aumento houve de intensificação do coeficiente de transferência de calor do tubo com tira em relação ao tubo com mola, definiu-se o **Fator de Intensificação do coeficiente de transferência de calor FI_{hm}** , como sendo:

$$FI_{hm} = \frac{h_{tira}}{h_{mola}}$$

A Figura 4.11 mostra que FI_{hm} mantém-se praticamente invariável com a variação do número de Reynolds até em próximo de 10^4 .

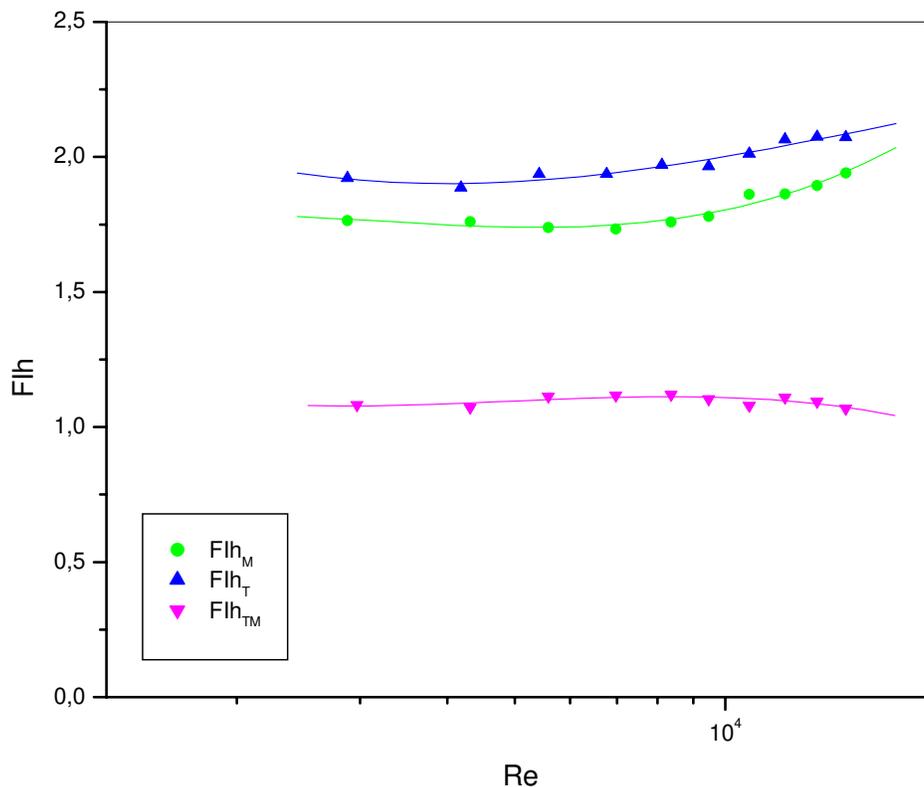


Figura 4.11 - FI do coeficiente de transferência de calor correlacionado com número de Reynolds

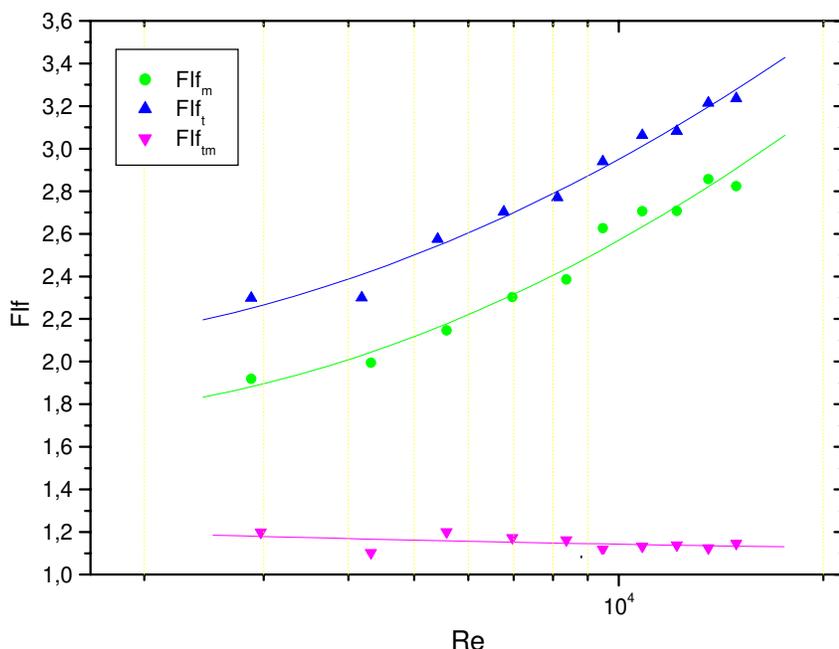


Figura 4.12 - Fator de Intensificação do fator de atrito correlacionado com número de Reynolds

A Figura 4.12, por sua vez, mostra o comportamento relativo do tubo liso e dos tubos com inserção de dispositivos intensificadores que podem ser adequadamente caracterizados pelo que diz respeito ao fator de atrito denominado **Fator de Intensificação do fator de atrito, FI_f** , assim definido:

$$FI_{f_{mola}} = \frac{f_{mola}}{f_{liso}} \text{ e } FI_{f_{tira}} = \frac{f_{tira}}{f_{liso}}$$

O $FI_{f_{mola}}$ cresce no intervalo de 1,92 a 2,82 e $FI_{f_{tira}}$ cresce no intervalo de 2,30 a 3,24 indicando com mostra a Figura 4.12, $FI_{f_{tira}} > FI_{f_{mola}}$ para o mesmo número de Reynolds.

Contata-se através das Figuras 4.11 e 4.12 que os coeficientes de transferência de calor aumentam com o aumento do número de Reynolds, contudo, embora a tendência geral seja o aumento de h com o aumento de f , o aumento de f é proporcionalmente maior. Para o tubo com mola verifica-se que houve um crescimento médio de $FI_{h_{mola}} = 1,81$, enquanto o crescimento

médio de $FI_{f_{mola}} = 2,53$, já para o tubo com tira verifica-se que houve um crescimento médio de $FI_{f_{tira}} = 1,98$ enquanto o crescimento médio de $FI_{f_{tira}} = 2,84$.

Pode-se também da mesma forma como foi definido o FI_{hmt} , definir-se o **Fator de Intensificação do fator de atrito** $FI_{f_{mt}}$ como:

$$FI_{f_{mt}} = \frac{f_{mola}}{f_{tira}}$$

O $FI_{f_{mt}}$ praticamente se mantém invariável, indicando que não houve crescimento de f_{mola} em relação a f_{tira} .

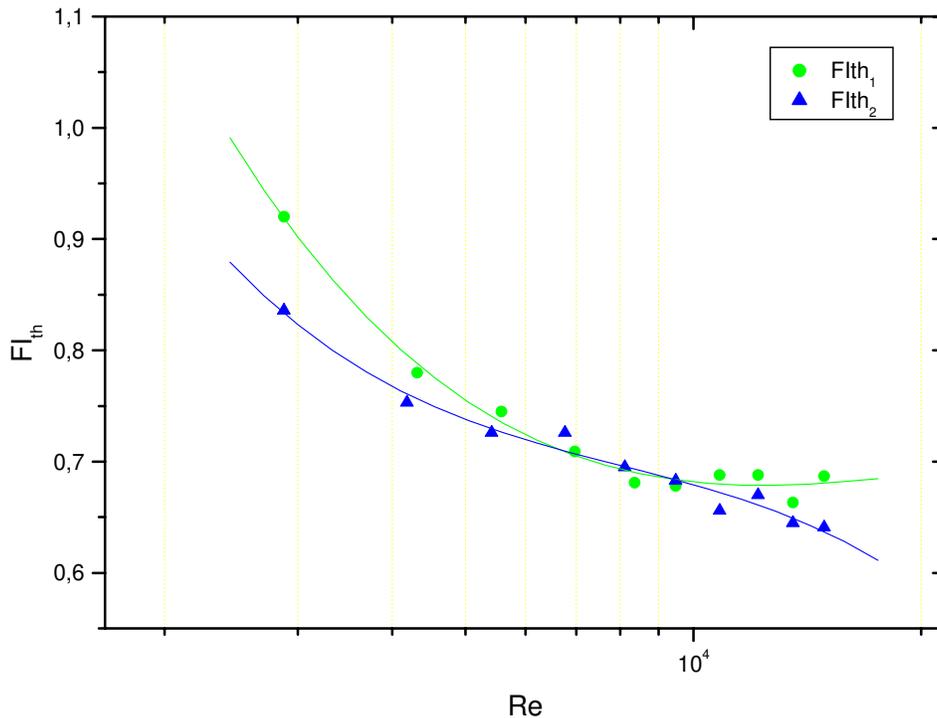


Figura 4.13 - Fator de Intensificação termo-hidráulico correlacionado com número de Reynolds

Como tem sido observado ao longo desse trabalho, o efeito dos dispositivos intensificadores se expressa tanto através do incremento da transferência de calor quanto no da

perda de carga. Se por um lado, a transferência de calor afeta o aspecto térmico do trocador de calor (no caso tubo de cobre) no sentido positivo, a perda de carga, explicitado na forma de fator de atrito, afeta negativamente tanto a performance do próprio trocador quanto o do circuito de água gelada, resultante da redução da pressão de sucção da bomba. Assim, é importante quantificar o incremento do coeficiente de transferência de calor em relação ao da perda de carga para as mesmas condições. Defini-se, assim, um **Fator de Intensificação termo-hidráulico**, FI_{th} , como:

$$FI_{th} = \frac{FI_h}{FI_f}$$

Onde,

$$FI_{th1} = \frac{FI_{h_{mola}}}{FI_{f_{mola}}}, \quad FI_{th2} = \frac{FI_{h_{tira}}}{FI_{f_{tira}}}$$

Nestas condições, um valor de FI_{th} superior a 1 estaria associado a uma situação em que transferência de calor experimentou uma intensificação superior a perda de carga. Analisando a Figura 4.13, nota-se FI_{th} assume valores inferiores à unidade para todas as situações operacionais dos ensaios do tubo com mola e com tira variando de 0,66 a 0,92 e 0,64 a 0,84 respectivamente. Numa demonstração que o tubo com mola apresenta uma performance termo-hidráulica ligeiramente melhor do que o tubo com tira. Outra observação é a constatação que o FI_{th} diminui para ambos os tubos de testes com o aumento do número de Reynolds.

Capítulo 5

Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos

Baseado nos resultados, apresentados neste trabalho através de gráficos e tabelas obtidos nos ensaios realizados, nas condições operacionais e nas características físicas dos tubos e dos dispositivos intensificadores, chegou-se as seguintes conclusões e sugestões.

5.1 Conclusões.

As principais conclusões relativas ao presente trabalho são.

- As correlações, de Gnielinski e de Bergles podem ser utilizadas para calcular o coeficiente de transferência de calor quando se tratar escoamento turbulento, para se obter resultados mais preciso deve-se usar a correlação de Bergles.
- O incremento do coeficiente de transferência de calor diminui com as dimensões da mola e da tira. Esse efeito pode ser interpretado levando-se em conta a rugosidade específica (relativa ao diâmetro) do tubo e os dispositivos intensificadores. Como os tubos com mola e com tira apresentam alturas iguais, ou seja, o diâmetro da mola é igual à altura da tira, admitida para efeitos de análise como uma rugosidade, e o diâmetro dos tubos mantido constante, quanto menor a altura do dispositivo intensificador, menor a rugosidade relativa (referida ao diâmetro do tubo), concluindo-se que a taxa de transferência de calor diminui correspondentemente.

- A redução da taxa de transferência de calor com as alturas dos dispositivos intensificadores está associada a uma correspondente redução na perda de carga. Tal comportamento está intimamente relacionado à rugosidade do tubo.
- Para número de Reynolds menores os tubos com intensificadores tendem para um mesmo valor com o do tubo liso.
- Pode-se então afirmar, sob o ponto de vista térmico, que os tubos com dispositivos intensificadores apresentam significativos incrementos de desempenho em relação ao tubo liso para vazões ou número de Reynolds, elevados. Entretanto, a perda de carga se eleva na mesma proporção.
- FI_h assume valores significativamente superiores à unidade em todas as condições operacionais consideradas neste estudo. Valores de FI_h chegam a atingir valores iguais a 2, para o tubo com tira, com também a valores iguais a 1,9 para o tubo com mola.
- FI_h revela que o tubo com tira apresentou maior perda de carga, chegando a superar a perda de carga do tubo liso em 3,24 vezes, e superar o tubo com mola em 1,45 vezes.
- As características de transferência de calor e perda de carga são mais favoráveis para operação em vazões mássicas inferiores a 0,111 kg/s.
- O tubo com mola apresenta, de forma geral, melhor desempenho termo-hidráulico do que o tubo com tira.
- Para dada capacidade frigorífica dos tubos, Q_r , uma elevação do coeficiente global de transferência de calor implica em: (1) redução na área de transferência de calor e/ou (2) elevação na temperatura da água gelada, mantidas constantes as temperaturas do ar. No primeiro caso implica redução de peso e, portanto, do custo do trocador de calor. No segundo, o desempenho da instalação, caracterizado pelo valor do coeficiente de eficácia, COP, apresenta uma elevação com conseqüente redução do consumo de energia elétrica da instalação.

6.2 sugestões para próximos trabalhos.

As sugestões aqui apresentadas visam inicialmente a busca por situação em que ocorra sempre aumento de FI_h , mas que na medida do possível proporcione um valor FI_{th} igual ou superior a um.

- Realizar ensaios em escoamento monofásico promovendo variações nas dimensões da mola e da tira, isto é, variar diâmetro e altura e procurar reduzir o passo.
- Realizar ensaios, em escoamento monofásico, com dispositivos intensificadores, mas promovendo variações no diâmetro do tubo.
- Realizar estes ensaios para o intervalo de número de Reynolds entre 10^3 e 10^5 .
- Levando em consideração o que sugere-se, realizar ensaios com escoamento em mudança de fase, no caso selecionar um fluido refrigerante de uso corrente.
- Realizar ensaios em um radiador de um automóvel introduzindo dispositivos intensificadores, como a mala e a tira espiral.

Referências Bibliográficas

Agarwal, S. K., Rao, M. Raja. Heat transfer augmentation for the flow of a viscous liquid in circular tubes using twisted tape inserts. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.39, pp. 3547-3557, 1996.

Al-Fahed, S. F. Ayub, Z. H. Marafie, A. M. Soliman, B. M. Heat transfer and pressure drop in a tube with internal microfins under turbulent water flow conditions. *Experimental Thermal and Fluid Science*, (7), pp. 249-253, 1993.

Bergles, A E. *Enhancement of convective heat and mass transfer*. Troy, NY: Rensselaer Polytechnic, 1996, Cap. 11, Techniques to enhance heat transfer, 75p.

Blumenkrantz, A. R., Taborck, J. Heat transfer and pressure drop characteristics of turbotec spirally grooved tubes in the turbulent regime. *Heat Transfer Research Inc.*, pp. 2439-3007, HTRI, Pasadena. CA, 1970.

Borchardt, I. G., Gomes, Álvaro F. *Termopares*. P. Alegre, RS: Sagra S. A. 1978, 81p.

Chiou, J. P. Experimental investigation of the augmentation of forced convection heat transfer in a circular tube using spiral spring inserts. *Transactions of the ASME*, v.109, pp. 300-307, 1987.

Churchill, S. W., Bernstein, M. *J. Heat Transfer*, 99, 300, 1977.

Dipprey, D. G., Saberky, R. H. Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various Prandtl numbers. *Int. J. Heat Mass Transfer Research*, (6), pp. 329-353, 1963.

Dittus, F. W., Boelter, M. K., University of California, Berkeley, Publications on Engineering, v. 2, 443p., 1930.

Dossat, Roy J. *Principles of refrigeration*, 2.ed. New York, New York: John Wiley and Sons, 1978, 603p.

Doebelin, Ernest O. *Measurement Systems*. Tokio, Japan: Mc Graw-Hill Kogakusha, 1976, 755p.

Fox, W. Robert. McDonald, T. Alan. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 5.ed. Rio de Janeiro, RJ: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1998, 500p.

Gnielinski, V., *Int. Chem. Eng.*, 16, 359, 1976.

Gluck, D. E. The effect of turbulence promotion on Newtonian heat transfer rates. MS thesis: University of Delaware, Newark, DE, 1959.

Holman, J. P. *Transferência de Calor*. São Paulo, SP: Mc Graw-Hill do Brasil, 1983, 636p.

Hsieh, Shou-Shing. Kuo, Ming-Tzung. An experimental investigation of the augmentation of tube-side heat transfer in a crossflow heat exchanger by means of strip-type inserts. *Journal of Heat Transfer*. v.116, pp. 381-390.

Incropera, Frank P. DeWitt, David P. *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. 4.ed. Rio de Janeiro, RJ: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1998, 494p.

Ismail, Kamal A. R. *Técnicas de Medidas e Instrumentação*. Campinas, SP: Ed. do autor, 2000, 369p.

Ismail, Kamal A. R. *Técnicas Experimentais em Fenômenos de Transferência*. Campinas, SP: Ed. do autor, 2000, 488p.

Jabardo, José M. Saiz, Bandarra Filho, Enio P., Macedo, Rodrigo de. Desempenho Termo-

Hidráulico do refrigerante R-134^a evaporando no interior de tubos de cobre internamente ranhurados. *Revista Tecnologia da Refrigeração*, (6), pp. 8-14, 1999.

Jones, W. P. *Engenharia de Ar Condicionado*. Rio de Janeiro, RJ: Editora Campus Ltda, 1983, 505p.

Kumer, P., Judd, R. I. Heat transfer with coiled wire turbulence promoters. *Can. J. Chem. Eng.*, (8), pp. 378-383, 1970.

Lewis, M. J. An elementary analysis for predicting the momentum and heat-transfer characteristics of hydraulically rough surface. *J. Heat Transfer*, (97), pp. 249-254, 1975.

Pescod, D. The effects of turbulence promoters on the performance of plate heat exchangers. *Heat Exchangers Design and Theory Sourcebook*. (11). Afghani and E. U. Schlünder eds. pp. 601+616. Scita. Washington. DC, 1974.

Petukhov, B. S., in T. F. Irvine and J. P. Hartnett, Eds., *Advances in Heat Transfer*, v. 6, Academic Press, New York, 1970.

Rao, M. Muralidhara. Sastri, V. M. K. Experimental investigation for fluid flow and heat transfer in a rotating tube with twisted-tape inserts. *Heat transfer engineering*, v.16, (2), pp. 19-28, 1995.

Ravigururajan, T. S., Bergles, A. E. Development and verification of general correlations for pressure drop and heat transfer in single-phase turbulent flow in enhanced tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science* (13), pp. 55-70, 1996.

Rozalowski, G., R., Gater, R. A. Pressure loss and heat transfer characteristics for high viscous flow in convoluted tubing. *ASME Paper 75-HT-40*. ASME, New York, 1975.

Sieder, E. N., Tate, G. E. *Ind. Eng. Chem.* 28, 1429, 1936.

Stoecker, W. F., Jones, J. W. *Refrigeração e ar condicionado*. São Paulo: McGraw-Hill do

Brasil, 1985, 481p.

Sukomel, A, Osipova, V., Isachenko, V. *Heat transfer*. 2ed. Moscow: Mir Publishers, 1974, 567p.

Thomas, C. Lindom. *Fundamentos da Transferência de Calor*. Rio de Janeiro, RJ: Editora Prentice-Hill do Brasil Ltda, 1985, 575p.

Trevisan, W. *Manual termo-técnico*. Santo Amaro, SP: Instituto Brasileiro de Edições Científica, 1980, 344p.

Webb, R. I., Eckert, R. G., Goldstein, R. J. Generalized heat transfer and friction correlations for tubes with repeated-rib roughness. *Int. J. Heat mass transfer*, (15), pp.180-184, 1972.

Withers, J. G. Tube-side heat transfer and pressure drop for tubes having helical internal ridging with turbulent/transitional flow of single-phase fluid. *Heat transfer eng.*, (2/1), pp. 48-58, 1980.

Apêndice A

Calibração dos termopares

Termopares; Tare, Tars, Tsup

Temperatura de referência	Tare termopar 1	Tars termopar 2	Tsup termopar 3
$x := \begin{pmatrix} 6 \\ 10 \\ 15 \\ 20 \\ 25 \\ 30 \end{pmatrix}$	$y1 := \begin{pmatrix} 5.21 \\ 10.85 \\ 14.68 \\ 19.56 \\ 26.31 \\ 28.84 \end{pmatrix}$	$z1 := \begin{pmatrix} 6.86 \\ 9.35 \\ 16.78 \\ 20.87 \\ 26.32 \\ 30.04 \end{pmatrix}$	$w1 := \begin{pmatrix} 6.90 \\ 10.65 \\ 15.84 \\ 18.81 \\ 26.88 \\ 31.27 \end{pmatrix}$

$$N := \text{length}(x) \quad N = 6 \quad k := 10^3$$

Cálculo estatísticos simples:

$\text{mean}(x) = 17.667$	$\text{var}(x) = 68.889$	$\text{stdev}(x) = 8.3$
$\text{mean}(y1) = 17.575$	$\text{var}(y1) = 68.94$	$\text{stdev}(y1) = 8.303$
$\text{mean}(z1) = 18.37$	$\text{var}(z1) = 70.335$	$\text{stdev}(z1) = 8.387$
$\text{mean}(w1) = 18.392$	$\text{var}(w1) = 72.764$	$\text{stdev}(w1) = 8.53$

Operação com matriz para ajuste de curva pelo método dos mínimos quadrados

Criando a variável (x^2) e a matriz X

$$x2 := x^2 \quad i := 0..N-1$$

$$X_{i,0} := 1 \quad X^{(1)} := x \quad X^{(2)} := x2$$

$$by1 := (X^T \cdot X)^{-1} \cdot (X^T \cdot y1) \quad by1 = \begin{pmatrix} -1.674 \\ 1.232 \\ -6.626 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

$$bz1 := (X^T \cdot X)^{-1} \cdot (X^T \cdot z1) \quad bz1 = \begin{pmatrix} -0.939 \\ 1.224 \\ -6.09 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

$$bw1 := (X^T \cdot X)^{-1} \cdot (X^T \cdot w1) \quad bw1 = \begin{pmatrix} 2.287 \\ 0.746 \\ 7.691 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

Curvas ajustadas:

$$quady1(x) := by1_0 + by1_1 \cdot x + by1_2 \cdot x^2$$

$$quadz1(x) := bz1_0 + bz1_1 \cdot x + bz1_2 \cdot x^2$$

$$quadw1(x) := bw1_0 + bw1_1 \cdot x + bw1_2 \cdot x^2$$

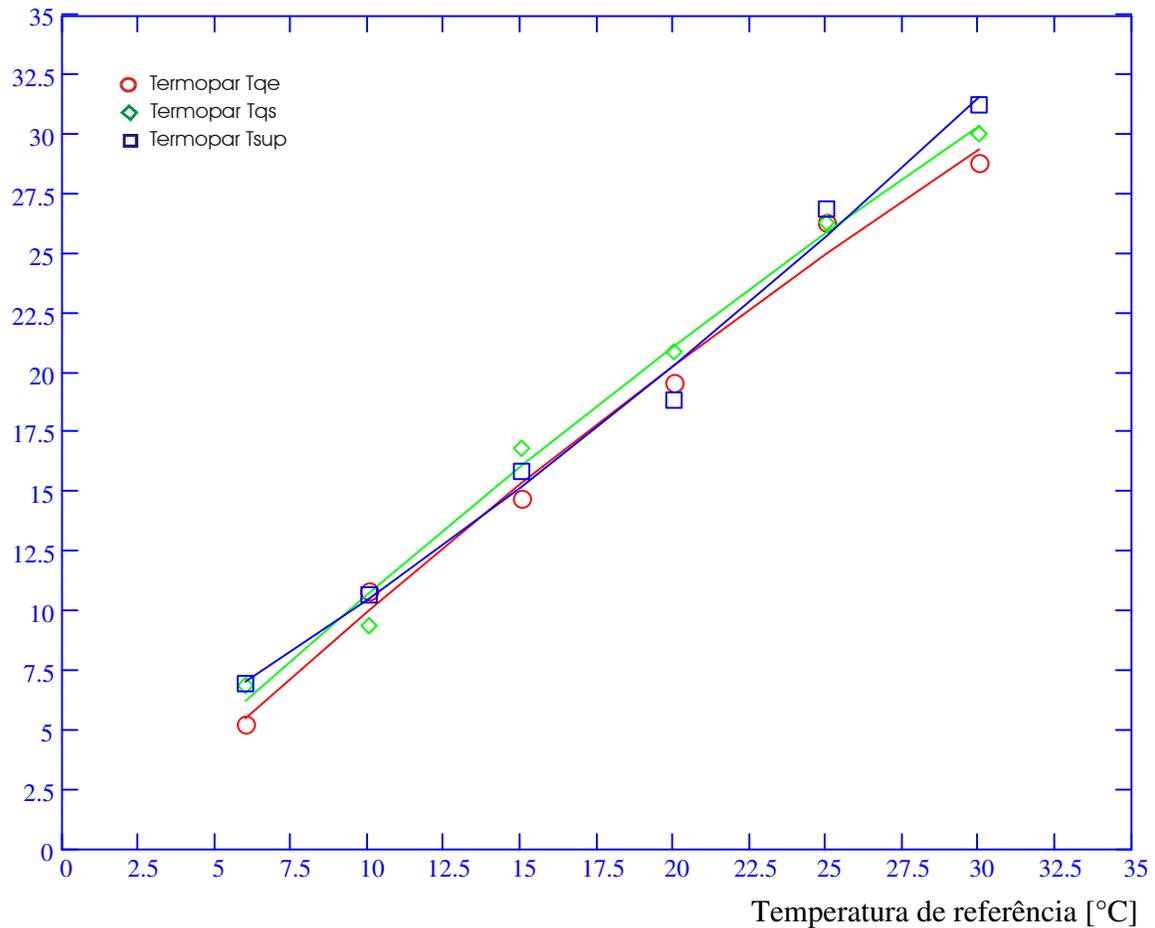
Cálculo do erro médio quadrático:

$$SSE_Q := \sum (y1 - quady1(x))^2 \quad MSE_Q := \frac{SSE_Q}{N-3} \quad MSE_Q = 1.262$$

$$SSE_Q := \sum (z1 - quadz1(x))^2 \quad MSE_Q := \frac{SSE_Q}{N-3} \quad MSE_Q = 1.042$$

$$SSE_Q := \sum (w1 - \text{quadw1}(x))^2 \quad MSE_Q := \frac{SSE_Q}{N - 3} \quad MSE_Q = 1.334$$

T_{qe}, T_{qs}, T_{sup} [°C]



Erros.

Erro da vazão, para mais ou para menos.

$$Q := 1200 \cdot \frac{2}{100} \frac{L}{3600 \cdot s}$$

$$Q = 6.667 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

Erro da velocidade, para mais ou para menos.

$$v := 0.1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Erro da Pressão, para mais ou para menos.

$$P := 33 \text{ Pa}$$

Termopares; Tage, Tags, Tm

Temperatura de referência	Tage termopar 4	Tags termopar 5	Tm termopar 6
$x := \begin{pmatrix} 6 \\ 10 \\ 15 \\ 20 \\ 25 \\ 30 \end{pmatrix}$	$y1 := \begin{pmatrix} 5.32 \\ 8.79 \\ 15.36 \\ 21.45 \\ 24.34 \\ 30.63 \end{pmatrix}$	$z1 := \begin{pmatrix} 6.53 \\ 11.48 \\ 15.92 \\ 19.21 \\ 24.38 \\ 29.69 \end{pmatrix}$	$w1 := \begin{pmatrix} 5.15 \\ 11.64 \\ 16.58 \\ 21.08 \\ 24.63 \\ 31.32 \end{pmatrix}$

$$N := \text{length}(x) \quad N = 6 \quad k := 10^3$$

Cálculo estatísticos simples:

$\text{mean}(x) = 17.667$	$\text{var}(x) = 68.889$	$\text{stdev}(x) = 8.3$
$\text{mean}(y1) = 17.648$	$\text{var}(y1) = 77.242$	$\text{stdev}(y1) = 8.789$
$\text{mean}(z1) = 17.868$	$\text{var}(z1) = 59.52$	$\text{stdev}(z1) = 7.715$
$\text{mean}(w1) = 18.4$	$\text{var}(w1) = 72.916$	$\text{stdev}(w1) = 8.539$

Operação com matriz para ajuste de curva pelo método dos mínimos quadrados

Criando a variável (x^2) e a matriz X

$$x2 := x^{\overset{\rightarrow}{2}} \quad i := 0..N-1$$

$$X_{i,0} := 1 \quad X^{(1)} := x \quad X^{(2)} := x2$$

$$by1 := (X^T \cdot X)^{-1} \cdot (X^T \cdot y1)$$

$$by1 = \begin{pmatrix} -2.249 \\ 1.234 \\ -5.008 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

$$bz1 := (X^T \cdot X)^{-1} \cdot (X^T \cdot z1)$$

$$bz1 = \begin{pmatrix} 1.674 \\ 0.901 \\ 7.18 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$$

$$bw1 := (X^T \cdot X)^{-1} \cdot (X^T \cdot w1)$$

$$bw1 = \begin{pmatrix} -1.34 \\ 1.261 \\ -6.64 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

Curvas ajustadas:

$$quady1(x) := by1_0 + by1_1 \cdot x + by1_2 \cdot x^2$$

$$quadz1(x) := bz1_0 + bz1_1 \cdot x + bz1_2 \cdot x^2$$

$$quadw1(x) := bw1_0 + bw1_1 \cdot x + bw1_2 \cdot x^2$$

Cálculo do erro médio quadrático:

$$SSE_Q := \sum (y1 - quady1(x))^2 \quad MSE_Q := \frac{SSE_Q}{N - 3}$$

$$MSE_Q = 1.09$$

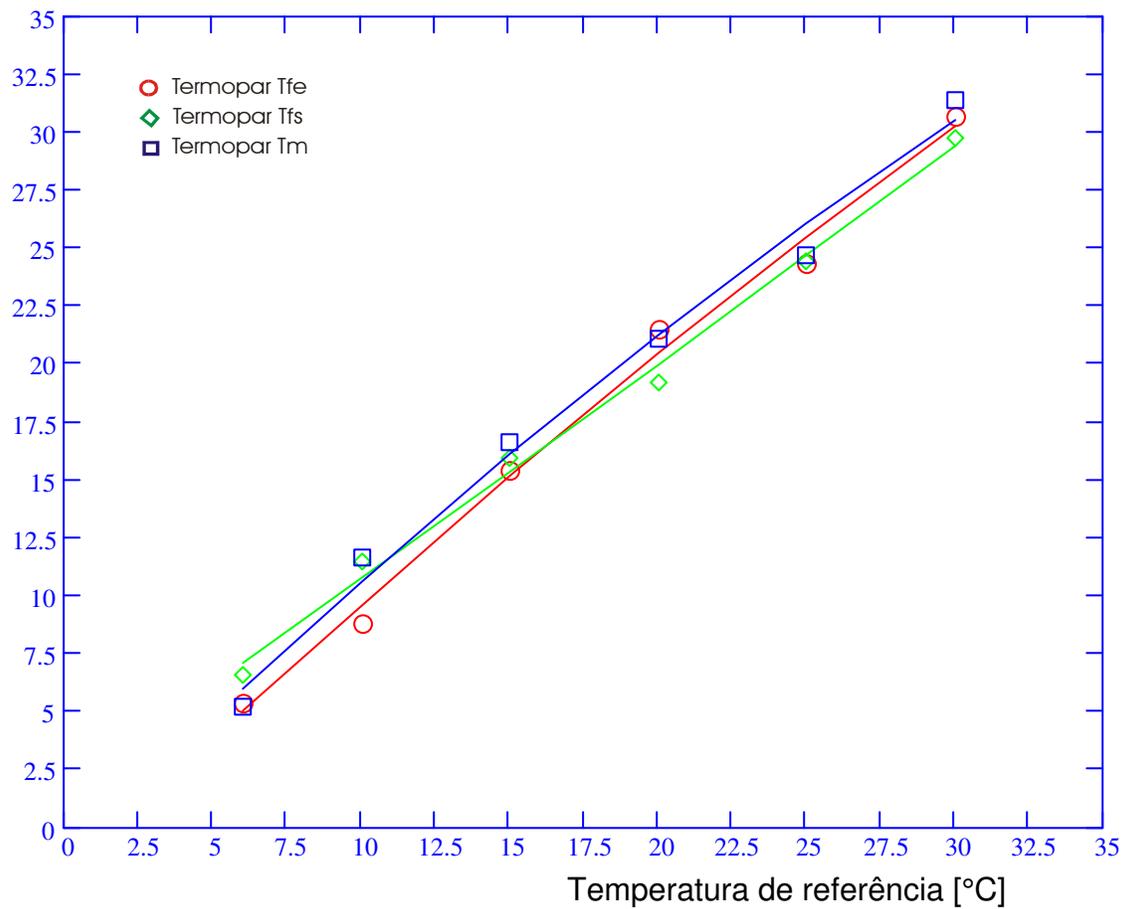
$$SSE_Q := \sum (z1 - quadz1(x))^2 \quad MSE_Q := \frac{SSE_Q}{N - 3}$$

$$MSE_Q = 0.654$$

$$SSE_Q := \sum (w1 - quadw1(x))^2 \quad MSE_Q := \frac{SSE_Q}{N - 3}$$

$$MSE_Q = 1.554$$

Tag_e, Tag_s, T_m [°C]



Os polinômios obtidos são:

$$T_{ar_e}(T) = -1,674 + 1,232T - 6,626 \times 10^{-3}T^2, (\pm 1,26^\circ C).$$

$$T_{ar_s}(T) = -0,939 + 1,224T - 6,09 \times 10^{-3}T^2, (\pm 1,04^\circ C).$$

$$T_{sup}(T) = 2,287 + 0,746T + 7,691 \times 10^{-3}T^2, (\pm 1,33^\circ C)$$

$$T_{ag_e}(T) = -2,249 + 1,234T - 5,008 \times 10^{-3}T^2, (\pm 1,09^\circ C).$$

$$T_{ag_s}(T) = 1,674 + 0,901T + 718 \times 10^{-4}T^2, (\pm 0,65^\circ C).$$

$$T_m(T) = -1,34 + 1,261T - 6,64 \times 10^{-3} T^2, (\pm 1,55^\circ C).$$

A Tabela A.1 mostra um sumário das leituras obtidas nos ensaios especificamente para a velocidade do ar de 4,0 m/s.

Tabela A.1 – Sumário das leituras do ensaio na velocidade do ar de 4,0 m/s

Tubo liso			Tubo com mola			Tubo com tira		
Tar _e [°C]	Tag _s [°C]	ΔP [Pa]	Tar _e [°C]	Tag _s [°C]	ΔP [Pa]	Tar _e [°C]	Tag _s [°C]	ΔP [Pa]
13	10	87	12,4	15	167	9,6	14,1	200
12,7	9,3	133	12	14,2	300	9,4	13,5	333
12,3	8,8	200	11,6	13,3	467	9,3	13,1	533
11,6	8,6	300	11	13,1	733	8,9	13	800
11	8,4	400	11,3	12,9	1033	8,5	12,8	1133
10,9	8,3	533	10,8	12,8	1400	8,2	12,5	1533
10,8	8,1	653	10,4	12,7	1767	7,9	12,3	2000
10,5	8	800	9,8	12,5	2166	7,4	12,2	2466
10,3	7,9	933	9,3	12,4	2666	7	12	3000
10,2	7,8	1133	8,8	12,4	3200	6,6	11,9	3666

■ Apêndice B

Método de Gnielinski para o cálculo de Nu

Dados:

Diametro interno do tubo

$$D_i := 0.01675\text{m}$$

Diametro externo do tubo

$$D := 0.01905\text{m}$$

Comprimento do tubo

$$L_t := 0.6\text{m}$$

$$i := 1..12$$

$$D_e := D$$

Massa específica da água

$$\rho := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$k := 10^3$$

Volume específico da água

$$v := 0.001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$h := 3600 \quad a := 273.15$$

Calor específico da água na temperatura de 275K

$$C_p := 4.211 \frac{\text{k} \cdot \text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Vazão de água

Qvazão

Área externa do tubo

$$A_e := \pi \cdot D_e \cdot L_t$$

Área interna do tubo

$$A_i := \pi \cdot D_i \cdot L_t$$

Vazão

Vazão mássica de água

Qvazão :=	$\frac{L}{h}$	Qvazão =	$m^3 s^{-1}$	mag :=	$\frac{Qvazão}{v}$	mag =	$kg s^{-1}$
100		1	$2.778 \cdot 10^{-5}$	1		1	0.028
200		2	$5.556 \cdot 10^{-5}$	2		2	0.056
300		3	$8.333 \cdot 10^{-5}$	3		3	0.083
400		4	$1.111 \cdot 10^{-4}$	4		4	0.111
500		5	$1.389 \cdot 10^{-4}$	5		5	0.139
600		6	$1.667 \cdot 10^{-4}$	6		6	0.167
700		7	$1.944 \cdot 10^{-4}$	7		7	0.194
800		8	$2.222 \cdot 10^{-4}$	8		8	0.222
900		9	$2.5 \cdot 10^{-4}$	9		9	0.25
1000		10	$2.778 \cdot 10^{-4}$	10		10	0.278
1100		11	$3.056 \cdot 10^{-4}$	11		11	0.306
1200		12	$3.333 \cdot 10^{-4}$	12		12	0.333

Tubo Liso

Temperatura de entrada do ar $TeL := (31 + a)K$ $TeL = 304.15K$

Parametros obtidos na Tabela A6 (Incorpera) na temperatura Tm

Perda de carga	Prandtl	Viscosidade cinemática	Condutividade Térmica
$\Delta PL :=$	$PrL :=$	$\mu L :=$	$CondL :=$
87	10.652	0.001468	0.580
133	10.652	0.001468	0.580
200	11.044	0.001514	0.579
300	11.044	0.001514	0.579
400	11.044	0.001514	0.579
533	11.436	0.001560	0.577
653	11.436	0.001560	0.577
800	11.436	0.001560	0.577
933	11.436	0.001560	0.577
1133	11.436	0.001560	0.577

Pa $\frac{N \cdot s}{m^2}$ $\frac{W}{m \cdot K}$

■ Cálculo de Re

$i := 1..10$

$$Q := \begin{pmatrix} 200 \\ 300 \\ 400 \\ 500 \\ 600 \\ 700 \\ 800 \\ 900 \\ 1000 \\ 1100 \end{pmatrix} \frac{L}{h} \quad ma_i := \rho \cdot Q_i \quad ma = \begin{table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;">| | 1 |
| --- | --- |
| 1 | 0.056 |
| 2 | 0.083 |
| 3 | 0.111 |
| 4 | 0.139 |
| 5 | 0.167 |
| 6 | 0.194 |
| 7 | 0.222 |
| 8 | 0.25 |
| 9 | 0.278 |
| 10 | 0.306 |
 kg s^{-1} $ReL_i := \frac{4 \cdot ma_i}{\pi \cdot \mu L_i \cdot Di}$ $ReL = \begin{table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;">| | 1 |
| --- | --- |
| 1 | $2.877 \cdot 10^3$ |
| 2 | $4.315 \cdot 10^3$ |
| 3 | $5.579 \cdot 10^3$ |
| 4 | $6.973 \cdot 10^3$ |
| 5 | $8.368 \cdot 10^3$ |
| 6 | $9.475 \cdot 10^3$ |
| 7 | $1.083 \cdot 10^4$ |
| 8 | $1.218 \cdot 10^4$ |
| 9 | $1.354 \cdot 10^4$ |
| 10 | $1.489 \cdot 10^4$ |$$$

Cálculo de f

Experimental

Petukhov

$$frL_i := \frac{\Delta PL_i}{(Q_i)^2} \left(\frac{\pi^2 \cdot Di^5}{8 \cdot Lt \cdot \rho} \right)$$

$$fL_i := (0.790 \cdot \ln(ReL_i) - 1.64)^{-2}$$

$$\Delta P1L_i := \frac{\Delta PL_i}{1000} \cdot k$$

$$frL = \begin{table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;">| | 1 |
| --- | --- |
| 1 | 0.076 |
| 2 | 0.052 |
| 3 | 0.044 |
| 4 | 0.042 |
| 5 | 0.039 |
| 6 | 0.038 |
| 7 | 0.036 |
| 8 | 0.035 |
| 9 | 0.033 |
| 10 | 0.033 |$$

$$fL = \begin{table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;">| | 1 |
| --- | --- |
| 1 | 0.046 |
| 2 | 0.04 |
| 3 | 0.037 |
| 4 | 0.035 |
| 5 | 0.033 |
| 6 | 0.032 |
| 7 | 0.031 |
| 8 | 0.03 |
| 9 | 0.029 |
| 10 | 0.028 |$$

$$\Delta P1L = \begin{table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;">| | 1 |
| --- | --- |
| 1 | 0.087 |
| 2 | 0.133 |
| 3 | 0.2 |
| 4 | 0.3 |
| 5 | 0.4 |
| 6 | 0.533 |
| 7 | 0.653 |
| 8 | 0.8 |
| 9 | 0.933 |
| 10 | 1.133 |
 $k \cdot Pa$$$

$$\text{Errof}_i := \frac{fL_i - frL_i}{frL_i}$$

$$\text{Em} := \frac{\sum_i \text{Errof}_i}{10}$$

$$\text{Em} = -0.179$$

	1
1	-0.395
2	-0.221
3	-0.15
4	-0.172
5	-0.152
6	-0.164
7	-0.141
8	-0.141
9	-0.116
10	-0.142

$$\text{Errof} =$$

Cálculo de Nu de Gnielinski e Nu do tubo liso

$$\text{NuG}_i := \frac{\left(\frac{fL_i}{8}\right) \cdot (\text{Re}L_i - 1000) \text{Pr}L_i}{1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{fL_i}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left[\left(\text{Pr}L_i\right)^{\frac{2}{3}} - 1\right]}$$

$$\text{NuL}_i := \frac{\left(\frac{frL_i}{8}\right) \cdot (\text{Re}L_i - 1000) \text{Pr}L_i}{1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{frL_i}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left[\left(\text{Pr}L_i\right)^{\frac{2}{3}} - 1\right]}$$

$$hG_i := \frac{(\text{Cond}L_i \cdot \text{NuG}_i)}{D_i}$$

$$hiGL_i := \frac{(\text{Cond}L_i \cdot \text{NuL}_i)}{D_i}$$

	1
1	24.17
2	39.337
3	52.386
4	65.562
5	78.237
6	89.178
7	101.037
8	112.645
9	124.041
10	135.252

$$\text{NuG} =$$

	1
1	32.71
2	45.836
3	57.886
4	73.654
5	86.65
6	99.616
7	111.055
8	123.832
9	134.002
10	148.804

$$\text{NuL} =$$

	1
1	0.837
2	1.362
3	1.811
4	2.266
5	2.704
6	3.072
7	3.48
8	3.88
9	4.273
10	4.659

$$hG =$$

	1
1	1.133
2	1.587
3	2.001
4	2.546
5	2.995
6	3.432
7	3.826
8	4.266
9	4.616
10	5.126

$$\frac{k \cdot W}{m^2 \cdot K}$$

$$hiGL =$$

$$\frac{k \cdot W}{m^2 \cdot K}$$

Tubo com Mola

Temperatura de entrada do ar $T_{eM} := (33 + a)K$ $T_{eM} = 306.15K$

Parâmetros obtidos na Tabela A6 (Incorpera) na temperatura T_m

Perda de carga	Prandtl	Viscosidade cinemática	Condutividade Térmica
$\Delta PM := \begin{pmatrix} 167 \\ 300 \\ 467 \\ 733 \\ 1033 \\ 1400 \\ 1767 \\ 2166 \\ 2666 \\ 3200 \end{pmatrix} \text{ Pa}$	$PrM := \begin{pmatrix} 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \end{pmatrix}$	$\mu M := \begin{pmatrix} 1468 \cdot 10^{-6} \\ 1514 \cdot 10^{-6} \\ 1560 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$	$CondM := \begin{pmatrix} 0.580 \\ 0.579 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \end{pmatrix} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Cálculo de Re

$$\Delta P1M_i := \frac{\Delta PM_i}{1000} \cdot k$$

$$ReM_i := \frac{4 \cdot \rho \cdot Q_i}{\pi \cdot \mu M_i \cdot Di}$$

	1		1
1	$2.877 \cdot 10^3$	$\Delta P1M =$	0.167
2	$4.184 \cdot 10^3$		0.3
3	$5.414 \cdot 10^3$		0.467
4	$6.768 \cdot 10^3$		0.733
5	$8.121 \cdot 10^3$		1.033
6	$9.475 \cdot 10^3$		1.4
7	$1.083 \cdot 10^4$		1.767
8	$1.218 \cdot 10^4$		2.166
9	$1.354 \cdot 10^4$		2.666
10	$1.489 \cdot 10^4$		3.2

k · Pa

Cálculo do fator de atrito

Experimental

$$frM_i := \frac{\Delta PM_i}{(Q_i)^2} \left(\frac{\pi^2 \cdot Di^5}{8 \cdot Lt \cdot \rho} \right)$$

frM =

	1
1	0.147
2	0.117
3	0.103
4	0.103
5	0.101
6	0.1
7	0.097
8	0.094
9	0.094
10	0.093

Cálculo de Nu da mola

$$NuM_i := \frac{\left(\frac{frM_i}{8} \right) \cdot (ReM_i - 1000) PrM_i}{1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{frM_i}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left[(PrM_i)^{\frac{2}{3}} - 1 \right]}$$

$$hiGM_i := \frac{(CondM_i \cdot NuM_i)}{Di}$$

NuM =

	1
1	48.236
2	71.958
3	92.401
4	121.051
5	147.604
6	177.057
7	201.307
8	224.827
9	251.6
10	277.468

hiGM =

	1
1	1.67
2	2.487
3	3.183
4	4.17
5	5.085
6	6.099
7	6.935
8	7.745
9	8.667
10	9.558

$\frac{k \cdot W}{m^2 K}$

Tubo com Tira

Temperatura de entrada do ar $T_{eT} := (31 + a)K$ $T_{eT} = 304.15K$

Parâmetros obtidos na Tabela A6 (Incorpera) na temperatura T_m

Perda de carga	Prandtl	Viscosidade cinemática	Condutividade Térmica
$\Delta P_T := \begin{pmatrix} 200 \\ 333 \\ 533 \\ 800 \\ 1133 \\ 1533 \\ 2000 \\ 2466 \\ 3000 \\ 3666 \end{pmatrix} \text{ Pa}$	$Pr_T := \begin{pmatrix} 10.26 \\ 10.652 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \end{pmatrix}$	$\mu_T := \begin{pmatrix} 1422 \\ 1468 \\ 1514 \\ 1514 \\ 1514 \\ 1560 \\ 1560 \\ 1560 \\ 1560 \\ 1560 \end{pmatrix} \cdot 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2}$	$Cond_T := \begin{pmatrix} 0.582 \\ 0.58 \\ 0.579 \\ 0.579 \\ 0.579 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \end{pmatrix} \frac{W}{m \cdot K}$

Cálculo de Re

$$\Delta P_{1T_i} := \frac{\Delta P_{T_i}}{1000} \cdot k \quad Re_{T_i} := \frac{4 \cdot \rho \cdot Q_i}{\pi \cdot \mu_{T_i} \cdot D_i}$$

	1
1	$2.97 \cdot 10^3$
2	$4.315 \cdot 10^3$
3	$5.579 \cdot 10^3$
4	$6.973 \cdot 10^3$
5	$8.368 \cdot 10^3$
6	$9.475 \cdot 10^3$
7	$1.083 \cdot 10^4$
8	$1.218 \cdot 10^4$
9	$1.354 \cdot 10^4$
10	$1.489 \cdot 10^4$

$Re_T =$

	1
1	0.2
2	0.333
3	0.533
4	0.8
5	1.133
6	1.533
7	2
8	2.466
9	3
10	3.666

$\Delta P_{1T_i} =$ k · Pa

■ Cálculo de f

Experimental

$$frT_i := \frac{\Delta PT_i}{(Q_i)^2} \left(\frac{\pi^2 \cdot Di^5}{8 \cdot Lt \cdot \rho} \right)$$

	1
1	0.176
2	0.13
3	0.117
4	0.112
5	0.111
6	0.11
7	0.11
8	0.107
9	0.105
10	0.106

frT =

Cálculo de NuT

$$NuT_i := \frac{\left(\frac{frT_i}{8} \right) \cdot (ReT_i - 1000) PrT_i}{1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{frT_i}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left[(PrT_i)^{\frac{2}{3}} - 1 \right]}$$

$$hiGT_i := \frac{(CondT_i \cdot NuT_i)}{Di}$$

	1
1	54.965
2	78.727
3	103.44
4	131.862
5	161.098
6	186.566
7	216.221
8	242.329
9	269.371
10	300.159

NuT =

	1
1	1.91
2	2.726
3	3.576
4	4.558
5	5.569
6	6.427
7	7.448
8	8.348
9	9.279
10	10.34

hiGT =

$\frac{k \cdot W}{m^2 K}$

■ Cálculo de parâmetros do método experimental

$$\begin{aligned}
 hiL := & \begin{pmatrix} 1.41 \\ 1.88 \\ 2.301 \\ 2.816 \\ 3.25 \\ 3.715 \\ 4.086 \\ 4.553 \\ 4.964 \\ 5.367 \end{pmatrix} \frac{k \cdot W}{m^2 K} &
 hiM := & \begin{pmatrix} 2.489 \\ 3.309 \\ 4.002 \\ 4.881 \\ 5.717 \\ 6.614 \\ 7.609 \\ 8.482 \\ 9.403 \\ 10.411 \end{pmatrix} \frac{k \cdot W}{m^2 K} &
 hiT := & \begin{pmatrix} 2.709 \\ 3.546 \\ 4.454 \\ 5.452 \\ 6.402 \\ 7.301 \\ 8.215 \\ 9.403 \\ 10.297 \\ 11.128 \end{pmatrix} \frac{k \cdot W}{m^2 K}
 \end{aligned}$$

Potencia x Re

$PotL_i := Q_i \cdot \Delta PL_i$ $PotM_i := Q_i \cdot \Delta PM_i$ $PotT_i := Q_i \cdot \Delta PT_i$	<table border="1" style="border-collapse: collapse; width: 100%;"> <thead> <tr><th></th><th>1</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>4.833·10⁻³</td></tr> <tr><td>2</td><td>0.011</td></tr> <tr><td>3</td><td>0.022</td></tr> <tr><td>4</td><td>0.042</td></tr> <tr><td>5</td><td>0.067</td></tr> <tr><td>6</td><td>0.104</td></tr> <tr><td>7</td><td>0.145</td></tr> <tr><td>8</td><td>0.2</td></tr> <tr><td>9</td><td>0.259</td></tr> <tr><td>10</td><td>0.346</td></tr> </tbody> </table>		1	1	4.833·10 ⁻³	2	0.011	3	0.022	4	0.042	5	0.067	6	0.104	7	0.145	8	0.2	9	0.259	10	0.346	<table border="1" style="border-collapse: collapse; width: 100%;"> <thead> <tr><th></th><th>1</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>9.278·10⁻³</td></tr> <tr><td>2</td><td>0.025</td></tr> <tr><td>3</td><td>0.052</td></tr> <tr><td>4</td><td>0.102</td></tr> <tr><td>5</td><td>0.172</td></tr> <tr><td>6</td><td>0.272</td></tr> <tr><td>7</td><td>0.393</td></tr> <tr><td>8</td><td>0.542</td></tr> <tr><td>9</td><td>0.741</td></tr> <tr><td>10</td><td>0.978</td></tr> </tbody> </table>		1	1	9.278·10 ⁻³	2	0.025	3	0.052	4	0.102	5	0.172	6	0.272	7	0.393	8	0.542	9	0.741	10	0.978
	1																																													
1	4.833·10 ⁻³																																													
2	0.011																																													
3	0.022																																													
4	0.042																																													
5	0.067																																													
6	0.104																																													
7	0.145																																													
8	0.2																																													
9	0.259																																													
10	0.346																																													
	1																																													
1	9.278·10 ⁻³																																													
2	0.025																																													
3	0.052																																													
4	0.102																																													
5	0.172																																													
6	0.272																																													
7	0.393																																													
8	0.542																																													
9	0.741																																													
10	0.978																																													
$PotL =$	W	$PotM =$	W																																											
	<table border="1" style="border-collapse: collapse; width: 100%;"> <thead> <tr><th></th><th>1</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>0.011</td></tr> <tr><td>2</td><td>0.028</td></tr> <tr><td>3</td><td>0.059</td></tr> <tr><td>4</td><td>0.111</td></tr> <tr><td>5</td><td>0.189</td></tr> <tr><td>6</td><td>0.298</td></tr> <tr><td>7</td><td>0.444</td></tr> <tr><td>8</td><td>0.617</td></tr> <tr><td>9</td><td>0.833</td></tr> <tr><td>10</td><td>1.12</td></tr> </tbody> </table>		1	1	0.011	2	0.028	3	0.059	4	0.111	5	0.189	6	0.298	7	0.444	8	0.617	9	0.833	10	1.12	W																						
	1																																													
1	0.011																																													
2	0.028																																													
3	0.059																																													
4	0.111																																													
5	0.189																																													
6	0.298																																													
7	0.444																																													
8	0.617																																													
9	0.833																																													
10	1.12																																													

Fatores de Intensificação

Fator de Intensificação do coeficiente de transferência de calor

$$F_{lhM_i} := \frac{hiM_i}{hiL_i} \quad F_{lhT_i} := \frac{hiT_i}{hiL_i} \quad F_{lhTM_i} := \frac{hiT_i}{hiM_i}$$

	1
1	1.765
2	1.76
3	1.739
4	1.733
5	1.759
6	1.78
7	1.862
8	1.863
9	1.894
10	1.94

F_{lhM} =

	1
1	1.921
2	1.886
3	1.936
4	1.936
5	1.97
6	1.965
7	2.011
8	2.065
9	2.074
10	2.073

F_{lhT} =

	1
1	1.088
2	1.072
3	1.113
4	1.117
5	1.12
6	1.104
7	1.08
8	1.109
9	1.095
10	1.069

F_{lhTM} =

$$F_{lhMm} := \sum_i \frac{F_{lhM_i}}{10}$$

$$F_{lhMm} = 1.81$$

$$F_{lhTm} := \sum_i \frac{F_{lhT_i}}{10}$$

$$F_{lhTm} = 1.984$$

Fator de Intensificação do fator de atrito

$$F_{ifM_i} := \frac{frM_i}{frL_i}$$

$$F_{ifT_i} := \frac{frT_i}{frL_i}$$

$$F_{ifTM_i} := \frac{frT_i}{frM_i}$$

	1
1	1.92
2	2.256
3	2.335
4	2.443
5	2.583
6	2.627
7	2.706
8	2.708
9	2.857
10	2.824

F_{ifM} =

	1
1	2.299
2	2.504
3	2.665
4	2.667
5	2.833
6	2.876
7	3.063
8	3.083
9	3.215
10	3.236

F_{ifT} =

	1
1	1.198
2	1.11
3	1.141
4	1.091
5	1.097
6	1.095
7	1.132
8	1.139
9	1.125
10	1.146

F_{ifTM} =

$$F_{ifMm} := \sum_i \frac{F_{ifM_i}}{10}$$

$$F_{ifMm} = 2.526$$

$$F_{ifTm} := \sum_i \frac{F_{ifT_i}}{10}$$

$$F_{ifTm} = 2.844$$

Fator de Intensificação termo-hidráulico

$$FIgM_i := \frac{FIhM_i}{FIfM_i} \quad FIgT_i := \frac{FIhT_i}{FIfT_i} \quad FIgTM_i := \frac{FIhTM_i}{FIfTM_i}$$

FIgM =

	1
1	0.92
2	0.78
3	0.745
4	0.709
5	0.681
6	0.678
7	0.688
8	0.688
9	0.663
10	0.687

FIgT =

	1
1	0.836
2	0.753
3	0.726
4	0.726
5	0.695
6	0.683
7	0.656
8	0.67
9	0.645
10	0.641

FIgTM =

	1
1	0.909
2	0.965
3	0.975
4	1.023
5	1.021
6	1.008
7	0.954
8	0.974
9	0.973
10	0.933

■ Apêndice C

Metodo de Bergles para o cálculo de Nu

Diametro interno do tubo

$$D_i := 0.01675\text{m}$$

Diametro externo do tubo

$$D := 0.01905\text{m}$$

Comprimento do tubo

$$L_t := 0.6\text{m}$$

$$i := 1..10 \quad D_e := D$$

Massa específica da água

$$\rho := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$k := 10^3$$

Volume específico da água

$$v := 0.001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$h := 3600\text{s} \quad a := 273.15$$

Calor específico da água na temperatura de 275K

$$C_p := 4.211 \frac{\text{k} \cdot \text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Vazão de água

Qvazão

Área externa do tubo

$$A_e := \pi \cdot D_e \cdot L_t$$

Área interna do tubo

$$A_i := \pi \cdot D_i \cdot L_t$$

Tubo Liso

Parametros obtidos na Tabela A6 (Incorpera)

Perda de carga	Prandtl	Viscosidade cinemática	Condutividade Térmica
$\Delta PL := \begin{pmatrix} 87 \\ 167 \\ 233 \\ 333 \\ 433 \\ 533 \\ 653 \\ 800 \\ 933 \\ 1133 \end{pmatrix} \text{ Pa}$	$PrL := \begin{pmatrix} 10.652 \\ 10.652 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \end{pmatrix}$	$\mu L := \begin{pmatrix} 0.001468 \\ 0.001468 \\ 0.001514 \\ 0.001514 \\ 0.001514 \\ 0.001514 \\ 0.001560 \\ 0.001560 \\ 0.001560 \\ 0.001560 \\ 0.001560 \\ 0.001560 \end{pmatrix} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$	$CondL := \begin{pmatrix} 0.580 \\ 0.580 \\ 0.579 \\ 0.579 \\ 0.579 \\ 0.579 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \end{pmatrix} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Tubo com Mola

Prandtl	Perda de Carga	Viscosidade cinemática	Condutividade Térmica
$PrM := \begin{pmatrix} 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \end{pmatrix}$	$\Delta PM := \begin{pmatrix} 167 \\ 333 \\ 500 \\ 767 \\ 1033 \\ 1400 \\ 1767 \\ 2166 \\ 2666 \\ 3200 \end{pmatrix} \text{ Pa}$	$\mu M := \begin{pmatrix} 1468 \cdot 10^{-6} \\ 1514 \cdot 10^{-6} \\ 1560 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$	$CondM := \begin{pmatrix} 0.580 \\ 0.579 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \end{pmatrix} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

$$Q := \begin{pmatrix} 200 \\ 300 \\ 400 \\ 500 \\ 600 \\ 700 \\ 800 \\ 900 \\ 1000 \\ 1100 \end{pmatrix} \frac{\text{L}}{\text{h}}$$

$$m_{a_i} := \rho \cdot Q_i$$

	1
1	0.056
2	0.083
3	0.111
4	0.139
5	0.167
6	0.194
7	0.222
8	0.25
9	0.278
10	0.306

kg s⁻¹

Cálculo de Re

$$\text{ReL}_i := \frac{4 \cdot m_{a_i}}{\pi \cdot \mu L_i \cdot D_i}$$

	1
1	2.877·10 ³
2	4.315·10 ³
3	5.579·10 ³
4	6.973·10 ³
5	8.368·10 ³
6	9.475·10 ³
7	1.083·10 ⁴
8	1.218·10 ⁴
9	1.354·10 ⁴
10	1.489·10 ⁴

ReL =

$$\Delta \text{PIM}_i := \frac{\Delta \text{PM}_i}{1000} \cdot k$$

$$\text{ReM}_i := \frac{4 \cdot \rho \cdot Q_i}{\pi \cdot \mu M_i \cdot D_i}$$

	1
1	0.167
2	0.333
3	0.5
4	0.767
5	1.033
6	1.4
7	1.767
8	2.166
9	2.666
10	3.2

ΔPIM =

k · Pa

	1
1	2.877·10 ³
2	4.184·10 ³
3	5.414·10 ³
4	6.768·10 ³
5	8.121·10 ³
6	9.475·10 ³
7	1.083·10 ⁴
8	1.218·10 ⁴
9	1.354·10 ⁴
10	1.489·10 ⁴

ReM =

Fator de atrito de Bergles para o tubo liso

$$f_{b_i} := (1.58 \cdot \ln(\text{Re}L_i) - 3.28)^{-2}$$

Parâmetros geométricos da mola

$$p := 1.70 \text{ cm}$$

$$\alpha := 75$$

$$e := 1.20 \text{ mm}$$

$$\beta := 90$$

$$n := 32$$

Cálculo do número do fator de atrito de Bergles para o tubo com mola

$$A_i := \left[29.1 \cdot (\text{Re}M_i)^{\left(0.67 - 0.06 \frac{p}{D_i} - 0.49 \frac{\alpha}{90}\right)} \cdot \left(\frac{e}{D_i}\right)^{\left(0.37 - 0.157 \frac{p}{D_i}\right)} \cdot \left(\frac{p}{D_i}\right)^{-1.66 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Re}M_i - 0.33 \frac{\alpha}{90}} \right]$$

$$B_i := \left(\frac{\alpha}{90}\right)^{4.59 + 4.11 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Re}M_i - 0.15 \frac{p}{D_i}} \cdot \left(1 + \frac{2.49}{n}\right) \cdot \sin(\beta)$$

$$\text{frb}M_i := f_{b_i} \cdot \left[1 + (A_i \cdot B_i)^{\frac{15}{16}}\right]^{\frac{16}{15}}$$

frbM =

	1
1	0.422
2	0.397
3	0.385
4	0.376
5	0.369
6	0.367
7	0.362
8	0.358
9	0.355
10	0.352

Cálculo do número de Nusselt de Bergles para o tubo liso

$$\text{Nub}L_i := \frac{\left(\frac{f_{b_i}}{2}\right) \cdot \text{Re}L_i \text{Pr}L_i}{1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_{b_i}}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left[\left(\text{Pr}L_i\right)^{\frac{2}{3}} - 1\right]}$$

■ Cálculo do número de Nusselt de Bergles para o tubo com mola

$$\text{NubM}_i := \text{NubL}_i \cdot \left[1 + \left[2.64 \cdot (\text{ReM}_i)^{0.036} \cdot \left(\frac{e}{\text{Di}} \right)^{0.212} \cdot \left(\frac{p}{\text{Di}} \right)^{-0.21} \cdot \left(\frac{\alpha}{90} \right)^{0.29} \cdot (\text{PrM}_i)^{-0.024} \right]^7 \right]^{\frac{1}{7}}$$

$$\text{hibM}_i := \frac{(\text{CondM}_i \cdot \text{NubM}_i)}{\text{Di}}$$

NubM =

	1
1	66.66
2	93.358
3	117.447
4	141.954
5	165.87
6	186.985
7	209.765
8	232.222
9	254.399
10	276.332

hibM =

	1
1	2.308
2	3.227
3	4.046
4	4.89
5	5.714
6	6.441
7	7.226
8	8
9	8.763
10	9.519

$\frac{\text{k} \cdot \text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$

Tubo com Tira

Prandtl	Perda de Carga	Viscosidade cinemática	Condutividade Térmica
$\text{PrT} :=$	$\Delta\text{PT} :=$	$\mu\text{T} :=$	$\text{CondT} :=$
$\begin{pmatrix} 10.26 \\ 10.652 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 200 \\ 367 \\ 600 \\ 900 \\ 1200 \\ 1567 \\ 2000 \\ 2466 \\ 3000 \\ 3666 \end{pmatrix} \text{ Pa}$	$\begin{pmatrix} 1422 \\ 1468 \\ 1514 \\ 1514 \\ 1514 \\ 1560 \\ 1560 \\ 1560 \\ 1560 \\ 1560 \end{pmatrix} \cdot 10^{-6} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$	$\begin{pmatrix} 0.582 \\ 0.58 \\ 0.579 \\ 0.579 \\ 0.579 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \end{pmatrix} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Cálculo de ReT

$$\Delta P_{T_i} := \frac{\Delta P_{T_i}}{1000} \cdot k$$

$$Re_{T_i} := \frac{4 \cdot \rho \cdot Q_i}{\pi \cdot \mu_{T_i} \cdot D_i}$$

$$Re_T =$$

	1
1	$2.97 \cdot 10^3$
2	$4.315 \cdot 10^3$
3	$5.579 \cdot 10^3$
4	$6.973 \cdot 10^3$
5	$8.368 \cdot 10^3$
6	$9.475 \cdot 10^3$
7	$1.083 \cdot 10^4$
8	$1.218 \cdot 10^4$
9	$1.354 \cdot 10^4$
10	$1.489 \cdot 10^4$

$$\Delta P_{T_i} =$$

	1	k · Pa
1	0.2	
2	0.367	
3	0.6	
4	0.9	
5	1.2	
6	1.567	
7	2	
8	2.466	
9	3	
10	3.666	

Parametros geométricos da tira

$$n := 23$$

$$p := 1.70 \text{ cm}$$

$$\alpha := 88$$

$$e := 1.20 \text{ mm}$$

$$\beta := 90$$

Cálculo do fator de atrito de Bergles para o tubo com tira

$$A_i := \left[29.1 \cdot (Re_{T_i})^{\left(0.67 - 0.06 \frac{p}{D_i} - 0.49 \frac{\alpha}{90}\right)} \cdot \left(\frac{e}{D_i}\right)^{\left(0.37 - 0.157 \frac{p}{D_i}\right)} \cdot \left(\frac{p}{D_i}\right)^{-1.66 \cdot 10^{-6} \cdot Re_{T_i} - 0.33 \frac{\alpha}{90}} \right]$$

$$B_i := \left(\frac{\alpha}{90}\right)^{4.59 + 4.11 \cdot 10^{-6} \cdot Re_{T_i} - 0.15 \frac{p}{D_i}} \cdot \left(1 + \frac{2.49}{n}\right) \cdot \sin(\beta)$$

$$f_{rb_{T_i}} := f_{b_i} \cdot \left[1 + (A_i \cdot B_i)^{\frac{15}{16}}\right]^{\frac{16}{15}}$$

Cálculo do número de Nusselt de Bergles para o tubo com tira

$$Nub_{T_i} := Nub_{L_i} \cdot \left[1 + \left[2.64 \cdot (Re_{T_i})^{0.036} \cdot \left(\frac{e}{D_i}\right)^{0.212} \cdot \left(\frac{p}{D_i}\right)^{-0.21} \cdot \left(\frac{\alpha}{90}\right)^{0.29} \cdot (Pr_{T_i})^{-0.024}\right]^7\right]^{\frac{1}{7}}$$

■

$$hibT_i := \frac{(CondT_i \cdot NubT_i)}{Di}$$

frbT =

	1
1	0.502
2	0.461
3	0.439
4	0.423
5	0.41
6	0.402
7	0.394
8	0.387
9	0.381
10	0.376

NubT =

	1
1	69.978
2	97.921
3	123.083
4	148.77
5	173.839
6	195.761
7	219.614
8	243.129
9	266.352
10	289.318

hibT =

	1
1	2.431
2	3.391
3	4.255
4	5.143
5	6.009
6	6.744
7	7.565
8	8.375
9	9.175
10	9.966

$\frac{k \cdot W}{m^2 K}$

Apêndice D

Método experimental para o cálculo de Nu

Tubo liso

$$k := 10^3 \quad \text{Condutividade do cobre} \quad k_c := 401 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$De := 0.01905\text{m} \quad Di := 0.01675\text{m} \quad Lt := 0.6\text{m} \quad \rho := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad v := 0.001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$Cp := 4.211 \frac{\text{k} \cdot \text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad Ae := \pi \cdot De \cdot Lt \quad Ai := \pi \cdot Di \cdot Lt \quad i := 1..10 \quad e := 499.822 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$ma := \begin{pmatrix} 0.056 \\ 0.083 \\ 0.111 \\ 0.139 \\ 0.167 \\ 0.194 \\ 0.222 \\ 0.250 \\ 0.278 \\ 0.306 \end{pmatrix} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad K_{\text{cond}} := \begin{pmatrix} 0.580 \\ 0.580 \\ 0.579 \\ 0.579 \\ 0.579 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \end{pmatrix} \frac{\text{W}}{\text{mK}} \quad Pr := \begin{pmatrix} 10.652 \\ 10.652 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \end{pmatrix} \quad Re := \begin{pmatrix} 2.877 \times 10^3 \\ 4.315 \times 10^3 \\ 5.579 \times 10^3 \\ 6.973 \times 10^3 \\ 8.368 \times 10^3 \\ 9.475 \times 10^3 \\ 1.083 \times 10^4 \\ 1.218 \times 10^4 \\ 1.354 \times 10^4 \\ 1.489 \times 10^4 \end{pmatrix}$$

$$\text{Temperatura de entrada do ar} \quad T_{qe} := 31\text{C}$$

$$\text{Temperatura de entrada do ar} \quad T_{fe} := 2.6\text{C}$$

Temperatura de saída do ar

Temperatura de saída da água

$$T_{qs} := \begin{pmatrix} 13 \\ 12.7 \\ 12.3 \\ 11.6 \\ 11 \\ 10.9 \\ 10.8 \\ 10.5 \\ 10.3 \\ 10.2 \end{pmatrix} \text{ C}$$

$$T_{fs} := \begin{pmatrix} 10 \\ 9.3 \\ 8.8 \\ 8.6 \\ 8.4 \\ 8.3 \\ 8.1 \\ 8 \\ 7.9 \\ 7.8 \end{pmatrix} \text{ C}$$

MÉDIA LOGARÍTMICA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURAS

$$\Delta T_{2i} := T_{qe} - T_{fs_i}$$

$$\Delta T_{1i} := T_{qs_i} - T_{fe}$$

$$LMTD_i := \frac{\Delta T_{2i} - \Delta T_{1i}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{2i}}{\Delta T_{1i}}\right)}$$

$$P_i := \frac{T_{fs_i} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}}$$

$$R_i := \frac{T_{qe} - T_{qs_i}}{T_{fs_i} - T_{fe}}$$

	1
1	15.084
2	15.168
3	15.097
4	14.696
5	14.348
6	14.313
7	14.313
8	14.13
9	14.018
10	13.978

$$LMTD = \begin{pmatrix} 15.084 \\ 15.168 \\ 15.097 \\ 14.696 \\ 14.348 \\ 14.313 \\ 14.313 \\ 14.13 \\ 14.018 \\ 13.978 \end{pmatrix} \text{ C}$$

	1
1	0.261
2	0.236
3	0.218
4	0.211
5	0.204
6	0.201
7	0.194
8	0.19
9	0.187
10	0.183

$$P =$$

	1
1	2.432
2	2.731
3	3.016
4	3.233
5	3.448
6	3.526
7	3.673
8	3.796
9	3.906
10	4

$$R =$$

$$F := \begin{pmatrix} 0.95 \\ 0.94 \\ 0.94 \\ 0.94 \\ 0.94 \\ 0.94 \\ 0.94 \\ 0.93 \\ 0.92 \\ 0.92 \end{pmatrix}$$

CÁLCULO DA CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO

Resistencia equivalente

$$Re_{q_i} := \frac{1}{h_{e_i} \cdot A_e} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_t \cdot k_c} + \frac{1}{h_{i_i} \cdot A_i}$$

$$Q_{a_i} := m_{a_i} \cdot C_p \cdot (T_{fs_i} - T_{fe})$$

$$Q_i := \frac{1}{\text{Req}_i} \cdot \text{FLMTD}_i$$

$$h_{e_i} := \frac{(Qa)_i}{Ae \cdot (T_{sup_i} - T_{qe})}$$

$$T_{sup} := \begin{pmatrix} 5.99 \\ 5.61 \\ 5.06 \\ 5.01 \\ 4.39 \\ 4.36 \\ 4.16 \\ 4.11 \\ 3.78 \\ 3.75 \end{pmatrix} \text{ C}$$

$$Qa = \begin{pmatrix} & 1 \\ 1 & 1.745 \\ 2 & 2.342 \\ 3 & 2.898 \\ 4 & 3.512 \\ 5 & 4.079 \\ 6 & 4.657 \\ 7 & 5.142 \\ 8 & 5.685 \\ 9 & 6.204 \\ 10 & 6.701 \end{pmatrix} \text{ s A K}^{-1} \text{ k} \cdot \text{W}$$

$$h_e = \begin{pmatrix} & 1 \\ 1 & -1.943 \\ 2 & -2.568 \\ 3 & -3.111 \\ 4 & -3.763 \\ 5 & -4.269 \\ 6 & -4.868 \\ 7 & -5.335 \\ 8 & -5.888 \\ 9 & -6.348 \\ 10 & -6.848 \end{pmatrix} \frac{\text{k} \cdot \text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

$$B_i := \left[\frac{F_i \cdot (\text{LMTD})_i}{(Qa)_i} - \frac{1}{h_{e_i} \cdot Ae} \right] - \frac{\ln\left(\frac{De}{Di}\right)}{2 \cdot \pi \cdot Lt \cdot kc} \quad h_{i_i} := \frac{1}{B_i \cdot Ai}$$

$$\text{Nu}_i := \frac{h_{i_i} \cdot Di}{K_{\text{cond}_i}}$$

$$h_i = \begin{pmatrix} & 1 \\ 1 & 1.41 \\ 2 & 1.88 \\ 3 & 2.301 \\ 4 & 2.816 \\ 5 & 3.25 \\ 6 & 3.715 \\ 7 & 4.086 \\ 8 & 4.553 \\ 9 & 4.964 \\ 10 & 5.367 \end{pmatrix} \frac{\text{k} \cdot \text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Tubo com mola

$$k := 10^3 \quad \text{Condutividade do cobre} \quad k_c := 401 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$De := 0.01905\text{m} \quad Di := 0.01675\text{m} \quad Lt := 0.6\text{m} \quad \rho := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad v := 0.001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$Cp := 4.211 \frac{\text{k} \cdot \text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad Ae := \pi \cdot De \cdot Lt \quad Ai := \pi \cdot Di \cdot Lt \quad i := 1..10 \quad e := 499.822 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

vazão mássica

$$ma := \begin{pmatrix} 0.056 \\ 0.083 \\ 0.111 \\ 0.139 \\ 0.167 \\ 0.194 \\ 0.222 \\ 0.250 \\ 0.278 \\ 0.306 \end{pmatrix} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad K_{\text{cond}} := \begin{pmatrix} 0.580 \\ 0.579 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \end{pmatrix} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad Pr := \begin{pmatrix} 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \end{pmatrix}$$

Temperatura de entrada do ar $T_{qe} := 33\text{C}$

Temperatura de entrada do ar $T_{fe} := 2.6\text{C}$

Temperatura de saída do ar

Temperatura de saída da água

$$T_{qs} := \begin{pmatrix} 12.4 \\ 12 \\ 11.6 \\ 11 \\ 11.3 \\ 10.8 \\ 10.4 \\ 9.8 \\ 9.3 \\ 8.8 \end{pmatrix} \text{C}$$

$$T_{fs} := \begin{pmatrix} 15 \\ 14.2 \\ 13.3 \\ 13.1 \\ 12.9 \\ 12.8 \\ 12.7 \\ 12.5 \\ 12.4 \\ 12.4 \end{pmatrix} \text{C}$$

MÉDIA LOGARÍTIMICA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURAS

$$\Delta T_{2i} := T_{qe} - T_{fs_i} \quad \Delta T_{1i} := T_{qs_i} - T_{fe} \quad LMTD_i := \frac{\Delta T_{2i} - \Delta T_{1i}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{2i}}{\Delta T_{1i}}\right)}$$

$$P_i := \frac{T_{fs_i} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad R_i := \frac{T_{qe} - T_{qs_i}}{T_{fs_i} - T_{fe}}$$

	1
1	13.487
2	13.561
3	13.659
4	13.334
5	13.614
6	13.31
7	13.069
8	12.711
9	12.376
10	11.993

LMTD = C

P =		1
	1	0.408
	2	0.382
	3	0.352
	4	0.345
	5	0.339
	6	0.336
	7	0.332
	8	0.326
	9	0.322
	10	0.322

R =		1
	1	1.661
	2	1.81
	3	2
	4	2.095
	5	2.107
	6	2.176
	7	2.238
	8	2.343
	9	2.418
	10	2.469

F :=		1
	1	0.85
	2	0.80
	3	0.85
	4	0.87
	5	0.87
	6	0.88
	7	0.85
	8	0.85
	9	0.85
	10	0.85

CÁLCULO DA CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO

Resistencia equivalente $Req_i := \frac{1}{h_{e_i} \cdot Ae} + \frac{\ln\left(\frac{De}{Di}\right)}{2 \cdot \pi \cdot Lt \cdot kc} + \frac{1}{h_{i_i} \cdot Ai}$

$$Q_{a_i} := m_{a_i} \cdot C_p \cdot (T_{fs_i} - T_{fe})$$

$$Q_i := \frac{1}{Req_i} \cdot FLMTD_i$$

$$h_{e_i} := \frac{(Q_{a_i})}{Ae \cdot (T_{sup_i} - T_{qe})}$$

7.56
5.98
5.23
5.20
4.38
4.30
4.22
4.11
4.10
4.09

7
4.7
4.6
4.2
4.1
4.1
4
4
3.9
3.7

Tsup := C

	1
1	2.924
2	4.054
3	5.001
4	6.146
5	7.243
6	8.333
7	9.442
8	10.422
9	11.472
10	12.628

Qa = s A K⁻¹ k · W

	1
1	-3.132
2	-3.99
3	-4.904
4	-5.943
5	-6.98
6	-8.03
7	-9.067
8	-10.008
9	-10.979
10	-12.002

he = $\frac{k \cdot W}{m^2 K}$

$$B_i := \left[\frac{F_i \cdot LMTD_i}{(Qa)_i} - \frac{1}{he_i \cdot Ae} \right] - \frac{\ln\left(\frac{De}{Di}\right)}{2 \cdot \pi \cdot Lt \cdot kc} \quad hi_i := \frac{1}{B_i \cdot Ai}$$

	1
1	2.489
2	3.309
3	4.002
4	4.881
5	5.717
6	6.614
7	7.609
8	8.482
9	9.403
10	10.411

hi = $\frac{k \cdot W}{m^2 K}$

$$Nu_i := \frac{hi_i \cdot Di}{Kcond_i}$$

	1
1	71.87
2	95.734
3	116.17
4	141.706
5	165.967
6	191.997
7	220.871
8	246.23
9	272.968
10	302.211

Nu =

$$A_i := \frac{Nu_i}{(Pr_i)^{0.4}}$$

	1
1	27.498
2	36.628
3	44.447
4	54.217
5	63.5
6	72.441
7	83.335
8	92.904
9	102.992
10	114.025

A =

Tubo com tira

$$k := 10^3 \quad \text{Condutividade do cobre} \quad k_c := 401 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$De := 0.01905\text{m} \quad Di := 0.01675\text{m} \quad Lt := 0.6\text{m} \quad \rho := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad v := 0.001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$Cp := 4.211 \frac{\text{k} \cdot \text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad Ae := \pi \cdot De \cdot Lt \quad Ai := \pi \cdot Di \cdot Lt \quad i := 1..10 \quad e := 499.822 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

$$ma := \begin{pmatrix} 0.056 \\ 0.083 \\ 0.111 \\ 0.139 \\ 0.167 \\ 0.194 \\ 0.222 \\ 0.250 \\ 0.278 \\ 0.306 \end{pmatrix} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad Kcond := \begin{pmatrix} 0.582 \\ 0.58 \\ 0.579 \\ 0.579 \\ 0.579 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \\ 0.577 \end{pmatrix} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad Pr := \begin{pmatrix} 10.26 \\ 10.652 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.044 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \\ 11.436 \end{pmatrix}$$

$$\text{Temperatura de entrada do ar} \quad T_{qe} := 31\text{C}$$

$$\text{Temperatura de entrada do ar} \quad T_{fe} := 2.6\text{C}$$

Temperatura de saída do ar

Temperatura de saída da água

$$T_{qs} := \begin{pmatrix} 9.6 \\ 9.4 \\ 9.3 \\ 8.9 \\ 8.5 \\ 8.2 \\ 7.9 \\ 7.4 \\ 7 \\ 6.6 \end{pmatrix} \text{C}$$

$$T_{fs} := \begin{pmatrix} 14.1 \\ 13.5 \\ 13.1 \\ 13 \\ 12.8 \\ 12.5 \\ 12.3 \\ 12.2 \\ 12 \\ 11.9 \end{pmatrix} \text{C}$$

MÉDIA LOGARÍTMICA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURAS

$$\Delta T_{2i} := T_{qe} - T_{fs_i} \quad \Delta T_{1i} := T_{qs_i} - T_{fe} \quad LMTD_i := \frac{\Delta T_{2i} - \Delta T_{1i}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{2i}}{\Delta T_{1i}}\right)}$$

$$P_i := \frac{T_{fs_i} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad R_i := \frac{T_{qe} - T_{qs_i}}{T_{fs_i} - T_{fe}}$$

	1
1	11.232
2	11.319
3	11.397
4	11.145
5	10.919
6	10.795
7	10.628
8	10.255
9	9.981
10	9.658

LMTD = C

P =

	1
1	0.405
2	0.384
3	0.37
4	0.366
5	0.359
6	0.349
7	0.342
8	0.338
9	0.331
10	0.327

R =

	1
1	1.861
2	1.982
3	2.067
4	2.125
5	2.206
6	2.303
7	2.381
8	2.458
9	2.553
10	2.624

F :=

0.76
0.87
0.80
0.86
0.87
0.85
0.85
0.80
0.80
0.80

CÁLCULO DA CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO

Resistencia equivalente

$$Req_i := \frac{1}{h_{e_i} \cdot Ae} + \frac{\ln\left(\frac{De}{Di}\right)}{2 \cdot \pi \cdot Lt \cdot kc} + \frac{1}{h_{i_i} \cdot Ai}$$

$$Qa_i := m_{a_i} \cdot Cp \cdot (T_{fs_i} - T_{fe})$$

$$Q_i := \frac{1}{Req_i} \cdot FLMTD_i$$

$$h_{e_i} := \frac{(Qa)_i}{Ae \cdot (T_{sup_i} - T_{qe})}$$

6.03
4.11
3.93
4.22
4.19
4.03
4.02
3.87
3.66
3.56

Tsup :=

7.6
6.5
4.8
4.7
4.4
4.4
4.3
4.3
4.2
3.6

Qa =

	1
1	2.712
2	3.81
3	4.908
4	6.087
5	7.173
6	8.088
7	9.068
8	10.106
9	11.004
10	11.984

s A K⁻¹ k · W

	1
1	-3.227
2	-4.33
3	-5.217
4	-6.446
5	-7.51
6	-8.467
7	-9.458
8	-10.541
9	-11.435
10	-12.18

he = $\frac{k \cdot W}{m^2 K}$

$$B_i := \left[\frac{F_i \cdot LMTD_i}{(Qa)_i} - \frac{1}{he_i \cdot Ae} \right] - \frac{\ln\left(\frac{De}{Di}\right)}{2 \cdot \pi \cdot Lt \cdot kc} \quad hi_i := \frac{1}{B_i \cdot Ai}$$

	1
1	2.709
2	3.546
3	4.454
4	5.452
5	6.402
6	7.301
7	8.215
8	9.403
9	10.297
10	11.128

hi = $\frac{k \cdot W}{m^2 K}$

2.709
3.546
4.454
5.452
6.402
7.301
8.215
9.403
10.297
11.128

$$Nu_i := \frac{hi_i \cdot Di}{Kcond_i}$$

	1
1	77.967
2	102.419
3	128.852
4	157.711
5	185.194
6	211.931
7	238.471
8	272.951
9	298.916
10	323.051

Nu =

$$A_i := \frac{Nu_i}{(Pr_i)^{0.4}}$$

	1
1	30.722
2	39.756
3	49.299
4	60.341
5	70.856
6	79.962
7	89.976
8	102.985
9	112.782
10	121.888

A =