Campus de São Carlos

MODELO DE SIMULAÇÃO E ANÁLISE TEÓRICO-
EXPERIMENTAL DE SERPENTINAS
RESFRIADORAS E DESUMIDIFICADORAS DE AR

RICHARD GARCIA ALVES DE MELLO

Orientador: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

**ESCOLA DE ENGENHARIA
DE SÃO CARLOS**

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço: 09/04/01

Ass.:

**MODELO DE SIMULAÇÃO E ANÁLISE
TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE
SERPENTINAS RESFRIADORAS E
DESUMIDIFICADORAS DE AR.**

Eng.º RICHARD GARCIA ALVES DE MELLO

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

DEDALUS - Acervo - EESC

31100017293

ORIENTADOR: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo

São Carlos
2000

Class.	TESE - EESC
Cutl.	3492
Tombo	0084/01

1170747

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

M527m Mello, Richard Garcia Alves de
Modelo de simulação e análise teórico-experimental
de serpentinas resfriadoras e desumificadoras de ar /
Richard Garcia Alves de Mello. -- São Carlos, 2000.

Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de
São Carlos-Universidade de São Paulo, 2000.

Área: Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo.

1. Trocadores de calor. 2. Simulação.
3. Coeficiente de transferência de calor. I. Título.

FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro **RICHARD GARCIA ALVES DE MELLO**

Dissertação defendida e aprovada em 02.02.2001
pela Comissão Julgadora:

Prof. Doutor **JOSÉ MARIA SAIZ JABARDO (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)

Prof. Doutor **ALBERTO HERNANDEZ NETO**
(Escola Politécnica - Universidade de São Paulo)

Prof. Doutor **SILVIO DE OLIVEIRA JUNIOR**
(Instituto de Pesquisas Tecnológicas - IPT)

Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica

JOSÉ CARLOS A. CINTRA
Presidente da Comissão de Pós-Graduação da EESC

*A Deus, a Laércio e Edinir, meus
pais, a Renata minha irmã e a Flávia
minha esposa.*

AGRADECIMENTOS

A todos que estiveram ao meu lado durante o período em que trabalhei na elaboração da dissertação, minha gratidão e reconhecimento. Em especial, gostaria de agradecer:

À *CAPES*, pelo suporte na realização da pesquisa;

À *MIPAL*, pelo apoio e fornecimento de equipamentos, os quais foram essenciais ao desenvolvimento do trabalho;

Aos técnicos, e acima de tudo, grandes amigos, *José Roberto Bogni* e *Roberto Carlos Pratavieira*, pelo auxílio prestado durante todo o período de trabalho;

Aos colegas do *Laboratório de Refrigeração*, *Artur*, *Carlos*, *Elton*, *Enio*, *João*, *Gherhardt*, *Samuel*, *Willians*, pela agradável convivência durante os anos de mestrado, incluindo a companhia nos momentos de trabalho e momentos de descontração: hora do café e futebol de salão.

Aos colegas de república *Marcelo Mello*, *Euclides* e *Jaime*, que me proporcionaram um ambiente agradável em minha estadia em São Carlos;

Agradeço a *Fabiana*, *Gisleine*, *Luciana* e *Keli* pela amizade adquirida e, principalmente, a *Bety* da secretaria, por nunca me deixar esquecer dos prazos;

Em especial ao *Prof. José Maria Saiz Jabardo*, pelos anos de aprendizado, pelo empenho em nos proporcionar um ensino de qualidade e sobretudo pela oportunidade concedida para que eu pudesse concretizar este trabalho (apesar de todos os contratempos encontrados nesta caminhada). Por tudo isto fica a minha admiração e profundo respeito pelo seu trabalho e profissionalismo;

Em especial à *Flávia Mello*, minha esposa, por fazer parte da minha vida e estar sempre ao meu lado, com suas críticas (que eram muitas), sugestões e principalmente incentivos para a conclusão do trabalho, sem os quais tudo seria mais difícil. A você, *Flávia*, obrigado pelo companheirismo e amor a mim dedicados.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	v
LISTA DE SIMBOLOS	vi
LISTA DE ADMENSIONAIS	vii
LISTA DE SUBSCRITOS	viii
RESUMO	x
ABSTRACT	xi
1.0 - INTRODUÇÃO	01
1.1 - Considerações Gerais	01
1.2 - Ciclo Básico de Compressão a Vapor	05
1.3 - Trocadores de Calor	09
1.4 - Serpentinhas Resfriadoras	12
2.0 – CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE O DESEMPENHO TÉRMICO DE SERPENTINAS	15
2.1 – Fundamentos	16
2.1.1 – Coeficiente Global de Transferência de Calor	16
2.1.2 - Eficiência de Aletas	18
2.1.3 – Coeficiente de Transferência de Calor no Lado do Refrigerante	23
2.2 – Coeficientes do Lado do Ar	25
2.2.1 – Análise dos Trabalhos Publicados na Literatura	27
2.3 – Análise Comparativa das Correlações	47
2.4 – Modelos de Simulação e Projeto	51
2.4.1 – Modelo de RICH	52
2.4.2 – Modelo de OSKARSSON et. al	53
2.4.3 – Modelo de BENSAFI et. al	54
2.4.4 – Modelo de VARDHAN E DHAR	55
2.4.5 – Outros Modelos	56
3.0 - BANCADA EXPERIMENTAL E PROCEDIMENTOS DE ENSAIO	58
3.1 - Equipamento Ensaiado	58
3.2 - Descrição da Bancada	59
3.3 - Principais Parâmetros de Controle	62
3.4 - Instrumentação	64
3.5 - Sistema de Aquisição de Dados	68
3.6 - Procedimento Experimental	69
3.7 - Análise de Incertezas	71
4.0 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS	74

4.1 - Apresentação dos Resultados	78
4.1.1 - Capacidade da Serpentina	79
4.1.2 – Vazão de Ar na Serpentina	92
4.2 - Determinação do Fator de Colburn Para o Lado do Ar	95
5.0 - MODELO TÉRMICO E PROCEDIMENTO DE CÁLCULO PARA SERPENTINAS RESFRIADORAS	100
5.1 - Modelo Matemático de Simulação de Serpentinhas Resfriadoras	101
5.2 - Análise Comparativa dos Resultados Simulados	115
5.3 - Análise paramétrica dos efeitos de alguns parâmetros geométricos	120
6.0 - CONCLUSÃO	128
BIBLIOGRAFIA	132
ANEXO A – Determinação de parâmetros geométricos	137
ANEXO B - Características Geométricas das serpentinas ensaiadas	140
ANEXO C - LISTAGEM DO PROGRAMA DE ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS	141
ANEXO D - LISTAGEM DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DE SERPENTINAS RESFRIADORAS E DESUMIDIFICADORAS DE AR	145
ANEXO E - LISTAGEM DOS DADOS DO PROGRAMA DE RICH	159

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Serpentina resfriadora e desumidificadora de ar	02
Figura 1.2	Ciclo de compressão a vapor	05
Figura 1.3	Diagrama p-i do ciclo de compressão a vapor	06
Figura 1.4	Configuração do escoamento: (a) correntes paralelas, (b) contra corrente	10
Figura 1.5	Escoamento em correntes cruzadas. (a) fluidos não misturados, (b) um fluido misturado e outro não	10
Figura 1.6	Geometria de tubos aletados: (a) tubo chato com aleta de placa contínua; (b) tubo circular com aleta de placa contínua; (c) tubo circular aletado individualmente	12
Figura 1.7	Geometria de aletas contínuas mais comuns	13
Figura 1.8	Geometria com tubos aletados individualmente. (a) aleta circular; (b) aleta quadrada	14
Figura 2.1	Circuito elétrico análogo	16
Figura 2.2	Região de influência em aleta do tipo placa e seu respectivo raio circular equivalente	19
Figura 2.3	Aleta dividida em pequenos pedaços para análise do método setorial	20
Figura 2.4	Raio do círculo equivalente: (A) arranjo retangular; (B) arranjo hexagonal; (C) arranjo circular	21
Figura 2.5	Fator de Colburn versus número de Reynolds para trocadores de calor compactos	26
Figura 2.6	Comportamento das correlações propostas por McQUISTON (1978) para superfícies seca e úmida (filme e gotas). Geometria do MODELO I	35
Figura 2.7	Comportamento das correlações de TURAGA et al (1988), para superfície seca e úmida com espaçamento entre aletas de 4 e 10 mm, MODELO I	37
Figura 2.8	Comportamento do fator j em função da densidade de aletas, de acordo com Elmahdy et al	44
Figura 2.9	Efeito do número de fileiras de tubos utilizando as correlações propostas por GRAY E WEBB (1988)	47
Figura 2.10	Comparação das correlações para superfície seca, para o evaporador modelo I	49
Figura 2.11	Dados obtidos do trabalho de Wang et. al (1996), submetidos a nova análise de regressão	50
Figura 2.12	Comparação da nova correlação de Wang com as demais correlações	50
Figura 3.1	Representação esquemática da bancada experimental	61
Figura 3.2	Disposição dos instrumentos de medida no circuito principal	66

Figura 4.1	Comportamento linear da capacidade de refrigeração de serpentinas	75
Figura 4.2	Distribuição de temperaturas do fluido refrigerante e do ar ao longo de uma serpentina	76
Figura 4.3	Capacidade frigorífica, potência de compressão e COP versus a vazão do refrigerante. $T_{\text{evap}} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e MODELO I	80
Figura 4.4	Efeito frigorífico, trabalho de compressão e COP versus a vazão do refrigerante. $T_{\text{evap}} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e MODELO I	81
Figura 4.5	Pressão de aspiração e pressão de compressão versus a vazão do fluido refrigerante. $T_{\text{evap}} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e serpentina MODELO I	81
Figura 4.6	Efeito da temperatura de evaporação na capacidade da serpentina MODELO I com tubos lisos ($P/T_{\text{evap}} = 0, -10$ e $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$)	82
Figura 4.7	Comparação entre serpentinas, MODELO I, com tubos lisos e tubos ranhurados internamente ensaiados a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$	85
Figura 4.8	Capacidade da serpentina em termos do grau de superaquecimento médio. MODELO I com tubos ranhurados e $T_{\text{evap}} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$	87
Figura 4.9	Comparação entre alimentação por cima e alimentação por baixo na serpentina MODELO IV com $T_{\text{evap}} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$	89
Figura 4.10	Comportamento da capacidade de refrigeração em termos dos tipos de escoamento. MODELO III $T_{\text{evap}} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$	91
Figura 4.11	Comportamento da capacidade de refrigeração em termos dos tipos de escoamento. MODELO III $T_{\text{evap}} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$	91
Figura 4.12	Vazão de ar obtida a partir dos dados da serpentina MODELO II	93
Figura 4.13	Vazão de ar obtida a partir dos dados da serpentina MODELO IV	93
Figura 4.14	Fator j-Colburn vs. Reynolds. Dados obtidos a partir dos dados de ensaio	98
Figura 4.15	Comparação da correlação desenvolvida com as obtidas na literatura	99
Figura 5.1	Esquema do início do processo de condensação em superfícies com temperatura abaixo do ponto de orvalho	102
Figura 5.2	Relação entre a profundidade da serpentina com o comprimento da superfície seca	103
Figura 5.3	Representação do fluxo de calor no tubo da serpentina	104
Figura 5.4	Circuito analógico das resistências térmicas envolvidas em processos de transferência de calor e massa. (a) da superfície das aletas até o refrigerante; (b) do ar até a superfície das aletas; (c) resistência do metal, tubo mais aleta	107
Figura 5.5	Circuito analógico ao processo de transferência de calor e massa	110
Figura 5.6	Comportamento da temperatura da superfície e do ar ao longo de uma serpentina	112

Figura 5.7	Diagrama de blocos do programa de simulação de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras	114
Figura 5.8	Q_{sim} vs. Q_{exp} , modelos de serpentina I, II e III, para temperaturas de saturação variando entre 0 e -20°C	117
Figura 5.9	$Tars_{sim}$ vs. $Tars_{exp}$, modelos de serpentina I, II e III, para temperaturas de saturação variando entre 0 e -20°C	118
Figura 5.10	mr_{sim} vs. mr_{exp} , modelos de serpentina I, II e III, para temperaturas de saturação variando entre 0 e -20°C	119
Figura 5.11	Desempenho da serpentina MODELO IV, em função do espaçamento entre aletas, com as seguintes condições: $T_{sat}=-10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{sup}=3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{ar}=3337\text{m}^3/\text{h}$; $T_{are}=-0,5^{\circ}\text{C}$; $w_{are}=0,0022\text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$; $w_{ars}=0,0021\text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$	120
Figura 5.12	Temperatura de saída do ar na serpentina MODELO IV, em função do espaçamento entre aletas, com as seguintes condições: $T_{sat}=-10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{sup}=3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{ar}=3337\text{m}^3/\text{h}$; $T_{are}=-0,5^{\circ}\text{C}$; $w_{are}=0,0022\text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$; $w_{ars}=0,0021\text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$	121
Figura 5.13	Vazão mássica do fluido refrigerante da serpentina MODELO IV, em função do espaçamento entre aletas, com as seguintes condições: $T_{sat}=-10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{sup}=3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{ar}=3337\text{m}^3/\text{h}$; $T_{are}=-0,5^{\circ}\text{C}$; $w_{are}=0,0022\text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$; $w_{ars}=0,0021\text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$	122
Figura 5.14	Desempenho da serpentina MODELO IV, em função da umidade absoluta do ar, com as seguintes condições: $T_{sat}=-10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{sup}=3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{ar}=3337\text{m}^3/\text{h}$; $T_{are}=-0,5^{\circ}\text{C}$	123
Figura 5.15	Temperatura do ar na saída da serpentina MODELO IV, em função da umidade absoluta do ar, com as seguintes condições: $T_{sat}=-10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{sup}=3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{ar}=3337\text{m}^3/\text{h}$; $T_{are}=-0,5^{\circ}\text{C}$	123
Figura 5.16	Vazão mássica do fluido refrigerante da serpentina MODELO IV, em função da umidade absoluta do ar, com as seguintes condições: $T_{sat}=-10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{sup}=3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{ar}=3337\text{m}^3/\text{h}$; $T_{are}=-0,5^{\circ}\text{C}$	124
Figura 5.17	Capacidade da serpentina MODELO IV, em função do superaquecimento, para as seguintes condições: $T_{sat}=-10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{sup}=3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{ar}=3337\text{m}^3/\text{h}$; $T_{are}=-0,5^{\circ}\text{C}$; $w_{are}=0,0022\text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$; $w_{ars}=0,0021\text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$	125
Figura 5.18	Temperatura do ar de saída da serpentina MODELO IV, em função do superaquecimento, para as seguintes condições: $T_{sat}=-10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{sup}=3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{ar}=3337\text{m}^3/\text{h}$; $T_{are}=-0,5^{\circ}\text{C}$; $w_{are}=0,0022\text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$; $w_{ars}=0,0021\text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$	125

Figura 5.19	Vazão mássica do fluido refrigerante para a serpentina MODELO IV, em função do superaquecimento, para as seguintes condições: $T_{\text{sat}}=-10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{\text{sup}}=3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{ar}}=3337\text{m}^3/\text{h}$; $T_{\text{arc}}=-0,5^{\circ}\text{C}$; $w_{\text{are}}=0,0022\text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$; $w_{\text{ars}}=0,0021\text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$	126
Figura A.1	Parâmetros geométricos das serpentinas	137

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Equações para determinação do raio circular equivalente	22
Tabela 2.2	Correlações de transferência de calor do lado do ar	28
Tabela 2.3	Correlações do fator de atrito do lado do ar	30
Tabela 3.1	Resumo dos componentes da bancada experimental	60
Tabela 3.2	Comparação entre os procedimentos de análise de incerteza	72
Tabela 4.1	Resumo dos resultados obtidos nos ensaios de capacidade de serpentinas	83
Tabela 4.2	Resumo comparativo entre as serpentinas de tubo liso e ranhurado	86
Tabela 4.3	Resumo das capacidades da serpentina em termos do grau de superaquecimento médio	87
Tabela 4.4	Resumo dos resultados de vazão obtidos em ensaios e dados fornecidos por fabricantes	94
Tabela 5.1	Comparação dos resultados simulados no presente estudo e os de RICH (1976)	116
Tabela B1	Dimensões das serpentinas utilizadas nos ensaios	

LISTA DE SIMBOLOS

σ	Razão da área de escoamento mínima e área frontal	
μ	viscosidade	[Pa s]
η	eficiência superficial da aleta	
ΔT	diferença de temperatura	[$^{\circ}\text{C}$]
ΔT_{lm}	Diferença de temperatura média logarítmica	[$^{\circ}\text{C}$]
Δx	diferença de título	
A	área de transferência de calor	[m^2]
C	Constante	
	Característica da serpentina	
css	Comprimento da superfície seca	[mm]
COP	coeficiente de eficácia	
co	Porcentagem de óleo no refrigerante	
cp	calor específico	[J/kgK]
d	diâmetro do tubo	[mm]
dc	Diâmetro do colar	[mm]
Dh	Diâmetro hidráulico	[mm]
DT_{sup}	Grau de superaquecimento	[$^{\circ}\text{C}$]
ea	espessura da aleta	[mm]
EF	Efeito de refrigeração	[kJ/kg]
ep	espessura da parede	[mm]
esa	passo da aleta	[mm]
$esal$	espassamento entre aletas	[mm]
f	fator de atrito tipo Fanning	
g	aceleração da gravidade	[m/s^2]
F_s	Fator de correção da ΔT_{lm}	
G	velocidade mássica	[kg/s m^2]
h	coeficiente de transferência de calor	[kW/ m^2 $^{\circ}\text{C}$]
i	Entalpia	[kJ/kg]
j	fator de Colburn	
k	condutividade térmica	[W/mK]
L	comprimento do tubo	[mm]
La	altura da aleta	[mm]
Le_{vap}	Comprimento da região de evaporação	[mm]
L_p	profundidade da aleta	[mm]
L_{sup}	Comprimento da região de superaquecimento	[mm]
L_{tass}	comprimento da serpentina	[mm]

$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
N	Número	
n	Número de fileiras de tubo	
Q	capacidade da serpentina	[kW]
R	Resistência térmica	[m ² K/W]
	coeficiente angular (constante) da curva de capacidade	[kW/°C]
re	Raio externo	[mm]
Req	Raio equivalente	[mm]
Sl	passo longitudinal entre tubos	[mm]
St	passo transversal entre tubos	[mm]
T	Temperatura	[°C]
U	coeficiente global de transferência de calor	[kW/m ² °C]
V	Velocidade	[m/s]
Vlar	Vazão volumétrica do ar a 20 °C	[m ³ /h]
Volar	Vazão volumétrica do ar	[m ³ /h]
x	título do refrigerante	

LISTA DE ADMENSIONAIS

Nu	Número de Nusselt
NUT	Numero de unidades de transferência
Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl

LISTA DE SUBSCRITOS

a	Aleta
	Ar (quando utilizado com a temperatura)
aleta	Aleta
ar	Ar
are	Ar que entra
ars	Ar que sai
b	Base
	Quando usado com Re indica a dimensão característica
c	Colar
carac	Característica
cond	Condução (quando usado com R)
cont	Contato (quando usado com R)
e	Externo
	Entrada
eev	Entra no evaporador
ext	Externa (quando usado com R)
face	Face
i	Interno
livre	Livre
lo	Mistura líquido-vapor, tratado como líquido
lv	Calor latente de vaporização (quando utilizado com i)
m	Metal (quando usado com R)
	Superfície (quando usado com i ou T)
max	Máximo
o	Furos na aleta
	Óleo
orv	Orvalho
p	Primário
r	Refrigerante
sat	Saturação
s	Secundária
	Saída
	Seca
	Superfície
se	Superfície estendida (quando usado com R)
serp	Serpentina
sl	Superfície livre

t	Total
ta	Tubos na seção transversal da serpentina
tp	Tubos na seção longitudinal da serpentina
tubo	Tubo
t	
U	Úmida

RESUMO

MELLO, R.G.A. *Modelo de simulação e análise teórico-experimental de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras de ar*. São Carlos, 159p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Em sistemas frigoríficos de compressão a vapor, o evaporador é o equipamento responsável direto pela retirada de calor de ambientes refrigerados. Por esta razão, este componente é a fonte de investigação do presente estudo, o qual teve por objetivo principal a busca por alternativas para a melhoria de desempenho térmico em sistemas frigoríficos. Isto posto, o trabalho foi desenvolvido em três frentes de estudo, as quais encontram-se interligadas entre si: desenvolvimento de programa de simulação de serpentinas resfriadoras; realização de ensaios para determinação das capacidades de trocadores de calor; e revisão bibliográfica circunstanciada do coeficiente de transferência de calor do lado do ar. O programa de simulação desenvolvido, o qual tomou como base o modelo proposto por Rich, mostrou ser uma ótima ferramenta de trabalho, tanto no meio acadêmico como no industrial. Como consequência da elaboração do programa, fez-se uso de correlações já existentes para determinação dos coeficientes de transferência de calor do lado do refrigerante, Bo Pierre, e do lado do ar, McQuiston, sendo esta última escolhida a partir de um sumário de correlações levantadas quando no estudo dos coeficientes de transferência de calor descritos acima. Para que o programa fosse validado como ferramenta de trabalho, foram realizadas simulações dos ensaios das serpentinas testadas e seus resultados confrontados. Tais resultados apresentaram uma adequada concordância, possibilitando validar o programa. Os ensaios foram realizados segundo recomendações da norma ASHRAE 25/ 1992. Dos dados obtidos nos testes, também foi proposto uma correlação para o fator j -Colburn para superfícies secas; no entanto, tratou-se apenas de especular acerca de seu comportamento com as demais correlações, as quais obtiveram boa concordância.

Palavras-chave: Trocadores de calor; simulação; coeficiente de transferência de calor

ABSTRACT

MELLO, R.G.A. *Model of simulation and analysis of cooling and air dehumidifying coils*, 2000, 159p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

In refrigerating systems of compression to vapour, the evaporator is the direct responsible equipment for remove of heat of cooling environments. In this way, the component is the source of investigation of the present study, which had for main objective the search for alternatives to improvement the performance thermal in refrigeration systems. The research was developed in three studies fronts, that are connected each other: development of program of simulation of cooling coils; tests to find the performance of heat exchange; and revision bibliographical of the coefficient of heat transfer of air. The developed simulation program, based in the Rich's model, it showed to be a good work tool, as in the academic, as in the industrial behaviour. As consequence of the elaboration the program, it was used existents correlations to calculation the coefficients of refrigerant heat transfer, Bo Pierre, and to air, McQuiston, the last one was choose from a correlation's summary. Same simulations were made to validated the program of the tested serpentine and the results were confronted. Such results presented an appropriate agreement that contributed to validate the program. The tests were accomplished according to recommendations of the norm ASHRAE 25 / 1992. One correlation was proposed for the factor j -Colburn for dry surfaces in base of the testes results; however, the purpose was to speculated its behaviour with the other correlations, which obtained good agreement.

Keywords: Heat exchangers, Heat transfer coefficient, Simulation

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1 - Considerações Gerais

É difícil concebermos a sociedade atual isenta dos benefícios oferecidos pelas tecnologias que viabilizam processos de transferência de calor, mais especificamente, a refrigeração. De forma genérica, refrigeração pode ser definida como qualquer processo em que ocorre transferência de calor, e que objetiva o controle e a manutenção da temperatura e/ou condições ambientais de um corpo ou ambiente. Consequentemente, o processo de refrigeração acabou adquirindo ampla aceitação no mercado, seja na promoção de conforto ou em aplicações industriais.

Por refrigeração de conforto estamos definindo toda situação em que a tecnologia em questão é aplicada para proporcionar ambientes agradáveis e saudáveis, ou melhorar o padrão de vida da sociedade. Sistemas de ar condicionado e refrigeradores residenciais são os exemplos mais representativos da refrigeração de conforto. Refrigeração industrial é a área da refrigeração responsável, entre outras aplicações, pela conservação, processamento e transporte de alimentos, como também processos industriais de fabricação, incluindo as indústrias químicas e petroquímicas. Como pode ser visto, a refrigeração é um processo largamente utilizado e, de uma forma ou de outra, sempre está presente em nosso cotidiano.

Segundo classificação de McQUISTON (1988), a refrigeração pode ser obtida, basicamente, por três processos:

- Compressão a vapor
- Absorção
- Termoelétrico

Ainda que tais processos possuam características distintas, é possível identificar um ponto em comum entre eles, o consumo de energia, que é condição básica e necessária para o funcionamento de tais sistemas.

Nessa perspectiva, uma das maiores preocupações dos projetistas e engenheiros de refrigeração tem sido com relação ao elevado consumo energético dos sistemas utilizados para a obtenção do frio. Tais preocupações se traduzem na necessidade de desenvolvimento de pesquisas visando a redução dos custos de produção e otimização dos processos de obtenção de frio. Dentro deste contexto, o presente trabalho buscará alternativas que possam melhorar o desempenho térmico de sistemas frigoríficos. Para tanto, um estudo tendo como objetivo principal a transferência de calor do lado do ar em serpentinas resfriadoras foi realizado.

Especificamente, trata-se do estudo de um componente do sistema de refrigeração, o evaporador, que é o equipamento responsável direto pela retirada do calor de ambientes refrigerados. Os evaporadores são tipos específicos de trocadores de calor; cuja característica intrínseca é o processo de evaporação que ocorre durante seu funcionamento. Evaporadores constituídos por tubos e aletas também são conhecidos como serpentinas resfriadoras. Um exemplo deste tipo de trocador de calor, comumente encontrado em sistemas frigoríficos, é mostrado na Fig. 1.1.

Figura 1.1 Serpentina resfriadora e desumidificadora de ar

Um evaporador pode apresentar grande diversidade de formas construtivas, as quais se orientam pelas variações de parâmetros geométricos¹. Portanto, uma questão sempre colocada é saber como e com que intensidade a mudança de parâmetros geométricos afeta o seu desempenho.

Dentro desta ótica de preocupações, a pesquisa desenvolvida está calcada em três frentes: estudo do coeficiente de transferência de calor do lado do ar, realização de ensaios para a determinação da capacidade desses trocadores de calor e elaboração de programa de simulação de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras, o qual será aferido com os dados obtidos nos ensaios referidos acima. A escolha de tais frentes de estudo é justificada por diversas razões.

O programa de simulação comporta-se como importante ferramenta de trabalho, uma vez que permite determinar com segurança o desempenho de serpentinas resfriadoras, minimizando tempo de ensaio sem custos excessivos em equipamentos e manutenção. Outra vantagem dos programas de simulação é a possibilidade de verificar quais os parâmetros geométricos mais significativos no desempenho de serpentinas resfriadoras.

Contudo, para que tal programa possa ser utilizado como instrumento de trabalho, deve antes ser aferido. Nesse sentido, foi desenvolvido um procedimento experimental com o intuito de fornecer dados suficientes para satisfazer esta necessidade. Assim, ensaios foram realizados com serpentinas de distintas características geométricas, sob diversas condições de carga térmica, segundo as normas estabelecidas pela ASHRAE 25 e ARI 410-81. Além da aferição do programa de simulação, os dados dos ensaios também foram utilizados para propor uma correlação que expressasse, para baixas temperaturas, abaixo de 0°C, o coeficiente de transferência de calor do lado do ar. Tal proposição é justificada devido à discrepância entre as distintas correlações de transferência de calor do lado do ar, principalmente para serpentinas utilizadas em sistemas frigoríficos. Este procedimento

¹ Por parâmetros geométricos entende-se formas de aletas, espessura e espaçamento de aletas, configuração dos tubos, espaçamento transversal e longitudinal de tubos, número de fileiras de tubos, número de tubos em altura, formas de tubos (sendo que os mais utilizados são os circulares e os tubos chatos), etc.

se insere entre os objetivos do trabalho, mas serve como referência comparativa com as demais correlações.

Como consequência da elaboração do programa de simulação de serpentinas, fez-se necessário o uso de correlações já existentes que determinem coeficientes de transferência de calor para ambas as correntes: do lado do ar e do lado do refrigerante. Em situações em que ocorrem processos de transferência de calor entre uma corrente de gás e uma de líquido, a maior parcela da resistência térmica total pertence à resistência térmica oferecida pela corrente de ar. Por esta razão, o presente trabalho limitou-se a um estudo direcionado aos processos de transferência de calor do lado do ar. Estes, geralmente, são funções de parâmetros geométricos. Uma característica intrínseca deste tipo de trocador de calor é a complexidade de sua geometria. Portanto, torna-se difícil determinar, analiticamente, os coeficientes de transferência de calor do lado do ar, salvo para superfícies extremamente simples. Dessa forma, o que usualmente se faz é determinar, experimentalmente, correlações que expressem tais coeficientes para um conjunto específico de geometrias. Dentro desse propósito pesquisou-se na literatura especializada as correlações para o coeficiente de transferência de calor no lado do ar disponíveis para serpentinas resfriadoras, bem como suas condições superficiais² e suas faixas de aplicabilidade, em especial, aquelas do tipo tubo e aleta de placa contínua. Além da busca de correlações, procurou-se conhecer o efeito de variações geométricas sobre o desempenho térmico das serpentinas resfriadoras de ar citadas acima.

Isto posto, o trabalho encontra-se dividido da seguinte forma. O Capítulo 1 apresenta os objetivos principais do trabalho, com base em uma discussão dos conceitos básicos de refrigeração, bem como da apresentação dos tipos e características de serpentinas resfriadoras. No capítulo seguinte (Capítulo 2), são apresentados fundamentos sobre serpentinas resfriadoras de tubo e aleta de placas planas e um levantamento bibliográfico circunstanciado dos processos de transferência de calor do lado do ar para tais tipos de trocadores de calor. A descrição da bancada experimental e os procedimentos de ensaio compõem o Capítulo 3. O Capítulo 4

² Entende-se, por condições superficiais, as condições em que a superfície da serpentina se encontra, seca ou úmida, sendo que esta última envolve também processos de transferência de massa.

apresenta os parâmetros obtidos com resultados experimentais, e o levantamento da correlação do fator j-Colburn do lado do ar. O modelo matemático utilizado no programa de simulação de serpentinas e a comparação entre resultados ensaiados e simulados são apresentados no Capítulo 5. Por fim, o Capítulo 6 destina-se a apresentação das conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

1.2 - Ciclo Básico de Compressão a Vapor

Conforme anteriormente sugerido, a refrigeração é obtida basicamente por três métodos: compressão a vapor, absorção e termoelétrico. Dentre tais métodos, o de compressão a vapor é considerado como o mais importante, uma vez que apresenta o melhor rendimento térmico dentre todos os outros métodos e, em um horizonte de médio prazo, não apresenta um substituto potencial com características de melhor desempenho. Uma breve discussão do ciclo de compressão a vapor será dada a seguir, com o objetivo de estabelecer o contexto do presente trabalho.

Figura 1.2 Ciclo de compressão a vapor

O ciclo básico de compressão a vapor está esquematicamente representado na Fig. 1.2, sendo constituído por um condensador, um compressor, um dispositivo de expansão e um evaporador.

Os estados e processos termodinâmicos do fluido de trabalho (refrigerante) em um ciclo básico estão adequadamente representados no diagrama p-i, conforme Fig. 1.3. Uma análise do ciclo de compressão a vapor, Fig. 1.3, permite entender com maior clareza seu princípio de funcionamento. Como ponto de partida, o ciclo básico será analisado a partir do estado do vapor na entrada do compressor, estado 1. O compressor tem como função elevar a pressão do vapor até a de condensação, por meio de um processo supostamente isoentrópico, estado 2. A seguir, no condensador, o vapor superaquecido transfere calor ao meio externo, num processo que pode ser dividido em duas partes: uma, em que o resfriamento ocorre à pressão constante e com redução da temperatura do fluido, representada pelo processo 2-3; a outra, em que o refrigerante perde calor para o meio externo num processo de condensação do fluido refrigerante, isto é, o processo ocorre à pressão e temperatura constantes, processo 3-4.

Figura 1.3 Diagrama p-i do ciclo de compressão a vapor

O refrigerante no estado 4, líquido saturado, sofre um estrangulamento adiabático na válvula de expansão. Como consequência, o fluido refrigerante passa por uma redução de pressão e temperatura, num processo que se aproxima do isoentálpico. O estado do fluido na saída deste dispositivo corresponde a uma mistura líquido vapor, representado claramente pelo estado 5. A mistura do fluido refrigerante escoando ao longo de todo o evaporador, processo 5-1, irá retirar calor do meio externo a ser refrigerado a partir da evaporação do líquido, processo que ocorre à pressão e temperatura constante. Com o término do processo de evaporação, o ciclo de compressão a vapor é concluído, de forma que o fluido refrigerante passará novamente por todos os processos acima referidos.

Uma questão importante com relação ao ciclo de compressão a vapor diz respeito à eficiência do ciclo frigorífico, definida pela razão entre a quantidade de energia que se pretende obter, efeito de refrigeração, e a que deve ser paga, trabalho de compressão. Tal eficiência em sistemas frigoríficos é denominada de coeficiente de eficácia, COP^3 , e pode ser definida como:

$$\text{coeficiente de eficácia} = \frac{\text{efeito frigorífico}}{\text{trabalho de compressão}}$$

pela fig. 1.3, temos:

$$COP = \frac{\text{efeito frigorífico}}{\text{trabalho de compressão}} = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1} \quad (1.1)$$

Pela definição do COP dada acima, pode-se dizer que em um circuito frigorífico é interessante obter um valor elevado do coeficiente de eficácia, isto porque será necessária menor quantidade de trabalho para um determinado efeito de refrigeração. Não obstante, o valor de COP tem uma relação muito estreita com as temperaturas de evaporação e condensação, uma afirmação que fica mais clara através

3 O termo em inglês é Coefficient of Performance, daí a designação COP

de uma análise do coeficiente de eficácia do ciclo de refrigeração de Carnot⁴. Tal análise permite perceber que o valor do COP aumenta com a redução da temperatura de condensação e com a elevação da temperatura de evaporação. Entretanto, o aumento no valor do COP é mais afetado pela elevação em um grau na temperatura de evaporação, ao invés da redução em um grau na temperatura de condensação. Por outro lado, existem limitações quanto à determinação destas temperaturas, pois se assim não fosse, poderíamos operar com temperaturas de condensação e evaporação iguais, conseguindo um valor de COP máximo.

Estas limitações são impostas pelas temperaturas do sistema frigorífico, ou seja, a temperatura em que o ambiente refrigerado deve ser mantido e a temperatura do meio externo. Para tanto, será necessário que a temperatura de evaporação do fluido refrigerante seja menor que a do ambiente a ser refrigerado, e que a temperatura de condensação seja maior que a do meio externo, condição para que a transferência de calor entre o refrigerante e os dois meios seja possível.

Uma forma de atenuar a queda do COP é operarmos com baixas diferenças de temperatura, ΔT , entre o fluido refrigerante e os meios externos. Uma redução do ΔT , para mesma quantidade de calor transferido implica, em aumento no valor de U ou A , conforme mostra a Eq.(1.2).

$$Q = U A \Delta T \quad (1.2)$$

O aumento da área de transferência de calor é uma solução que pode ser adotada com certas limitações, isto porque aumentos exagerados implicam em aumentos consideráveis no custo final do produto. Uma alternativa mais interessante é o aumento no valor do U , ou seja, no coeficiente global de transferência de calor. Este coeficiente, U , é inversamente proporcional à resistência térmica total entre os meios quente e frio. Do conjunto de resistências térmicas que compõem a resistência térmica total, a parcela relativa ao lado do ar é a mais significativa. Isto porque, para gases

⁴ O ciclo de refrigeração de Carnot é reversível e, portanto, aquele cuja eficiência não pode ser superada entre dois níveis de temperatura. STOECKER (1985) mostra com detalhes como o valor do COP é influenciado pelas temperaturas de evaporação e condensação em ciclos de refrigeração.

como, por exemplo, o ar, os coeficientes de transferência de calor são baixos.

Conforme já exposto, este trabalho procura justamente estudar o coeficiente de transferência de calor do lado do ar, procurando compreender como variações geométricas no trocador de calor podem afetar o processo de transferência de calor do lado do ar. Alterações nos coeficientes de transferência de calor influenciam diretamente o coeficiente global de transferência de calor e, portanto, o desempenho do ciclo. Para tanto, uma discussão detalhada sobre o coeficiente global de transferência de calor e, em especial, a transferência de calor do lado do ar, é apresentada no Capítulo 2.

Com base nas discussões já realizadas, percebe-se que embora os trocadores de calor, evaporadores e condensadores, sejam componentes passivos, eles são de fundamental importância em sistemas frigoríficos. Devido às mais diversas finalidades de uso e à grande possibilidade de formas construtivas, há no mercado uma grande variedade de trocadores de calor. Na seção seguinte é feita uma apresentação dos tipos de trocadores de calor mais comuns, suas formas construtivas e suas classificações.

1.3 - Trocadores de Calor

Conforme já discutido, trocadores de calor são equipamentos importantes em ciclos frigoríficos, com enorme diversidade de formas construtivas. Esta seção classifica e apresenta as formas construtivas mais comuns destes equipamentos destinados a promover o processo de transferência de calor entre duas fontes de calor. Destaque especial é dado às serpentinas resfriadoras e desumidificadoras, já que este tipo de trocador de calor consiste no objetivo principal do trabalho.

Trocadores de calor são equipamentos que têm como objetivo realizar a transferência de calor de um meio quente para um frio, geralmente separados por uma parede metálica. Tal transferência ocorre, principalmente, por processos de condução e convecção.

Trocadores de calor apresentam uma ampla diversidade de formas construtivas, consequência direta das muitas finalidades de trabalho, razão pela qual

se faz necessário classifica-los. Há diversas maneiras de se classificar trocadores de calor, as quais variam segundo o autor, entre os quais pode-se citar: FRASS e ÔZISIK (1965); WALKER (1982); KAKAÇ, SHAH e BERGLES (1982) apud ÔZISIK (1990). A seguir, apresenta-se uma breve discussão de alguns itens de classificação de trocadores de calor, resumidos nos seguintes:

- configuração do escoamento
- tipo construtivo
- compacticidade

As três principais configurações de escoamento são as de correntes paralelas e contra corrente, Fig.1.4 e correntes cruzadas, Fig.1.5:

Figura 1.4 Configuração do escoamento. (a) correntes paralelas, (b) contra corrente

Figura 1.5 Escoamento em correntes cruzadas. (a) fluidos não misturados, (b) um fluido misturado e outro não

No escoamento em correntes paralelas, o fluido quente e o fluido frio entram na mesma extremidade, escoam na mesma direção e saem juntos na extremidade oposta do trocador de calor. No escoamento em contra corrente, os fluidos entram e saem em extremidades opostas. Em correntes cruzadas os fluidos quente e frio, normalmente, escoam em direções normais entre si, disposição em que os escoamentos podem ser misturados ou não, conforme Fig. 1.4.

A compacticidade de trocadores de calor é um parâmetro não muito bem definido. Autores, como KAYS e LONDON (1984), sugerem que trocadores de calor compactos são aqueles utilizados em escoamentos em que pelo menos um dos fluidos seja gás, pelo fato de sempre estarem acompanhados de uma grande densidade de área externa. Para SHAH (1981) apud BEJAN (1996), compacticidade é definida em termos da área total de transferência de calor por unidade de volume do trocador de calor, m^2/m^3 . Para o autor, trocador de calor é considerado compacto para valores superiores a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Embora estas definições pareçam distintas, na prática são semelhantes, pois densidades da ordem de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, de área externa, são utilizadas em escoamentos envolvendo gases, como proposto por KAYS e LONDON (1984). Este tipo de construção é essencial quando os fatores tamanho e massa são restrições importantes de projeto. Deve-se lembrar que este estudo trata de evaporadores utilizados no resfriamento de ar, portanto, pode-se adiantar que os trocadores de calor utilizados se enquadram na classificação de trocadores de calor compactos, seguindo classificação sugerida por KAYS e LONDON, uma vez que as serpentinas ensaiadas possuem densidades variando entre 200 e $600 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Há grande diversidade de formas construtivas de trocadores de calor compactos, dentre os quais podem ser citados quatro: os de placa, os placa aletada, os regenerativos e de tubos aletados, comumente denominados de serpentinas⁵, esta última consistindo no objetivo principal do trabalho. As serpentinas são geralmente constituídas de tubos cilíndricos ou chatos, em cuja superfície exterior são instaladas placas de metal ou aletas, como mostra a Fig. 1.6. Uma discussão a respeito destes

⁵ Para se obter mais informações sobre as características construtivas de trocadores de calor, bem como as condições de trabalho de cada uma delas, algumas fontes podem ser consultadas, tais como SHAH (1981) e FRASS (1989).

trocadores de calor é feita a seguir, para efeito de introdução ao presente estudo.

Figura 1.6 Geometrias de tubos aletados: (a) tubo chato com aleta de placa contínua; (b) tubo circular com aleta de placa contínua; (c) tubo circular aletado individualmente

1.4 - Serpentinhas Resfriadoras

Segundo KAKAÇ (1991), cerca de 60% dos trocadores de calor usados em aplicações industriais envolvem um processo de mudança de fase em pelo menos um dos fluidos. Tais equipamentos são chamados de evaporadores ou condensadores. Em evaporadores, o fluido refrigerante, no estado líquido, é vaporizado a uma baixa pressão e, portanto, a uma baixa temperatura, com o objetivo de receber calor de um espaço ou corpo. DOSSAT (1961) sugere a ocorrência de três tipos principais de evaporadores: de casco-tubo, de placas e as serpentinhas com aletas. Neste trabalho, serão discutidas apenas as serpentinhas, por ser pertinente ao objetivo proposto.

As serpentinas são equipamentos constituídos, geralmente, de tubos lisos⁶, em cuja superfície exterior são fixadas aletas de distintas configurações. Na grande maioria dos casos, os tubos são de seção circular ou achatados, enquanto as aletas apresentam uma larga variedade de formas, conforme Fig. 1.7. As formas mais comuns são as de placas lisas, onduladas e do tipo “louver”; no caso de aletas individuais, as anulares e quadradas são as mais comuns, Fig. 1.8.

Figura 1.7 Geometrias de aletas contínuas mais comuns

Uma característica das serpentinas com aletas é a compacticidade. Isto porque o uso das aletas aumenta significativamente a área de transferência de calor em relação ao volume do trocador de calor, conforme já discutido. As aletas são muito empregadas em associação com os gases, uma vez que estes se caracterizam por coeficientes de transferência de calor relativamente baixos quando comparados aos dos líquidos. Segundo WEBB (1993), este valor é cerca de 5 a 20 %. Portanto, uma forma de compensar tal deficiência é aumentar a área de troca de calor, através do aletamento.

⁶ Recentemente tem-se utilizado tubos com mecanismos internos de intensificação de transferência de calor. No Capítulo 4, uma comparação entre este tipo de tubo com o liso é realizada.

Figura 1.8 Geometrias com tubos aletados individualmente. (a) aleta circular; (b) aleta quadrada

Em refrigeração, as serpentinas são usadas tanto em evaporadores quanto em condensadores. No caso dos evaporadores, recebem o nome de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras, em virtude do processo de resfriamento do ar estar associado, em geral, a sua desumidificação. Neste estudo, o termo serpentina será usado para designar tais tipos de trocadores de calor.

CAPÍTULO 2 – CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE O DESEMPENHO TÉRMICO DE SERPENTINAS

Conforme exposto, os objetivos principais do trabalho abrangem três frentes de estudo: elaboração de um programa de simulação de serpentinas; determinação experimental das características e capacidades de serpentinas resfriadoras; e o estudo da transferência de calor do lado do ar, tendo como meta o levantamento bibliográfico das correlações existentes para os coeficientes de transferência de calor do lado do ar.

A partir de alguns modelos de simulação numérica de serpentinas encontrados na literatura, um foi escolhido como base para o desenvolvimento do modelo computacional, ainda que contando com algumas modificações. Dentre os modelos encontrados, apenas os mais significativos serão, sumariamente, apresentados e discutidos.

O levantamento bibliográfico referente ao estudo do coeficiente de transferência de calor do lado do ar centrou-se na busca de correlações com vistas a selecionar a mais adequada para a utilização no programa. A adequação de uma correlação particular será avaliada com base nos resultados experimentais.

A seção 2.1 apresenta os conceitos e fundamentos básicos relativos ao projeto e cálculo de trocadores de calor, de tal forma a localizar e justificar os objetivos propostos.

2.1 – Fundamentos

Projetos de trocadores de calor envolvem uma série de parâmetros, relacionados aos processos de transferência de calor e perda de carga. Tais parâmetros devem ser analisados e tratados de modo a obter o melhor desempenho possível, sem ignorar aspectos dimensionais e, principalmente, econômicos.

A seguir, são apresentados os parâmetros mais relevantes para a análise e o projeto de trocadores de calor compactos. Uma abordagem mais ampla relativa a este tipo de trocador de calor pode ser encontrada em KAYS e LONDON (1984).

2.1.1 – Coeficiente Global de Transferência de Calor

Na análise dos trocadores de calor, várias resistências térmicas estão envolvidas entre os fluidos quente e frio, constituindo o denominado coeficiente global de transferência de calor, U . Basicamente, o conjunto de resistências térmicas para serpentinas resfriadoras é composto por:

- resistência entre a superfície interna dos tubos e o fluido interno (convecção);
- resistência de condução pela parede do tubo;
- resistência de contato entre tubos e aletas;
- resistência entre a superfície externa do trocador de calor e o fluido externo (convecção).

Tais resistências podem ser associadas pela analogia de circuitos elétricos, conforme demonstra a Fig. 2.1.

Figura 2.1 Circuito elétrico análogo

A resistência térmica total pode ser expressa da seguinte forma:

$$R_{total} = \frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_i A_i h_i} + R_{cond} + R_{cont} + \frac{1}{\eta_e A_e h_e} \quad (2.1)$$

A resistência associada à condução (segunda parcela da Eq. (2.1)), corresponde à resistência oferecida pela parede do tubo, a qual, salvo aplicações restritas, é constituída de materiais metálicos, os quais apresentam como característica elevada condutividade térmica. Tal característica, associada a uma reduzida espessura de parede, implica num valor de resistência térmica muito baixo, podendo assim ser desprezado sem alterar significativamente o valor da resistência térmica global. Neste trabalho, tal resistência não é desprezada, mas está associada a uma resistência relativa ao metal, tubo e aletas, conforme se mostra no Capítulo 5.

A terceira parcela da Eq. 2.1 está associada a um possível contato superficial imperfeito entre as superfícies da aleta e do tubo, caracterizada por lacunas que, na maioria das vezes, são preenchidas por ar; são justamente tais lacunas que contribuem para a resistência de contato. Neste trabalho, a resistência térmica de contato será desprezada, uma vez que tal valor praticamente não tem nenhum efeito sobre a resistência térmica total. Informações mais detalhadas a respeito da resistência térmica de contato são encontradas em SHEFFIELD (1985-a) e SHEFFIELD (1985-b).

O termo η , da Eq.(2.1), é denominado de eficiência da superfície aletada e sempre está associado a possíveis aletamentos nas superfícies interna ou externa. Em superfícies internas, a presença de aletas é uma prática pouco usada, neste caso, a eficiência superficial assume o valor unitário, ainda que nos últimos anos o uso desta técnica tenha evoluído. Em superfícies externas, onde ocorre o escoamento de gases, o uso de aletas é prática obrigatória pois, como observado no Capítulo 1, uma característica intrínseca dos gases é o baixo coeficiente de transferência de calor. Sendo a eficiência de aletas um parâmetro importante na determinação da capacidade dos trocadores de calor, as próximas seções apresentam procedimentos para a determinação da eficiência da superfície aletada de serpentinas de tubo e aletas de placa contínua.

Com base na discussão realizada, pode-se afirmar que a resistência térmica total é composta, basicamente, pelas resistências térmicas associadas às superfícies externa e interna. O escoamento do fluido interno se caracteriza por valores elevados de coeficiente de transferência de calor, principalmente quando ocorre mudança de fase. O elevado coeficiente de transferência de calor está associado a uma reduzida resistência térmica, conseqüentemente, este valor não contribui de maneira significativa na resistência térmica total. Embora a determinação destes coeficientes não faça parte dos objetivos do trabalho, uma breve discussão, referente aos coeficientes do lado interno, utilizados para o desenvolvimento do programa, será apresentada.

Por outro lado, sabe-se que o coeficiente de transferência de calor do lado externo, no caso o ar, é muito baixo, o que gera valores elevados de resistência térmica. Estes valores são responsáveis pela resistência térmica total quase que em sua totalidade. Desta forma, o conhecimento do coeficiente de transferência de calor do lado do ar é de fundamental importância para projetos de trocadores de calor. Contudo, não são muitos os trabalhos que tratam deste assunto, conseqüência do pouco interesse, por parte dos fabricantes, pela divulgação de seus conhecimentos. Dentro deste âmbito, pretende-se realizar uma busca, dentro da literatura especializada, de correlações para os coeficientes de transferência de calor do lado do ar, bem como acerca do efeito de variáveis geométricas. Pretende-se, também, especular sobre uma possível correlação para o coeficiente de transferência de calor do lado do ar com base nos dados experimentais obtidos a partir desse estudo.

2.1.2 - Eficiência de Aletas

Em serpentinas resfriadoras de tubo e aletas, a eficiência das aletas é um parâmetro importante na determinação da capacidade dos trocadores de calor. Para a determinação da eficiência da aleta faz-se necessário saber se, além de transferência de calor, o processo de transferência de massa também está presente. Em serpentinas de tubo e aletas de placas contínuas é difícil avaliar a eficiência de aleta, em virtude da

complicada geometria. Neste caso, a eficiência pode ser determinada por dois métodos: de área circular equivalente e setorial. No primeiro método, de raio circular equivalente, a aleta tipo placa é dividida em regiões de influência dos tubos, onde cada região de influência é analisada como uma aleta circular de área equivalente, conforme Fig. 2.2:

Figura 2.2 Região de influência em aleta do tipo placa e seu respectivo raio circular equivalente

CHAPMAN e McMILLAN (1967) apresentam o rendimento da aleta circular de seção retangular em termos das funções de Bessel, Eq. (2.2), num estudo em que o efeito de transferência de massa não é considerado.

$$\eta = \frac{2re}{mL(Re q + re)} \zeta \quad (2.2)$$

onde:

$$\zeta = \frac{k_1(m re)I_1(m Re q) - I_1(m re)K_1(m Re q)}{k_0(m re)I_1(m Re q) - I_0(m re)K_1(m Re q)}$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_{ar}}{k_{aleta}ea}}$$

O segundo método, o setorial, consiste na divisão da aleta em pequenos

setores, Fig. 2.3, e na determinação da eficiência da aleta a partir dos referidos setores. Tal método apresenta certo grau de dificuldade e, segundo sugestão de WANG et al.(1997), a diferença para o de área circular equivalente é cerca de 2%.

Figura 2.3 Aleta dividida em pequenos pedaços para análise do método setorial

Portanto, em aplicações de engenharia, o método de cálculo da área circular equivalente é preferível ao método setorial devido a sua simplicidade e a uma precisão relativamente boa. Alguns autores como McQUISTON e PARKER (1988), THRELKELD (1970) e CHARTERS e THEERAKULPISUT (1989) propõem algumas soluções para a cálculo do raio circular equivalente. Estes raios são determinados com base na disposição dos tubos nas aletas, como ilustrados na Fig. 2.4. Com base nessas configurações, determinam-se os raios do círculo equivalente, representados pelas equações apresentadas na Tabela 2.1.

CHARTERS e THEERAKULPISUT (1989) analisaram a eficiência da aleta anular da mesma forma que CHAPMAN e McMILLAN (1967), mas propõem uma modificação. Esta modificação consiste em substituir as funções de Bessel por polinômios, cujo intuito é simplificar o cálculo por computador, ainda que, com o advento do avanço tecnológico da informática, tais simplificações deixam de ser

significativas.

Figura 2.4 Raio do círculo equivalente: (A) arranjo retangular; (B) arranjo hexagonal; (C) arranjo circular

McQUISTON (1975) apresenta uma proposta simples de cálculo de eficiência de aleta, com processo simultâneo de transferência de calor e massa. Em seu estudo, McQUISTON (1975) mostra que o processo de desumidificação do ar degrada a eficiência da aleta. Em situações normais de trabalho, a queda da eficiência de aleta para superfícies úmidas é cerca de 8% em relação às condições de superfície seca. THRELKELD (1970) também propõe um estudo da eficiência de aletas quando ocorrem processos simultâneos de transferência de calor e massa.

Tabela 2.1 Equações para determinação do raio circular equivalente

AUTOR	RAIO CIRCULAR EQUIVALENTE
<u>McQUISTON et. al (1988)</u>	<p>* Para arranjo retangular, Fig. 2.2 – A</p> $\frac{Re\,q}{re} = 1.28\psi(\beta - 0.2)^{1/2} \quad (2.3)$ <p>* Para arranjo hexagonal, Fig. 2.2 – B</p> $\frac{Re\,q}{re} = 1.27\psi(\beta - 0.3)^{1/2} \quad (2.4)$ <p>onde:</p> $\psi = \frac{m}{re}, \quad \beta = \frac{L}{m} \quad \text{e} \quad m = \sqrt{\frac{2h_{ar}}{k_{aletae}ea}}$
<u>CHARTERS et. al (1989)</u>	<p>* Para arranjo retangular, Fig. 2.2 – A</p> $Re\,q = \frac{Sl}{2\sqrt{\pi}} \quad (2.5)$ <p>* Para arranjo hexagonal, Fig. 2.2 – B</p> $Re\,q = \sqrt{\frac{L(3\sqrt{3})}{2\pi}} \quad (2.6)$
<u>THRELKELD (1970)</u>	<p>* Para arranjo circular, Fig. 2.2 – C</p> $Re\,q = \sqrt{\frac{Sl\,Sl}{\pi}} \quad (2.7)$

2.1.3 – Coeficiente de Transferência de Calor no Lado do Refrigerante

Conforme mencionado, a resistência térmica do fluido refrigerante mais a resistência oferecida pelo lado do ar correspondem, sozinhas, à quase totalidade da resistência térmica global. Desta forma, a determinação dos coeficientes de transferência de calor do lado do fluido refrigerante são de grande importância na análise e projeto de trocadores de calor. Embora a determinação de coeficientes de transferência de calor do lado do fluido refrigerante não seja o objetivo principal do estudo, a determinação destes coeficientes é de fundamental importância na elaboração do programa de simulação. Portanto, a seguir, é apresentada uma análise sumária de algumas correlações utilizadas no desenvolvimento do programa de simulação, cada qual com uma determinada finalidade: a equação de DITTUS-BOELTER, utilizada nas regiões de escoamento de vapor superaquecido; a equação de Bo-PIERRE, destinada à região de evaporação do refrigerante.

Para o escoamento interno de fluido refrigerante em mudança de fase, há diversas correlações para a determinação do coeficiente de transferência de calor do lado do fluido refrigerante. A maioria destas correlações fornece valores locais do coeficiente de transferência de calor, isto porque tal coeficiente sofre grandes alterações durante o processo de evaporação

Mesmo com grande variação no coeficiente de transferência de calor, existem correlações que expressam valores médios para o evaporador. Uma referência adequada a respeito das principais correlações de transferência de calor do lado do fluido refrigerante disponíveis na literatura, é encontrada no trabalho de BANDARRA (1997).

Para fins de elaboração do programa de simulação de serpentinas resfriadoras, as correlações de Pierre (1956) apud BANDARRA (1997), e a de DITTUS-BOELTER (1930) apud INCROPERA (1992), são as de maior interesse visto que apresentam maior simplicidade de cálculo. As correlações de Pierre (1956) são utilizadas em situações em que o fluido refrigerante se evapora em escoamento bifásico. Tais correlações foram determinadas a partir de um banco de dados, portanto são empíricas e válidas para os refrigerantes R-12 e R-22.

As correlações propostas por PIERRE (1956) têm duas versões: a primeira é válida para situações em que o refrigerante sofre evaporação incompleta, onde o fluido refrigerante deixa a serpentina com título 0.9; a segunda é empregada para evaporação completa, ou seja, é aplicável em situações em que o refrigerante deixa o evaporador com 6° C de superaquecimento, assim têm-se:

- *para evaporação incompleta* - $x_{saída} < 0.9$

$$10^9 < Re_{LO}^2 Kf < 0.7 \cdot 10^{12}$$

$$h_h = 0.0009 \frac{k_l}{di} (Re_{LO}^2 Kf) \quad (2.8)$$

- *para evaporação completa* - (6° C de superaquecimento na saída do evaporador)

$$10^9 < Re_{LO}^2 Kf < 0.7 \cdot 10^{12}$$

$$h_h = 0.0082 \frac{k_l}{di} (Re_{LO}^2 Kf) \quad (2.9)$$

onde:

$$Kf = \left(\frac{ilv \Delta x}{L g} \right)$$

Deve-se observar que o número de Reynolds bifásico está referido à mistura, líquido e vapor, escoando como se fosse somente líquido. O termo g , constante gravitacional, foi introduzido para adimensionalizar do termo Kf .

Por outro lado, a correlação de DITTUS-BOELTER (1930) pode ser aplicada a escoamentos monofásicos, tanto em situações de resfriamento como de aquecimento. Tais situações são incorporadas através do expoente n do número de Prandtl,

$$h_{sup} = 0.023 \frac{kv}{di} Re^{0.8} Pr^n \quad (2.10)$$

$$n \begin{cases} 0.4 & \text{para aquecimento} \\ 0.3 & \text{para resfriamento} \end{cases}$$

2.2 – Coeficientes do Lado do Ar

Devido à complexidade geométrica das serpentinas, torna-se extremamente difícil determinar, a partir de modelos analíticos, os coeficientes de transferência de calor e de atrito do lado do ar, razão pela qual é necessário recorrer a procedimentos empíricos para sua determinação. Embora o emprego dessas correlações pareça simples, deve-se tomar cuidado com sua aplicação, uma vez que elas são determinadas para certas condições operacionais e características geométricas. Nessa perspectiva, esta seção analisa diferentes correlações, e estuda os efeitos das características geométricas e superficiais da serpentina sobre os coeficientes de transferência de calor e atrito do lado do ar.

Os resultados experimentais envolvendo o lado do ar são bem correlacionadas pelo fator de Colburn, definido como:

$$j = \frac{h}{G \cdot c_p} \text{Pr}^{2/3} \quad (2.11)$$

de forma que:

$$j = f(\text{Re})$$

Tais equações, em função do número de Reynolds assumem uma forma relativamente simples:

$$j = C_1 \text{Re}^{C_2} \quad (2.12)$$

onde:

C_1 e C_2 = constantes obtidas experimentalmente

Características de transferência de calor do lado do ar em serpentinas são geralmente apresentadas em gráficos como o da Fig. 2.5, em que os resultados experimentais são correlacionados de forma excelente por equações do tipo da Eq. (2.12).

Figura 2.5 Fator de Colburn versus número de Reynolds para trocadores de calor compactos

O número de Reynolds é expresso pela seguinte equação:

$$Re = \frac{G d_{carac}}{\mu} \quad (2.13)$$

É importante lembrar que a dimensão característica, d_{carac} , pode apresentar definições distintas, dependendo do autor. A velocidade mássica, G , é avaliada em termos da área mínima de escoamento da serpentina. A definição de parâmetros geométricos, tais como a área mínima de escoamento, pode ser encontrada no ANEXO A.

2.2.1 – Análise dos Trabalhos Publicados na Literatura

Este estudo, que buscou na literatura informações sobre processo de transferência de calor do lado do ar, limita-se a serpentinas de tubo circular e aletas contínuas de placa plana, embora sejam encontradas aletas das mais variadas formas. Não obstante, nesta seção, além de apresentar as correlações encontradas, discute-se o efeito de alguns parâmetros geométricos sobre o desempenho do coeficiente de transferência de calor. As principais variáveis geométricas estudadas são: espaçamento das aletas e número de fileiras de tubos em profundidade. Outro parâmetro de interesse para estudo do coeficiente de transferência de calor é a influência das condições superficiais, ou seja, evaporadores com superfície úmida ou seca. Assim sendo, as informações sobre os coeficientes de transferência de calor do lado do ar encontram-se divididas em três seções: estudos envolvendo superfícies seca e úmida; efeito do espaçamento de aletas; efeito do número de fileira de tubos em profundidade.

Alguns dos autores pesquisados também estudaram o efeito de atrito entre a superfície da serpentina e o ar em movimento, denominado de coeficiente de atrito. Tais estudos foram realizados nas mesmas situações descritas acima, ou seja, o comportamento deste coeficiente, sob o efeito de condições superficiais, espaçamento entre aletas e número de fileiras de tubos. Como este assunto não faz parte do escopo do estudo em questão, este é tratado apenas através de alguns comentários e pela apresentação das correlações encontradas.

Precedendo à análise de todos os trabalhos a serem discutidos, são apresentadas as Tabelas 2.2 e 2.3, as quais consistem de um sumário das correlações pesquisadas. A Tabela 2.2 concentra todas as correlações pesquisadas e analisadas, assim como as condições de validade, já a Tabela 2.3 apresenta as correlações para a determinação do fator de atrito. Tais tabelas são expostas a seguir.

Tabela 2.2 Correlações de transferência de calor do lado do ar

<p><u>RICH (1973)</u></p> $j = 0.195 Re_{sl}^{-0.35}$ $Re_{sl} = \frac{G Sl}{\mu}$	<p><i>Superfície seca</i> 4 fileiras de tubos alternados $118 < \text{aleta/metro} < 778$ $1.016 < v_{face} < 9.144 \text{ m/s}$ $de = 13.33 \text{ mm}$ $Sl = 31.75 \text{ mm}$ $St = 27.509 \text{ mm}$</p>	(2.32)
<p><u>McQUISTON (1978)</u></p> <p>Para superfície seca</p> $JP = Re_{de}^{-0.4} \left(\frac{A_t}{A_{tubo}} \right)^{-0.15}$ $j = 0.0014 + 0.2618 JP$ <p>para filme de condensado</p> $J(s) = [0.95 + 4.0 \cdot 10^{-5} Re_{esa}^{1.25}] F_{esa}^{-2}$ $j = 0.0014 + 0.2618 (JP) J(s)$ <p>para gotas de condensado</p> $J(s) = [0.8 + 4 \cdot 10^{-5} Re_{esa}^{1.25}] F_{esa}^{-1}$ $j = 0.0014 + 0.2618 (JP) J(s)$ <p>onde:</p> $Re_{de} = \frac{G de}{\mu}, Re_{esa} = \frac{G esa}{\mu} \text{ e } F_{esa} = \frac{esa}{esa - ea}$	<p>4 fileiras de tubos alternados $de = 9.525 - 15.88 \text{ mm}$; $25.4 - 50.8 \text{ mm}$; $157.5 < \text{aletas/metro} < 1551$; $ea = 0.152 - 0.254 \text{ mm}$; $60.96 < v_{face} < 243.8 \text{ m/min}$;</p>	<p>(2.16)</p> <p>(2.18)</p> <p>(2.22)</p> <p>(2.25)</p> <p>(2.23)</p> <p>(2.25)</p>
<p><u>ELMAHDY et. al (1979)</u></p> $j = C_1 Re_{dh}^{-C_2}$ <p>onde:</p> $C_1 = 0.159 \left(\frac{ea}{f_h} \right)^{0.141} \left(\frac{Dh}{ea} \right)^{0.065}$ $C_2 = 0.323 \left(\frac{ea}{La} \right)^{0.049} \left(\frac{esal}{ea} \right)^{0.077}$ $f_h = 0.5 (da - de)$	<p><i>Superfície seca</i> 4 ou mais fileiras de tubos em quicôncio; aleta circulares ou plana contínua; $200 < Re < 2000$; $3 < Dh/ea < 33$ $0.01 < ea/f_h < 0.45$ $0.87 < da/Sl < 1.27$ $2.0 < esal/ea < 25.0$ $0.76 < da/St < 1.4$ $0.37 < de/da < 0.85$ $0.35 < \sigma < 0.62$</p>	(2.36)

CONTINUAÇÃO TABELA 2.2

GRAY e WEBB (1986)	<i>Superfície seca</i>																
$j_4 = 0.14 Re_{de}^{-0.328} \left(\frac{St}{Sl} \right)^{-0.502} \left(\frac{esal}{de} \right)^{0.031}$	Para $n \geq 4$;	(2.38)															
$\frac{jn}{j_4} = 0.991 \left(2.24 Re_{de}^{-0.092} \left(\frac{n}{4} \right)^{-0.031} \right)^{0.607(4-n)}$	Para $n < 4$.	(2.39)															
TURAGA et. al (1988)	4 a 8 fileiras de tubos em quicôncio; aleta de placa plana contínua; $11 < A_t/A_p < 50$; $12 < esa/ea < 22$ $20 < A_t/A_i < 50$ $300 < Re_{dh} < 1500$	(2.26)															
para superfície seca:																	
$j = 0.053 \left(\frac{A_t}{A_p} \right)^{-0.24} Re_{dh}^{-0.18}$																	
para superfície úmida:		(2.27)															
$j = 0.04 \left(\frac{A_t}{A_p} \right)^{0.23} \left(\frac{esa}{ea} \right)^{1.15} Re_{dh}^{-0.75}$																	
onde:																	
$Re_{dh} = \frac{G dh}{\mu}$																	
CHEN et. al (1988)	<i>Superfície seca</i>	(2.34)															
$Nu = C Re^m Pr^{0.4}$																	
<table><tr><td>ea/de</td><td>0.084</td><td>0.156</td><td>0.228</td><td>0.30</td></tr><tr><td>C</td><td>1.05</td><td>0.49</td><td>0.23</td><td>0.20</td></tr><tr><td>m</td><td>0.47</td><td>0.56</td><td>0.65</td><td>0.67</td></tr></table>	ea/de	0.084	0.156	0.228	0.30	C	1.05	0.49	0.23	0.20	m	0.47	0.56	0.65	0.67		
ea/de	0.084	0.156	0.228	0.30													
C	1.05	0.49	0.23	0.20													
m	0.47	0.56	0.65	0.67													
WANG et. al (1996)	<i>Superfície seca</i> 2 a 6 fileiras de tubos alternados $800 < Re < 7500$ $dc = 10.23\text{mm}$ $Sl = 22\text{ mm}$ $St = 25.4\text{ mm}$ $0.13 < ea < 0.20$ $1.77 < esa < 3.21$	(2.28)															
$j = 0.394 Re_{dc}^{-0.392} \left(\frac{ea}{dc} \right)^{-0.0449} n^{-0.0897} \left(\frac{esa}{dc} \right)^{-0.212}$																	
onde:																	
$Re_{dc} = \frac{G dc}{\mu}$																	
$dc = de + 2 ea$																	

CONTINUAÇÃO TABELA 2.2

<p>WANG et. Al (1997)</p> $j = \begin{cases} j_4 = 0.29776 Re_{dc}^{-0.364} \left(\frac{A_t}{A_{tubo}} \right)^{-0.168} \\ j = 0.4 Re_{dc}^{-0.468+0.04076 Nt} \left(\frac{A_t}{A_{tubo}} \right)^{0.159} n^{-1.261} \end{cases}$	<p><i>Superfície úmida</i> 2 a 6 fileiras de tubos alternados 300 < Re < 5500 dc = 10.23mm Sl = 22 mm St = 25.4 mm ea = 0.13 1.82 < esa < 3.20</p>	(2.30)
--	--	--------

Tabela 2.3 - Correlações do fator de atrito do lado do ar

<p>RICH (1973)</p> $f = 1.70 Re_{Sl}^{-0.5}$ $Re_{Sl} = \frac{G Sl}{\mu}$	<p>4 fileiras de tubos alternados 118 < aleta/metro < 551 1.016 < v_{face} < 9.144 m/s de = 13.33 mm Sl = 31.75 mm St = 27.509 mm</p>	(2.33)
<p>McQUISTON (1978)</p> <p>Para superfície seca</p> $FP = Re_{de}^{-0.25} \left(\frac{re}{r^*} \right) \left(\frac{(St - 2re)esa}{4(1 - esa ea)} \right)^{-0.4} \left(\frac{Sl}{2r^*} - 1 \right)^{-0.5}$ $f = 4.904 \cdot 10^{-3} + 1.382 (FP)^2$ <p>para filme de condensado</p> $F(s) = \left[0.6 + Re_{esa}^{-0.15} \right] F_{esa}^{-3}$ $f = 4.904 \cdot 10^{-3} + 1.382 (FP F(s))^2$ <p>para gotas de condensado</p> $F(s) = \left[0.325 + Re_{esa}^{-0.05} \right] F_{esa}^{-3}$ $f = 4.904 \cdot 10^{-3} + 1.382 (FP F(s))^2$ <p>onde:</p> $Re_{de} = \frac{G de}{\mu}, Re_{esa} = \frac{G esa}{\mu}$ $F_{esa} = \frac{esa}{esa - ea}, \frac{r^*}{re} = \frac{A_t/A_s}{(St - 2re)esa + 1}$	<p>4 fileiras de tubos alternados de = 9.525 - 15.88 mm ; 25.4 - 50.8 mm; 157.5 < aletas/metro < 1551; ea = 0.152 - 0.254 mm; 60.96 < v_{face} < 243.8 m/min;</p>	

CONTINUAÇÃO TABELA 2.2

<p><u>TURAGA et. al (1988)</u></p> <p>para superfície seca:</p> $f_{\text{seca}} = 0.589 \left(\frac{A_t}{A_p} \right)^{-0.28} Re_{dh}^{-0.27}$ <p>para superfície úmida:</p> $f_{\text{úmida}} = 0.325 \left(\frac{A_t}{A_p} \right)^{-0.01} \left(\frac{esa}{ea} \right)^{0.4} Re_{dh}^{-0.41}$ <p>onde:</p> $Re_{dh} = \frac{G dh}{\mu}$	<p>4 a 8 fileiras de tubos em quicôncio; aleta de placa plana contínua; $11 < A_t/A_p < 50$; $12 < esa/ea < 22$ $20 < A_t/A_i < 50$ $300 < Re_{dh} < 1500$</p>	
<p><u>WANG et. al (1996)</u></p> $f = 1.039 Re_{dc}^{-0.418} \left(\frac{ea}{dc} \right)^{-0.104} n^{-0.0935} \left(\frac{esa}{dc} \right)^{-0.197}$ <p>onde:</p> $dc = de + 2 ea$	<p>2 a 6 fileiras de tubos alternados $800 < Re < 7500$ $dc = 10.23 \text{ mm}$ $SI = 22 \text{ mm}$ $St = 25.4 \text{ mm}$ $0.13 < ea < 0.20$ $1.77 < esa < 3.21$</p>	(2.29)
<p><u>WANG et. al (1997)</u></p> $f = 28.209 Re_{dc}^{-0.5653} n^{-0.1026} \left(\frac{esa}{dc} \right)^{-1.3405} \left(\frac{A_t}{A_{tubo}} \right)^{-1.3343}$	<p>2 a 6 fileiras de tubos alternados $300 < Re < 5500$ $dc = 10.23 \text{ mm}$ $SI = 22 \text{ mm}$ $St = 25.4 \text{ mm}$ $1.82 < esa < 3.20$</p>	(2.31)

- ***Estudos Envolvendo Superfícies Seca e Úmida***

McQUISTON (1978-b) relatou um estudo combinado de transferência de calor, massa e quantidade de movimento em serpentinas de tubos e aletas de placas, com superfícies seca e úmida (película e gotas). O objetivo principal consistiu em correlacionar os fatores j -Colburn e o fator de atrito (f) sob o efeito de transferência de massa, a partir da relação com os respectivos fatores para serpentina seca. Como fonte de dados para análise, McQuiston utilizou um banco composto de seu próprio trabalho (McQUISTON, 1978-a), além dos resultados de outros pesquisadores, como KAYS e LONDON (1964) e RICH (1973). Segundo o autor, o tradicional método de apresentar os fatores j e f em termo do número de Reynolds não é adequado para correlacionar os resultados experimentais para serpentinas, especialmente quando está envolvido o mecanismo de transferência de massa, ou seja, com superfície úmida. De acordo com McQuiston, há dois parâmetros predominantes no fator j -Colburn:

- o número de Reynolds, baseado no diâmetro externo do tubo e na velocidade mássica através da área de escoamento mínima,

$$Re_{de} = \frac{G_{de}}{\mu} \quad (2.14)$$

- a razão entre a área externa total e a área da superfície externa sem a presença das aletas,

$$\frac{A_t}{A_{tubo}} = \frac{4}{\pi} \frac{S_l}{Dh} \frac{S_t}{de} \sigma \quad (2.15)$$

O número de Reynolds e a razão entre áreas definidos na Eq. (2.15) são usados para expressar o fator j -Colburn. Assim, um novo parâmetro, JP, que envolve os dois parâmetros citados, foi introduzido, definido como:

$$JP = Re_{de}^m \left(\frac{A_t}{A_{tubo}} \right)^n \quad (2.16)$$

onde:

$$m = -0.4$$

$$n = -0.15$$

$$JP = Re_{de}^{-0.4} \left(\frac{A_t}{A_{tubo}} \right)^{-0.15} \quad (2.17)$$

Os expoentes foram determinados por uma simples regressão dos resultados experimentais disponíveis, para uma faixa de Reynolds variando entre 100 e 4.000. Os valores encontrados não são significativamente afetados pela geometria, razão pela qual estes valores são admitidos constantes, independentes das dimensões geométricas das serpentinas. A análise dos dados para superfície seca resultou na seguinte equação para o fator de Colburn.

$$j = 0.0014 + 0.2618(JP) \quad (2.18)$$

Em condições de superfície úmida, o espaçamento, o passo das aletas e a espessura das aletas são os parâmetros geométricos que mais influenciam o fator de Colburn e o número de Reynolds. Por esta razão, McQuiston introduziu outro parâmetro, $J(s)$, que incorpora o número de Reynolds referido ao espaçamento das aletas e a razão entre este espaçamento e a distância entre aletas,

$$J(s) = \left(a + b Re_{esa}^c \right) F_{esa}^d \quad (2.19)$$

onde

$$Re_{esa} = \frac{G_{esa}}{\mu} \quad (2.20)$$

$$F_{esa} = \frac{esa}{esa - ea} \quad (2.21)$$

As constantes e expoentes da função $J(s)$ foram obtidos por regressão dos resultados experimentais, com formação de película e gotas de condensado na superfície. As funções sugeridas de $J(s)$ são:

para filme de condensado:

$$J(s) = \left[0.95 + 4.0 \cdot 10^{-5} Re_{esa}^{1.25} \right] F_{esa}^{-2} \quad (2.22)$$

para gotas de condensado:

$$J(s) = \left[0.8 + 4 \cdot 10^{-5} Re_{esa}^{1.25} \right] F_{esa}^{-1} \quad (2.23)$$

Sendo o objetivo do estudo correlacionar equações de transferência de calor para superfícies seca e úmida, McQuiston definiu o fator Colburn em função de parâmetros relativos à superfície seca e úmida, (JP) e $J(s)$ respectivamente.

$$j_{umido} = f[(JP)J(s)] \quad (2.24)$$

A correlação proposta por McQuiston para condições de superfície úmida foi a seguinte:

$$j = 0.0014 + 0.2618(JP)J(s) \quad (2.25)$$

Desta forma, foi possível determinar j tanto para superfícies secas quanto úmidas. Quando as condições da serpentina forem de superfície seca, o termo $J(s)$ definido para superfície úmida torna-se igual a um, condição em que a Eq. (2.25) assume a forma da Eq.(2.18) para superfície seca.

Observações realizadas por McQuiston revelaram que para números de Reynolds reduzidos praticamente não existe discordância entre os resultados obtidos para superfície seca e úmida (filme e gotas de condensado). Com a elevação do

Reynolds, McQuiston notou um acréscimo no valor do fator j para superfície úmida, ao passo que este valor diminuía para superfície seca. Embora existisse uma certa concordância entre o comportamento das superfícies com filme e gotas de condensado, o autor pode verificar uma maior tendência de elevação no valor j para superfície sob a ação de gotas de condensado. Esta tendência foi justificada, através da hipótese de que as gotas aumentariam a turbulência no escoamento do ar, causando maior mistura do ar e intensificação do processo de transferência de calor.

O comportamento dos fatores de Colburn apresentados na figura 2.6 representam satisfatoriamente as observações feitas por McQuiston. Tal comportamento foi obtido por intermédio das correlações propostas pelo referido autor aplicadas à serpentina ensaiada no presente trabalho e designada por MODELO I (ver ANEXO B).

Figura 2.6 Comportamento das correlações propostas por McQUISTON (1978) para superfícies seca e úmida (filme e gotas). Geometria do MODELO I

Desta forma, fica claro que para números de Reynolds reduzidos existe uma relativa concordância nos valores de j para todas as condições superficiais, o que não é verificado para altos Reynolds, onde o valor do fator de Colburn, para superfície úmida, se eleva, contrariamente ao que se refere no caso da superfície seca.

McQuiston também propôs correlações para fatores de atrito, tanto para superfícies secas quanto úmidas, sendo seus resultados apresentados na Tabela 2.3.

TURAGA et al. (1988) desenvolveram correlações para a transferência de calor e atrito em serpentinas resfriadoras e desumidificadoras. Tais correlações foram desenvolvidas por regressão a partir de resultados experimentais extraídos de um banco de dados desenvolvido por TURAGA et al. (1986). Em seu trabalho experimental, TURAGA et al. realizaram ensaios em 10 serpentinas sob condições de superfícies seca e úmida. Estas geometrias envolveram a evaporação completa do refrigerante R-22 para efeito de refrigeração. O refrigerante apresentava uma concentração de 2% em massa de óleo lubrificante dissolvido.

As correlações desenvolvidas por TURAGA et al. (1988) são expressas em termos de grupos adimensionais envolvendo parâmetros geométricos da serpentina e o número de Reynolds correspondente ao escoamento do ar, referido ao diâmetro hidráulico. Seguindo o mesmo raciocínio de McQUISTON (1978-b), TURAGA et al. expressaram os coeficientes de transferência de calor e de atrito de superfície úmida em função de fatores determinados para superfície seca. As correlações resultantes foram as seguintes:

- para superfície seca:

$$j = 0.053 \left(\frac{A_t}{A_p} \right)^{-0.27} \text{Re}_{dh}^{-0.18} \quad (2.26)$$

- para superfície úmida:

$$j = 0.04 \left(\frac{A_p}{A_t} \right)^{0.23} \left(\frac{esa}{ea} \right)^{1.15} \text{Re}_{dh}^{-0.75} \quad (2.27)$$

Por estas correlações, pode-se perceber que os coeficientes numéricos das correlações para os coeficientes de transferência de calor são mais sensíveis em relação a alguns parâmetros. Assim, para superfície seca, a razão entre as áreas total e primária, A_t/A_p , é mais significativa; para a superfície úmida, o termo mais significativo é a razão entre o espaçamento e espessura da aleta, esa/ea . Para superfície seca, um aumento na densidade de aletas, mantendo os demais parâmetros geométricos constantes, reduz o fator de Colburn, pois aumenta a razão entre áreas. No entanto, tal redução é compensada pelo aumento da área total de troca de calor. Em superfície úmida, assim como na seca, o aumento da densidade das aletas reduz o fator de Colburn, embora tal fato ocorra de uma forma mais acentuada, uma vez que é mais sensível ao termo (esa/ea) do que (A_t/A_p) . Tal comportamento pode ser verificado como o auxílio da Fig.2.7, onde as correlações de Turaga et al foram aplicadas a serpentinas com características geométricas semelhantes às do MODELO I, com exceção do espaçamento entre aletas que foi igual a 4 e 10 mm.

Figura 2.7 Comportamento das correlações de TURAGA et al (1988), para superfície seca e úmida com espaçamento entre aletas de 4 e 10 mm, MODELO I

Verifica-se na Fig. 2.7 que, tanto em superfície seca quanto em úmida, há a elevação de j com a redução na densidade de aletas. Tal comportamento é mais significativo para superfície úmida, como observado por Turaga et al.

WANG et al. (1996) propuseram correlações para os coeficientes de transferência de calor e atrito para serpentinas resfriadoras, sob condições de superfície seca. Tais correlações foram obtidas a partir de ensaios realizados com 15 serpentinas, caracterizadas por diferentes parâmetros geométricos. Os resultados dos ensaios foram apresentados em termos do número de Reynolds. A dimensão característica adotada para o número de Reynolds foi o diâmetro do colarinho, ou seja, o diâmetro do tubo mais a espessura da aleta. Para determinação dos coeficientes, os autores utilizaram o método ε -NUT para escoamento cruzado com ambos escoamentos sem mistura.

WANG et al. obtiveram resultados semelhantes aos de RICH (1975) e RICH (1973) para o fatores de Colburn e de atrito. Em relação ao fator de atrito, foi demonstrado que este não depende do número de fileiras de tubos. Com relação ao fator j , Wang et al. verificaram que para baixos números de Reynolds, $Re_{dc} < 2.000$, j diminui com o aumento no número de fileiras de tubos; para altos Reynolds, $Re_{dc} > 2.000$, praticamente não se verificou efeito algum. Wang et al. também verificaram que o espaçamento de aletas não influencia significativamente o desempenho do coeficiente de transferência de calor.

A partir de regressões, WANG et al. obtiveram as seguintes correlações:

$$j = 0.394 Re_{dc}^{-0.392} \left(\frac{ea}{dc} \right)^{-0.0449} n^{-0.0897} \left(\frac{esa}{dc} \right)^{-0.212} \quad (2.28)$$

$$f = 1.039 Re_{dc}^{-0.418} \left(\frac{ea}{dc} \right)^{-0.104} n^{-0.0935} \left(\frac{esa}{dc} \right)^{-0.197} \quad (2.29)$$

onde:

$$dc = de + 2 ea \text{ [mm]}$$

Em uma pesquisa posterior, WANG et al. (1997) realizaram estudos com 9 serpentinas, sob condições de desumidificação. Deste estudo, resultou a proposição de correlações para os coeficientes de transferência de calor e atrito, além da análise dos efeitos de parâmetros geométricos. O método de redução de dados, segundo os autores, foi baseado no modelo proposto por THRELKELD (1970). Tal modelo está calcado no potencial entálpico como consequência do mecanismo de transferência simultânea de calor e massa, ao invés de um potencial de temperaturas, que é o método normalmente aplicado em situações em que esteja ocorrendo somente processo de transferência de calor, fato que ocorre para o caso de superfície seca. Os fatores de Colburn e de atrito foram apresentados em função do número de Reynolds, tendo o diâmetro do colarinho como dimensão característica.

$$j = \begin{cases} j_4 = 0.29773 \text{Re}_{dc}^{-0.364} \left(\frac{A_t}{A_{tubo}} \right)^{-0.168} \\ j = 0.4 \text{Re}_{dc}^{-0.468+0.04076n} \left(\frac{A_t}{A_{tubo}} \right)^{0.159} n^{-1.261} \end{cases} \quad (2.30)$$

$$f = 28.209 \text{Re}_{dc}^{-0.5653} n^{-0.1026} \left(\frac{esa}{dc} \right)^{-1.3405} \left(\frac{A_t}{A_{tubo}} \right)^{-1.3343} \quad (2.31)$$

Observando as correlações propostas por WANG et al. (1997), equações (2.30) e (2.31), resumidas nas Tabelas 2.1 e 2.2, é possível perceber certas semelhanças com as correlações propostas por McQUISTON (1978-b), tais como a razão entre as áreas externa total da serpentina e a externa dos tubos.

Os ensaios de WANG et al (1997) foram realizados para duas condições diferentes de entrada do ar, correspondendo a umidades relativas de 50% e 60%. Para estas condições, os autores mostraram que o coeficiente de atrito é independente da condição de entrada do ar, mas, quando comparados à superfície seca, este apresentou um aumento médio de cerca de 90%.

YOSHII et al. (1971) obtiveram resultados semelhantes para aletas corrugadas. Como em superfície seca, o fator de atrito é independente do número de fileiras de tubos. Os coeficientes de transferência de calor, para superfícies seca e úmida, não apresentaram diferença significativa, a não ser a baixos números de Reynolds. Neste caso, é nítida a variação do fator de Colburn com o número de fileiras. O comportamento verificado é semelhante ao encontrado por RICH (1975), ou seja, um aumento no número de fileiras de tubos implica em uma diminuição no fator j , ainda que tal processo seja mais pronunciado em superfícies secas. Os autores atribuíram a pequena variação do fator de Colburn em superfícies úmidas a um provável aumento na turbulência do escoamento e a um adiantamento no descolamento dos vórtices localizados nas esteiras dos tubos, provocado pela camada do condensado na superfície da serpentina.

YOSHII et al. (1971) realizaram estudos dos efeitos do condensado, na forma de gotas, na transferência de calor em serpentinas resfriadoras de tubos e aletas de placas corrugadas, dispostos em quicôncio e em linha. Os autores verificaram que os coeficientes de transferência de calor para as serpentinas dispostas em quicôncio apresentavam, em média, valores 60% maiores que aqueles para tubos dispostos em linha. Tanto nas disposições em linha como em quicôncio, os coeficientes de transferência de calor para superfície úmida eram maiores do que os obtidos para superfície seca.

• *Efeito do Espaçamento de Aletas*

RICH (1973) ensaiou serpentinas com o intuito de estudar o efeito do espaçamento de aletas no seu desempenho, caracterizado pelos efeitos de transferência de calor e atrito, razão pela qual seus resultados envolveram apenas variações na densidade de aletas, mantendo todos os outros parâmetros geométricos constantes. Os testes foram realizados em oito serpentinas e em um feixe de tubos (serpentinas sem aletas), todos com o mesmo número de fileiras de tubos. Os resultados dos ensaios de transferência de calor foram expressos em termos do fator

de Colburn como função do número de Reynolds referido inicialmente ao diâmetro hidráulico, sendo posteriormente substituído pela distância longitudinal entre tubos. O autor justifica tal mudança pelo fato do diâmetro hidráulico ser apropriado somente para escoamentos com camada limite completamente desenvolvida.

Rich admite que a perda de carga total é constituída de dois componentes: uma relativa ao arrasto de forma, devido à presença dos tubos; outra de atrito com as aletas. Assim, o autor determina o fator de atrito das aletas a partir da diferença entre a perda de carga total referida à serpentina ensaiada e a perda de carga referida a um feixe de tubos de características geométricas semelhantes. O comportamento do fator de atrito mostrou ser independente da densidade de aletas para uma faixa de 118 a 551 aletas por metro. Para densidade de aletas superior a 551 aletas por metro e baixos números de Reynolds, verifica-se alguma dispersão dos dados. Segundo o autor, este fato pode ser indicativo da existência de um padrão de escoamento laminar desenvolvido entre as fileiras de tubos, resultante do pequeno espaçamento entre aletas. CHEN et al. (1988), utilizando-se de técnicas de visualização, fortalecem a hipótese de Rich, mostrando que densidades de aleta elevadas tendem a uniformizar o escoamento, reduzindo e, até mesmo, eliminando a formação de vórtices na esteira dos tubos.

Já os coeficientes de transferência de calor apresentaram menor dispersão, comportamento que levou Rich a concluir que o espaçamento entre aletas não afeta o fator de Colburn. As correlações propostas por Rich, Eqs. (2.32) e (2.33), assim como suas faixas de aplicabilidade, são apresentadas nas Tabelas 2.2 e 2.3.

$$j = 0.195 Re_{SI}^{-0.35} \quad (2.32)$$

$$f = 1.70 Re_{SI}^{-0.5} \quad (2.33)$$

CHEN et al. (1988) utilizaram a analogia entre a transferência de calor e massa com o objetivo de determinar o coeficiente de transferência de calor, procedimento realizado por meio da técnica de sublimação do naftaleno. Neste estudo, pesquisaram o efeito do espaçamento de aletas em serpentinas constituídas de

duas fileiras de tubos dispostos em quicôncio. A escolha de tal técnica, em detrimento do tradicional método do coeficiente global de transferência de calor, deve-se à maior precisão que pode ser obtida pela técnica do naftaleno. Nos ensaios realizados pelos autores, as aletas eram cobertas de uma camada de naftaleno e tubos de alumínio, de forma que somente as aletas participavam do processo de sublimação, enquanto os cilindros simulavam o efeito do tubo e o espaçamento de aletas. Pela analogia de transferência de calor e massa, foi possível expressar o número de Nusselt em função do número de Reynolds. A dimensão característica adotada foi o espaçamento longitudinal entre tubos, seguindo o modelo de RICH (1973).

Os resultados de CHEN et al. (1988), para $esal/dc > 0.33$ e $esal/dc < 0.33$ na região de $Re_{dc} < 7000$, mostraram que o efeito do espaçamento de aletas não influencia o coeficiente de transferência de calor. Nesta região, há a predominância de escoamentos laminares; de forma que o espaçamento de aletas praticamente não tem efeito no coeficiente de transferência de calor. Para altos Reynolds, $Re_{dc} > 7000$, o coeficiente de transferência de calor tende a diminuir com o aumento da densidade de aletas. Na região de altos Reynolds, o coeficiente de transferência de calor é intensificado pela geração de vórtices, principalmente para baixas densidades de aleta. Em situações onde a densidade de aletas é maior, ocorre uma redução na geração de vórtices, causada pelo desenvolvimento de escoamento laminar. Chen et al. ainda mostraram, por meio de técnicas de visualização de escoamento, que o espaçamento entre aletas pode reduzir e até eliminar a formação de vórtices.

A correlação encontrada por Chen et al., equação (2.34) e Tabela 2.2, mostrou ser precisa quando comparada aos resultados experimentais, registrando um desvio máximo de 5%.

$$Nu = C Re_{dc}^m Pr^{0.4} \quad (2.34)$$

ea/de	0.084	0.156	0.228	0.30
C	1.05	0.49	0.23	0.20
m	0.47	0.56	0.65	0.67

De modo geral, RICH (1973) e CHEN et al. (1988) obtiveram resultados semelhantes ao concluírem que o coeficiente de transferência de calor não depende da densidade de aletas, ainda que Chen et al. tenham verificado uma pequena redução de j , para altos números de Reynolds, com a elevação da densidade de aletas.

ELMAHDY et al. (1979) verificaram, para superfície seca, um aumento do coeficiente de transferência de calor com o aumento da densidade de aletas, conforme pode ser verificado na Fig.2.8. Os dados apresentados nas curvas da Fig. 2.8 foram determinados a partir da correlação proposta por Elmahdy et al. utilizando parâmetros geométricas constantes, com exceção da densidade de aletas, parâmetros estes da serpentina MODELO I. Neste estudo, os autores propuseram uma correlação de transferência de calor do lado do ar baseada na forma mais comumente utilizada, onde o fator j -Colburn é expresso em termos do número de Reynolds, conforme a seguinte equação

$$j = C_1 Re_{dh}^{-C_2} \quad (2.35)$$

O diâmetro hidráulico foi considerado como dimensão característica na definição do número de Reynolds, ao passo que a velocidade mássica, G , foi definida em termos da área mínima de escoamento. Os termos C_1 e C_2 dependem de parâmetros geométricos. A partir de uma de regressão, baseada em um banco de dados correspondente a ensaios de 20 serpentinas, os parâmetros geométricos mais importantes foram selecionadas, proporcionando expressões para C_1 e C_2 ,

$$C_1 = 0.159 \left(\frac{ea}{f_h} \right)^{0.141} \left(\frac{dh}{ea} \right)^{0.065} \quad (2.36)$$

$$C_2 = 0.323 \left(\frac{ea}{La} \right)^{0.049} \left(\frac{esal}{ea} \right)^{0.077} \quad (2.37)$$

$$f_h = 0.5 (da - de)$$

em que “da” é o diâmetro da aleta anular. Para aletas de placa contínua este valor

deve ser substituído pelo diâmetro equivalente anular¹.

Observando C_1 e C_2 , Eqs. (2.36) e (2.37), percebe-se que o fator de Colburn é correlacionado pelo espaçamento de aletas, de forma que a um aumento deste, corresponde uma elevação do parâmetro C_2 , e, conseqüentemente, uma redução no fator de Colburn. Deste forma, os resultados obtidos por Elmahdy et al. mostram que o fator de Colburn sofre um aumento com a redução do espaço entre aletas, como observado na Fig. 2.8. Tal comportamento se distingue dos obtidos por RICH (1973) e CHEN et al. (1988), uma vez que estes não apresentavam uma influência significativa da densidade de aletas sobre o fator j .

Figura 2.8 Comportamento do fator j em função da densidade de aletas, de acordo com Elmahdy et al

¹Equações de raio equivalente anular podem ser encontradas na seção 2.3.2

- ***Efeito do Número de Fileiras de Tubos em Profundidade***

Dando continuidade ao estudo do desempenho de serpentinas, RICH (1975) investigou, de forma sistemática, o efeito do número de fileiras de tubos sobre coeficiente de transferência de calor, tendo realizado ensaios em serpentinas geometricamente idênticas, com exceção do número de fileiras de tubo em profundidade, que variou entre 1 e 6. Os ensaios foram realizados de duas maneiras: uma envolveu o coeficiente médio para cada serpentina, ao passo que a outra tratou do coeficiente relativo a cada fileira numa serpentina de 4 fileiras em profundidade. Rich observou comportamentos distintos para escoamentos nas regiões de altos números de Reynolds ($Re > 10.000$) e baixos Reynolds ($Re < 10.000$). Ele observou que para regiões de $Re < 10.000$ ocorre, de forma clara, uma redução no valor do fator de Colburn para um aumento do número de fileiras de tubos em profundidade. Em regiões de $Re > 10.000$, o fator de Colburn é muito pouco influenciado pelo número de fileiras de tubos, embora se perceba um ligeiro aumento para serpentinas com maior número de tubos em profundidade. Comportamento semelhante também foi verificado por WANG et al. (1996), para serpentinas de aletas de placa plana, com 2, 4 e 6 fileiras de tubos, e por WANG et al. (1998), para aletas do tipo “louver”.

Segundo Rich, o comportamento apresentado pelas serpentinas está relacionado aos padrões de escoamento e distribuição de temperaturas, causados pelos vórtices gerados nas esteiras dos tubos. Para baixos Reynolds, supõe-se que o padrão de escoamento de vórtices estáveis produza uma distribuição não uniforme de temperatura, prejudicando o processo de transferência de calor. Com o aumento do número de Reynolds, estes vórtices se desprendem, produzindo uma boa mistura no escoamento e uma melhor distribuição de temperatura, o que implica na intensificação da transferência de calor. Rich mostrou, ainda, que o efeito de fileiras a jusante sobre fileiras a montante é desprezível.

GRAY e WEBB (1986) apud WEBB (1993), utilizaram dados de McQUISTON (1978-a) e outros autores para proporem correlações para os coeficientes de transferência de calor e atrito para serpentinas resfriadoras de tubo e aletas de placa contínua, com tubos dispostos em quicôncio. Os autores assumem que

o coeficiente de transferência de calor é constante a partir da quarta fileira de tubos em profundidade. A correlação proposta por GRAY e WEBB (1986) para serpentinas com quatro ou mais fileiras de tubos é a seguinte:

$$j_4 = 0.14 \text{Re}_{de}^{-0.328} \left(\frac{St}{Sl} \right)^{-0.502} \left(\frac{esal}{de} \right)^{0.031} \quad (2.38)$$

Para serpentinas com menos de quatro fileiras, GRAY e WEBB, utilizando dados de RICH (1975) encontraram a seguinte correlação:

$$\frac{jn}{j_4} = 0.991 \left(2.24 \text{Re}_{de}^{-0.092} \left(\frac{n}{4} \right)^{-0.031} \right)^{0.607(4-n)} \quad (2.39)$$

Os resultados obtidos pelas equações propostas por GRAY e WEBB quando utilizadas para os parâmetros geométricos do MODELO I das serpentinas ensaiadas, com exceção do número de fileiras de tubos, que variou em 2, 3 e 6, podem ser vistos na Fig. 2.9.

O comportamento observado pela Fig. 2.9 é semelhante ao apresentado no trabalho de RICH(1975), onde foi estudado o comportamento do fator j com o número de fileiras de tubos. Da mesma forma, as correlações de Gray e Webb, para baixos números de Reynolds, em torno de 8000, o valor de j é maior para serpentinas com menor número de fileiras, ao passo que, para valores de Reynolds maiores que 8000, verifica-se um aumento do fator de Colburn com o número de fileiras de tubos.

Figura 2.9 Efeito do número de fileiras de tubos utilizando as correlações propostas por GRAY E WEBB (1988)

Os trabalhos de GRAY E WEBB (1988) e RICH (1975), apresentam uma única diferença, enquanto Gray e Webb admitem que o fator de Colburn varia apenas para um número de fileiras de tubos inferior a 4, Rich afirma que este valor é dependente do número de fileiras, embora admita que, para valores de Reynolds acima de 10.000, o fator de Colburn seja pouco influenciado.

2.3 – Análise Comparativa das Correlações

As correlações citadas nos itens anteriores foram resumidas nas Tabelas 2.2 e 2.3, as quais servirão como fonte de consulta rápida. Conforme já mencionado, a Tabela 2.2 concentra todas as correlações propostas para a determinação do fator j -

Colburn, bem como suas faixas de aplicabilidade, enquanto que a Tabela 2.3 apresenta as correlações para determinação do fator de atrito com suas respectivas faixas de aplicabilidade.

As correlações do fator j -Colburn para superfície seca, resumidas na Tabela 2.2 foram comparadas, para efeito de análise, permitindo especular sobre qual delas deverá ser utilizada no programa de simulação. Para tanto, utilizaram-se parâmetros geométricos das serpentinas ensaiadas para expressar o comportamento das distintas correlações do fator j . Tal análise é obtida através de curvas que expressem a relação j versus Re .

Conforme já mencionado, cada autor utilizou diferentes dimensões características no número de Reynolds para expressar o fator j -Colburn. Consultando a Tabela 2.2 verifica-se que os números de Reynolds são caracterizados por: espaço longitudinal entre tubos, RICH (1973) e CHEN et al. (1988); diâmetro externo do tubo, McQUISTON (1978) e GRAY et al. (1986); diâmetro hidráulico, ELMAHDY et al. (1979) e TURAGA et al. (1988); diâmetro do colarinho, WANG et al. (1996), WANG et al. (1997). Desta forma, para que fosse possível a comparação entre as correlações, foi necessário adotar uma dimensão característica comum para o número de Reynolds, tendo se optado pelo diâmetro hidráulico em todas elas. Tal mudança ocorreu sem que nenhuma alteração fosse verificada no resultado do fator de Colburn. Isto foi possível a partir da multiplicação e divisão do diâmetro hidráulico nas correlações que utilizavam outras dimensões características.

A Fig. 2.10 apresenta o comportamento das correlações do fator j -Colburn determinadas para condições de superfície seca. Foi utilizado como referência a serpentina MODELO I (ANEXO B), operando sob uma faixa de velocidade de face do ar variando aproximadamente de 1,0 a 10,0 m/s.

Figura 2.10 Comparação das correlações para superfície seca, para o evaporador modelo I

Analisando as curvas da Fig. 2.10 é possível verificar algumas particularidades das correlações apresentadas. Embora ocorram dispersões nos valores do fator de Colburn, percebe-se semelhanças de comportamento entre as referidas correlações.

A correlação de WANG et al. (1996), para o fator de j , foi a que apresentou maior desvio quando comparada com as demais. Contudo, verifica-se que o desvio é praticamente uniforme em todos os pontos, ou seja, a inclinação do fator j , determinada pelo expoente do número de Reynolds (C_2 da Eq. 2.12), é da mesma ordem de grandeza das demais correlações. É possível que o desvio seja resultado de um valor maior do fator de correlação de Wang, C_1 , da Eq. (2.12).

No sentido de rever a regressão de Wang et al, sugerida no seu artigo, realizou-se um processo de verificação dos resultados experimentais divulgados. Tais dados foram retirados de curvas j vs Re e novamente submetidos a uma análise de regressão. A Fig. 2.11 apresenta o resultado deste procedimento, onde se obteve uma

nova constante de valor 0,182, ao invés de 0.394 sugerido no trabalho de WANG et. al (1996).

Figura 2.11 Dados obtidos do trabalho de Wang et. al (1996), submetidos a nova análise de regressão

A Fig. 2.12 apresenta a comparação da correlação corrigida de Wang et al com as demais.

Figura 2.12 comparação da nova correlação de Wang com as demais correlações

Verificou-se que após a revisão do processo de regressão de Wang et al, achou-se um novo valor da constante C_1 para sua correlação. Assim, com esta nova constante constatou-se uma melhor concordância da correlação de Wang et al com as demais. Baseado nesta verificação, pode-se supor a ocorrência de algum erro em sua análise.

Continuando os comentários a respeito da Fig. 2.7, percebe-se que a correlação proposta por TURAGA et al. (1988) apresenta uma fraca dependência com o número de Reynolds, quando comparada com as demais correlações. Este comportamento já era esperado, uma vez que a constante de elevação do número de Reynolds, C_2 da Eq. 2.12, para a correlação de Turaga et al., é a menor de todas as correlações analisadas.

As correlações propostas por RICH (1973); McQUISTON (1978); GRAY e WEBB (1986); ELMAHDY et al.(1979); e CHEN et al. (1988), foram as que apresentaram comportamentos mais próximas, praticamente não sendo verificada nenhuma alteração com a variação do número de Reynolds.

Dentre as correlações analisadas, a que será utilizada no programa de simulação será a correlação proposta por McQUISTON (1978-a). Tal escolha deve-se ao fato desta correlação conter todos os parâmetros geométricos necessários para a definição de uma serpentina, além desta poder ser aplicada à serpentinas que trabalham sob condições de superfície seca ou úmida.

2.4 – Modelos de Simulação e Projeto

Com base na literatura especializada, diversos modelos de simulação numérica de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras foram levantados. Nos modelos encontrados, diversas características operacionais foram identificadas, sendo as principais as condições superficiais da serpentina: seca, úmida ou parcialmente úmida. Outra característica intrínseca referente aos modelos numéricos diz respeito à forma como é tratada a serpentina. Em linhas gerais, tais modelos podem ser divididos em duas categorias: por zona (regiões) e por volumes finitos.

Os modelos por zonas são menos rigorosos uma vez que dividem as serpentinas em regiões de acordo com o estado do refrigerante, sendo cada região analisada como um evaporador em separado. Os modelos de volumes finitos são mais rigorosos pois discretizam a serpentina em pequenos volumes, tratando-os como se fossem um pequeno evaporador.

Embora o modelo de volumes finitos pareça ser a melhor opção, nem sempre esta escolha é a ideal. Ambos os modelos apresentam vantagens e desvantagens. Por exemplo, modelos baseados em regiões são mais simples do que o modelo de volumes finitos, além de exigirem reduzido tempo de processamento. Devido à complexidade apresentada por modelos de volumes finitos, faz-se necessário o uso de computadores mais rápidos a fim de atenuar o tempo de cálculo. Por outro lado, modelos baseados em volumes finitos permitem, além de um cálculo mais preciso, a possibilidade de acompanhar o comportamento do trocador de calor "ponto a ponto".

A seguir, é apresentada uma breve discussão dos modelos numéricos mais significativos de serpentinas resfriadoras. Dentre estes, encontram-se modelos que são baseados em um dos dois métodos citados. Com base na discussão estabelecida, será adotado o melhor modelo de simulação, o que significa escolher o modelo que mais satisfaça as necessidades do trabalho. Assim, modelo numérico a ser adotado deve ser simples no que diz respeito à modelagem matemática, mas principalmente deve apresentar bons resultados quando comparados a dados de serpentinas comerciais, que foi o objetivo deste estudo.

2.4.1 – Modelo de RICH

O modelo de RICH (1976) é um exemplo clássico dos modelos por zona. O procedimento permite a realização de testes de simulação ou projeto de serpentinas. Neste caso, a escolha do melhor projeto pode ser decidida pelo custo ou peso. No modelo em questão, a serpentina é dividida em duas regiões, denominadas região de evaporação e região de superaquecimento. Em ambas, é assumida a condição de superfície completamente úmida, cuja justificativa está baseada na hipótese de que a

maioria das serpentinas utilizadas em aplicações para ar condicionado trabalham sob tal condição. Este aspecto caracteriza a impossibilidade de determinar a capacidade da serpentina a partir de diferenças de temperatura exigindo, por outro lado, o uso de entalpias, em virtude de, neste caso, ocorrerem simultaneamente os mecanismos de transferência de calor e massa. Rich contornou o problema dividindo a serpentina em duas regiões: uma envolvendo a transferência de calor e massa entre o ar e a superfície metálica (filme de líquido), e a outra envolvendo a transferência de calor, por condução e convecção, entre o material metálico (tubo mais aletas) e o refrigerante. Desta forma, Rich foi capaz de determinar a capacidade da serpentina por meio de potenciais de temperaturas entre a superfície e o refrigerante. A capacidade total da serpentina é o resultado da soma das capacidades das regiões de evaporação e de superaquecimento, sendo que a região de superaquecimento coincide com a região de entrada do ar, o que implica num arranjo em "contra correntes". Este modelo, apesar de pouco rigoroso no que diz respeito à hipótese de assumir propriedades e coeficientes médios de transferência de calor para apenas duas regiões, é bastante versátil e, segundo o autor, apresenta resultados satisfatórios para projetos de serpentinas comerciais.

2.4.2 – Modelo de OSKARSSON et. al

OSKARSSON et. al. (1990-a,b), desenvolveram três modelos de simulação numérica de serpentinas resfriadoras para condições de superfície seca, úmida ou com deposição de neve. Os referidos modelos foram denominados de: modelo de volumes finitos, modelo de três regiões e modelo paramétrico. O modelo de volumes finitos divide a serpentina em vários elementos fixados geometricamente, tendo sido desenvolvido para estudar o comportamento local da transferência de calor, bem como o efeito da queda de pressão em ambos os fluidos sob o desempenho da serpentina. O modelo denominado de três regiões, dirigido à análise e projeto de serpentinas, divide os trocadores de calor em três regiões diferentes, sendo cada uma dependente do estado do refrigerante, ou seja, é um modelo baseado no método de

análise por zonas. As três regiões consideradas são: região de evaporação, superaquecimento e a de transição, região situada para títulos entre 0,75 a 1,0. Por fim, o modelo paramétrico, apropriado para simular bombas de calor, determina o desempenho da serpentina pelo método ε -NUT.

Nos modelos denominados de volumes finitos e três regiões, assume-se que cada fileira de tubos seja um único circuito de refrigerante. Serpentinhas com várias fileiras são modeladas como se fossem de uma única fileira, ou seja, um trocador de calor de uma fileira. A capacidade destes trocadores de calor são multiplicadas pelo número de fileiras de tubos, determinando-se assim a capacidade do trocador de calor real.

O coeficiente de transferência de calor do lado do ar é determinado a partir de uma correlação para superfície seca, independente das condições em que esta se encontre, seca, úmida ou com neve. OSKARSSON et. al. (1990-a) defendem tal hipótese com base em dados de outros estudos, os quais mostram que os coeficientes de transferência de calor para condições de superfície úmida e com neve são maiores do que para secas. Trata-se, portanto, de uma hipótese conservativa. Para o refrigerante, os autores trabalham com três correlações, sendo uma para cada região. Na região de evaporação emprega-se a correlação de PIERRE (1956), usada em situações de saída de refrigerante com título inferior a um. Na região de superaquecimento utiliza-se a correlação proposta por HILLER (1976) apud OSKARSSON et. al. (1990-a). O coeficiente de transferência de calor na região de transição, situada entre títulos na faixa de 0.75 a 1, é obtido por interpolação dos valores das outras regiões.

2.4.3 – Modelo de BENSAFI et. al

Outro modelo que discretiza trocadores de calor de tubos e aletas de placa plana é o proposto por BENSAFI et. al. (1997). Evaporadores, condensadores e trocadores de calor em escoamento monofásico do refrigerante, sob condições secas ou úmidas, são consideradas na análise. A serpentina é discretizada em três direções

de tal forma que o elemento de tubo com suas respectivas aletas é identificado por três coordenadas. Esta forma de discretização implica em matrizes tridimensionais para taxas de escoamento, temperaturas do ar e do refrigerante. Assim, em cada elemento de tubo, são utilizadas propriedades locais como temperatura, pressão e coeficientes de transferência de calor. Balanços de energia são realizados em cada elemento, envolvendo a troca de calor entre o ar e o refrigerante. Quando ocorre a condensação do vapor de água do ar na superfície da serpentina, a taxa de transferência de calor é baseada no processo de transferência de entalpia, de acordo com o método de THRELKELD (1970), como anteriormente mencionado. Neste processo, a transferência de calor é determinada pelo “salto” de entalpias entre o ar saturado e uma entalpia fictícia de ar saturado correspondente à temperatura do fluido refrigerante. Tal procedimento proporciona ótimos resultados, caracterizados pela boa correlação dos dados experimentais. Segundo BENSABI et. al. (1997), os resultados obtidos para a evaporação de misturas zeotrópicas apresentaram consistência, embora o programa não tenha sido validado para tal situação em especial. Uma melhor avaliação do procedimento é problemática em virtude da carência de dados experimentais confiáveis e detalhados.

2.4.4 – Modelo de VARDHAN E DHAR

O modelo de simulação numérica proposto por VARDHAN e DHAR (1998) determina o desempenho de serpentinas para ar condicionado. Tal modelo é capaz de analisar serpentinas com superfícies secas ou úmidas e várias configurações de circuitos de fluido refrigerante ou água gelada. A serpentina é discretizada em nós ao longo de cada circuito do fluido refrigerante, onde cada nó é analisado como um pequeno trocador de calor e as condições de saída de cada nó são os dados de entrada do próximo nó. Em cada um destes nós é determinada a temperatura superficial do tubo (nó). Assim, é possível determinar se a temperatura da superfície está abaixo ou acima do ponto de orvalho do ar, definindo desta forma a condição superficial da serpentina, se seca ou úmida. Para evitar o trabalho com diferenças de entalpia no

caso de superfícies úmidas, os autores dividiram a serpentina em duas regiões, uma envolvendo processos simultâneos de transferência de calor e massa entre o ar e a superfície, e outra em que ocorre somente a transferência de calor entre a superfície e o fluido refrigerante. Com tal procedimento, a capacidade pode ser determinada a partir de diferenças de temperaturas entre a superfície e o refrigerante. Balanços de energia são realizados em cada nó, de forma, a obter as condições de saída do ar. Tais condições foram utilizadas como dados de entrada para o nó seguinte. O modelo foi desenvolvido a partir do escoamento de água gelada, escoamento monofásico, podendo ser facilmente adaptado para serpentinas de expansão direta e condensadores, bastando para isto usar as correlações de transferência de calor e perda de carga adequada à mudança de fase em escoamento bifásico de fluidos refrigerantes.

2.4.5 – Outros Modelos

Dentre outros modelos de simulação de serpentinas, pode ser citado o de ELMAHDY e MITALAS (1977), um modelo relativamente simples de simulação, o qual admite condições de superfície totalmente seca, totalmente úmida ou parcialmente úmida. O fluido refrigerante que escoa no interior dos tubos é água gelada, uma vez que seu objetivo era o de simulação de instalações de ar condicionado.

DOMANSKI (1991) apresentou um modelo de cálculo de capacidade de serpentinas destinadas a condicionadores de ar doméstico, levando em conta uma distribuição de ar não uniforme nos tubos da serpentina. Tal modelo é baseado no método tubo por tubo, onde cada tubo é analisado separadamente.

HILL e JETER (1991) apresentaram um modelo de simulação de serpentinas baseado na técnica de volumes finitos. Estes volumes são definidos pela divisão da serpentina em “fatias” iguais na direção do escoamento do ar e em “fatias” iguais na direção do escoamento do fluido refrigerante. Tal modelo simula a serpentina sob condições de desumidificação do ar.

Com base nas informações apresentadas até o momento, este trabalho tomou como base para execução do programa de simulação o estudo proposto por RICH (1976). A escolha do modelo de Rich vem de encontro com as necessidades da pesquisa, ou seja, necessitava-se de um programa que aliasse simplicidade, obtendo resultados globais, e não locais, como os obtidos por métodos como o de volumes finitos, com a boa precisão de resultados. Fato este que foi verificado posteriormente com a comparação entre os resultados simulados e os obtidos em ensaios. Tais resultados encontram-se no Capítulo 5. Deve-se ressaltar, que os resultados estão intimamente relacionados aos coeficientes de transferência de calor, especialmente ao coeficiente do lado do ar. Portanto, houve, de certa forma, uma relação na escolha do modelo numérico adotado (Rich), com a correlação do coeficiente de transferência de calor do lado do ar (McQuiston).

CAPÍTULO 3 - BANCADA EXPERIMENTAL E PROCEDIMENTOS DE ENSAIO

Conforme exposto no Capítulo 1, um dos objetivos do trabalho consiste na realização de ensaios para a determinação das características de desempenho de serpentinas sob condições de superfície seca, por meio das quais o programa de simulação possa ser aferido.

Isto posto, o presente capítulo destina-se à apresentação das serpentinas ensaiadas, da bancada experimental utilizada e à discussão da metodologia dos procedimentos de ensaio.

3.1 - Equipamento Ensaiado

Antes de qualquer discussão a respeito da descrição da bancada experimental e da metodologia de ensaio, segue a descrição em detalhes, dos vários tipos de serpentina ensaiada.

Para a realização dos ensaios foram testados oito tipos de forçadores de ar pertencentes a dois fabricantes, sendo um produto nacional, MIPAL-evaporadores, e outro produto importado, ECO. Os trocadores serão designados de: MODELO I, MODELO II, MODELO III, ..., e suas características encontram-se no ANEXO B.

De forma geral, pode-se dizer que todos os evaporadores testados são dotados de ventilação forçada, tubos de cobre circulares e aletas de placa plana em alumínio. Tais forçadores de ar apresentam capacidade frigorífica variando entre 1500 a 4500 W, para vazões de ar na faixa de 600 a 7500 m³/h.

3.2 - Descrição da Bancada

As normas ASHRAE 25-1990 e ARI 410-1981 são utilizadas para regulamentar o procedimento de ensaios de serpentinas de aquecimento de ar e de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras de ar. Tais normas fornecem fundamentos para determinação de desempenho de trocadores de calor, por meio de dados obtidos experimentalmente, e normalizam métodos e procedimentos para realização de testes, além de normalizar definições, terminologias e classificação das serpentinas.

Para que fosse possível a realização dos ensaios de serpentinas resfriadoras, foi necessário a utilização de uma bancada experimental constituída basicamente por: circuito frigorífico secundário, circuito frigorífico principal, sistema de aquisição de dados, túnel de recirculação de ar, e uma câmara termicamente isolada. A Fig. 3.1 apresenta, com maior clareza, os componentes da bancada experimental. Uma descrição mais detalhada a respeito dos componentes da seção de testes encontra-se na Tabela 3.1.

A câmara utilizada na bancada possui características semelhantes às de uma câmara comercial, com dimensões iguais a 2600 x 1700 x 2200 mm, sendo construída em painéis com isolamento em poliuretano. Interligado à câmara há um túnel de recirculação de ar utilizado para simulação da carga térmica e desumidificação do ar ambiente. Optou-se por uma câmara frigorífica com características semelhantes à comercial para que os ensaios pudessem ser realizados sob condições as mais próximas possíveis às de trabalho, de modo que o comportamento obtido pelo evaporador expressasse resultados compatíveis com a realidade.

Tabela 3.1 Resumo dos componentes da bancada experimental

<u>COMPONENTE</u>	<u>CIRCUITO PRINCIPAL</u>	<u>CIRCUITO SECUNDÁRIO</u>
<i>Condensador</i>	APEMA - modelo CST 7	APEMA – modelo CST 6
<i>Evaporador</i>	Vários modelos testados	MIPAL
<i>Separador de óleo</i>	DANFOSS - tipo OUB 4 pressão máxima: 22 bar	DANFOSS – tipo OUB 1 pressão máxima: 22 bar
<i>Compressor</i>	BITZER - bloco V aberto – alternativo	BITZER – bloco III aberto – alternativo
<i>Válvula de controle da vazão de água</i>	DANFOSS - tipo WFFX	*****
<i>Válvula de controle de pressão</i>	DANFOSS - tipo KVP	*****
<i>Válvula de expansão</i>	DANFOSS - tipo AKC 114	DANFOSS – tipo TEX 2
<i>Filtro secador</i>	DANFOSS - tipo DX 64	DANFOSS – tipo DX 0835
<i>Válvula solenóide</i>	DANFOSS - tipo EVR 10	DANFOSS – tipo EVR 6
<i>Motor elétrico</i>	WEG – modelo 112m trifásico - 7,5 CV	WEG – modelo 66a trifásico - 1,5 CV
<i>Torre de resfriamento</i>	MIPAL – modelo CE 505	MIPAL – modelo CE 505
<i>Variador de frequência</i>	DANFOSS	*****

Figura 3.1 Representação esquemática da bancada experimental

O circuito frigorífico secundário é composto por um ciclo de compressão a vapor e por um conjunto de resistências elétricas, e tem, como função promover as condições ideais para a realização dos testes. Este circuito é responsável pela desumidificação e resfriamento do ar da câmara, razão pela qual o evaporador foi instalado no interior do túnel de recirculação. A remoção da umidade do ar no interior da câmara é feita após um determinado período de funcionamento do circuito secundário. Passado este período, as resistências elétricas de degelo, instaladas no corpo do evaporador, são ligadas. A água obtida por este processo é retirada da câmara através de um dreno instalado em uma bandeja coletora. Ainda no túnel de recirculação de ar, um conjunto de resistências elétricas, com potência total máxima de 3 kW, foi instalado com o propósito de simular a carga térmica. Esta carga máxima foi superada durante os ensaios em virtude da transmissão de calor pelos painéis da câmara e eventuais infiltrações de ar exterior (limitadas a um mínimo). O controle da carga térmica é feito por intermédio de um dispositivo de controle de potência elétrica, graduado em dez pontos, permitindo variar a potência elétrica de zero a 3 kW.

O circuito frigorífico principal, por ser o responsável direto pelos testes das

serpentina evaporativas, é devidamente instrumentado e dotado de vários meios de controle. O controle para obtenção das condições necessárias para ensaio das serpentina foi realizado inicialmente de três maneiras: através da válvula reguladora de pressão, da válvula de controle da vazão de água e da válvula de expansão microprocessada. Recentemente, um variador de frequência foi incorporado à seção de testes. Os principais parâmetros controlados, detalhados na seção 3.3 são: temperatura de evaporação e grau de superaquecimento.

3.3 - Principais Parâmetros de Controle

- *Temperatura de evaporação:*

A temperatura de evaporação do ciclo de compressão a vapor, conforme ARI-410, é determinada a partir da medida de pressão do fluido refrigerante na saída do evaporador. Para que fosse possível o controle desta temperatura, um dispositivo de controle de pressão foi instalado na saída da serpentina. Inicialmente este controle era feito por meio de uma válvula reguladora de pressão, a qual era ajustada para diferentes condições de ensaio: temperatura de evaporação e carga térmica. O procedimento para a obtenção das condições desejadas foi realizado de maneira simples: a abertura da válvula implica numa menor retenção do fluido refrigerante na saída da serpentina, permitindo maior vazão, conseqüentemente a pressão interna diminui causando, assim, uma redução na temperatura de evaporação. Procedimento inverso, ou seja, o fechamento da válvula, restringe a passagem do fluido refrigerante, o que provoca um aumento de pressão na saída da serpentina, causando uma elevação na temperatura de evaporação.

Tal procedimento apresenta um sério inconveniente de operação, quando a válvula reguladora de pressão limita excessivamente a vazão do refrigerante. Esta restrição provoca grande perda de carga reduzindo, assim, a pressão na linha de sucção. Ou seja, a condição de válvula excessivamente fechada implica em pressões de sucção reduzidas, que por sua vez provoca a ação do pressostato de baixa pressão, desligando o compressor. O pressostato foi ajustado para pressão atmosférica a fim

de evitar pressões sub atmosféricas na linha de sucção. Observe-se que, no fundo, a válvula reguladora de pressão controla a capacidade do compressor, quanto mais fechada, menor é a pressão de aspiração e portanto menor a capacidade do compressor.

Para contornar tal problema, optou-se pelo uso de um variador de frequência (instalado junto ao motor elétrico da unidade condensadora), que atua no mesmo sentido de uma válvula reguladora de pressão, só que de forma mais efetiva. Reduzindo-se a rotação, a capacidade do compressor diminui e, para uma determinada carga térmica, a temperatura de evaporação se eleva. Desta forma, o controle da pressão na saída da serpentina passa a ser determinado pela rotação do compressor. Com esta alteração no procedimento de controle, o inconveniente da parada do sistema frigorífico deixa de ocorrer uma vez que a válvula reguladora de pressão encontra-se totalmente aberta. Ou seja, a perda de carga deixa de existir.

O uso do variador de frequência como controle da temperatura de evaporação mostrou-se mais eficiente do que a válvula reguladora de pressão. Além de eliminar o inconveniente de possíveis paradas no sistema, o emprego do variador de frequência tornou mais fácil e rápido o controle da temperatura de evaporação.

• *Grau de superaquecimento:*

O grau de superaquecimento na saída da serpentina é outro parâmetro importante a ser controlado, uma vez que a norma ASHRAE 25-1990 estabelece uma faixa de superaquecimento entre 2.8°C e 4.4°C . O controle deste parâmetro é realizado por intermédio da válvula de expansão. No início foi utilizada uma válvula de expansão manual, do tipo agulha, cuja operação era difícil devido à alta sensibilidade em relação a pequenos ajustes. Para contornar tal inconveniente, optou-se por uma válvula de expansão automática, instalada em paralelo com válvula de expansão manual, tipo agulha, conforme Fig. 3.1. A válvula automática, assim como a manual, atua no superaquecimento através do controle da vazão do refrigerante. Assim, para uma determinada carga térmica, o grau de superaquecimento pode ser variado pela ação da válvula sobre a vazão de refrigerante. O controle do

superaquecimento pode se controlado da seguinte maneira: para um maior grau no superaquecimento, a válvula atua de forma a reduzir a vazão de refrigerante pelo evaporador, já para um menor grau de superaquecimento, a válvula provoca uma maior vazão de refrigerante.

A válvula automática, denominada de válvula de expansão microprocessada, AKV, faz parte do conjunto de componentes do sistema eletrônico de controle de evaporadores da DANFOSS, modelo AKC114. Esta válvula de expansão é eletronicamente acionada. O acionamento eletrônico da AKV é feito por meio de dois sensores tipo AKS instalados à montante e à jusante do evaporador. A partir das informações interpretadas por estes sensores, obtém-se um sinal eletrônico que contém informações sobre o superaquecimento no evaporador. Este sinal é comparado a um valor de referência e, a partir desta análise, o regulador eletrônico é capaz de controlar o grau de abertura da válvula de expansão AKV. Esta válvula funciona como uma válvula solenóide com orifício de expansão, sendo que seu controle é realizado por pulsos elétricos os quais determinam, para um período de seis segundos de funcionamento, quanto tempo a válvula deverá ficar aberta. Portanto, a capacidade da válvula está relacionada com a relação de tempo de abertura e de fechamento, no período especificado acima, de 6 segundos.

Por apresentar pequenas flutuações nas condições de saída do evaporador, devido a um constante ajuste realizado pelo regulador eletrônico, optou-se por um controle manual de acionamento da válvula automática AKC, procedimento que determina o tempo de abertura ou fechamento desta. Tal procedimento, apesar de ser mais trabalhoso, apresenta resultados mais constantes, no qual é possível admitir um regime permanente no sistema, eliminando assim oscilações nos resultados.

3.4 - Instrumentação

Nesta seção são apresentados os instrumentos de medida e os sistemas de aquisição de dados utilizados nas seções de testes. Os instrumentos de medida foram utilizados afim de determinar as condições (estados termodinâmicos) do refrigerante, do ar e da água de condensação em vários pontos do circuito frigorífico permitindo,

desta forma, a realização de análises de desempenho dos componentes do circuito e, em especial, do forçador de ar.

As medidas de temperatura, pressão e vazão de refrigerante são feitas a partir de instrumentos transdutores de sinais e são enviadas ao sistema de aquisição de dados. No caso da medida de vazão da água utilizada no condensador e da pressão atmosférica, as medidas são realizadas por meio de leituras visuais. Para um melhor esclarecimento dos instrumentos de medida e do sistema de aquisição, será apresentada uma breve discussão a respeito destes itens. Deve-se ressaltar que os instrumentos de medida foram previamente calibrados, em um trabalho anterior a este, e seus dados podem ser encontrados no trabalho de RIEHL (1996).

• *Medidas de Temperatura*

Para medidas de temperatura foram utilizados termopares do tipo “T” (cobre-constantã). A escolha deste tipo de termopar deve-se ao fato da faixa de aplicação ser compatível com as temperaturas utilizadas no presente trabalho. Um total de 17 medidas de temperatura foram realizadas; a distribuição dos locais de medida na bancada experimental pode ser vista, em detalhes, na Fig.3.2. Deve-se observar que este conjunto de leitura envolve medidas de temperatura do ar, da água e do fluido refrigerante. Abaixo, seguem os dados do termopar:

Fabricante / Modelo : OMEGA / Tipo “T”

Faixa de operação : -184 a 270 °C

Precisão¹ : 0,4 °C para medidas no lado do refrigerante

0,7 °C para medidas no lado do ar

¹ Dados retirados do trabalho de RIEHL (1996).

• *Medidas de Pressão*

Conforme indica a Fig.3.2, verifica-se um conjunto de 6 medidas de pressão a partir de transdutores de pressão. Dentre este conjunto, 3 medidas destinam-se a leituras de baixas pressões, o restante destina-se a leituras de altas pressões. Tais medidas são realizadas a fim de determinar as pressões de evaporação e de condensação, perda de carga no evaporador e a relação entre as pressões na entrada e saída do compressor. Os detalhes dos transdutores de pressão são apresentados a seguir:

Fabricante / Modelo : ASHCROFT / K1

Faixa de operação (alta pressão) : 0 – 500 psi

Faixa de operação (baixa pressão) : 0 – 60 psi

Saída : 4 – 200 mA

Exatidão : 1 % do fundo de escala

Figura 3.2 Disposição dos instrumentos de medida no circuito principal

- ***Medidas de Vazão***

- ***Vazão de Água***

Como meio de resfriamento do fluido refrigerante nos circuitos secundário e principal, utilizaram-se condensadores resfriados à água, como indicado na Fig. 3.1. Inicialmente, a vazão de refrigerante era determinada através do método calorimétrico aplicado ao condensador. Por esta razão, optou-se por um condensador a água ao invés do condensador a ar, uma vez que os erros associados a leituras de vazão do ar são mais significativos do que os associados a vazão de água, incorrendo em maiores erros na determinação da vazão do refrigerante. Portanto, foi necessário o uso de um medidor de vazão para a água, mais especificamente um rotâmetro. Abaixo, seguem mais detalhes deste instrumento:

Fabricante : OMEL

Faixa de operação : 4,5 a 45 m³/h

- ***Vazão de refrigerante***

Outra forma de medir a vazão do refrigerante, distinta do método calorimétrico já referido, é a utilização de um instrumento apropriado para a leitura direta da vazão do fluido refrigerante. No caso, utilizou-se um medidor de vazão do tipo efeito Coriolis, marca DANFOSS, modelo MASS 3000. Tal instrumento é instalado na linha de líquido do circuito principal, enviando sinais elétricos ao sistema de aquisição. Estes sinais são emitidos a partir da vibração do elemento sensor, provocado pelo escoamento do fluido refrigerante, que deve estar no estado líquido, uma vez que, a presença de bolhas de refrigerante podem distorcer as leituras deste sensor.

O medidor de vazão incorpora a medida de dois outros parâmetros: a densidade do fluido e a temperatura. A partir da densidade, é possível determinar a concentração de óleo no refrigerante. O fabricante do medidor de vazão forneceu um certificado de calibração do aparelho. Todo o procedimento de calibração foi realizado com água, segundo a norma ISO 4185 para medidas de escoamento de

fluidos em circuito fechado.

Fabricante / Modelo : DANFOSS / MASS 3000

Saída : 4 – 200 mA

Exatidão : 0,15 % do fundo de escala

3.5 - Sistema de Aquisição de Dados

A finalidade do sistema de aquisição de dados é receber, interpretar e enviar ao computador os sinais emitidos pelos instrumentos de medida. Tais sinais, após enviados ao computador, podem ser lidos e gravados, sendo possível monitorar o comportamento do circuito frigorífico. O sistema de aquisição de dados é composto por uma placa conversora analógico/digital, três terminais de conexão e um software de aquisição de dados, denominado Work Bench PC – v.21.

Os terminais de conexão têm como função estabelecer uma comunicação entre o meio e o computador. Dos três terminais de conexão, dois foram destinados a ligação dos termopares e o outro à ligação dos transdutores de pressão e o do controlador do medidor de vazão.

A placa conversora analógico/digital tem como função receber os sinais analógicos enviados pelos instrumentos de medidas e convertê-los em sinais digitais, enviando-os ao computador de tal forma que possam ser interpretados pelo operador. A seguir é apresentado o sistema de aquisição utilizado:

Sistema de aquisição

Fabricante : STRAWBERRY TREE INC.

Placa conversora : ACPC 12-16, com 16 entradas analógicas

Painéis : 2 painéis tipo T-21, com 8 entradas para temperatura

1 painel tipo T-31, com 8 entradas analógicas comuns

Software : Work Bench PC – v.2.1

Computador

Modelo : IBM PC 386 SX 25 MHz

3.6 - Procedimento Experimental

Os objetivos dos ensaios foram dois: determinar experimentalmente o desempenho do sistema frigorífico, em especial a performance dos evaporadores, e possibilitar, a partir dos dados obtidos, aferir e validar o programa de simulação de serpentinas resfriadoras. Dentre os parâmetros de desempenho, os principais são: capacidade frigorífica do evaporador, Q_{evap} ; e a vazão do ar proveniente da atuação dos ventiladores, m_{ar} . Para o estabelecimento das condições necessárias de ensaios, foram duas os principais parâmetros de controle: temperatura de evaporação, T_{evap} , e grau de superaquecimento DT_{sup} .

Para a realização dos ensaios, foi seguido os procedimentos estabelecidos pelas normas ASHRAE 25-1990 e ARI-410-1981. Segundo as normas, os ensaios devem ser realizados com as serpentinas em condições de superfície seca. Desta forma, a primeira etapa do procedimento experimental é estabelecer condições para evitar a formação de neve na superfície do evaporador. Tal condição é alcançada a partir do processo de desumidificação do ar, processo descrito na seção 3.2. O processo de desumidificação do ar é de responsabilidade do circuito secundário, o qual opera cerca de 10 horas ou mais removendo a umidade residual da câmara, para garantir que o ar esteja suficientemente seco, o que não implica em dizer que o ar esteja isento de umidade. Concluído o processo de desumidificação, iniciam-se de fato os ensaios de serpentinas resfriadoras, realizados pelo circuito principal.

Os ensaios foram realizados para diversas temperaturas de saturação (0°C , -5°C , -10°C , -15°C e -20°C) sendo que, para cada uma destas temperaturas, testes foram efetuados a diferentes cargas térmicas.

O controle da temperatura de saturação foi inicialmente obtido pela válvula reguladora de pressão, KVP, e depois pelo variador de frequência, pois são estes que estabelecem a pressão interna na serpentina. Segundo a norma recomendada, a temperatura de saturação é determinada pela pressão na saída da serpentina. Reduções na frequência de alimentação do motor do compressor, ou o fechamento da válvula KVP, promovem elevação na temperatura de evaporação; operações inversas nestes componentes causam redução nesta temperatura.

Estabelecida a temperatura de saturação, outro parâmetro importante a ser controlado é o superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador, o qual, segundo a norma recomenda, deve se situar no intervalo entre $2,8^{\circ}\text{C}$ a $4,4^{\circ}\text{C}$. Esta diferença de temperatura é determinada por meio da seguinte diferença: a temperatura de evaporação, determinada a partir da pressão lida na saída da serpentina, e a medida lida por um termopar, localizado no mesmo local do transdutor de pressão. Este controle é feito pela válvula microprocessada, dispositivo de expansão, que atua no sentido de regular a vazão de refrigerante que circula na serpentina. Assim, o superaquecimento é controlado pela abertura ou fechamento desta válvula.

Uma vez estabelecidas as condições de ensaio prescritas pela norma, isto é, tão logo seja alcançado um escoamento em regime permanente, dentro das especificações previstas, o sistema de aquisição é acionado e, num período de aproximadamente 180 segundos, é feita a leitura dos dados. Neste intervalo de tempo, os estados do refrigerante em vários locais do circuito são armazenados em um arquivo no computador. Tais resultados são processados de forma a se obter valores médios para cada variável armazenada. Concluído este procedimento, os dados estão prontos para serem utilizados na avaliação do desempenho da serpentina de ensaio. O Capítulo 4 apresenta os dados de ensaios obtidos pelo procedimento experimental, com seus respectivos dados de incerteza. Os parâmetros analisados: capacidade da serpentina e vazão de ar, foram determinados a partir de um programa de tratamento de dados, executado pelo Software EES (Engineering Equation Solver), descrito em detalhes no ANEXO C.

3.7 - Análise de Incertezas

Para a análise de propagação de incertezas dos resultados obtidos experimentalmente foi utilizado o método proposto por KLINE e McCLINTOCK (1953) apud HOLMAN (1971). Este método determina a incerteza propagada a partir da soma quadrática dos efeitos de cada uma das variáveis, conforme Eq. 3.1:

$$\delta R = \left[\sum_{i=1}^N (\delta R_{Xi})^2 \right]^{1/2} = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{1/2}$$

onde:

δR = Incerteza total propagada no resultado

δR_{Xi} = Incerteza total propagada no resultado

δX_i = Incerteza da variável X_i

$\frac{\partial R}{\partial X_i}$ = Coeficiente de sensibilidade do resultado R em relação à variável X_i

O intervalo de confiança da incerteza propagada por este método é igual ao intervalo de confiança das variáveis independentes. Neste estudo, o intervalo de confiança utilizado para todos os parâmetros analisados é de 95%.

O programa desenvolvido para o tratamento de dados também foi utilizado para determinar as incertezas dos parâmetros analisados. O ANEXO C apresenta os procedimentos de cálculo utilizados.

Embora o uso do software EES na análise de propagação de incertezas leve a resultados rápidos e seguros, um problema associado a este aplicativo foi detectado no decorrer deste processo. Tal problema se refere a impossibilidade de determinação das incertezas associadas as propriedades termodinâmicas, as quais são determinadas utilizando como dados de entrada, no EES, valores lidos dos estados termodinâmicos do refrigerante e ar, como por exemplo: temperatura, pressão, umidade relativa, etc. Para contornar este problema, realizou-se uma análise de influência das incertezas das variáveis sob o resultado final da propagação de incertezas.

Primeiramente foram determinadas as incertezas propagadas admitindo que as propriedades termodinâmicas fossem exatas, o que implica em dizer que as incertezas associadas a estas propriedades são nulas. Posteriormente outro processo foi realizado. Neste caso as incertezas das propriedades termodinâmicas foram determinadas por meio de um procedimento não convencional. Tal procedimento utilizou-se das incertezas associadas às medidas dos estados termodinâmicos, desta forma foram determinados valores máximos e mínimos destes estados, e por

consequência determinou-se os valores máximos e mínimos para as propriedades termodinâmicas. O que se fez foi determinar a média aritmética entre o valor médio e os valores máximos e mínimos destas variáveis, assim assumiu-se que esta média, aritmética, seja a incerteza associada às propriedades. Especificado a incerteza das propriedades, finalmente foi determinado a incerteza final propagada.

A Tabela 3.2 mostra os resultados obtidos pelos procedimentos de propagação de incerteza adotados. Analisando a Tabela 3.2, optou-se pela utilização do primeiro método de propagação de incertezas, onde as propriedades são admitidas exatas, ao invés do segundo procedimento que foi utilizado somente como comparação.

Tabela 3.2 Comparação entre os procedimentos de análise de incerteza

PROCEDIMENTOS	CAPACIDADE FRIGORÍFICA %		VAZÃO DO AR %	
	DESVIO MÁXIMO	DESVIO MÍNIMO	DESVIO MÁXIMO	DESVIO MÍNIMO
PROPRIEDADE CONSTANTE	17,324	5,111	37,351	20,976
PROPRIEDADE DETERMINADA	15,974	5,095	37,349	20,973
<i>ERRO %</i>	<i>7,8</i>	<i>0,31</i>	<i>0.005</i>	<i>0,015</i>

De forma sucinta são apresentados a seguir os parâmetros calculados, bem como suas incertezas propagadas:

• *Capacidade da serpentina*

$$Q_{serp} = \dot{m} r (i_{sev} - i_{eev}) + c_o c p_o (T_{sev} - T_{eev}) 1000$$

$$\delta Q_{serp} = \left[\left(\frac{\partial Q_{serp}}{\partial \dot{m}r} \delta \dot{m}r \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{serp}}{\partial h} \delta h \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{serp}}{\partial \dot{c}o} \delta \dot{c}o \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{serp}}{\partial T} \delta T \right)^2 \right]^{1/2}$$

• *Vazão do ar referido a 20 °C*

$$V_{lar} = \frac{293 V_{olar}}{(T_{are} + 273)}$$

$$\delta V_{lar} = \left[\left(\frac{\partial V_{lar}}{\partial V_{olar}} \delta V_{olar} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_{lar}}{\partial T_{are}} \delta T_{are} \right)^2 \right]^{1/2}$$

• *Fator de COLBURN*

$$j = \frac{h_{ar} Pr^{2/3}}{G_c cp_{ar}}$$

$$\delta j = \left[\left(\frac{\partial j}{\partial h_{ar}} \delta h_{ar} \right)^2 + \left(\frac{\partial j}{\partial G_c} \delta G_c \right)^2 + \left(\frac{\partial j}{\partial cp_{ar}} \delta cp_{ar} \right)^2 \right]$$

CAPÍTULO 4 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Este capítulo destina-se a apresentar os resultados de desempenho discutidos anteriormente (Capítulo 3), discutir o efeito de alguns parâmetros de influência e determinar uma correlação para o coeficiente de transferência de calor do lado do ar. Dentre os resultados analisados (capacidade de refrigeração e vazão de ar no evaporador), o desempenho da capacidade de refrigeração de serpentinas será o termo debatido em maior profundidade, isto porque, é justamente este o resultado que mais interessa aos fabricantes e consumidores deste tipo de produto. Na análise será considerada influência de alguns parâmetros: superaquecimento na saída do evaporador; a temperatura de evaporação; tipo de alimentação do refrigerante (por cima e por baixo da serpentina); tipo de escoamento (contra correntes e correntes paralelas); e o acabamento superficial interno dos tubos (liso ou com ranhuras).

Para uma melhor visualização dos resultados, foram levantadas, a partir dos dados de ensaio, curvas de capacidade de refrigeração em função da diferença de temperaturas, DT_{asev} , correspondendo à diferença entre a temperatura do ar que entra na serpentina e a temperatura de evaporação. Estas curvas apresentam um comportamento fortemente linear, Fig. 4.1, cujo coeficiente angular, R , é característica de cada serpentina. A curva de capacidade pode ser expressa da seguinte forma:

$$Q = R(T_{are} - T_{sat}) \quad (4.1)$$

Para fabricantes de serpentinas resfriadoras, tal forma de expressão é muito útil, pois permite a elaboração de catálogos que apresentam a capacidade da serpentina em termos da diferença de temperaturas ΔT_{asev} , interessante para projetistas.

Figura 4.1 Comportamento linear da capacidade de refrigeração de serpentinas

Embora tal coeficiente determine a inclinação da curva de capacidade da serpentina, ele possui significado físico, desta forma é possível expressá-lo através de uma equação algébrica. A determinação desta equação foi de fundamental importância para a obtenção da correlação do coeficiente de transferência de calor do lado do ar proposta neste trabalho, como será visto mais adiante. Sendo assim, antes da apresentação dos resultados de desempenho das serpentinas, o procedimento para a determinação dessa equação deve ser realizado. Este procedimento está fundamentado no processo utilizado por STOECKER et al. (1994).

Para a determinação da equação referida anteriormente, parte-se da análise da distribuição de temperaturas do fluido refrigerante e do ar ao longo de toda a serpentina. Admitindo que o ar seja suficientemente seco (para, com isso, garantir a superfície seca) e que a temperatura do fluido refrigerante seja mantida constante em toda a serpentina, obtém-se uma distribuição de temperaturas conforme representada na Fig. 4.2.

Figura 4.2 Distribuição de temperaturas do fluido refrigerante e do ar ao longo de uma serpentina

Normalmente, capacidades de serpentinas (onde a temperatura do fluido frio é mantida constante pelo processo de mudando de fase) são determinadas pelo produto do coeficiente global de transferência de calor, diferença média logarítmica, e área de troca de calor, conforme Eq.(4.2) abaixo:

$$Q = U A \frac{(T_{are} - T_{rs}) - (T_{ars} - T_{re})}{\ln \frac{(T_{are} - T_{rs})}{(T_{ars} - T_{re})}} \quad (4.2)$$

Como mencionado anteriormente, a análise é feita para situações em que a temperatura do fluido refrigerante é admitida constante, ou seja, situações em que esteja ocorrendo mudança de fase. Assim, $T_{re} = T_{rs} = T_{sat}$:

$$Q = U A \frac{(T_{are} - T_{ars})}{\ln \frac{(T_{are} - T_{sat})}{(T_{ars} - T_{sat})}} \quad (4.3)$$

Fazendo um balanço de energia do lado do ar, e admitindo que sua vazão de ar e o calor específico sejam constantes, obtém-se a seguinte equação:

$$Q = m c p_{ar} (T_{are} - T_{ars}) \quad (4.4)$$

Das equações (4.4) e (4.3), resulta:

$$\frac{Q}{U A (T_{are} - T_{ars})} = \frac{m c p_{ar}}{U A} = \frac{I}{\ln \frac{(T_{are} - T_{sat})}{(T_{ars} - T_{sat})}} \quad (4.5)$$

$$\ln \frac{(T_{are} - T_{sat})}{(T_{ars} - T_{sat})} = \frac{U A}{m c p_{ar}} \quad (4.6)$$

e

$$\frac{(T_{are} - T_{sat})}{(T_{ars} - T_{sat})} = e^{\frac{U A}{m c p}} \quad (4.7)$$

Rearranjando a Eq.(4.7) acima temos:

$$(T_{are} - T_{sat}) e^{\left[\frac{U A}{m c p} \right]} = (T_{ars} - T_{sat}) \quad (4.8)$$

Somando e subtraindo T_{sat} no segundo termo da Eq.(4.8)

$$(T_{are} - T_{sat}) e^{\left[\frac{U A}{m c p} \right]} = -((T_{are} - T_{ars}) - (T_{are} - T_{sat})) \quad (4.9)$$

Inserindo a Eq.(4.4) na Eq.(4.9):

$$(T_{are} - T_{sat}) e^{\left[\frac{U A}{m c p} \right]} = -\left(\frac{Q}{m c p} - (T_{are} - T_{sat}) \right) \quad (4.10)$$

Resultando:

$$Q = m \, cp \left(1 - e^{\left[\frac{U \, A}{m \, cp} \right]} \right) (T_{are} - T_{sat}) \quad (4.11)$$

ou:

$$Q = R (T_{are} - T_{sat}) \quad (4.12)$$

Onde

$$R = m \, cp \left(1 - e^{\left[\frac{U \, A}{m \, cp} \right]} \right) \quad (4.13)$$

A Eq. (4.12) representa o comportamento da serpentina com a variação da diferença de temperatura, Fig.4.1, sendo que o coeficiente angular da curva característica, R, pode ser expresso pela Eq. (4.13).

4.1 - Apresentação dos Resultados

Conforme mencionado, os ensaios foram realizados para 6 modelos de serpentinas. Em algumas das serpentinas as dimensões foram mantidas constantes, modificando-se outros parâmetros tais como: tipos de escoamento dos fluidos, tipo de rugosidade interna do tubo e tipo de alimentação do fluido refrigerante. Tais trocadores de calor foram ensaiados sob várias condições de cargas térmicas simuladas e diferentes temperaturas de evaporação. Como consequência, foram muitos os ensaios realizados, tendo como resultado um vasto banco de dados. Portanto, no decorrer da apresentação os resultados estarão resumidos em tabelas, e para fins ilustrativos de comportamento de desempenho, alguns resultados estarão expressos na forma gráfica. Os cálculos utilizados na análise de desempenho podem ser encontrados na listagem do programa, ANEXO C, desenvolvido no software EES.

4.1.1 - Capacidade da Serpentina

- *Efeito da Temperatura de Evaporação*

Conforme mencionado na seção 3.5, os ensaios de capacidade foram realizados para diferentes temperaturas de evaporação (5 a -20 °C), sendo que em cada uma delas a carga térmica simulada variou entre 0 e 3.000 W aproximadamente. Desta forma, propõe-se neste item, a análise dos dados de ensaio, determinando a influência da temperatura de evaporação na capacidade da serpentina e o efeito sobre o desempenho do circuito frigorífico, analisado pelo valor do COP. Os dados de ensaio, obtidos para a serpentina MODELO I e temperaturas de evaporação de 0 e -10 °C, foram utilizados para analisar a o rendimento do circuito frigorífico.

A primeira análise a ser realizada trata do comportamento do sistema frigorífico sob diferentes cargas térmicas, mantendo-se constante a temperatura de evaporação. Nesta análise, o efeito de refrigeração, EF, e o trabalho de compressão, TL, são dois parâmetros importantes na determinação do desempenho do circuito ao qual está associado o COP. Assim, serão verificados os comportamentos de EF e TL sobre a carga térmica, e consequentemente o desempenho do circuito traduzido pelo COP. Quando um sistema frigorífico estável for submetido a um aumento de carga térmica, o primeiro parâmetro a sentir alterações é a temperatura do ar, que aumentará. Com a elevação da temperatura do ar, a taxa de transferência de calor que ocorre entre o ar e o fluido refrigerante será intensificada, assim como o processo de evaporação do líquido refrigerante, tendo como consequência uma elevação da temperatura de evaporação. Para restabelecer as condições iniciais de operação (temperatura de evaporação constante), para uma carga térmica maior, é necessário aumentar a capacidade do compressor, o que pode ser obtido através do aumento da rotação ou a redução da perda de carga na linha de sucção, neste caso obtida através da válvula reguladora de pressão. Desta forma, o restabelecimento da temperatura de evaporação e do efeito de refrigeração, para uma carga térmica maior é obtida a partir da elevação da taxa de refrigeração, consequência do aumento da vazão de refrigerante. Por outro lado, a potência de compressão também é elevada em consequência da maior vazão de refrigerante, embora o trabalho de compressão tenha

se mantido aproximadamente constante. A Fig. 4.3 apresenta os resultados de capacidade frigorífica, potência de compressão e o valor de COP. Observa-se que mesmo para um aumento da capacidade de refrigeração e da potência de refrigeração, o valor do COP apresentou um comportamento fortemente uniforme, o que era de se esperar, uma vez que este termo é definido pela razão entre o efeito de refrigeração e o trabalho de compressão, sendo que ambos foram mantidos aproximadamente constantes, Fig. 4.4. O efeito de refrigeração foi mantido aproximadamente constante devido a manutenção da temperatura de evaporação e do grau de superaquecimento, que se manteve dentro de uma faixa estabelecida por norma. Em consequência do aumento na vazão, tanto a pressão de aspiração quanto a pressão de descarga sofreram uma pequena, mas proporcional elevação, Fig.4.5. Esta proporcionalidade resultou em um trabalho de compressão aproximadamente constante, conforme verificado na Fig. 4.4.

Figura 4.3 Capacidade frigorífica, potência de compressão e COP versus a vazão do refrigerante. $T_{\text{evap}} = -10$ °C e MODELO I

Portanto, verifica-se que para as condições de ensaio, temperatura de evaporação constante e diferentes cargas térmicas, o valor do COP foi manteve-se aproximadamente constante, uma vez que o efeito de refrigeração e o trabalho de compressão também se mantiveram constantes. Deve-se lembrar que em todos os ensaios o grau de superaquecimento manteve-se dentro da faixa estabelecida por norma, caso não existisse este controle maiores variações no COP poderiam ser observadas em virtude da mudança ocorrida no efeito de refrigeração.

Figura 4.4 Efeito frigorífico, trabalho de compressão e COP versus a vazão do refrigerante. $T_{\text{evap}} = -10\text{ °C}$ e MODELO I

Figura 4.5 Pressão de aspiração e pressão de compressão versus a vazão do fluido refrigerante. $T_{\text{evap}} = -10\text{ °C}$ e serpentina MODELO I

Continuando com o tratamento dos dados de ensaio, foi realizada a análise de desempenho de capacidade de serpentinas sob o efeito de diferentes temperaturas de evaporação. As curvas de capacidade em função da diferença de temperaturas, Dt_{sev} ($T_{are}-T_{sat}$), foram levantadas para vários modelos de serpentinas e diferentes temperaturas de evaporação variando entre 0 e -20 °C. Conforme mencionado no início deste item, foram vários os modelos de serpentinas ensaiadas, por esta razão, um resumo dos resultados obtidos com os distintos modelos é apresentado na Tabela 4.1. Para ilustrar a influência da temperatura de evaporação na capacidade da serpentina curvas de capacidade obtidas para a serpentina MODELO I, com tubos lisos, são apresentados na Fig. 4.6. Os ensaios foram realizados para temperaturas de evaporação de 0, -10, e -20 °C.

Figura 4.6 Efeito da temperatura de evaporação na capacidade da serpentina MODELO I com tubos lisos ($P/T_{evap}=0, -10$ e -20 °C)

Por meio da Fig. 4.6 pode-se observar uma queda no valor do coeficiente angular da serpentina, R , a qual está nitidamente relacionada à redução da temperatura de evaporação, embora esta queda seja mais visível quando comparadas as situações extremas, 0 e -20 °C. Efetivamente da Eq. (4.13), que expressa fisicamente o valor de R , e admitindo que tanto o calor específico como a vazão de ar

não sofrem alterações significativas com a temperatura, conclui-se que o único parâmetro passível de variação é o coeficiente global de transferência de calor, U , que deve aumentar com o temperatura de evaporação. Partindo-se da Eq. (2.1), que expressa o coeficiente global de transferência de calor, e admitindo que as resistências térmicas de convecção do lado do ar e de condução dos metais não sejam significativamente afetadas pela temperatura, pode-se concluir que a resistência térmica de convecção do lado do fluido refrigerante diminui com a temperatura de evaporação.

Tabela 4.1 Resumo dos resultados obtidos nos ensaios de capacidade de serpentinas

MODELO	TEMP. EVAP. [°C]	COEF. ANGULAR [kW/°C]	COEF. GLOBAL [W/°Cm ²]
I Sem ranhura	0	0,406	17,97
	-10	0,381	16,87
I Com ranhura	0	0,489	22,37
	-10	0,433	19,22
	-20	0,363	15,63
II	0	0,217	27,82
	-10	0,210	26,65
III Contra correntes	0	0,231	12,33
	-10	0,190	9,46
III Correntes paralelas	0	0,217	11,27
	-10	0,175	8,52
IV alim. Por cima	-10	0,290	15,06
IV alim. Par baixo	-10	0,280	14,41
V 66 tubos	-10	0,315	27,64
VI 44 tubos	-10	0,250	20,25

Assim, verificou-se que, para uma determinada DT_{asev} , a capacidade da serpentina se eleva com a temperatura de evaporação.

- ***Efeito de Superfícies Intensificadoras nos Tubos (ranhuras internas)***

Superfícies intensificadoras no interior dos tubos de serpentinas de refrigeração têm sido utilizadas na última década como meio de melhorar seu desempenho térmico. Alguns trabalhos mostram uma melhor performance na transferência de calor para tubos com superfícies intensificadoras, sendo que, em certos casos, a intensificação pode atingir fatores da ordem de 10. Motivado por estas informações, ensaios de serpentinas resfriadoras com tubos de superfícies interiores dotados de ranhuras foram realizados, visando verificar seu desempenho.

Os testes em serpentinas resfriadoras com tubos de superfície interna intensificadora, na forma de ranhuras, foram executados com o intuito de comparar seus resultados com serpentinas de tubos lisos, de características geométricas idênticas, e operando sob as mesmas condições de trabalho. Desta forma, seria possível observar um provável aumento na capacidade da serpentina com tubos ranhurados, e se confirmado este aumento verificar se foi significativo. Este tipo de análise é de grande importância para fabricantes de serpentinas, pois estes sempre almejam a melhora de desempenho de seus produtos, mas sem deixar de lado o custo de produção envolvido. Portanto, é de grande interesse saber se existe um ganho de desempenho na serpentina, e de quanto é este ganho, e dependendo destes resultados os fabricantes determinam se este tipo de investimento é viável ou não, uma vez que tubos com superfícies intensificadoras são mais caros que os tubos lisos.

Para os ensaios foram utilizadas as serpentinas MODELO I, inicialmente de tubos lisos, e posteriormente com ranhuras na superfície interna dos tubos. Os ensaios foram realizados para temperaturas de evaporação iguais a: 0 °C, -10 °C, e -20 °C. A Fig. 4.7 apresenta o resultado comparativo entre as duas situações, tubos lisos e tubos ranhurados, ensaiados a -10 °C. Outros resultados estão resumidos na Tabela 4.2.

Figura 4.7 Comparação entre serpentinas, MODELO I, com tubos lisos e tubos ranhurados internamente ensaiados a -10 °C

A Fig. 4.7 permite concluir que realmente ocorre uma elevação na capacidade da serpentina quando, ao invés de tubos lisos se utilizam tubos internamente ranhurados. De acordo com os resultados apresentados na Tabela 4.2, este aumento é mais sensível a temperaturas de evaporação mais elevadas.

A elevação na constante da serpentina foi mais sensível para temperatura de evaporação igual a 0 °C, resultando da ordem de 20 %, em relação aos 13,74 % obtidos para - 10 °C. Na Tabela 4.2 pode se notar ainda que em serpentinas de tubos internamente ranhurados, a variação da constante da serpentina, R , com a temperatura de evaporação é mais acentuada que em serpentinas de tubos lisos.

Este comportamento deve-se, possivelmente, a um efeito mais significativo do coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante para superfícies intensificadoras, uma vez que as resistências térmicas associadas a convecção do lado do ar e a condução dos metais praticamente não sofreram nenhuma alteração.

Tabela 4.2 Resumo comparativo entre as serpentinas de tubo liso e ranhurado

$T_{sat} [^{\circ}C]$	$R [c/ranhura]$ [kW/°C]	$R [s/ranhura]$ [kW/°C]	<i>Aumento [%]</i>
0	0,488685	0,406328	20,27
-10	0,432952	0,380640	13,74

• *Efeito do Grau de Superaquecimento na Saída da Serpentina*

A análise na performance da serpentina, sob o efeito do grau de superaquecimento, teve origem no decorrer dos primeiros ensaios, pois verificou-se que a variação do grau de superaquecimento do refrigerante na saída da serpentina implicava num significativo efeito no seu desempenho. Assim, foram realizados ensaios no sentido de quantificar esse efeito.

A análise foi desenvolvida com base em duas faixas de superaquecimento do refrigerante: baixo superaquecimento, inferior a 5 °C; e alto superaquecimento, superior a 5 °C. As capacidades foram determinadas para temperaturas de evaporação iguais a 0 °C, -10°C e -20 °C, sendo que para cada uma destas temperaturas duas curvas de capacidade foram obtidas, uma para superaquecimentos baixos e a outra para altos. A Fig. 4.8 apresenta, para o MODELO I com tubo ranhurado e temperatura de evaporação igual a -10 °C, a capacidade da serpentina em termos do grau de superaquecimento médio. A Tabela 4.3 exibe o resumo dos resultados de capacidade para as demais temperaturas.

A Tabela 4.3 apresenta um resumo das capacidades da serpentina em termos do grau de superaquecimento médio para a serpentina MODELO I. A partir destes dados é possível verificar uma degradação no valor do coeficiente angular com o aumento do valor médio do superaquecimento. Isto porque, o aumento do superaquecimento na saída da serpentina implica numa região mais extensa ocupada pelo vapor, na qual o coeficiente de transferência de calor é reduzido, o que acaba por afetar o valor do coeficiente global de transferência de calor, U , e consequência a capacidade de refrigeração da serpentina.

Figura 4.8 Capacidade da serpentina em termos do grau de superaquecimento médio. MODELO I com tubos ranhurados e $T_{evap} = -10^\circ\text{C}$

Tabela 4.3 Resumo das capacidades da serpentina em termos do grau de superaquecimento médio

Tsat [°C]	0		-10		-20	
Superaq. médio [°C]	2,4	6,0	3,1	7,3	3,2	7,7
Coef. Angular - R [kW/°C]	0,5333	0,4721	0,5040	0,4082	0,4807	0,3342
Coef. global de transferência de calor [w/°C m ²]	24,90	21,32	23,51	18,48	21,44	14,33
relação de R para as duas faixas superaquecimentos	12,96 %		23,47 %		43,84 %	

Outra observação interessante realizada na análise do efeito do grau de superaquecimento foi que, com a elevação da temperatura de evaporação, o efeito do

grau de superaquecimento diminui. Com efeito na Tabela 4.3 verifica-se que, enquanto o aumento do coeficiente angular, R , para temperatura de evaporação igual - 20 °C foi de 43,84 %, observa-se um aumento de 12,96 % para temperatura de saturação de 0 °C.

Desta forma, conclui-se que a melhora no desempenho da serpentina pode ser obtida utilizando-se valores reduzidos de superaquecimento, embora, não se tenha os mesmos valores de superaquecimento para diferentes valores de temperatura de evaporação. Mas, de qualquer forma, a análise e os dados apresentados mostram claramente uma forte influência do superaquecimento na capacidade da serpentina, especialmente à baixas temperaturas.

• *Efeito da Forma de Alimentação do Fluido Refrigerante*

Neste trabalho, o termo “forma de alimentação do fluido refrigerante” se refere ao sentido de escoamento do refrigerante ao longo da serpentina resfriadora. Especificamente, estas formas de alimentação foram classificadas em: ascendente (alimentação do fluido refrigerante por baixo) e descendente (alimentação do fluido refrigerante por cima).

O objetivo dos ensaios foi o de investigar o efeito do tipo de alimentação sobre o desempenho de serpentinas resfriadoras. Este tipo de ensaio surgiu do interesse em verificar qual seria o comportamento da serpentina nas situações expostas acima, uma vez que na literatura especializada praticamente não se encontrou referência sobre este assunto, embora se constate um certo "folclore" a respeito no meio técnico. Assim, utilizou-se a serpentina MODELO IV para a realização dos ensaios, que foram realizados a uma temperatura de evaporação de -10 °C. A Fig. 4.9 apresenta os resultados obtidos.

Figura 4.9 Comparação entre alimentação por cima e alimentação por baixo na serpentina MODELO IV com $T_{\text{evap}} = -10\text{ °C}$

Inicialmente supunha-se que haveria uma melhora de desempenho da serpentina quando a alimentação fosse ascendente, o que não foi verificado de acordo com as curvas apresentadas na Fig. 4.9. Tal suposição estava baseada na seguinte hipótese: com a alimentação do fluido refrigerante na parte de baixo do evaporador, imaginou-se que isto provocaria uma distribuição do refrigerante mais uniforme pelos circuitos da serpentina. Em adição a esta melhor distribuição, acreditou-se que o escoamento ascendente causaria uma maior aceleração do gás devido a sua menor densidade, e por conseguinte uma intensificação no processo de transferência de calor convectivo na interface líquido-vapor, o que acarretaria em um maior desempenho térmico da serpentina, provocado por maiores taxas de transferência de calor.

Com base nas curvas de desempenho levantadas na Fig. 4.9, verifica-se que o desempenho em ambas condições é da mesma ordem, com pequena predominância da alimentação descendente, que apresenta um valor de R cerca de 5,9% maior que a alimentação ascendente.

Embora seja difícil afirmar algo em relação ao comportamento verificado,

pois seriam necessários mais dados de ensaio específicos para esta situação, levantaram-se duas hipóteses para justificar tais resultados:

1º Supõe-se que nas curvas da serpentina, ou em alguma em específico, formavam-se bolsões de líquido, os quais atuariam como bloqueadores à passagem do fluido refrigerante, diminuindo assim a vazão mássica, induzindo a uma menor taxa de transferência de calor convectivo no interior dos tubos. Esta idéia surgiu a partir do monitoramento da temperatura na saída do evaporador, a qual apresentou comportamento oscilatório, de caráter periódico, possivelmente provocado pelo suposto desprendimento dos bolsões de líquido.

2º Possivelmente grande parcela do refrigerante na fase líquida estaria concentrada na parte mais baixa da serpentina, uma vez que, sua densidade é maior que a da fase gasosa. Desta forma, o processo de transferência de calor do lado do fluido refrigerante seria mais intenso nesta região, enquanto que a outra região, a mais alta, rica em refrigerante no estado gasoso, sofreria uma redução na taxa de transferência de calor.

• *Efeito do Tipo de Escoamento*

A serpentina ensaiada, MODELO III, sofreu pequenas alterações durante o procedimento experimental, as quais visavam alterar a forma de escoamento (de correntes paralelas para contra corrente) buscando verificar o comportamento do evaporador. Analisando-se o escoamento do ar através dos tubos de um evaporador convencional, pode-se dizer que a característica deste escoamento é cruzado. Mas aqui correntes paralelas ou contra corrente se referem a direção em que o refrigerante entra no evaporador, a esse movimento local do refrigerante se superpõe o movimento no sentido da saída da serpentina que pode ser em correntes paralelas ou contra corrente em relação ao movimento do ar.

Os ensaios foram realizados para temperaturas de evaporação iguais a 0 e -10 °C, sendo os resultados representados nas Figs. 4.10 e 4.11 .

Figura 4.10 Comportamento da capacidade de refrigeração em termos dos tipos de escoamento. MODELO III $T_{evap} = 0$ °C

Figura 4.11 Comportamento da capacidade de refrigeração em termos dos tipos de escoamento. MODELO III $T_{evap} = -10$ °C

A diferença entre os resultados para as duas configurações de escoamento do refrigerante não permite estabelecer qualquer conclusão definitiva, embora o escoamento em contra correntes tenha apresentado uma leve melhora no desempenho da serpentina. Tal comportamento seria de esperar em função da referida configuração permitir a manutenção de um diferencial maior ao longo da serpentina entre as temperaturas do ar e do refrigerante.

As diferenças observadas estão dentro da margem de incerteza dos resultados experimentais, o que, neste caso, não permite a emissão de um juízo definitivo, como observado anteriormente.

4.1.2 – Vazão de Ar na Serpentina

Conforme mencionado, outro fator importante na análise de desempenho é a vazão de ar na serpentina. O objetivo é de comparar os resultados obtidos nos procedimentos experimentais com os dados de vazão oferecidos nos catálogos de fabricantes, além de fornecer dados referentes ao escoamento do ar, os quais serão utilizados no programa de simulação de capacidade de serpentina. A vazão de ar foi obtida através do balanço de energia na serpentina, sendo realizada no lado do ar:

$$m_{ar} = \frac{Q}{cp_{ar}(T_{are} - T_{ars})} \quad (4.14)$$

Para ilustrar os resultados obtidos nos ensaios, curvas de vazão de ar versus a capacidade da serpentina foram traçadas, tendo apresentado um comportamento “uniforme”. As Figs. 4.12 e 4.13 mostram a vazão para os evaporadores MODELOS II e IV, respectivamente. Deve-se lembrar que alguns modelos sofreram pequenas modificações (forma de alimentação do refrigerante, tipo de escoamento e uso de tubos ranhurados), mas suas características geométricas e seus ventiladores permaneceram inalterados, por esta razão, os dados de vazão para tais modelos foram tratados como se nenhuma alteração tivesse ocorrido. A Tabela 4.4 apresenta um resumo dos resultados obtidos nos ensaios, comparando-os com as vazões de ar

fornecidas pelos catálogos de fabricantes, verificando-se significativas discordâncias em certos casos.

Figura 4.12 Vazão de ar obtida a partir dos dados da serpentina MODELO II

Figura 4.13 Vazão de ar obtida a partir dos dados da serpentina MODELO IV

Tabela 4.4 Resumo dos resultados de vazão obtidos em ensaios e dados fornecidos por fabricantes

MODELOS	Vazão de ar calculada [m ³ /h]	Incertezas [%] máx. mín.		Vazão de ar do fabricante [m ³ /h]	Diferença [%]
I	4369	22,3	37,3	4500	3,0
II	1213	21,2	26,9	1500	19,1
III	1418	21,3	25,7	2400	40,9
IV	2820	21,7	29,2	3900	27,7
V*	1945	21,4	23,6	*****	*****
VI*	1882	21,6	28,0	*****	*****

* trata-se de modelos recentemente desenvolvidos pelos fabricantes, por esta razão ainda não dispunham de dados de vazão.

Com o auxílio da Tabela 4.4, algumas observações interessantes podem ser feitas, mas, antes, deve-se dividir as serpentinas em três grupos, os quais estão baseados na vazão do ar, grupo 1 para alta vazão (MODELO I), grupo 2 para média vazão (MODELOS IV, V e VI) e grupo 3 para baixa vazão (MODELOS II e III). No grupo 1, o MODELO I é a serpentina que apresenta o maior espaçamento entre aletas, 10 mm, e a maior vazão de ar. Por outro lado, o grupo 3 apresenta o menor espaçamento entre aletas, 3,5 e 4 mm, e as menores vazões de ar. Já o grupo 2, com espaçamento entre aletas, 7 mm, apresenta valores intermediários de vazão de ar.

Comparando-se as serpentinas do grupo 3, que possuem características geométricas muito semelhantes, verifica-se que a serpentina MODELO II possui menor vazão do que a MODELO III, isto ocorre em consequência do menor espaçamento entre aletas verificado na primeira serpentina. Contudo, não se deve afirmar que a vazão é dependente exclusivamente do espaçamento entre aletas, pois como será visto a seguir, na análise do grupo 2, outros parâmetros podem afetar o escoamento de ar. O grupo 2 é constituído das serpentinas MODELOS IV, V e VI, que apresentam algumas diferenças em seus parâmetros geométricos, embora a área frontal, o espaçamento de aletas e os ventiladores sejam os mesmos. Os MODELOS V e VI, por possuem um maior número de fileiras de tubos, 6, ao invés das 4 fileiras apresentadas pelo MODELO IV, e uma maior proximidade entre eles, apresentam uma área livre de escoamento menor, o que, consequentemente, reduz a vazão de ar,

comportamento confirmado pelos resultados apresentados na Tabela 4.2. Assim, conclui-se que o espaçamento entre aletas não é o único termo de influência, mas faz parte de conjunto de parâmetros geométricos que determinam a área livre de escoamento, ou seja, o aumento desta área proporciona maiores vazões de ar.

4.2 - Determinação do Fator de Colburn Para o Lado do Ar

Como observado anteriormente, os valores do coeficiente global de transferência de calor obtidos experimentalmente foram utilizados na determinação dos coeficientes de transferência de calor do lado do ar, permitindo o desenvolvimento de uma correlação para o fator j -Colburn. Por se tratar de dados coletados para condições superficiais secas, a correlação destina-se a situações em que não ocorra a condensação de vapor de água sobre a serpentina. Nesse sentido o coeficiente de transferência de calor do lado do ar foi determinado da seguinte forma:

$$\frac{1}{U A} = \frac{1}{A_i h_i} + R_{metal} + \frac{1}{\eta_{aleta} A_e h_e} \quad (4.14)$$

Observa-se que a disponibilidade de U , não permite avaliar diretamente o coeficiente de transferência de calor no lado do ar. Para tanto é necessário dispor do coeficiente interno correspondente à mudança de fase do refrigerante, da eficiência da superfície aletada e a resistência térmica do metal (tubo e aletas). A seguir será apresentado o procedimento para a obtenção da correlação do fator de Colburn para serpentinas resfriadoras a ar.

• *Determinação da Resistência Térmica do Metal*

A resistência térmica do metal está associada ao mecanismo de condução de calor no tubo e nas aletas. O capítulo 5.0 apresentará o procedimento utilizado para a determinação desta resistência. A seguir é apresentada a resistência do metal para superfície seca:

$$R_{metal} = \frac{1}{A_e h_{ar}} \frac{(1 - \eta_{aleta})}{\left(\eta_{aleta} + \frac{Ap}{As} \right)} + \frac{A_t}{A_i} \frac{di}{2k_{tubo}} \ln \left(\frac{d_i}{d_e} \right) \quad (4.15)$$

• *Determinação do Coeficiente Interno de Transferência de Calor*

Para a determinação do coeficiente de transferência de calor do fluido refrigerante utilizou-se a correlação de PIERRE, Eq.(2.9), para evaporação completa com 6 °C de superaquecimento na saída da serpentina. Deve-se lembrar que esta correlação é aplicável somente para tubos lisos, portanto os dados obtidos nos ensaios de serpentinas com tubos ranhurados não foram utilizados no procedimento de determinação do fator j-Colburn.

$$h_i = 0.0082 \frac{k_f}{d_i} \left(\text{Re}_{LO}^2 Kf \right)^{0.4} \quad (2.9)$$

• *Determinação da eficiência da superfície aletada*

A eficiência de superfícies aletadas é determinada por:

$$\eta_{aleta} = 1 - \frac{A_s}{A_t} (1 - \eta) \quad (4.16)$$

O termo η é a eficiência determinada para uma única aleta. No caso das serpentinas ensaiadas, as aletas eram constituídas de placas planas contínuas. Assim para obter esta eficiência, utilizou-se o método proposto CHAPMAN e McMILLAN (1967), que apresenta o rendimento da aleta em termos das funções de Bessel, Eq. (2.2):

$$\eta = \frac{2re}{mL(Re_q + re)} \zeta \quad (2.2)$$

onde:

$$\zeta = \frac{k_1(mre)I_1(mRe_q) - I_1(mre)K_1(mRe_q)}{k_0(mre)I_1(mRe_q) - I_0(mre)K_1(mRe_q)} \quad (2.2.a)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_{ar}}{k_{alet}ea}} \quad (2.2.b)$$

Para a determinação do raio equivalente, Re_q , foi utilizada a solução proposta por McQUISTON et al.(1988), para um arranjo hexagonal.

Determinou-se, assim, o coeficiente de transferência de calor do lado do ar a partir da Eq.(4.14) e, conseqüentemente, o fator de Colburn,

$$j = \frac{h_e}{G.cp} Pr^{2/3} \quad (2.11)$$

Para a apresentação dos resultados, o fator de Colburn foi expresso em termos do número de Reynolds, sendo que inicialmente foi utilizado o diâmetro hidráulico como dimensão característica, mas, devido à grande dispersão apresentada pelos resultados, optou-se por outro parâmetro geométrico. Assim, baseado no mesmo procedimento adotado por vários autores¹, utilizou-se o espaçamento longitudinal entre tubos como dimensão característica. A Fig. 4.14 mostra a curva do fator de Colburn versus o número de Reynolds para os dados de ensaio obtidos neste trabalho.

A correlação obtida por regressão foi a seguinte:

$$j = 0.0523 Re_{SL}^{-0.2053} \quad (4.17)$$

¹ A partir da Tabela 2.2 é possível verificar quais autores utilizaram o espaçamento longitudinal entre tubos como dimensão característica do número de Reynolds.

Figura 4.14 Fator j-Colburn vs. Reynolds. Dados obtidos a partir dos dados de ensaio

A Fig.4.14 mostra que, embora tenha se adotado outra dimensão característica distinta do diâmetro hidráulico, D_h , no caso, a distância longitudinal entre tubos, Sl , a dispersão dos resultados continua elevada. Por esta razão, a equação obtida neste trabalho será utilizada apenas na análise comparativa com as correlações obtidas na literatura, Tabela 2.2.

Para a comparação entre a correlação desenvolvida neste trabalho e as correlações encontradas na literatura será utilizado o mesmo procedimento desenvolvido na seção 2.3, com a incorporação da Eq.(4.17), sendo que tais correlações tiveram suas dimensões características adaptadas para o diâmetro hidráulico, procedimento possível através da multiplicação e divisão do diâmetro hidráulico nas correlações que utilizavam outras dimensões características. A Fig 4.15 mostra a comparação entre as distintas correlações, utilizando dados geométricos e de vazão de ar dos testes realizados para as serpentinas MODELOS I, II, III e IV.

Figura 4.15 Comparação da correlação desenvolvida com as obtidas na literatura

O que pode ser observado através da Fig. 4.15, é que, mesmo apresentando uma grande dispersão em relação aos valores experimentais, a correlação Eq.(4.17) apresentou uma boa concordância com as demais correlações para todos os modelos de serpentinas testados. Deve-se lembrar que esta correlação foi desenvolvida para aplicações de superfícies secas, e seu desenvolvimento foi apenas no sentido de especular com os resultados experimentais obtidos.

CAPÍTULO 5 - MODELO TÉRMICO E PROCEDIMENTO DE CÁLCULO PARA SERPENTINAS RESFRIADORAS

A utilização de programas computacionais capazes de simular numericamente situações reais tem estado cada vez mais presente no meio industrial e acadêmico. Esta presença é fruto da grande versatilidade e rapidez de cálculos apresentados pelos computadores atuais. Outra grande vantagem apresentada pelos programas de simulação refere-se ao custo inicial do equipamento, à rapidez e à confiabilidade dos resultados apresentados; em contra partida, tais vantagens não são encontradas via procedimentos experimentais, os quais demandam altos custos de investimentos em equipamentos e de pessoal qualificado. Por esta razão, foi desenvolvido neste trabalho um programa de simulação com o objetivo de auxiliar novos projetos de trocadores de calor compactos e principalmente em relação a determinação de desempenho térmico de vários parâmetros de serpentinas resfriadoras. Dentre estes parâmetros destacam-se: capacidade de refrigeração da serpentina, temperatura de bulbo seco na saída da serpentina, vazão de refrigerante, resistências térmicas, etc. Contudo, para que o programa pudesse ser empregado como instrumento de trabalho, ele foi, antes de tudo, validado a partir da comparação entre os resultados obtidos via simulação e os determinados em procedimentos experimentais.

Antes da apresentação dos resultados comparativos descritos acima, será detalhado o modelo matemático adotado para a elaboração do programa, bem como o procedimento de operação deste.

5.1 - Modelo Matemático de Simulação de Serpentinhas Resfriadoras

Conforme mencionado anteriormente, o modelo de simulação de serpentinhas resfriadoras desenvolvido neste trabalho está baseado no modelo proposto por RICH (1976). Em seu trabalho, Rich objetivou sistemas de ar condicionado, que operavam sob condições úmidas em toda sua superfície, fato justificado por serem estas as condições encontradas em serpentinhas para aplicações de condicionamento de ar. Além disto, Rich divide a serpentina em duas regiões: de evaporação e de superaquecimento. Tal modelo foi adotado como referência devido à sua simplicidade e aos resultados satisfatórios. Cabe considerar que o modelo desenvolvido neste trabalho apresenta algumas diferenças em relação ao programa de Rich. Dentre tais diferenças está a possibilidade de cálculo de capacidade em superfícies completamente secas, ou parcialmente secas, além, é claro, de superfícies completamente úmida. Antes da determinação da capacidade da serpentina, o modelo determina o ponto, caso exista, em que se inicia a condensação do vapor de água do ar que circula através do trocador de calor.

Desta forma, o modelo admite a existência de quatro possibilidades de cálculo: serpentina completamente úmida, serpentina completamente seca e serpentina parcialmente úmida, podendo esta ocorrer nas regiões de evaporação ou superaquecimento. Portanto, a serpentina pode ser tratada como constituída de até três regiões distintas, cuja capacidade pode ser calculada como:

$$q = q_{\text{superfície seca}} + q_{\text{superfície úmida}} \quad (5.1)$$

onde:

$$q_{\text{superfície seca}} = (Fs U A_t \Delta t_{\ln})_{\text{evaporação}} + (Fs U A_t \Delta t_{\ln})_{\text{superaquecimento}} \quad (5.2)$$

$$q_{\text{superfície úmida}} = \left(\frac{Fs A_t \Delta t_{\ln}}{R_r + R_m} \right)_{\text{evaporação}} + \left(\frac{Fs A_t \Delta t_{\ln}}{R_r + R_m} \right)_{\text{superaquecimento}}$$

Onde $Fs=I$ quando houver mudança de fase à pressão constante, porque, neste caso, a temperatura também será constante.

• **Determinação da fronteira entre a superfície seca e úmida da serpentina**

Para que se inicie o processo de condensação na serpentina, é necessário que em algum ponto a temperatura da superfície se iguale à temperatura de ponto de orvalho do ar de entrada. Para a determinação do ponto onde a condensação se inicia foi utilizado o método proposto por STOECKER et al. (1985). Para ilustrar este fenômeno, é utilizada a Fig. 5.1. Neste processo, o resfriamento do ar é iniciado sem desumidificação, ocorrendo até que a temperatura da superfície seja igual à temperatura de orvalho do ar. É justamente neste ponto, onde se inicia o processo de condensação, a fronteira entre as regiões seca e úmida.

Figura 5.1 Esquema do início do processo de condensação em superfícies com temperatura abaixo do ponto de orvalho

No ponto de início de condensação, as seguintes equações são aplicáveis:

$$h_{ar} A_s (t_{ar} - t_{orv}) = \frac{1}{\frac{A_t}{A_i h_r} + R_m} A_s (T_{orv} - t_{sat}) \quad (5.3)$$

e

$$\frac{h_{ar}}{c_p} A_s (i_{ar} - i_{orv}) = \frac{1}{\frac{A_t}{A_i h_r} + R_m} A_s (T_{orv} - t_{sat}) \quad (5.4)$$

Lembrando que:

$$t_{orv} = f(t_{are})$$

onde t_{are} é conhecido. Das Eqs. (5.3) e (5.4):

$$t_{ar} = \frac{(i_{ar} - i_{orv})}{cp} + t_{orv} \quad (5.5)$$

Fazendo um balanço de energia na porção seca da serpentina, temos:

$$\dot{m} cp(t_{are} - t_{ar}) = \frac{1}{\frac{1}{h_{ar}} + \frac{A_t}{A_i h_r} + R_m} A_s \left(\frac{(t_{are} + t_{ar})}{2} + t_{sat} \right) \quad (5.6)$$

O que resulta em:

$$A_s = \frac{\dot{m} cp(t_{are} - t_{ar}) \left(\frac{1}{h_{ar}} + \frac{A_t}{A_i h_r} + R_m \right)}{\left(\frac{(t_{are} + t_{ar})}{2} + t_{sat} \right)} \quad (5.7)$$

A área determinada acima representa aquela referente à porção seca da serpentina. Assim, para se determinar o ponto em que a condensação ocorre, uma relação entre a área total e a profundidade da serpentina foi utilizada, Fig. (5.2). Esta relação é expressa pela Eq. (5.8).

Figura 5.2 Relação entre a profundidade da serpentina com o comprimento da superfície seca

$$\frac{Lp}{css} = \frac{A_t}{A_s}$$

O que resulta em

$$css = \frac{Lp}{A_t} A_s \quad (5.8)$$

Onde css é o comprimento da superfície seca na direção longitudinal da serpentina.

- ***Determinação dos comprimentos referentes às regiões de evaporação e superaquecimento***

Conforme já exposto, o modelo admite que a serpentina possui duas regiões características do lado do escoamento do fluido refrigerante que são: escoamento bifásico (região de evaporação) e escoamento monofásico (região de superaquecimento). Cada uma destas regiões é caracterizada por coeficientes de transferência de calor próprios e, portanto, tratada como uma serpentina. A seguir é apresentado o modelo para determinação dos comprimentos referentes as regiões de evaporação e de superaquecimento.

Fazendo um balanço de energia no volume de controle representado pela Fig.5.3, onde é admitido um fluxo de calor constante e uniforme, e os efeitos gravitacionais são desprezados, obtém-se:

Figura 5.3 Representação do fluxo de calor no tubo da serpentina

Pelo balanço de energia temos:

$$q \, 2\pi \, r \, i \, dy = \dot{m}_r (i_{y+\Delta y} - i_y) \quad (5.9)$$

Porém

$$i_{y+\Delta y} = i_y + \left(\frac{di}{dy} dy \right)$$

Substituindo em (5.9)

$$q \, 2\pi \, r \, i = \dot{m}_r \frac{di}{dy} \quad (5.10)$$

Onde

$$di = i_{lv} \, dx \quad (5.11)$$

das Eqs. (5.10) e (5.11)

$$dy = \frac{\dot{m}_r}{q \, 2\pi \, r \, i} i_{lv} \, dx \quad (5.12)$$

Conforme mencionado no Capítulo 2, a correlação utilizada para o escoamento bifásico, região de evaporação, é a de PIERRE (1956), Eq. (2.8) para evaporação incompleta, que é válida para título na saída igual a 0,9. Assim, integrando a Eq. (5.12), obtém-se:

$$\int_0^{L_{evap}} dy = \frac{\dot{m}_r}{q \, 2\pi \, r \, i} i_{lv} \int_{x_e}^{0,9} dx \quad (5.13)$$

$$L_{evap} = \frac{\dot{m}_r}{q \, 2\pi \, r \, i} i_{lv} (0,9 - x_e)$$

O comprimento da região de superaquecimento é a diferença entre o comprimento total da serpentina e o comprimento da região de evaporação. Neste trecho do evaporador a correlação é a de DITTUS-BOELTER (1930), já definida no Capítulo 2, Eq. (2.10).

$$h_{sup} = 0.023 \frac{k_v}{di} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^n \quad (2.10)$$

$$L_{sup} = (N_t L_{tass}) - L_{evap} \quad (5.14)$$

Onde N_t e L_{tass} são, respectivamente, o número e o comprimento dos tubos de uma serpentina. Deve-se atentar que estas equações são determinadas para cada circuito da serpentina. Assim, a resistência térmica relativa ao escoamento do refrigerante, R_r , Eq. (5.2), é determinada para cada uma das regiões da serpentina: de evaporação e de superaquecimento.

Definidos os métodos para determinação da fronteira entre as superfícies seca e úmida para o lado do ar, e os comprimentos referentes às regiões de evaporação e de superaquecimento do refrigerante, a seguir serão discutidos os termos que compõem a Eq. (5.2).

Em relação aos termos da equação referida acima, pode-se dizer que o fator de correção da ΔT_{ln} , F_s , é especificado pela avaliação das características de escoamento do fluido refrigerante, assumindo-se o valor igual a 1 para condições de mudança de fase, ou seja, pressão constante e, portanto, temperatura de evaporação constante. Das variáveis apresentadas acima, merece atenção especial a resistência térmica do metal. Tal cuidado deve-se às peculiaridades envolvidas nos procedimentos de determinação deste termo. Por esta razão, a seguir são apresentados os procedimentos para a determinação de tal variável.

- ***Determinação da resistência térmica do metal para superfícies úmidas***

Estas referidas peculiaridades estão relacionadas à presença do filme de condensado em toda a superfície externa da serpentina. Nestas condições, a taxa de transferência de calor entre a superfície e o ar é dada em termos da diferença de entalpia, ao invés da diferença de temperaturas. A transferência de calor do ar para o refrigerante ocorre em duas regiões: entre o fluido refrigerante e a superfície externa do metal, admitida a uma temperatura uniforme e constante; e entre esta e o ar, caracterizada pela diferença de entalpia entre aquela do ar saturado junto à superfície úmida e o ar ao longe. Para evitar o uso de entalpias, Rich contorna o problema analisando a transferência de

calor entre o fluido refrigerante e a superfície metálica externa, utilizando desta forma diferenças de temperaturas para determinar a capacidade da serpentina. Por outro lado, o problema passa a ser a determinação da temperatura externa da superfície metálica, que é conseguida a partir da determinação da constante da serpentina, C , definida a seguir. O circuito analógico representativo deste processo pode ser visualizado a partir da Fig. 5.4, onde R_{se} corresponde à aleta, mais adiante será apresentado um método para sua determinação.

Rich define uma resistência metálica, R_m Fig. 5.4(c), como sendo a soma das resistências térmicas do tubo, R_t , e a da aleta, R_{se} . Nessa condições, considerando a Fig. 5.4 (a), o fluxo de calor pode ser determinado da seguinte forma:

Figura 5.4 Circuito analógico das resistências térmicas envolvidas em processos de transferência de calor e massa. (a) da superfície das aletas até o refrigerante; (b) do ar até a superfície das aletas; (c) resistência do metal, tubo mais aleta

$$Q = \frac{T_m - T_r}{R_r + R_m} \quad (5.15)$$

Considerando a Fig. 5.4 (b), associada a um mecanismo de transferência de calor e massa, o fluxo de calor também pode ser avaliado pela equação do salto entálpico,

$$Q = \frac{(i_{ar} - i_m)}{R_{ar}} \quad (5.16)$$

onde:

$$R_{ar} = \frac{c p_{ar}}{A_t h_{ar}} \quad (5.17)$$

A resistência térmica da Eq. (5.17) está associada aos efeitos convectivos do escoamento externo, ou seja, àqueles associados ao mecanismo de transferência de calor entre a superfície externa da serpentina, mantida a uma temperatura uniforme, e o ar. Igualando e rearranjando as Eqs. (5.15), (5.16) e (5.17), obtém-se:

$$\frac{T_m - T_r}{i_{ar} - i_m} = \frac{R_r + R_m}{R_{ar}} = C \quad (5.18)$$

O termo C é denominado característica da serpentina, sendo de fundamental importância, uma vez que permanece constante, desde que as resistências térmicas associadas não variem. Conhecendo a característica da serpentina, C ; a temperatura do fluido refrigerante, e a temperatura do ar, passa a ser possível determinar, através de um processo iterativo, a temperatura externa da superfície metálica, uma vez que a entalpia do ar saturado, i_m , junto à superfície úmida da serpentina pode ser expresso em termos da temperatura da superfície. Os valores da entalpia podem ser determinados a partir de tabelas de propriedades termodinâmicas do ar úmido ou através de polinômios que expressem a entalpia do ar úmido em função da temperatura de saturação, no caso, aquela da superfície metálica.

Neste trabalho, bem como naquele de Rich, opera-se com dois valores de C : um para a região de superaquecimento e outro para a região de evaporação. A razão para a determinação destes dois valores está associada à variação da resistência térmica do refrigerante ao passar de uma região para outra. Deve-se tecer, ainda, algum comentário relativo à resistência térmica associada à superfície externa, ou seja, a resistência de condução através das aletas. Para sua determinação, deve-se partir da análise do circuito analógico representado na Fig. 5.4, segundo o qual o fluxo de calor através da superfície estendida pode ser expresso da seguinte forma:

$$Q = \frac{T_m - T_{base}}{R_{se}} \quad (5.19)$$

Sendo que T_{base} é a temperatura obtida na superfície externa do tubo.

De acordo com THRELKELD (1970),

$$i = a + b' T \quad (5.20)$$

Subtraindo a entalpia da superfície externa total da entalpia da superfície externa do tubo, pela expressão acima:

$$i_m - i_{base} = a + b' T_m - (a + b' T_{base})$$

Resultando

$$i_m - i_{base} = b' (T_m - T_{base})$$

Assim

$$Q = \frac{i_m - i_{base}}{b' R_{se}} \quad (5.21)$$

Considere-se, a seguir, os circuitos elétricos analógicos da Fig. 5.5. O circuito da Fig. 5.5 (a), envolve diferenciais de temperatura entre o refrigerante e a superfície exterior do tubo, denominada de base. O circuito da Fig. 5.5 (b), envolve diferenciais de entalpias entre superfície externa, tubo e aletas, e o ar. O fluxo de calor para o circuito da Fig.5.5 (b), considerando que se trata de um esquema em paralelo, pode ser determinado como,

$$\dot{Q} = \dot{Q}_a + \dot{Q}_{sl} \quad (5.22)$$

A primeira parcela do segundo termo representa o fluxo de calor entre o ar e a superfície aletada; e é determinado pela já conhecida equação do salto entálpico:

$$\dot{Q}_a = \eta_a \frac{h_{ar}}{cp_{ar}} (i_{ar} - i_{aleta}) A_s \quad (5.23)$$

Figura 5.5 Circuito analógico ao processo de transferência de calor e massa

η_a foi introduzido, como tradicionalmente se faz, em virtude da ocorrência de gradientes de temperatura ao longo da aleta.

A segunda parcela representa o fluxo de calor através da superfície livre da serpentina:

$$\dot{Q}_{s.l.} = \frac{h_{ar}}{cp_{ar}} (i_{ar} - i_{base}) A_p \quad (5.24)$$

Introduzindo as Eqs.(5.22) e (5.23) na Eq. (5.19), obtém-se:

$$\dot{Q} = \frac{(i_{ar} - i_{base})}{R_{ext}} \quad (5.25)$$

onde a que resistência térmica, R_{ext} , entre a superfície externa, tubo e aletas, e o ar é expresso da seguinte forma:

$$R_{ext} = \frac{cp_{ar}}{h_{ar}(\eta_a A_s + A_p)} \quad (5.26)$$

R_{ext} está associada, conforme ilustra a Fig.5.4, à resistência térmica entre a superfície externa do tubo e o ar. Portanto, engloba tanto efeitos convectivos associados, como os efeitos de condução nas aletas.

Somando e subtraindo a entalpia do ar saturado à temperatura da superfície metálica, i_m , na Eq. (5.25), tem-se:

$$\dot{Q} = \frac{(i_{ar} - i_m + i_m - i_{base})}{R_{ext}} \quad (5.27)$$

substituindo as Eqs. (5.16) e (5.21), na Eq. (5.27):

$$Q R_{ext} = Q R_{ar} + Q b' R_{se} \quad (5.28)$$

portanto:

$$R_{ext} = R_{ar} + b' R_{se} \quad (5.29)$$

Com a substituição das Eqs. (5.17) e (5.26) na Eq. (5.29), resulta a expressão da resistência térmica da superfície estendida,

$$R_{se} = \frac{cp_{ar}}{h_{ar} A_t b'} \frac{(1 - \eta)}{\left(\eta - \frac{A_p}{A_s} \right)} \quad (5.30)$$

Uma vez apresentados os procedimentos de cálculo dos termos da Eq. (5.14), é possível determinar a capacidade da serpentina. Deve-se lembrar que tais procedimentos foram desenvolvidos para situações em que a serpentina se encontra recoberta por um filme de líquido.

• ***Determinação da temperatura do ar na saída da serpentina com superfície úmida***

Para a determinação da temperatura do ar na saída da serpentina úmida, foi utilizado o método ε -NUT. Admitindo que a temperatura da superfície úmida é mantida constante ao longo de toda a serpentina, o que pode ser usado, uma vez que é admitido um escoamento do fluido refrigerante a pressão constante, e consequentemente a temperatura constante, assim pelo método de ε -NUT, Fig.5.6:

Figura 5.6 Comportamento da temperatura da superfície e do ar ao longo de uma serpentina

A efetividade, ε , é definida pela razão entre o fluxo de calor real e o fluxo de calor máximo. Assim temos:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_{\text{arlonge}}(T_{\text{are}} - T_{\text{ars}})}{C_{\min}(T_{\text{are}} - \bar{T}_s)} \quad (5.31)$$

Mas

$$C_{\text{arlonge}} = \dot{m}_{\text{ar}} c p_{\text{arlonge}}$$

$$C_{\min} = \dot{m}_{\text{ar}} \bar{c} p_{\text{ar}}$$

Portanto

$$\varepsilon = \frac{c p_{\text{arlonge}}(T_{\text{are}} - T_{\text{ars}})}{\bar{c} p_{\min}(T_{\text{are}} - \bar{T}_s)}$$

Considerando que a diferença entre o calor específico do ar úmido e o calor específico médio do ar úmido é muito pequena, pode-se admitir que:

$$\varepsilon = \frac{(T_{are} - T_{ars})}{(T_{are} - \bar{T}_s)} \quad (5.32)$$

Sabendo que:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT}; \quad (5.33)$$

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (5.34)$$

Com as Eqs. (5.32), (5.33) e (5.34), tem-se:

$$T_{ars} = T_{are} - \left(T_{are} - \bar{T}_s \right) \left(1 - e^{-NUT} \right) \quad (5.35)$$

A Eq. (5.35) determina a temperatura de bulbo seco para o ar na saída da serpentina sob condições de superfície úmida.

O diagrama de blocos do programa de simulação de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras, pode ser observado a partir da Fig. 5.7. Já a listagem do programa de simulação está representado no ANEXO D.

FIGURA 5.7 Diagrama de blocos do programa de simulação de serpentinas resfriadoras

5.2 Análise Comparativa dos Resultados Simulados

Os resultados obtidos pelo programa de simulação de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras foram analisados a partir de um procedimento de comparação com dados obtidos via procedimentos experimentais, conforme discutido durante o Capítulo 1.

Entretanto, para esta análise, um problema deve ser contornado, o qual se refere à característica dos testes. Ou seja, os testes admitem uma condição de ar com um valor de umidade baixo o suficiente para admiti-lo seco, razão pela qual não foi medido tal parâmetro. Dado que o programa necessita de valores de umidade do ar como dados de entrada, estes foram admitidos muito baixos.

Para que o programa desenvolvido neste trabalho possa ser utilizado como ferramenta de trabalho para pesquisadores e fabricantes de evaporadores, há a necessidade de validá-lo. Para tal processo, foram utilizados os dados obtidos nos procedimentos de ensaio discutidos no Capítulo 3. Os dados simulados e os dados obtidos experimentalmente serão analisados por três parâmetros significativos: capacidade da serpentina, Q_{serp} (kW), temperatura de bulbo seco do ar na saída da serpentina, T_{ars} ($^{\circ}\text{C}$), e a vazão do fluido refrigerante, $\dot{m}_r$ (kg/s).

Antes do processo de validação do programa, é feita uma comparação entre os resultados de RICH (1976) e o modelo aqui proposto, expresso na Tabela 5.1. Para tal comparação, foram utilizados os mesmos dados de entrada do trabalho original de Rich. ANEXO E. Percebe-se uma boa consistência nos resultados obtidos em ambos os estudos; contudo, em algumas situações notam-se desvios mais significativos como, por exemplo, em relação à temperatura do ar na saída da serpentina, ao coeficiente de transferência de calor do refrigerante na região de evaporação e resistência térmica do ar. Embora uma análise mais precisa deva se feita a respeito desses desvios, especula-se alguns fatos que podem justificar tais desvios:

- O alto desvio apresentado no coeficiente de transferência de calor no lado do fluido refrigerante, na região de evaporação, possivelmente é consequência de uma maior região de mudança de fase obtida no trabalho de Rich, uma vez que o autor admite que esta região persiste até título de saída igual a um. Esta hipótese reduz o valor de h ,

uma vez que Rich adota a correlação de PIERRE (1956) para evaporação incompleta, mas admitindo um título de saída $x=1$. No presente estudo utilizou-se o valor de título de saída $x=0,9$, como proposto por Pierre. O coeficiente de transferência de calor da região de vapor superaquecido não apresentou grandes desvios, pois, em ambos os estudos foi utilizada a correlação de DITTUS-BOELTER (1930), que tem como variável dimensional o diâmetro interno do tubo. Os desvios encontrados também podem estar relacionados aos valores das propriedades de transporte.

- Um grande desvio é constatado no resultado encontrado para a resistência do lado do ar. Rich utilizou sua própria correlação para determinação do coeficiente de transferência de calor do lado do ar, enquanto que no presente estudo foi utilizada a correlação proposta por McQUISTON (1978).

Tabela 5.1 Comparação dos resultados simulados no presente estudo e os de RICH (1976)

Parâmetros analisados	Presente estudo	RICH (1976)	Diferença
Vel. Mássica do refrigerante [kg/s m ²]	178,8	188,7	5,2 %
Temperatura do ar na saída da serpentina [°C]	10,31	12,79	19,4 %
Capacidade de refrigeração [W]	6063	6395	5,2 %
Resist. Térmica do metal [m ² °C/W]	0,002272	0,002166	-4,9 %
Coef. Transf. de calor do refrigerante (evaporação) [m ² °C/W]	3791	3151	-20,3 %
Coef. Transf. de calor do refrigerante (superaq.) [m ² °C/W]	316,7	340,7	7,0 %
Resist. Térmica do ar [m ² °C/W]	0,0153	0,0131	-16,8 %

Embora algumas discordâncias ocorram entre os modelos de Rich e o aqui proposto, este se apresentou satisfatório. A seguir é feita uma análise comparativa entre

os dados simulados e os experimentais.

Para efeito comparativo, foram simuladas 171 situações de operação para as serpentinas, modelos I, II e III, estando estas submetidas a diversas situações de operação, tais como: temperaturas de evaporações variando entre 0 a -20°C e superaquecimento variando de 1 a 10°C .

Para uma melhor ilustração destes resultados, são apresentadas curvas que expressam o ajuste entre os resultados ensaiados e os simulados, sendo que em cada uma das 171 comparações foi gerado um erro absoluto. O conjunto dos valores de erro absoluto é tratado de forma a se determinar valores do erro médio, máximo (dispersão) e desvio médio dos valores absolutos do erro.

A Fig. 5.8 apresenta a comparação entre a capacidade da serpentina simulada versus a capacidade determinada experimentalmente. Este procedimento permite verificar um bom ajuste de resultados, com erro médio de 7,0 % e desvio médio de 4,1%. Embora os valores obtidos experimentalmente apresentem valores um pouco elevados, dispersão máxima de 24,2 %, o ajuste entre resultados pode ser considerado razoável, uma vez que baixos valores no desvio médio indicam uma baixa dispersão de resultados. Especula-se que esta dispersão seja resultado de valores de entrada da umidade absoluta, os quais são estimados, uma vez que este parâmetro não pode ser determinado nos ensaios.

Figura 5.8 Q_{sim} vs. Q_{exp} , modelos de serpentina I, II e III, para temperaturas de saturação variando entre 0 e -20°C

A curva da Fig. 5.9 ilustra a comparação entre as temperaturas de bulbo seco do ar na saída da serpentina simuladas e experimentais.

Figura 5.9 $T_{ars\ sim}$ vs. $T_{ars\ exp}$, modelos de serpentina I, II e III, para temperaturas de saturação variando entre 0 e $-20^{\circ}C$

O resultado da Fig. 5.9 mostra que existe uma correlação entre os resultados do modelo aqui proposto e os experimentais, os quais apresentaram um erro médio de 8,5% com um desvio médio de 5,4%. Embora tenha se observado uma dispersão máxima de 26,3%, caracterizada por algum ponto isolado, os resultados apresentados são satisfatórios

Na Fig. 5.10 comparam-se as vazões de refrigerante simuladas e experimentais. Com base nesta figura percebe-se um comportamento de vazão do refrigerante, semelhante ao da capacidade da serpentina, Fig. 5.8. Tal comportamento era de se esperar, pois a vazão mássica é diretamente proporcional à capacidade da serpentina. Além do comportamento, os valores de dispersão máxima, 24,8%, erro médio, 8,0%, e desvio absoluto, 4,8%, também são semelhantes aos valores obtidos para a capacidade da serpentina, caracterizando-se assim uma boa consistência não só entre os valores

simulados e experimentais de um determinado parâmetro, mas também entre parâmetros distintos.

Figura 5.10 mr_{sim} vs. mr_{exp} , modelos de serpentina I, II e III, para temperaturas de saturação variando entre 0 e -20°C

Embora tenham sido avaliados apenas alguns pontos correspondentes a distintas condições operacionais, percebe-se através das Figs. 5.8, 5.9 e 5.10, uma boa correlação entre os dados simulados e os obtidos experimentalmente. Desta forma, pode-se dizer que o modelo proposto pode ser utilizado com razoável segurança na análise de serpentinas resfriadoras.

5.3 Análise paramétrica dos efeitos de alguns parâmetros geométricos

É importante lembrar que o programa, além de simular carga térmica, também poderá ser utilizado para avaliar os efeitos provocados por variações geométricas no desempenho de serpentinas. Desta forma, o programa de simulação de serpentinas é apresentado nesta seção sob outra forma de análise. Ou seja, a partir de uma determinada serpentina que é utilizada para análise, serão feitas variações em alguns de seus parâmetros geométricos de forma a permitir a avaliação destas variações em seu desempenho térmico. Com esta análise, o programa apresenta-se como uma importante ferramenta de trabalho, pois permite auxiliar ou até definir parâmetros no desenvolvimento de novos projetos de serpentinas.

Dentre todos os parâmetros, o mais importante é o espaçamento entre aletas. Isto porque tal parâmetro afeta diretamente a área total de troca de calor do evaporador. Para verificar o comportamento de tal parâmetro sobre a capacidade da serpentina, a curva da Fig. 5.11 apresenta o comportamento para a serpentina MODELO IV quando todos os parâmetros geométricos são mantidos constantes, com exceção do espaçamento entre aletas que variou de 4 a 8 mm.

Figura 5.11 Desempenho da serpentina MODELO IV, em função do espaçamento entre aletas, com as seguintes condições: $T_{\text{sat}} = -10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{\text{sup}} = 3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{ar}} = 3337 \text{ m}^3/\text{h}$; $T_{\text{are}} = -0,5^{\circ}\text{C}$; $w_{\text{are}} = 0,0022 \text{ kgH}_2\text{O}/\text{kg ar seco}$; $w_{\text{ars}} = 0,0021 \text{ kgH}_2\text{O}/\text{kg ar seco}$

Já era de se esperar um comportamento como o apresentado pela Fig. 5.11, ou seja, a capacidade da serpentina diminui com o crescimento do espaçamento entre as aletas, uma vez que a área de troca de calor também diminuiu. O importante, neste caso, além de confirmar tal comportamento, é poder conhecer quantitativamente tal variação.

Ainda utilizando os resultados da simulação anterior, é possível verificar não somente o comportamento da capacidade da serpentina, mas também parâmetros importantes, como a temperatura de bulbo seco do ar na saída da serpentina, Fig 5.12, e a vazão do fluido refrigerante, Fig.5.13.

Percebe-se que há um comportamento ascendente da temperatura do ar na saída da serpentina com o aumento do espaçamento entre aletas, comportamento este explicado pela redução da área de troca de calor e, portanto, pela capacidade da serpentina. A redução da capacidade da serpentina, como já verificado pelas Figs. 5.8 e 5.10, está intimamente ligada à vazão do refrigerante, sendo tal comportamento novamente verificado na Fig. 5.13.

Figura 5.12 Temperatura de saída do ar na serpentina MODELO IV, em função do espaçamento entre aletas, com as seguintes condições: $T_{sat} = -10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{sup} = 3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{ar} = 3337 \text{ m}^3/\text{h}$; $T_{arc} = -0,5^{\circ}\text{C}$; $w_{arc} = 0,0022 \text{ kgH}_2\text{O}/\text{kg ar seco}$; $w_{ars} = 0,0021 \text{ kgH}_2\text{O}/\text{kg ar seco}$

Figura 5.13 Vazão do fluido refrigerante, serpentina MODELO IV, em função do espaçamento entre aletas, com as seguintes condições: $T_{sat} = -10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{sup} = 3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{ar} = 3337 \text{ m}^3/\text{h}$; $T_{are} = -0,5^{\circ}\text{C}$; $w_{are} = 0,0022 \text{ kgH}_2\text{O}/\text{kg ar seco}$; $w_{ars} = 0,0021 \text{ kgH}_2\text{O}/\text{kg ar seco}$

Além da possibilidade de simular o comportamento da serpentina quanto às variações de parâmetros geométricos, o modelo proposto também possibilita que o comportamento da serpentina seja avaliado para variações outras que não simplesmente as relacionadas a parâmetros geométricos. Trata-se das condições de temperatura e de umidade do ar ambiente, bem como condições de operação como superaquecimento na saída da serpentinas. A seguir serão apresentados resultados de simulações para as condições mencionadas acima. Para estas simulações será utilizada novamente a serpentina MODELO IV. Esta escolha é justificada pela possibilidade de se comparar o mesmo evaporador, sob diversas condições.

As Figs. 5.14, 5.15 e 5.16 apresentam o comportamento da serpentina MODELO IV, para variações da umidade absoluta do ar na entrada, a qual variou entre 0,0019 e 0,0025 $\text{kgH}_2\text{O}/\text{kg ar seco}$. Tais figuras mostram, respectivamente, a capacidade da serpentina, a temperatura de bulbo seco do ar na saída da serpentina e a vazão de refrigerante.

Figura 5.14 Desempenho da serpentina MODELO IV, em função da umidade absoluta do ar, com as seguintes condições: $T_{sat} = -10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{sup} = 3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{ar} = 3337 \text{ m}^3/\text{h}$; $T_{arc} = -0,5^{\circ}\text{C}$

Figura 5.15 Temperatura do ar na saída da serpentina MODELO IV, em função da umidade absoluta do ar, com as seguintes condições: $T_{sat} = -10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{sup} = 3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{ar} = 3337 \text{ m}^3/\text{h}$; $T_{arc} = -0,5^{\circ}\text{C}$

Figura 5.16 Vazão do fluido refrigerante da serpentina MODELO IV, em função da umidade absoluta do ar, com as seguintes condições: $T_{\text{sat}} = -10,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{\text{sup}} = 3,5^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{ar}} = 3337 \text{ m}^3/\text{h}$; $T_{\text{arc}} = -0,5^{\circ}\text{C}$

Pelas Figs. 5.14 e 5.16, observa-se que a capacidade e a vazão de fluido refrigerante aumentam com a umidade absoluta do ar na entrada. Isto ocorre porque, para as condições descritas, é necessário um aumento da capacidade de troca de calor para que seja suprimida a quantidade de calor latente necessária para a condensação da umidade do ar. Por outro lado, a Fig. 5.15 mostra uma queda da temperatura do ar na saída da serpentina, provocada pelo aumento da capacidade da serpentina. Este comportamento é limitado pelo processo que inicia a formação de gelo e/ou neve na superfície do evaporador, uma vez que a presença destes aumenta a resistência térmica da serpentina.

Outra possibilidade interessante de simulação é o comportamento da serpentina sob a ação do superaquecimento na saída da serpentina. As Figs. 5.17, 5.18 e 5.19 mostram, respectivamente, a capacidade da serpentina, a temperatura de bulbo seco na saída da serpentina e a vazão mássica do fluido refrigerante, para superaquecimento variando entre 1 a 10°C .

Figura 5.17 Capacidade da serpentina MODELO IV, em função do superaquecimento, para as seguintes condições: $T_{sat}=-10,5^{\circ}C$, $DT_{sup}=3,5^{\circ}C$, $m_{ar}=3337m^3/h$; $T_{are}=-0,5^{\circ}C$; $w_{are}=0,0022$ kgH₂O/kg ar seco; $w_{ars}=0,0021$ kgH₂O/kg ar seco

Figura 5.18 Temperatura do ar de saída da serpentina MODELO IV, em função do superaquecimento, para as seguintes condições: $T_{sat}=-10,5^{\circ}C$, $DT_{sup}=3,5^{\circ}C$, $m_{ar}=3337m^3/h$; $T_{are}=-0,5^{\circ}C$; $w_{are}=0,0022$ kgH₂O/kg ar seco; $w_{ars}=0,0021$ kgH₂O/kg ar seco

Figura 5.19 Vazão do fluido refrigerante para a serpentina MODELO IV, em função do superaquecimento, para as seguintes condições: $T_{sat} = -10,5^{\circ}C$, $DT_{sup} = 3,5^{\circ}C$, $m_{ar} = 3337 m^3/h$, $T_{are} = -0,5^{\circ}C$; $w_{are} = 0,0022 kgH_2O/kg$ ar seco; $w_{ars} = 0,0021 kgH_2O/kg$ ar seco

A partir da curva da Fig. 5.17 é possível verificar uma degradação no valor da capacidade da serpentina com o aumento do superaquecimento. Isto ocorre porque o aumento do superaquecimento na saída da serpentina provoca uma região mais extensa ocupada pelo fluido refrigerante na forma de vapor, na qual o coeficiente de transferência de calor é menor, o que acaba por afetar o valor do coeficiente global de transferência de calor, U , e, conseqüentemente, a capacidade de refrigeração da serpentina. Por outro lado, com a redução da capacidade da serpentina, a temperatura do ar na saída da serpentina deve aumentar, conforme mostra a Fig. 5.18.

O modelo utilizado no programa de simulação de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras desenvolvido neste trabalho mostrou-se bem eficiente e se apresenta como adequada ferramenta de trabalho para a avaliação e desenvolvimento de serpentinas, tanto no meio acadêmico como no industrial.

Este modelo pode ser usado para as condições citadas inicialmente, uma vez avaliado sob dois métodos previamente discutidos. Primeiramente foi feita uma análise comparativa entre os resultados obtidos pelo modelo tomado como base, Rich, e o modelo aqui proposto, sendo que as condições de entrada foram as mesmas utilizadas

pelo autor. No segundo método de análise, foi feito uma comparação entre os resultados obtidos experimentalmente com os resultados simulados pelo programa. Em ambos os métodos os resultados obtidos foram satisfatórios, de forma a qualificar este programa para os fins descritos, ou seja, adequado para aplicações em meio acadêmico e industrial.

CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES

O objetivo deste estudo foi o de fornecer elementos que venham a contribuir com a melhora do desempenho térmico de sistemas frigoríficos de compressão a vapor. Nesta perspectiva, o objeto de estudo foi o de estabelecer condições e parâmetros para a melhora do desempenho térmico de trocadores de calor compactos, em especial aos fenômenos de transferência de calor do lado do ar. Isto se justifica uma vez que em processos de transferência de calor entre correntes de ar e fluido refrigerante, a maior parcela da resistência térmica pertence ao lado do ar.

Com a intenção de cumprir este objetivo, o trabalho foi dividido em três frentes as quais estão interligadas entre si. São elas: estudo do coeficiente de transferência de calor do lado do ar (Capítulo 2), realização de ensaios experimentais em trocadores de calor (Capítulos 3 e 4), e desenvolvimento de um programa de simulação de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras (Capítulo 5).

Dentro do estudo dos processos de transferência de calor, foi realizado uma revisão bibliográfica das correlações para os coeficientes de transferência de calor do lado do ar, os quais são correlacionados pelo fator de Colburn. Com esta revisão foi possível identificar várias correlações possibilitando, assim, apresentá-las em um único trabalho, o que facilitou a análise dos efeitos dos parâmetros geométricos e superficiais no desempenho térmico das serpentinas. A partir desta análise, verificou-se que são basicamente três os grupos de maior influência nos coeficientes de transferência de calor: espaçamento entre aletas, número de fileira de tubos e condições superficiais da serpentina. Embora as dimensões características utilizadas para o número de Reynolds para expressar os fatores de Colburn fossem diferentes entre algumas correlações, diferentes autores, estas apresentaram pouca variação quando analisadas por uma única dimensão característica, no caso, o diâmetro

hidráulico.

Dentre o grupo de correlações estudadas, a de McQuiston (1978-a) foi selecionada para ser utilizada no programa de simulação de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras por dois motivos: incorpora todos os parâmetros geométricos necessários para definição de uma serpentina e pode ser aplicada tanto em superfícies seca quanto úmida.

O resultado da realização de ensaios experimentais em serpentinas resfriadoras e desumidificadoras serviu como suporte para a determinação de desempenho térmico de trocadores de calor, para a proposição de uma correlação para o fator j -Colburn e para aferir o programa de simulação de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras de ar. Para regulamentar o procedimento de ensaios de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras de ar, foram utilizadas as normas ASHRAE 25 e ARI 410-81 visto que estas estabelecem fundamentos para a análise de desempenho térmico.

Na análise de desempenho térmico foram consideradas influências de alguns parâmetros como: superaquecimento, temperatura de evaporação, formas de alimentação do refrigerante, tipo de escoamento e acabamento superficial dos tubos. Em alguns destes parâmetros verificaram-se influências visíveis no desempenho térmico dos evaporadores, especialmente quanto ao superaquecimento e acabamento superficial interno dos tubos; em outros a influência foi menor, não permitindo conclusões mais sólidas por falta de maiores informações. Para uma boa visualização dos resultados, as curvas de capacidade de refrigeração, em função da diferença de temperaturas DT_{asev} , mostraram-se eficientes. Estas curvas apresentaram um comportamento fortemente linear caracterizado pelo coeficiente angular R . A obtenção deste coeficiente foi de fundamental importância para a determinação da correlação de j . Tal correlação foi determinada para condições de superfície seca e utilizada como dimensão característica o espaçamento longitudinal entre tubos. Quando comparada às demais correlações, esta apresentou uma boa concordância no comportamento.

O programa de simulação de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras mostrou-se uma poderosa ferramenta de trabalho, tanto em nível acadêmico como

industrial. Isto porque, apresentou resultados satisfatórios quando simuladas situações de teste e por apresentar grande versatilidade no que diz respeito ao desenvolvimento de projetos de evaporadores. O processo de validação do modelo aqui proposto foi iniciado utilizando os mesmos dados de entrada empregados no modelo de Rich, o qual serviu de base.

Tendo obtido boa convergência entre os resultados em ambos os trabalhos, o passo seguinte foi dar início à simulação dos testes de desempenho realizados nos evaporadores. Uma característica particular dos testes realizados neste estudo é o fato do ar apresentar valores de umidade suficientemente baixos para assumi-lo como seco e por outro lado, o modelo de simulação de serpentinas necessita de valores de umidade absoluta, pois este admite condições de superfícies úmida. Para contornar tal situação, foram utilizados valores muito baixos de umidade como dados de entrada do programa. Mesmo utilizando este processo, verificou-se boa concordância de resultados simulados e testados, de forma a comprovar a eficiência do modelo aqui proposto.

Em linhas gerais, o bom desempenho dos resultados obtidos valida o modelo desenvolvido neste estudo, possibilitando que este venha a ser utilizado como importante instrumento de trabalho em simulações de serpentinas existentes e em estudos sobre o efeito de variações geométricas e externas no desempenho térmico de serpentinas. Além disso, ele também pode ser empregado como ferramenta de auxílio no desenvolvimento de novos produtos, visando a melhor eficiência no processo de transferência de calor.

Com o intuito de dar continuidade a este estudo e com a proposta de alcançar resultados mais consistentes e sólidos no que diz respeito a alguns temas discutidos, enumeramos algumas sugestões que dizem respeito tanto à análise experimental quanto ao modelo de simulação:

- Desenvolvimento de uma nova câmara de testes que tenha como característica uma fraca influência de variações ambientais externas;
- Desenvolvimento de um sistema que possibilite o estudo da formação de neve nas superfícies dos evaporadores, uma vez que esta é uma condição comum de ser encontrada em situações reais;

- Obter condições que possibilitem a medição da umidade do ar para temperaturas abaixo de 0°C ;
- Possibilidade de controle da vazão de ar que passa pelo evaporador, permitindo assim uma avaliação deste parâmetro sobre a eficiência da serpentina;
- Incorporar ao programa de simulação processos de perda de carga do lado do fluido refrigerante e do lado do ar;
- Utilizar no programa de simulação a correlação da transferência de calor determinada no presente estudo, comparando seus resultados com os dados de ensaio;
- Elaboração de um programa de simulação utilizando a análise por volumes finitos.

BIBLIOGRAFIA

- ARI - Air Conditioning and Refrigeration Institute. (1981). *Standard for Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heatings - Standard 410*, 45.
- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers. (1990). *ASHRAE Standard 25-1990*, 20p.
- BANDARRA FILHO, E. P. (1997). Estudo da Transferência de Calor em Ebulição Convectiva de Refrigerantes Halogenados em Tubos Horizontais. São Carlos. 142p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- BEJAN, A. (1996). Transferência de calor. São Paulo. *Edgard Blücher*. Ltda.
- BENSAFI, A.; BORG, S.; PARENT D. (1997). CYRANO: A Computacional Model for the Detailed Design of Plate-Fin-and-Tube Heat Exchangers Using Pure And Mixed Refrigerants. *Int J. refrig.* v.20, n.3, p.218-228.
- CHAPMAN, A. J.; McMILLAN, C. (1967). Heat Transfer. 2.ed. *International Editions*.
- CHARTERS, W.W.S.; THEERAKULPISUT. S. (1989). Efficiency Equations for Constant Thickness Annular Fins. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*. v.16, p.547- 558.
- CHEN, Z. Q.; REN, J. X. (1988). Effect of Fin Spacing on the Transfer and Pressure Drop of a Two-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger. *Int J. refrig.* v.11, n.3, p.356-360.
- DITTUS, F. W.; BOELTER, M.K. (1930). *University of California Publications on Engineering*. v.2, p.443, Berkeley, 1930.
- DOMANSKI, P. A. (1991). Simulation of an Evaporator With Nonuniform One-Dimensional Air Distribution. *Ashrae Transactions*, v.97, pt.1, p.793-802.
- DOSSAT, R. J. (1961). Principles of refrigeration. New York, *John Wiley & Sons, Inc.*

- ELMAHDY, A. H.; BIGGS, R. C. (1979). Finned Tube Heat Exchanger: Correlation Of Dry Surface Heat Transfer Data. *Ashrae Transactions*, v.85, pt.2, p.262-273.
- ELMAHDY, A. H.; MITALAS, G. P. (1977). A Simple Model for Cooling and Dehumidifying Coils for use in Calculating Energy Requirements for Buildings. *Ashrae Transactions*, v.83, pt.2, p.103-117.
- FRASS, A. P. (1989). Heat Exchanger Design. 2.ed. *John Wiley & Sons, Inc.*
- FRASS, A. P.; ÔZISIK, M. N. (1965). Heat Exchanger Design. *Wiley, New York.*
- GRAY, D. L.; WEBB, R.L. (1986). Heat transfer and Friction Correlations for Plate Fin and Tube Heat Exchangers Having Plains Fins, *Proceedings of the 9th International Heat Transfer Conference*, San Francisco.
- HILL, J. M.; JETER, S.M. (1991). A Linear Subgrid Cooling and Dehumidification Coil Model With Emphasis on Mass Transfer. *Ashrae Transactions*, v.97, pt.2.
- HILLER, C.C. (1976). Improving Heat Pump Performance Via Compressor Capacity Control-Analysis and Test. *Massachusetts Institute Of Technology*. Cambridge.
- HOLMAN, J.P. (1971). Experimental Methods for Engineers, 2 ed. New York, *McGraw-Hill Book Company*.
- INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. (1992). Fundamentos de Transferência de Calor E De Massa. 3.ed. *Guanabara Koogan*.
- KAKAÇ, S. (1991). Boilers, Evaporators and Condensers. New York, *John Wiley & Sons, Inc.*
- KAKAÇ, S.; SHAH, R. K.; BERGLES, A. E. (1982). *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*. *Hemisphere*, Washington.
- KAYS, W. M.; LONDON, A. L. (1964). Compact Heat Exchangers. New York, *McGraw-Hill Book Company*.
- KAYS, W. M.; LONDON, A. L. (1984). Compact Heat Exchangers. New York, *McGraw-Hill Book Company*.
- KLINE, S. J.; McCLINTOCK, F. A. (1953). Describing Uncertainties in Single Sample Experiments. *Mechanical Engineering*, p.3.

- McQUISTON, F. C. (1975). Fin Efficiency With Combined Heat And Mass Transfer. *Ashrae Transactions*, v. 81, pt.1, p.350-355.
- McQUISTON, F. C. (1978-a). Heat, Mass And Momentum Transfer Data For Five Plate Fin Tube Heat Transfer Surfaces. *Ashrae Transactions*, v. 84, pt.1, p.266-293.
- McQUISTON, F. C. (1978-b). Correlation of Heat, Mass and Momentum Transport Coefficients for Plate Fin Tube Heat Transfer Surfaces with Staggered Tubes. *Ashrae Transactions*, v. 84, pt.1, p.294-309.
- McQUISTON, F.C.; PARKER, J.D. (1988). Heating, Ventilating, and Air Conditioning *New York, John Wiley & Sons, Inc.*
- OSKARSON, S. P.; KRAKOW, K. L. ;LIN, N. (1990-a). Evaporator Models for Operation with Dry, Wet, and Frosted Finned Surfaces Part I: Heat Transfer and Fluid Flow Theory. *Ashrae Transactions*, v.96, pt.1, p.373-380.
- OSKARSON, S. P.; KRAKOW, K. L.; LIN, N.(1990-a). Evaporator Models for Operation with Dry, Wet, and Frosted Finned Surfaces Part II: Evaporator Models and Verification. Theory. *Ashrae Transactions*, v.96, pt.1, p.381-392.
- ÔZISIK, M, N. (1990). Transferência de Calor um Texto básico. Rio de Janeiro, *Guanabara Koogan*.
- PIERRE, B. (1956). Coefficient of Heat Transfer for Boiling Freon-12 Horizontal Tubes. *Heating and Air Treatment Engineer*, v.19, p.302-310.
- RICH, D.G. (1973). The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row, Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers. *Ashrae Transactions*, v.79, pt.2, p.137-145.
- RICH, D. G. (1975). The Effect of Tube Rows on Heat Transfer Performance of Smooth Plate Fin-And-Tube Heat Exchangers. *Ashrae Transactions*, v.81, p.1, p.307-319.
- RICH, D.G. (1976). Computer-Aided Design of Direct-Expansion Evaporator Coils. *Ashrae Transactions*, v.86, pt.1, p.487-501.
- RIEHL,R.R. (1996). Análise Teórico Experimental de Serpentinhas Resfriadoras e Desumidificadoras de Ar. São Carlos 134p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

- SHEFFIELD, J. W.; ABU-EDIB, M.; SAUER, H.J.(1985)a. Finned Tube Contact Conductance: Empirical Correlation of Thermal Conductance. *Ashrae Transactions*, v.91, pt.1, p.100-116.
- SHEFFIELD, J. W.; STAFFORD, B.D.; SAUER, H.J.(1985)b. Finned Tube Contact Conductance: Investigation of Contacting Surfaces. *Ashrae Transactions*, v.91, pt.1.
- SHAH, R.K. (1981). Classification Of Heat Exchangers. In: KAKAÇ, S.; BERGLES, A. E.; MAYINGER. ed. Heat Exchangers: Thermal - Hydraulic Fundamentals And Design, *Hemisphere*, Washington. p.9-46.
- STOECKER, W. F.; JONES, J. W.(1985). Refrigeração e Ar Condicionado. **McGraw-Hill do Brasil**.
- STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S.(1994). Refrigeração Industrial. *Edgard Blücher*. Ltda
- THRELKELD, J.L. (1970). Thermal Environmental Engineering. **Prentice-Hall, Inc.**, New York, N.Y.
- TURAGA, M.; LIN, S.; FAZIO, P.P. (1988). Correlations for Heat Transfer and Pressure Drop Factors for Direct Expansion Air Cooling and Dehumidifying Coils. *Ashrae Transactions*, v.94, pt.2, p.616-630.
- TURAGA, M.; LIN, S.; FAZIO, P.P. (1986). Performance of Plate Finned Tube, Volatile Refrigerant, Air Cooling and Dehumidifying Coils. *C.B.S. Report n. CBS-90-103 Centre For Building Studies, Concordia University*, Montreal.
- VARDHAN, A.; DHAR, P.L. (1998). A New Procedure for Performance Prediction of Air Conditioning Coils. *Int J. refriger.* v.21, n.1, p.77-83.
- WALKER, G. (1982). Industrial Heat Exchangers. **Hemisphere**, Washington.
- WANG, C.C.; CHANG, Y. J.; HSICH, Y. C.; LIN, Y. T. (1996). Sensible Heat and Friction Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Plane Fins. *Int J. refriger.* v.19, n.4, p.223-230.
- WANG, C. C.; HSICH, Y. C.; LIN, Y. T. (1997). Performance of Plate Finned Tube Heat Exchangers Under Dehumidifying Conditions. *Journal of Heat Transfer*. v.119, p.109-117.
- WANG, C. C.; CHI, K.Y; CHANG, Y. J. (1998). An Experimental Study of the Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Louver Fin-and-Tube Heat Exchangers. *International Journal Heat Mass Transfer*. v.81, p.817-822.

WEBB, R.L.(1993). Principles of Enhanced Heat Transfer. New York, *John Wiley & Sons, Inc.*

YOSHII, T.; YAMAMOTO, M.; OTAKI, T. (1971). Effects of Dropwise Condensate on Wet Surface Heat Transfer of Air Cooling Coils. *XII International Congress of Refrigeration, Proceedings*. Washington DC. v.2, p.285-292.

ANEXO A – Determinação de parâmetros geométricos

1.0 - Determinação das Áreas Primária, Secundária e Total para Serpentinhas de Tubo e Aleta de Placas.

A determinação das áreas primárias e secundárias são baseadas no modelo sugerido pela norma ARI 410-81, descritas abaixo, conforme FIGURA 09:

Figura A1 Parâmetros geométricos das serpentinas

Onde:

$$Ltass = Na (ea + esal)$$

$$do = de + 2 ea$$

• *Cálculo da área primária*

Consiste na determinação da área estendida externa (área das aletas)

$As = 2$ (área das placas)-2 (área dos furos)+(área dos colares sem tubos)

$$As = Na \left(2 La Lp - 2 \pi No \frac{do^2}{4} + (No - Nt) \pi esal (do) \right)$$

$$As = Na \left(\frac{La Lp}{0.5} - \pi No \frac{(de + 2 ea)^2}{2} + (No - Nt) \pi esal (de + 2 ea) \right) \quad (A-1)$$

• *Cálculo da área secundária*

Consiste na determinação da área externa do tubo, com o colar, sem a aleta

$Ap =$ (área ext. do tubo com colar)-(área ext. do tubo com colar na base da aleta)

$$Ap = Nt (\pi do Ltass - Na \pi ea do)$$

$$Ap = Nt (\pi Ltass (de - 2 ea) - Na \pi ea (de + 2 ea))$$

$$Ap = Nt (\pi Ltass de + \pi Ltass 2 ea - Na \pi ea de - Na \pi 2 ea^2)$$

$$Ap = Nt (\pi Ltass de - Na ea \pi (de - 2 esal)) \quad (A-2)$$

- ***Determinação da área total***

$$At = Ap + As \quad (A-3)$$

2.0 Determinação de Outras Áreas Relativas a Serpentina

- ***Área de face da serpentina***

$$Afr = Ltass La \quad (A-4)$$

- ***Área livre de escoamento***

$$Alivre = (Ltass - Na ea)(St - de) Nta \quad (A-5)$$

- ***Área mínima de escoamento***

$$Ac = (Na esal) Ntt (St - de) \quad (A-6)$$

- ***Diâmetro hidráulico***

Pela definição de diâmetro hidráulico temos:

$$Dh = 4 Lp \frac{Ac}{At} \quad (A-7)$$

ANEXO B - Características Geométricas das serpentinas ensaiadas.

Tabela B1 Dimensões das serpentinas utilizadas nos ensaios

DIMENSÕES DAS SERPENTINAS	MODELOS					
	I	II	III	IV	V	VI
<i>di (mm)</i>	5/8"	1/2"	5/8"	5/8"	1/2"	1/2"
<i>ep (mm)</i>	1.0	0.8	1.0	1.0	1.0	1.0
<i>L_{tass} (mm)</i>	670.0	730.0	727.0	1085.0	1085.0	1085.0
<i>La (mm)</i>	525.0	320.0	350.0	355.0	302.5	302.5
<i>L_p (mm)</i>	320.0	140.0	200.0	215.0	165.0	165.0
<i>esa (mm)</i>	10.0	3.5	4.0	7.0	7.0	7.0
<i>ea (mm)</i>	0.21	0.21	0.17	0.20	0.20	0.20
<i>Sl (mm)</i>	50.0	35.0	50.0	53.7	27.5	27.5
<i>St (mm)</i>	50.0	40.0	50.0	50.9	27.5	27.5
<i>N_l</i>	60	32	28	28	66	44
<i>A_{fr} (m²)</i>	0.352	0.234	0.254	0.385	0.328	0.328
<i>A_{ps} (m²)</i>	10.14	17.66	21.37	13.66	4.61	7.39

ANEXO C - LISTAGEM DO PROGRAMA DE ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

```
{*****}
{*****}
```

PROGRAMA PARA PROCESSAMENTO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS E ANÁLISE DE INCERTEZAS

```
{*****}
{*****}
```

{Perdas por transferencia de calor para o ambiente no condensador}
Qperdas=0

{Caracteristicas do oleo de lubrificacao}
cpo=1.842 {calor especifico do oleo, kJ/kg*K}
doleo=0.845

```
{*****}
{pressao barometrica em kPa}
pb=13.6*9.81*pbm/1000
```

```
{*****}
{pressão na saída do evaporador}
Psev=prsev+pb
```

{pressão na entrada do compressor}
Pecp=prec+pb

{pressão na saída do compressor}
Pscp=prsc+pb

{pressão na entrada do condensador}
Pecd=prec+pb

{pressão na saída do condensador}
Pscd=prsc+pb

{pressão na entrada do evaporador}
Peev=preev+pb


```

{*****}
{Calculo da perda de carga na serpentina}
DP=Peev-Psev

{*****}
{vazao volumetrica de agua, m3/h}
Vagua=0.03409*rota+0.02225
roagua=1/VOLUME(Water,T=Taguae,P=pb)

{Vazao de agua em kg/s}
magua=roagua*Vagua/3600

{Entalpias da agua na entrada e saida do condensador}
haguae=ENTHALPY(Water,T=Taguae,P=pb)
haguas=ENTHALPY(Water,T=Taguas,P=pb)

{Taxa de transferencia de calor no condensador, kW}
Qcond=magua*(haguas-haguae)-Qperdas

{*****}
{Verificacao de pressoes e temperaturas na entrada do evaporador}
psateev=PRESSURE(R22,T=Teev,x=0)

{Temperatura de saturacao correspondente a pressao na saida do
evaporador}
Tsatsev=TEMPERATURE(R22,x=0,P=Psev)

{*****}
{Calculo das entalpias do refrigerante no ciclo}
hscp=ENTHALPY(R22,T=Tscp,P=Pscp)
hsev=ENTHALPY(R22,T=Tsev,P=Psev)
{hsev=ENTHALPY(R22,T=Tsev,X=1)}
hecp=ENTHALPY(R22,T=Tecp,P=Pecp)
{hscp=ENTHALPY(R22,T=Tscp,P=Pscp)}
hecd=ENTHALPY(R22,T=Tecd,P=Pecd)
{hecd=ENTHALPY(R22,T=Tecd,x=1)}
hscd=ENTHALPY(R22,T=Tscd,P=Pscd)
hevexp=ENTHALPY(R22,T=Tevep,x=0)
heev=hevexp

{*****}
{Calculo da Percentagem de oleo no refrigerante}
dref=1/VOLUME(R22,T=Tevep,x=0)
moleo=((dmist-dref)/(doleo-dref))*mr1
co=moleo/mr1

```

```
{*****}
```

```
{Calculo da vazao de refrigerante, kg/s}
```

$$mr2 = Q_{cond} / ((h_{ecd} - h_{scd}) + c_o * c_{po} * (T_{ecd} - T_{scd}))$$

```
{Calculo da capacidade da serpentina, em W}
```

$$Q_{serp} = mr1 * ((h_{sev} - h_{eev}) + c_o * c_{po} * (T_{sev} - T_{eev})) * 1000$$

```
{Capacidade da serpentina em kcal/h}
```

$$Q_{serp1} = Q_{serp} * 3600 / 4190$$

```
{*****}
```

```
{Superaquecimento do refrigerante na saida do evaporador}
```

$$DT_{sev} = T_{sev} - T_{satsev}$$

```
{*****}
```

```
{Diferença entre a temperatura do ar e a de saturação na saída do evaporador}
```

$$DT_{asev} = T_{are} - T_{satsev}$$

```
{*****}
```

```
{Calculo da vazao de ar a partir das temperaturas de entrada e saída do ar e da Capacidade da serpentina}
```

$$T_{are} = (T_{are1} + T_{are2} + T_{are3} + T_{are4}) / 4$$

$$T_{ars} = (T_{ars1} + T_{ars2} + T_{ars3}) / 3$$

$$T_m = (T_{are} + T_{ars}) / 2$$

```
cpar=SPECHEAT(Air,T=Tare){calor específico do ar na entrada do evaporador}
```

```
var=VOLUME(Air,T=Tare,P=Pb){volume específico do ar na entrada do evaporador}
```

$$mar = 0.001 * Q_{serp} / (c_{par} * (T_{are} - T_{ars})) \text{ {vazao de ar em kg/s}}$$

$$Volar = 3600 * var * mar \text{ {vazao volumetrica do ar em m3/h}}$$

```
{*****}
```

```
{Coeficiente de eficacia}
```

$$W_{comp} = mr1 * (h_{scp} - h_{ecp})$$

$$COP = (h_{sev} - h_{eev}) / (h_{scp} - h_{ecp})$$

$$T_{cond1} = TEMPERATURE(R22, x=0, P=P_{ecd})$$

$$T_{cond2} = TEMPERATURE(R22, x=0, P=P_{scd})$$

```
{*****}
```

```
{Vazao de ar referido a 20 0C}
```

$$Vlar20 = (293 * Volar) / (T_{are} + 273)$$

```

{*****}
{*****}

```

ANÁLISE DE INCERTEZAS

```

{*****}
{*****}

```

{incerteza na leitura da vazão do refrigerante}

dmr1=0.0015

{incerteza na leitura da densidade da mistura de refrigerante}

ddminst=0.0015

{incerteza na leitura da temperatura no termopar}

dt=0.4

dqmr1=(1000*(hsev-heev)+co*cpo*(Tsev-Teev)*1000)

dqhsev=mr1

dqheev=-mr1

dqco=mr1*cpo*(Tsev-Teev)*1000

dqtsev=mr1*co*cpo*1000

dqteev=-mr1*co*cpo*1000

dco=(ddminst/(doleo-dref))^2

{dtare=(4*(0.4/4)^2)^0.5}

dtare=0.2

{dtars=(3*(0.4/3)^2)^0.5}

dtars=0.231

dmar=((((1000*cpar*(Tare-Tars))^(-1)*dqin)^2+(-Qserp/(1000*cpar)*(Tare-Tars)^

(-2)*dtare)^2+(Qserp/(1000*cpar)*(Tare-Tars)^(-2)*dtars)^2)^0.5

dvolar=((3600*var*dmar)^2)^0.5

dvlar20=((293/(Tare+273)*dvolar)^2+(-293*volar/(tare+273)*dtare)^2)^0.5

dqin=((((dqmr1*dmr1)^2+(dqco*dco)^2+(dqtsev*dt)^2+(dqteev*dt)^2)^0.5)

dq%=((((dqmr1*dmr1/(Qserp))^2+(dqco*dco/(Qserp))^2+(dqtsev*dt/(Qserp))^2+

(dqteev*dt/(Qserp))^2)^0.5)*100

dvolar%=dvolar/volar*100

dmar%=dmar/mar*100

dvlar20%=dvlar20/vlar20*100

ANEXO D - LISTAGEM DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DE SERPENTINAS RESFRIADORAS E DESUMIDIFICADORAS DE AR

{*****}
{*****}

PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DE CAPACIDADE DE SERPENTINAS
RESFRIADORAS E DESUMIDIFICADORAS DE AR

APRESENTADO COMO PARTE DA DISSERTAÇÃO PARA OBTENÇÃO
DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO
CARLOS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
LABORATÓRIO DE REFRIGERAÇÃO

RICHARD GARCIA ALVES DE MELLO

{*****}
{*****}

{DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DA SERPENTINA}
PROCEDURE

AREAS(di,ep,Ltass,esa,ea,La,Lp,Sl,St:de,Afr,Alivre,Ap,As,At,Dh,sigma,alem
etro,Na,

AeAt,Ai,Nt)

esal:=esa-ea {mm}

Na:=round((Ltass/(ea+esal))+1)

Nta:=round(La/St)

Ntp:=round(Lp/Sl)

Nt:=((2*Nta-1)*Ntp)/2

No:=(2*Nta-1)*Ntp

de:=di+2*ep {mm}

As:=(Na*(La*Lp/0.5-PI*No*(de+2*ea)^2/2+(No-Nt)*PI*esal*(de+2*ea)))*1E-6
{m^2}

Ap:=(Nt*(PI*Ltass*de-Na*ea*PI*(de-2*ea)))*1E-6 {m^2}

At:=Ap+As {m^2}

Afr:=(Ltass*La)*1E-6 {m^2}

Alivre:=((Ltass-Na*ea)*(St-de)*Nta)*1E-6 {m^2}

sigma:=(esal*(St-de))/((ea+esal)*St)

```

Dh:=SI*4*esal*(St-de)/(2*St*SI-(PI*(de+2*ea)^2)/2+PI*esal*(de+ea)) {mm}
alemetro:=round(Na/(Ltass*0.001)) {aletas/metro}
AeAt:=((4*SI*St*sigma)/(PI*Dh*de))^(0.15)
Ai:=PI*di*Ltass*Nt*1E-6 {m^2}
END

```

{DETERMINAÇÃO DO VALOR INICIAL PARA TEMPERATURA DO AR NA SAÍDA}

PROCEDURE

TEMPARSAIDA(wars,ism,iare,iarsi,NUTar,Tsm,Patm,Tarsi,Tare:SS1,SS2,SS3,SS4)

SS1:=ism-(((iare)-(((iare)-iarsi)/(1-exp(-NUTar)))))

SS2:=Tsm-(TEMPERATURE(AirH2O,h=ism,P=Patm,R=1))

SS3:=Tarsi-((Tare-((1-exp(-NUTar))*(Tare-Tsm))))

SS4:=iarsi-(ENTHALPY(AirH2O,T=Tarsi,P=Patm,w=wars)*1000)

END

{DETERMINAÇÃO DA CONDUTIVIDADE DO TUBO E ALETA}

PROCEDURE MATMETAL(metaleta,mettubo:kaleta,ktubo)

IF (metaleta=1) THEN

kaleta:=237{W/m*K}

ENDIF

IF (metaleta=2) THEN

kaleta:=401{W/m*K}

ENDIF

IF (mettubo=1) THEN

ktubo:=237{W/m*K}

ENDIF

IF (mettubo=2) THEN

ktubo:=401{W/m*K}

ENDIF

END

{DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES DO AR}

PROCEDURE

PROPDOAR(ware,Nc,Tare,Patm,Alivre,vazãoar:denar20,iare,Garmax,viscare,cpare,kare,mar)

IF (Tare<-2) THEN

Timag:=-2{c}

ELSE

Timag:=Tare

ENDIF

iare:=ENTHALPY(AirH2O,T=Tare,P=Patm,w=ware)*1000{J/kg}

viscare:=VISCOSITY(AirH2O,T=Timag,P=Patm,w=ware){kg/m*s}

cpare:=SPECHEAT(AirH2O,T=Tare,P=Patm,w=ware)*1000{J/kg*K}

```

kare:=CONDUCTIVITY(AirH2O,T=Timag,P=Patm,w=ware){W/m*K}
denar20:=DENSITY(AirH2O,T=20,P=Patm,w=ware){kg/m^3}
mar:=(vazãoar*denar20)/(3600){kg/s}
Garmax:=mar/(Alivre){kg/s*m^2}
END

```

{DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES DO REFRIGERANTE}

PROCEDURE

```

PROPDOREF(Tsat,DTsup,Tcond:Trms,irms,Trbe,Trbs,krbl,krbv,cprbl,
cprbv,viscrbl,viscrbv,irl,irv,xe,dx,ilv,icon)
Trbe:=Tsat{C}
Trbs:=Tsat{C}
Trms:=Tsat+DTsup{C}
Prms:=PRESSURE(R22,T=Trms,x=1){kPa}
Psat:=PRESSURE(R22,T=Tsat,x=1){kPa}
irms:=ENTHALPY(R22,T=Trms,P=Psat)*1000{J/kg}
krbl:=CONDUCTIVITY(R22,T=Tsat,P=Psat+0.001){W/m*K}
krbv:=CONDUCTIVITY(R22,T=Tsat,P=Psat-0.001){W/m*K}
cprbl:=SPECHEAT(R22,T=Tsat,P=Psat+0.0001)*1000{J/kg*K}
cprbv:=SPECHEAT(R22,T=Tsat,P=Psat-0.0001)*1000{J/kg*K}
viscrbl:=VISCOSITY(R22,T=Tsat,P=Psat+0.001){kg/m*s}
viscrbv:=VISCOSITY(R22,T=Tsat,P=Psat-0.001){kg/m*s}
irv:=ENTHALPY(R22,T=Trbs,P=Psat-0.0001)*1000{J/kg}
irl:=ENTHALPY(R22,T=Trbe,P=Psat+0.0001)*1000{J/kg}
ilv:=irv-irl{J/kg}
icon:=ENTHALPY(R22,T=Tcond,x=0)*1000{J/kg}
xe:=(icon-irl)/(irv-irl)
dx:=0.9-xe
END

```

{DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO AR}

PROCEDURE

```

HDOAR(esa,ea,At,Garmax,de,viscare,Sl,AeAt,n,cpare,viscare,kare,
mar:Redc,j,Pr,hars,haru,NUTar,JP)
Redc:=(Garmax*de*0.001)/viscare
{correlação de McQUISTON para superfície seca}
JP:=Redc^(-0.4)*AeAt^(-0.15)
j4:=0.2618*JP+0.0014
  if (n<>4) then
    Rel:=(Garmax*Sl*0.001)/viscare
    j:=j4*((1-n*1280*Rel^(-1.2))/(1-4*1280*Rel^(-1.2)))
  else
    j:=j4
  endif
Pr:=(cpare*viscare)/kare
hars:=j*Garmax*cpare/Pr^(2/3){W/m^2*C}

```



```

{correlação de McQUISTON para superfície úmida}
Res:=(Garmax*esa*0.001)/viscare
Fs:=esa/(esa-ea)
Js:=(0.95+4E-5*Res^1.25)*Fs^2
ju:=0.2618*JP*Js+0.0014
  if (n<>4) then
    Rel:=(Garmax*Sl*0.001)/viscare
    j1:=ju*((1-n*1280*Rel^(-1.2))/(1-4*1280*Rel^(-1.2)))
  else
    j1:=ju
  endif
haru:=j1*Garmax*cpare/Pr^(2/3){W/m^2*C}
NUTar:=((hars*At)/(mar*cpare))
END

```

{DETERMINAÇÃO DO RESISTÊNCIA DO METAL, TUBO E ALETA, PARA SUPERFÍCIE SECA UTILIZADA COMO VALOR INICIAL DE CÁLCULO}

PROCEDURE

```

RESMETAL(At,Ap,As,Ai,di,de,ktubo,kaleta,ea,Sl,St,de,hars:Rm,
teta,rce)
m:=((2*hars)/(kaleta*ea*0.001))^0.5
re:=0.001*(de/2)
L:=(4*(St*0.001)^2+(Sl*0.001)^2)^0.5/4
Fl1:=St*0.001/(2*re)
BETA:=L/(St*0.001/2)
rce:=re*1.27*Fl1*(BETA-0.3)^0.5
tal1:=Bessel_K1(m*de*0.001/2)*Bessel_I1(m*rce)-
Bessel_I1(m*de*0.001/2)*Bessel_K1(m*rce)
tal2:=Bessel_K0(m*de*0.001/2)*Bessel_I1(m*rce)+Bessel_I0(m*de*0.001/2)
*Bessel_K1(m*rce)
tal:=tal1/tal2
fi:=(2*tal*(de/2)*0.001)/(m*(rce-de*0.001/2)*(rce+de*0.001/2))
teta:=1-(As/At)*(1-fi)
Rm:=1/(hars)*(1-teta)/(teta+(Ap/As))+At/Ai*(di*0.001)/(2*ktubo)*ln(de/di)
{W/m^2*C}
END

```

```

{*****}
{*****}
{
  PARTE DO PROGRAMA NO QUAL OCORREM INTERAÇÕES PARA A
  CONVERGÊNCIA DE RESULTADOS
}
{*****}
{*****}

```

```
{VALOR INICIAL DA CAPACIDADE DA SERPENTINA}
PROCEDURE MRQ1(mar,iars1,iare,irms,irv,icon:mr1,Qsu,Qev,Q)
Q:=mar*(iare-iars1){W}
mr1:=Q/(irms-icon){kg/s}
Qsu:=mr1*(irms-irv) {W}
Qev:=mr1*(irv-icon) {W}
END
```

```
{DETERMINAÇÃO DA REGIÃO EM QUE DEVE OCORRER
CONDENSAÇÃO NA SUPERFÍCIE DA SERPENTINA}
PROCEDURE
ORVALHO(Tare,Patm,ware,krbl,di,mr1,Nc,viscrbl,dx,ilv,Lt,Rm,Lp,At,
hars,Ai,Tsat,mar,cpare:Taro,To,css,iaro)
href:=0.0082*(krbl/(di*0.001))*(((4*mr1/(Nc))/(PI*di*0.001*viscrbl))^2*((dx*ilv)
/(9.81*Lt)))^0.4
To:=DEWPOINT(AirH2O,T=Tare,P=Patm,R=1)
Urel:=1/((At/(Ai*href))+Rm)
Urel1:=1/((At/(Ai*href))+Rm+(1/hars))
Taro:=(Urel/hars)*Ai/At*(To-Tsat)+To
css:=((Lp*0.001)/At)*(mar*cpare*Urel1)*(Tare-taro)/((Tare+Taro)/2-Tsat)
iaro:=ENTHALPY(AirH2O,T=Taro,P=Patm,w=ware)*1000
END
```

```
{DETERMINAÇÃO DOS COMPRIMENTOS RELATIVOS ÀS REGIÕES DE
SUPERAQUECIMENTO E EVAPORAÇÃO}
PROCEDURE COMPREGIOES(Nc,mr1,ilv,x,Qev,Ai,di,Nt,Ltass:Lev,Lsu,Lt)
fluxoq:=Qev/Ai
Lev:=(mr1/Nc*ilv*(0.9-xe))/(fluxoq*PI*di*0.001)
Lsu:=Nt/Nc*Ltass*0.001-Lev
Lt:=Lev+Lsu
END
```

```
{DETERMINAÇÃO DE ÁREAS REFERNTES A SUPERFÍCIE SECA E
ÚMIDA}
PROCEDURE
AREASECEUMI(di,Nc,css,At,Ai,Lp,Lt,Lsu,Lev:Atss,Aiss,Atsu,Aisu,Lpsu,Atsu
p,Atevap,Aims,Aimu,Aibs,Aibu,css1,Lpev)
Aim:=PI*di*0.001*Lsu*Nc
Aib:=PI*di*0.001*Lev*Nc
Lp1:=0.001*Lp
IF (css<0) THEN
css:=0
ENDIF
IF (css>Lp1) THEN
css:=Lp1
ENDIF
Atss:=css*At/Lp1
```

```

Aiss:=css*Ai/Lp1
Atsu:=At*(Lp1-css)/Lp1
Aisu:=Ai*(Lp1-css)/Lp1
Lpsu:=(Lp1/Lt)*Lsu
  IF (css<Lpsu) THEN
    css1:=0
  ELSE
    css1:=css-Lpsu
  ENDIF
  IF (css>Lpsu) THEN
    css2:=Lpsu
  ELSE
    css2:=css
  ENDIF
Lpev:=Lp1-Lpsu
Atsup:=(At/Lp1)*Lpsu
Atevap:=At-Atsup
Aims:=css2*Aim/Lpsu
Aibs:=css1*Aib/Lpev
Aibu:=Aib-Aibs
  IF (css>Lpsu) THEN
    Aimu:=0
  ELSE
    Aimu:=Aim-Aims
  ENDIF
END

```

{DETERMINAÇÃO DA RESISTÊNCIA DO METAL PARA CONDIÇÕES DE SUPERFÍCIE SECA}

PROCEDURE

RESISTMEARs(At,Atss,hars,teta,Ap,As,Aiss,di,ktubo,de:Rms,Rars)

Rms:=At/(Atss*hars)*(1-

teta)/(teta+(Ap/As))+At/Aiss*(di*0.001)/(2*ktubo)*ln(de/di)

Rars:=At/(hars*Atss)

END

{DETERMINAÇÃO DA RESISTÊNCIA DO METAL PARA CONDIÇÕES DE SUPERFÍCIE ÚMIDA}

PROCEDURE

RESISTMEARu(At,Atsu,haru,teta,Ap,As,Aisu,di,ktubo,de,Tsat,cpare,Patm:Rmu,Raru)

hh:=(cpare*0.001)/(1.715612+0.04333408*Tsatsat+0.00186828*Tsatsat^2)

Rmu:=At/(Atsu*haru)*hh*(1-

teta)/(teta+(Ap/As))+At/Aisu*(di*0.001)/(2*ktubo)*ln(de/di)

Raru:=At/(haru*Atsu)

END

{DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO REFRIGERANTE PARA REGIÕES DE SUPERAQUECIMENTO E EVAPORAÇÃO}

PROCEDURE

RESREFRIG(A_t , m_{r1} , d_i , k_{rbv} , c_{prbv} , $\nu_{scr bv}$, k_{rbl} , $\nu_{scr bl}$, dx , ilv , N_t , L_{su} , Lev , N_c : h_{rm} , h_{rbi} , Pr_v , Gr , Red)

$Pr_v := c_{prbv} \cdot \nu_{scr bv} / k_{rbv}$

$Gr := (m_{r1}^4) / (\pi \cdot (d_i \cdot 0.001)^2 \cdot N_c)$

$Red := Gr \cdot d_i \cdot 0.001 / \nu_{scr bv}$

$h_{rm} := 0.023 \cdot Red^{(4/5)} \cdot Pr_v^{(0.4)} \cdot (k_{rbv} / (d_i \cdot 0.001))$

$h_{rbi} := 0.0009 \cdot (k_{rbl} / (d_i \cdot 0.001)) \cdot (((4 \cdot m_{r1} / (N_c)) / (\pi \cdot d_i \cdot 0.001 \cdot \nu_{scr bl}))^2 \cdot ((dx \cdot ilv) / (9.81 \cdot Lev)))^{0.5}$

END

{DETERMINAÇÃO DAS RESISTÊNCIAS TÉRMICAS ASSOCIADAS AO REFRIGERANTE - REGIÕES DE SUPERAQUECIMENTO E EVAPORAÇÃO}

FUNCTION RREFRI(h , A_{tc} , A_{ic})

$RREFRI := A_{tc} / (A_{ic} \cdot h)$

END

{DETERMINAÇÃO DAS CAPACIDADES CALORÍFICAS MÁXIMAS E MÍNIMAS PARA AS REGIÕES DE SUPERAQUECIMENTO E EVAPORAÇÃO}

PROCEDURE

CAPACIDCALOR(mar , c_{pare} , m_{r1} , c_{prbv} : C_{minsu} , C_{minev} , C_{rev} , C_{rsu})

$Car := mar \cdot c_{pare}$

$C_{refsu} := m_{r1} \cdot c_{prbv}$

{Na região de superaquecimento}

IF ($Car < C_{refsu}$) THEN

$C_{minsu} := Car$

$C_{maxsu} := C_{refsu}$

ENDIF

IF ($Car > C_{refsu}$) THEN

$C_{minsu} := C_{refsu}$

$C_{maxsu} := Car$

ENDIF

$C_{rsu} := C_{minsu} / C_{maxsu}$

{Na região de evaporação}

$C_{minev} := Car$

$C_{rev} := 0 \{C_{min} / C_{max}\}$

END

{DETERMINAÇÃO DAS CONSTANTES DA SERPENTINA PARA AS REGIÕES DE

SUPERAQUECIMENTO E EVAPORAÇÃO}

PROCEDURE CONSTSERP(Rmu,Rrm,Rrbi,Raru,cpare:Sm,Sb)

Sm:=(Rmu+Rrm)/(cpare*Raru)

Sb:=(Rmu+Rrbi)/(cpare*Raru)

END

{DETERMINAÇÃO DAS TEMPERATURAS DA SUPERFÍCIE ÚMIDA DA SERPENTINA}

FUNCTION Ts(i,Tar,S,Tr)

10 :Ti1:=Tar

f1:=(Ti1/S)-(Tr/S)-

(i)+10188.57+1791.59*Ti1+19.5775*(Ti1)^2+0.8370182*(Ti1)^3

df1:=(1/S)+1791.59+39.155*(Ti1)+2.5116546*(Ti1)^2

Ts:=Ti1-(f1/df1)

dTi1:=(abs(Ts-Ti1))/Ts

If (dTi1>0.01) Then

 Tar:=Ts

 GoTo 10

Endif

IF (Ts<Tr) THEN

 Ts:=Tr+0.001

ENDIF

END

{DETERMINAÇÃO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA}

FUNCTION DTML(Tse,Trs,Tss,Tre)

DTML:=((Tse-Trs)-(Tss-Tre))/ln((Tse-Trs)/(Tss-Tre))

END

{DETERMINAÇÃO DA CAPACIDADE DA SERPENTINA}

FUNCTION Qserp(Qsuu,Qevu,Qsus,Qevs)

Qserp:=Qsuu+Qevu+Qsus+Qevs

END

{DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DO AR NA SAÍDA DA REGIÃO DE SUPERFÍCIE SECA DA SERPENTINA}

{ADMITE-SE QUE O ESCOAMENTO SEJA EM PARALELO}

PROCEDURE

NUTSUPS(Rms,Rars,Rrms,At,Cminsu,Crsu,Tare,cpare,mar,Trbs:Usus,

NUTsus,epsus,Tarsus)

Usus:=1/(Rms+Rars+Rrms)

NUTsus:=(Usus*At)/Cminsu

epsus:=(1-exp((-NUTsus*(1+Crsu)))/(1+Crsu))

Tarsus:=Tare-(epsus*(Cminsu/(cpare*mar)))*(Tare-Trbs))

END

{DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DO AR NA SAÍDA DA REGIÃO DE SUPERFÍCIE ÚMIDA DA SERPENTINA}

{ADMITE-SE QUE O ESCOAMENTO SEJA EM CONTRA CORRENTES}

PROCEDURE

NUTSEVPS(Rms,Rars,Rrbis,At,Cminev,Tarsus,cpare,mar,Trbe:Uevs,NUTevs,epevs,Tarevs)

Uevs:=1/(Rms+Rars+Rrbis)

NUTevs:=(Uevs*At)/Cminev

epevs:=1-exp(-NUTevs)

Tarevs:=Tarsus-(epevs*(Cminev/(cpare*mar))*(Tarsus-Trbe))

END

{ROTINA DE INTERAÇÃO DAS CONDIÇÕES APRESENTADAS PELAS ESTRUTURAS DE CÁLCULO DESCRITAS ANTERIORMENTE}

PROCEDURE

INTERAÇÃO(Tarsi,haru,de,ktubo,As,Ap,teta,Tsat,hars,Lp,wars,ware,Patm,Tare,iarsi,mar,iare,irms,irv,icon,Nc,ilv,x,Ai,di,Nt,Ltass,At,krbv,cprbv,cprbl,viscrbv,krbl,viscrbl,dx,Rm,cpare,Trms,Trbs,Trbe:mr1,Qsu,Qev,Q,hrm,hrbi,Q1,Tars,Lt)

IF (Tarsi>Tare) THEN

iarsi:=ENTHALPY(AirH2O,T=Tare-1,P=Patm,w=wars)*1000

ENDIF

50:iars1:=iarsi

Tars:=TEMPERATURE(AirH2O,h=iars1/1000,P=Patm,w=wars)

Lp1:=0.001*Lp

CALL MRQ1(mar,iars1,iare,irms,irv,icon:mr1,Qsu,Qev,Q)

CALL COMPREGIOES(Nc,mr1,ilv,x,Qev,Ai,di,Nt,Ltass:Lev,Lsu,Lt)

CALL

ORVALHO(Tare,Patm,ware,krbl,di,mr1,Nc,viscrbl,dx,ilv,Lt,Rm,Lp,At,hars,Ai,Tsat,mar,cpare:Taro,To,css,iaro)

CALL

AREASECEUMI(di,Nc,css,At,Ai,Lp,Lt,Lsu,Lev:Atss,Aiss,Atsu,Aisu,Lpsu,Atsu

p,Atevap,Aims,Aimu,Aibs,Aibu,css1,Lpev)

CALL

RESREFRIG(At,mr1,di,krbv,cprbv,viscrbv,krbl,viscrbl,dx,ilv,Nt,Lsu,Lev,Nc:hr

m,hrbi,Prv,Gr,Red)

CALL CAPACIDCALOR(mar,cpare,mr1,cprbv:Cminsu,Cminev,Crev,Crsu)

{*****}
{*****}

{toda a superfície da serpentinas está sob condições de superfície úmida}

IF (css<0) THEN

CALL

RESISTMEARu(At,Atsu,haru,teta,Ap,As,Aisu,di,ktubo,de,Tsat,cpare,Patm:Rmu,

Raru)

Rrbui:=RREFRI(hrbi,At,Aibu)

Rrmu:=RREFRI(hrm,At,Aimu)

CALL CONSTSERP(Rmu,Rmu,Rrbui,Raru,cpare:Sm,Sb)

T4:=Ts(iare,Tare,Sm,Trms)

T3:=Ts(iare,Tare,Sb,Trbs)

T1:=Ts(iare,Tare,Sb,Trbe)

T2:=Ts(iars1,Tars,Sb,Trbs)

DTMLevu:=DTML(T1,Trbs,T2,Trbe)

DTMLsuu:=DTML(T4,Trms,T3,Trbs)

Qsus:=0

Qevs:=0

Qsuu:=At*DTMLsuu/(Rmu+Rmu)

Qevu:=At*DTMLLevu/(Rrbui+Rmu)

Q1:=Qserp(Qsuu,Qevu,Qsus,Qevs)

ENDIF

```
{*****}
{*****}
```

{toda a superfície da serpentinas está sob condições de superfície seca}

IF (css>Lp1) THEN

Rrms:=RREFRI(hrm,At,Aims)

Rrbis:=RREFRI(hrbi,At,Aibs)

CALL RESISTMEARs(At,Atss,hars,teta,Ap,As,Aiss,di,ktubo,de:Rms,Rars)

CALL

NUTSUPS(Rms,Rars,Rrms,At,Cminsu,Crsu,Tare,cpare,mar,Trbs:Usus,NUT

sus,

epsus,Tarsus)

CALL

NUTSEVPS(Rms,Rars,Rrbis,At,Cminev,Tarsus,cpare,mar,Trbe:Uevs,NUTEv

s,

epevs,Tarevs)

DTMLLevs:=DTML(Tarsus,Trbs,Tarevs,Trbe)

DTMLsus:=DTML(Tarsus,Trbs,Tare,Trms)

Qsuu:=0

Qevu:=0

Qsus:=Usus*At*DTMLsus

Qevs:=Uevs*At*DTMLLevs

Q1:=Qserp(Qsuu,Qevu,Qsus,Qevs)

ENDIF

```
{*****}
{*****}
```

{a condensação ocorre a partir da região de superaquecimento}

IF ((css>0) and (css<Lpsu)) THEN

Trmo:=css*(Trms-Trbs)/Lpsu

```

CALL RESISTMEARs(At,Atss,hars,teta,Ap,As,Aiss,di,ktubo,de:Rms,Rars)
CALL
RESISTMEARu(At,Atsu,haru,teta,Ap,As,Aisu,di,ktubo,de,Tsat,cpare,Patm:R
mu,
Raru)
    Rrms:=RREFRI(hrm,At,Aims)
    Rrmu:=RREFRI(hrm,At,Aimu)
    Rrbu:=RREFRI(hrbi,At,Aibu)
CALL CONSTSERP(Rmu,Rrmu,Rrbu,Raru,cpare:Sm,Sb)
CALL
NUTSUPS(Rms,Rars,Rrms,At,Cminsu,Crsu,Tare,cpare,mar,Trbs:Usus,NUT
sus,
epsus,Tarsus)
    DTMLsus:=DTML(Tare,Trms,Taro,Trmo)
    T4:=Ts(iaro,Taro,Sm,Trmo)
    T3:=Ts(iaro,Taro,Sb,Trbs)
    T1:=Ts(iaro,Taro,Sb,Trbe)
    T2:=Ts(iars1,Tars,Sb,Trbs)
    DTMLlevu:=DTML(T1,Trbs,T2,Trbe)
    DTMLsuu:=DTML(T4,Trmo,T3,Trbs)
    Qevs:=0
    Qsus:=At*DTMLsus*Usus
    Qsuu:=At*DTMLsuu/(Rrmu+Rmu)
    Qevu:=At*DTMLlevu/(Rrbu+Rmu)
    Q1:=Qserp(Qsuu,Qevu,Qsus,Qevs)
ENDIF

{*****}
{*****}
{condensação ocorre a partir da região de evaporação}
    IF ((css>Lpsu) and (css<Lp1)) THEN
CALL RESISTMEARs(At,Atss,hars,teta,Ap,As,Aiss,di,ktubo,de:Rms,Rars)
CALL
RESISTMEARu(At,Atsu,haru,teta,Ap,As,Aisu,di,ktubo,de,Tsat,cpare,Patm:R
mu,
Raru)
    Rrms:=RREFRI(hrm,At,Aims)
    Rrbis:=RREFRI(hrbi,At,Aibs)
    Rrbu:=RREFRI(hrbi,At,Aibu)
    Rrmu:=0
CALL CONSTSERP(Rmu,Rrmu,Rrbu,Raru,cpare:Sm,Sb)
CALL
NUTSUPS(Rms,Rars,Rrms,At,Cminsu,Crsu,Tare,cpare,mar,Trbs:Usus,NUT
sus,
epsus,Tarsus)
CALL
NUTSEVPS(Rms,Rars,Rrbis,At,Cminev,Tarsus,cpare,mar,Trbe:Uevs,NUTev

```

```

s,
epevs,Tarevs)
    DTMLLevs:=DTML(Tarsus,Trbe,Taro,Trbs)
    DTMLsus:=DTML(Tare,Trms,Tarsus,Trbs)
    T1:=Ts(iare,Taro,Sb,Trbs)
    T2:=Ts(iars1,Tars,Sb,Trbe)
    DTMLLevu:=DTML(T1,Trbe,T2,Trbs)
    DTMLLevs:=DTML(Tarsus,Trbs,Taro,Trbs)
    DTMLsus:=DTML(Tare,Trms,Tarsus,Trbs)
    Qevs:=At*DTMLLevs*Uevs
    Qsus:=At*DTMLsus*Usus
    Qsuu:=0
    Qevu:=At*DTMLLevu/(Rrbu+Rmu)
    Q1:=Qserp(Qsuu,Qevu,Qsus,Qevs)
ENDIF

{*****}
{*****}
{teste de convergência dos resultados baseados na capacidade total de
serpentina - região de superaquecimento e evaporação}
iars:=iare-(Q1/mar)
QQQ:=abs(Q-Q1)/Q1
IF (QQQ>0.001) THEN
    iarsi:=iars
    GOTO 50
ENDIF
END

CALL
AREAS(di,ep,Ltass,esa,ea,La,Lp,Sl,St:de,Afr,Alivre,Ap,As,At,Dh,sigma,alem
etro,
Na,AeAt,Ai,Nt)
CALL
PROPDOAR(ware,Nc,Tare,Patm,Alivre,vazãoar:denar20,iare,Garmax,viscar
e,
cpare,kare,mar)
CALL
PROPDORF(Tsat,DTsup,Tcond:Trms,irms,Trbe,Trbs,krbl,krbv,cprbl,cprbv,
viscrbl,viscrbv,irl,irv,x,dx,ilv,icon)
CALL
RESMETAL(At,Ap,As,Ai,di,de,ktubo,kaleta,ea,Sl,St,de,hars:Rm,teta,rce)
CALL
HDOAR(esa,ea,At,Garmax,de,viscare,Sl,AeAt,n,cpare,viscare,kare,mar:Red
c,j,
Pr,hars,haru,NUTar,JP)
CALL MATMETAL(metaleta,mettubo:kaleta,ktubo)
CALL

```



```

TEMPARSAIDA(wars,ism,iare,iarsi,NUTar,Tsm,Patm,Tarsi,Tare:0,0,0,0)
CALL
INTERAÇÃO(Tarsi,haru,de,ktubo,As,Ap,teta,Tsat,hars,Lp,wars,ware,Patm,T
are,
iarsi,mar,iare,irms,irv,icon,Nc,ilv,xe,Ai,di,Nt,Ltass,At,krbv,cprbv,cprbl,viscrbv
,krbl,viscrbl,dx,Rm,cpare,Trms,Trbs,Trbe:mr1,Qsu,Qev,Q,hrm,hrbi,Q1,Tars,
Lt)
{*****}
{*****}

```

O PROGRAMA PERMITE SIMULAR CAPACIDADES DE SERPENTINAS SOB CONDIÇÕES DE SUPERFÍCIES SECA OU ÚMIDA

O PROGRAMA SIMULA COMO PRINCIPAIS PARÂMETROS:
CAPACIDADE DA SERPENTINA, VAZÃO DE REFRIGERANTE E
TEMPERATURA DO AR NA SAÍDA DA SERPENTINA

DADOS DE ENTRADA PARA REALIZAÇÃO DA SIMULAÇÃO DE
SERPENTINAS RESFRIADORAS E DESUMIDIFICADORAS

```

{*****}
{*****}
{Se o metal da aleta for alumínio, então : metaleta=1, se for de cobre, então:
metaleta=2}
{Se o metal do tubo for alumínio, então : mettubo=1, se for de cobre, então:
mettubo=2}
metaleta=1
mettubo=1

```

{Digite o número de fileiras de tubos (na direção do escoamento do ar)}
n=

{Digite o número de circuitos de refrigerante da serpentina}
Nc=

{Dê os dados geométricos da serpentina}
di= {diâmetro interno do tubo, mm}
ep= {espessura da parede do tubo, mm}
Ltass= {comprimento frontal da serpentina, mm}
esa= {espassamento entre aletas, mm}
ea= {espessura da aleta, mm}
La= {altura da serpentina, mm}
Lp= {profundidade da serpentina, mm}
Sl= {distância longitudinal entre tubos, mm}
St= {distância transversal entre tubos, mm}

{Dê os condições de trabalho da serpentina}

Tare=	{Temperatura de entrada do ar na serpentina, C}
Patm=	{Pressão atmosférica, kPa}
vazãoar=	{vazão do ar em massa, kg/s}
Tsat=	{Temperatura de saturação do refrigerante, C}
DTsup=	{Grau de superaquecimento na saída da serpentina, C}
Tcond=	{Temperatura de condensação do refrigerante, C}
ware=	{umidade absoluta na entrada da serpentina}
wars=	{umidade absoluta na saída da serpentina}

ANEXO E – DADOS DE ENTRADA DA SIMULAÇÃO DE RICH, UTILIZADOS NO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DESTE TRABALHO

• DADOS DE ENTRADA – PARÂMETROS GEOMÉTRICOS

diâmetro interno do tubo, mm	$d_i=8,28$
espessura da parede do tubo, mm	$e_p=0,889$
comprimento frontal da serpentina, mm	$L_{tass}=457,2$
espassamento entre aletas, mm	$e_{sa}=2,117$
espessura da aleta, mm	$e_a=0,1524$
altura da serpentina, mm	$L_a=304,8$
profundidade da serpentina, mm	$L_p=88$
distância longitudinal entre tubos, mm	$S_l=22$
distância transversal entre tubos, mm	$S_t=25,4$

• DADOS DE ENTRADA – PARÂMETROS GEOMÉTRICOS

Temperatura de entrada do ar na serpentina, °C	$T_{are}=26,66$
Pressão atmosférica, kPa	$P_{atm}=101,3$
vazão do ar em massa, kg/s	$vazão_{ar}=809$
Temperatura de saturação do refrigerante, °C	$T_{sat}=5,55$
Grau de superaquecimento na saída da serpentina, °C	$DT_{sup}=5,5$
Temperatura de condensação do refrigerante, °C	$T_{cond}=43,33$
Umidade absoluta na entrada da serpentina	$w_{are}=0,011$
Umidade absoluta na saída da serpentina	$w_{ars}=0,0086$