

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE TEÓRICO EXPERIMENTAL DOS EVAPORADORES  
DE UMA BOMBA DE CALOR

por

Frederico Sporket

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, 28 de Dezembro de 2001

ANÁLISE TEÓRICO EXPERIMENTAL DOS EVAPORADORES  
DE UMA BOMBA DE CALOR

por

Frederico Sporket  
Bacharel em Engenharia Mecânica

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de

Mestre em Engenharia

Área de concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Paulo Otto Beyer

Aprovada por:

Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Ângela Beatrice Dewes Moura

Prof. Dr. Argimiro Resende Secchi

Prof. Dr. Arno Krenzinger

Prof. Dr. Alberto Tamgna  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 28 de Dezembro de 2001

Dedico este trabalho:

Ao meu Pai (em memória) que sempre me deu o incentivo ao estudo e muito do conhecimento que sei.

A minha Mãe, por estar sempre por perto dando apoio e incentivo.

A minha namorada, Márcia Lourenço, que soube me dar força e carinho nas horas mais difíceis.

Agradeço:

Ao meu orientador pelas valiosas informações e transmissão de seu conhecimento.

Aos funcionários e bolsistas que auxiliaram no desenvolvimento deste trabalho.

Aos professores que deram o conhecimento básico.

Aos colegas com os quais troquei informações.

Aos órgãos de fomento a pesquisa, em especial a CAPES.

## RESUMO

Faz-se um estudo da construção de uma bomba de calor residencial de baixo custo utilizando um condicionador de ar do tipo janela. Com tal equipamento operando fora das condições de projeto é preciso fazer uma avaliação das novas condições de operação, onde os evaporadores passam a ser objetivo de estudo do presente trabalho.

A análise foi conduzida de duas formas. Uma tomada de dados experimental, feita em duas épocas distintas do ano, nas condições mais severas de consumo, no inverno, e nas condições mais severas de temperatura, no verão. A outra, uma análise teórica, gerando dados que podem ser comparados com a literatura.

Inicialmente, é feita uma avaliação do coeficiente de performance visando a competitividade do equipamento no que tange o custo operacional. Como objetivo principal é avaliada a troca de calor nos evaporadores e os parâmetros que a influenciam, bem como o comportamento do fluido refrigerante na entra e saída.

Foi preciso desenvolver uma metodologia para trocadores aletados que apresentam mudança de fase já que esta não é vista com facilidade na literatura. Faz-se uso do método  $e - NUT$ , que é adaptado de forma a ser função somente dos dados psicrométricos do ar. Para a efetividade média externa e o coeficiente de convecção externo é utilizada a metodologia desenvolvida por Schmidt em 1949.

Como resultados, observou-se que o coeficiente de performance fica na faixa dos equipamentos comerciais (2,6 na média anual) e o custo operacional é competitivo com o uso do gás liquefeito de petróleo, em aquecedores de passagem. A efetividade do trocador e o coeficiente de convecção externo apresentam um valor baixo, atribuído a grande área de troca de calor externa. O coeficiente de contato, apresenta um valor alto se comparado ao coeficiente de convecção externo. Quanto ao fluido refrigerante, este apresenta condições normais nas saídas dos evaporadores e título baixo na entrada de um dos evaporadores. Também é observado que um dos evaporadores apresenta baixo uso efetivo, sendo o problema atribuído a baixa vazão de refrigerante.

## ABSTRACT

“Theoretical and experimental analysis of Heat Pump evaporators”

This study is carried out in order to build a low cost heat pump, and is being developed to use a window air conditioner. With such equipment operating out of original project conditions, a study is needed to determine the best operating condition. The study of the evaporators become then the purpose of this work..

The analysis was carried out in two ways. Firstly it was performed an experimental data acquisition during two distinct periods of the year: under the most severe consuming conditions in winter and under the most severe temperature conditions in summer. Secondly, theoretically, generated data were compared to existing literature.

At beginning, an assessment of the performance ratio is made to evaluate the equipment competitiveness regarding operating costs. As the main goal, the heat exchange in the evaporators and the parameters that have influence on it are evaluated, as well as the behavior of the refrigerant in inlet and outlet.

It was necessary to develop a specific methodology for a fin-and-tube heat exchangers considering phase change as this are not easily found in the literature. Thus, the method  $e - NUT$  is used, adapted in order to be only function of the air psychometrics. In order to find the external average effectiveness, as well as the external convection ratio, the methodology developed by Schmidt in 1949 was used.

As results, it is observed that the performance ratio remains within the range of commercial equipment (yearly average of 2.6), and the operating costs are competitive with the use of liquefied petroleum gas burning in water heaters. The effectiveness of the exchanger and the external convection ratio values are low, due to the large external heat exchange area. The contact ratio presents a high value when compared to the external convection ratio. The refrigerant presents normal conditions at the evaporators outlets and the title condition is rather low at the inlet in one of the evaporators. Also, it is possible to say that one of the evaporators presents a low effective use, being this problem due to low refrigerant flow.

# ÍNDICE

	Pág.
1. Introdução.....	1
1.2. Motivação.....	2
1.3. Descrição do Problema.....	3
1.4. Objetivos do Trabalho.....	6
1.5. Revisão Bibliográfica.....	6
2. Características do Equipamento.....	16
2.1. Funcionamento da Bomba de Calor.....	16
2.2. Dimensão dos Trocadores.....	19
2.3. Condições do Ensaio.....	22
3. Medições Efetuadas.....	27
4. Desenvolvimento Teórico.....	32
4.1. Troca de Calor no Lado do Ar.....	32
4.2. Efetividade Média Externa e da Aleta.....	40
4.3. Resistência de Contato.....	46
4.4. O fluido Refrigerante.....	48
4.5. Comparação dos Custos das Energias.....	51
5. Análise dos Resultados.....	53
5.1. Energia Elétrica Consumida.....	53
5.2. Custos das Energias.....	54
5.3. Efetividade do Trocador.....	55
5.4. Coeficiente de Contato.....	66
5.5. Condições do Refrigerante.....	68
6. Conclusões.....	72
6.1. Sugestões para Trabalhos Futuros.....	73
Referências Bibliográficas.....	75
Anexo I.....	80
Anexo II.....	83
Anexo III.....	84

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	área de troca de calor	$[m^2]$
B.C.	Bomba de Calor	
$C$	custo unitário	$[R\$/kg], [R\$/W \cdot h]$
$COP$	coeficiente de performance	$\left[ \frac{\text{energia util}}{\text{energia gasta}} \right]$
$\cos j$	fator de potência	
$c_p$	calor específico	$[J/kg^\circ C]$
$Cu$	representa o custo anual	$[R\$]$
$d$	diâmetro do tubo	$[m]$
$D$	diâmetro	$[m]$
$D_{aleta}$	diâmetro da aleta circular	$[m]$
$FCS$	fator de calor sensível	$\left[ \frac{i_{q,s} - i_{q,fcs}}{i_{q,s} - i_{q,e}} \right]$
$g$	aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo	
$h$	coeficiente de convecção	$[W/m^2C]$
$H$	altura do trocador	$[m]$
$i$	entalpia	$[J/kg]$
$j$	Fator de Colburn	$\left[ \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \right]$
$I$	corrente elétrica	$[A]$
$I_0$	representa a função modificada de Bessel de primeira classe de ordem zero	
$I_1$	representa a função modificada de Bessel de primeira classe de ordem um	



$k$	condutividade térmica	$\left[ \frac{W}{mK} \right]$
$K_f$	coeficiente de Pierre	$\left[ \frac{i_v \Delta x}{l \cdot g} \right]$
$K_0$	representa a função modificada de Bessel de segunda classe de ordem zero	
$K_1$	representa a função modificada de Bessel de segunda classe de ordem um	
$l$	comprimento do tubo ( $24 \cdot L$ )	$[m]$
$L$	largura do trocador	$[m]$
$m$	coeficiente utilizado no cálculo de Schmidt na efetividade da aleta	$\left[ \sqrt{\frac{2h_{ext.}}{k_{aleta} d_{aleta}}} \right]$
$\dot{m}$	vazão mássica	$\left[ \frac{kg}{s} \right], \left[ \frac{kg}{dia} \right]$
$N$	número de aletas	
$Nu$	número de Nusselt	$\left[ \frac{h \cdot l}{k} \right]$
$NUT$	número de unidades de transferência	$\left[ \frac{U \cdot A}{\dot{m} c_p} \right]$
$Pr$	número de Prandtl	$\left[ \frac{n}{a} \right]$
$\dot{Q}$	calor	$[W]$
$r$	raio externo do colarinho	$[m]$
$R$	resistência térmica	$\left[ \frac{^{\circ}C}{W} \right]$
$Re$	número de Reynolds	$\left[ \frac{V \cdot l}{n} \right]$
$s$	entropia específica	$\left[ \frac{J}{kg} \right]$
$T$	temperatura	$[^{\circ}C]$
$U$	coeficiente global de troca de calor	$\left[ \frac{W}{m^2 C} \right]$
$U$	tensão da rede	$[Volt]$

$v$	Volume específico	$\left[ \frac{m^3}{kg} \right]$
$V$	velocidade do ar	$\left[ \frac{m}{s} \right]$
$W$	trabalho	$[W]$
$x$	título	$\left[ \frac{\text{massa de vapor}}{\text{massa total}} \right]$

## SÍMBOLOS GREGOS

$a$	difusividade térmica	$\left[ \frac{m^2}{s} \right]$
$d$	espessura	$[m]$
$\Delta$	espaçamento	$[m]$
$\Delta$	variação	
$e$	efetividade do trocador	$\left[ \frac{\text{Calor real}}{\text{Calor maximo}} \right]$
$h$	efetividade de superfície estendida	
$h$	rendimento	
$m$	viscosidade	$\left[ \frac{kg}{s \cdot m} \right]$
$n$	viscosidade cinemática	$\left[ \frac{m^2}{s} \right]$
$f$	coeficiente utilizado no cálculo de Schmidt na efetividade da aleta	
$Y$	coeficiente de contato	$\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$
$w$	conteúdo de umidade	$\left[ \frac{kg_{H_2O}}{kg_{ar\ seco}} \right]$

## SUBÍNDICES

*aleta*

*comp.* compressor

*cond.* condensador

condensação processo de condensação do refrigerante

<i>colarinho</i>	lado externo do colarinho
<i>contato</i>	contato entre a base da aleta e a parede do tubo
<i>Dc</i>	diâmetro externo do colarinho
<i>e</i>	entrada
<i>elet.</i>	energia elétrica
<i>evap.</i>	evaporador
evaporação	processo de evaporação do refrigerante
<i>ext.</i>	lado externo
<i>f</i>	fluido frio
<i>fcs</i>	termo relacionado ao cálculo do fator de calor sensível
<i>fila</i>	fila de tubos no sentido longitudinal do escoamento de ar
<i>fr</i>	na seção frontal do trocador
<i>fluxomaxiomo</i>	representa a região onde o fluxo é máximo
<i>GLP</i>	gás liquefeito de petróleo
<i>hidr.</i>	hidráulico
<i>H<sub>2</sub>O</i>	água
<i>int.</i>	lado interno
<i>i so.</i>	processo isoentrópico
<i>liq.</i>	fase líquida
<i>lv</i>	líquido vapor
<i>max.</i>	valor máximo
<i>min.</i>	valo mínimo
<i>q</i>	fluido quente
<i>refr.</i>	fluido refrigerante
<i>s</i>	saída
<i>sec a</i>	superfície da aleta seca
<i>sup.</i>	superfície
<i>tot.</i>	valor total
<i>trocator</i>	trocador de calor
<i>tubo</i>	parede do tubo
<i>umida</i>	superfície da aleta úmida
<i>vent.</i>	ventilador

## ÍNDICE DE FIGURAS

Fig.	TÍTULO	Pág.
1.1.	A B.C. e a transferência natural de calor.....	3
1.2.	Ciclo de Carnot reverso e ciclo reverso para temperatura real em termos de entropia.....	4
1.3.	Dispositivos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	5
2.1.	Localização dos pontos na unidade evaporadora.....	16
2.2.	Esquema de controle da bomba de calor.....	18
2.3.	Evaporadores Grande e Pequeno.....	20
2.4.	Dimensões dos evaporadores.....	21
2.5.	Distribuição da velocidade do ar na saída do evaporador grande.....	25
3.1.	Posicionamento e fixação dos sensores de temperatura.....	27
3.2.	Direção do fluxo de ar no evaporador pequeno.....	29
3.3.	Dutos de ar.....	30
3.4.	O misturador de ar instalado na saída do evaporador grande.....	30
3.5.	Posicionamento do misturador no duto do evaporador grande.....	31
4.1.	Distribuição de temperatura em trocadores de calor contra-corrente e corrente-paralele.....	33
4.2.	Distribuição de temperatura em trocador de calor com mudança de fase.....	34
4.3.	Aletas e tubo.....	38
4.4.	O processo psicrométrico do ar.....	40
5.1.	<i>COP</i> em função da temperatura ambiente.....	53
5.2.	Processos psicrométricos do evaporador pequeno para a condição de verão.....	56
5.3.	Processos psicrométricos do evaporador pequeno para a condição de inverno.....	56
5.4.	Processos psicrométricos do evaporador grande para a condição de inverno.....	56
5.5.	Vazão do refrigerante e potência nos evaporadores.....	58
5.6.	Fator de Colburn em função do $Re_{Dc}$ , Wang et alli, 1996.....	60
5.7.	Fator de Colburn em função do $Re_{hidr.}$ , Madi et alli, 1998.....	61
5.8.	Fator de Colburn em função do $Re_{Dc}$ , Madi et alli, 2000a.....	62
5.9.	Coeficiente de convecção externo em função da $V_{fr}$ , Wang et alli, 2000a.....	62

5.10. Fator de Colburn em função do $Re_{Dc}$ e Coeficiente de convecção externo em função da $V_{fr}$ , Wang et alli, 1998.....	63
5.11. Fator de Colburn em função do $Re_{Dc}$ , Wang et alli, 1999.....	64
5.12. Diagrama $P_{refr.} \times i_{refr.}$ ilustrativo.....	69
5.13. Diagrama $P_{refr.} \times i_{refr.}$ para o evaporador pequeno no verão.....	69
5.14. Diagrama $P_{refr.} \times i_{refr.}$ para o evaporador pequeno no inverno.....	70
5.15. Diagrama $P_{refr.} \times i_{refr.}$ para o evaporador grande no inverno.....	70

## ÍNDICE DE TABELAS

Tab.	TÍTULO	Pág.
2.1.	Dados dos evaporadores da figura 2.3.....	22
2.2.	Velocidades medidas e vazões calculadas dos evaporadores.....	25
2.3.	Números de Reynolds externos dos evaporadores.....	25
4.1.	Dados dos equipamentos e custos das energias.....	51
5.1.	Comparação dos custos (R\$) da energia elétrica e GLP no aquecimento de água.....	55
5.2.	Resultados da efetividade do trocador, $FCS$ e $(T_{sup.} - T_{evap.})$ .....	58
5.3.	Resultados por Schmidt, 1949.....	60
5.4.	Resultados por Elmahdy e Mitalas, 1977.....	65
5.5.	Coefficiente e contato, convecção interna e resistência do tubo.....	66
5.6.	Efetividade do trocador, convecção externa e fatores de Colburn para a temperatura de evaporação.....	68

## 1. INTRODUÇÃO

Tendo em vista a necessidade de otimizar o consumo de energia elétrica de forma a preservar as nossas reservas energéticas tem-se feito, cada vez mais, estudos do melhor aproveitamento e formas alternativas de aproveitamento dessa energia. Contudo, um grande ganho de energia elétrica poderia ser conseguido através da conscientização da população. Nosso país tem uma grande facilidade de acesso a energia elétrica, e vários equipamentos de baixo custo que a utilizam, o que cria uma cultura de desperdício muito difícil de ser mudada.

No que se refere à energia elétrica para o aquecimento de água residencial, é visto em países de primeiro mundo o grande uso de bombas de calor (B.C.). Equipamento de funcionamento simples, a bomba de calor apresenta o inconveniente do alto custo de instalação. Com o objetivo de tornar este equipamento mais acessível, tem se feito um estudo da adaptação de um condicionador de ar, tipo janela, para funcionar como bomba de calor.

É claro que não se pode deixar de lado o fato do subsídio ao GLP (gás liquefeito de petróleo) ainda ser o fator que não torna a energia elétrica uma maneira muito mais competitiva de aquecer a água. Mas, quando se pensa em utilizar uma fonte de energia de apoio a um sistema de coletores solares, por exemplo, a B.C. se torna algo bastante vantajoso pela facilidade de implantação e maior economia em relação as resistências elétricas atualmente usadas. Assim, o estudo da construção de uma bomba de calor se faz necessário quando pensamos em diminuir custos de produção e determinação da melhor condição de operação.

Assim, ainda neste capítulo é feita um introdução do tema proposto relacionando o objetivo geral da B.C. com sua possível utilização no mercado. Explica-se o motivo do estudo de parte do equipamento introduzindo o leitor a uma explicação do problema. Neste capítulo também é feita uma revisão bibliográfica, que explica os aspectos que podem influenciar nos resultados obtidos.

Segue-se no capítulo 2 uma descrição da montagem e funcionamento da B.C., bem como as dimensões e parâmetros de funcionamento dos trocadores e as condições de ensaio.

Mais adiante, no capítulo 3, é feita uma descrição das medições efetuadas, explicando os diversos sensores, as calibrações, problemas encontrados nas medições e soluções para estes problemas.

No capítulo 4 é apresentada uma análise teórica do problema, indicando as metodologias utilizadas para cada problema do trocador e são colocadas as equações para estas análises.

A fim de analisar os dados da B.C. e comparar os resultados obtidos para os evaporadores com os da literatura, é feito, no capítulo 5, uma análise dos resultados. Nele é avaliado o

comportamento da B.C. em relação a resistência elétrica e ao aquecimento com GLP, além de uma avaliação das condições de operação dos evaporadores, relacionado-os a gráficos e correlações já existentes.

E finalmente, no Capítulo 6, são tecidas as conclusões do trabalho e sugestões para futuros estudos.

## 1.2. MOTIVAÇÃO

Nos Estados Unidos, é possível notar o grande uso da bomba de calor no aquecimento residencial de ambientes e água de consumo, Harnish, 1959. Já na década de 50 se estudavam os tipos de bombas de calor e a melhor concepção para cada aplicação. Se nestes últimos 50 anos a bomba de calor é utilizada com sucesso em outros países, porque não desenvolver uma tecnologia que possa atender ao nosso país? No Brasil a bomba de calor tem algum uso no aquecimento de piscinas, mas com equipamentos importados. Estes equipamentos apresentam potência de aquecimento muito elevada para aquecimento de água residencial.

É evidente que a não utilização da bomba de calor tem seu motivo, que pode ser resumido ao custo do equipamento e *aparente* custo elevado da eletricidade, comparado ao custo do GLP. Um estudo de Clarck e Gir, 1996, mostra uma comparação entre o custo operacional para três sistemas de aquecimento de água: Resistência Elétrica, Bomba de Calor e Gás. Fazendo a mesma análise de Clark e Gir, a fim de obter resultados prévios para os custos de energia em Porto Alegre, estudando a bomba de calor e o aquecedor de passagem a GLP, pôde-se observar que a bomba de calor teve um custo operacional menor. Mas, a eficiência do aquecedor de passagem a GLP é maior que do aquecedor de Clark e Gir. Assim, o custo operacional ficou aproximadamente igual para os dois equipamentos. A comprovação deste resultado para o ano de 2001 pode ser vista na seção 5.2. Aliado ao fato da B.C. ter consumo de energia menor que a resistência elétrica, o resultado da análise previa da comparação com o aquecedor a GLP foram os grandes motivadores do presente trabalho. Via-se a necessidade de instalações que permitissem melhor aproveitamento da energia elétrica consumida mas que fossem competitivos no custo operacional. Para tanto fez-se o estudo dos evaporadores a fim de melhor compreender suas condições de operação, o que possibilita modificações no projeto original.



### 1.3. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

Como o próprio nome já diz, a bomba de calor tem a função de bombear calor (energia térmica), de um nível energético mais baixo a um mais alto. O nível energético superior é representado pela água quente e o inferior, geralmente, pelo ar ambiente. O ambiente em que vivemos representa um enorme reservatório de energia, que ao mesmo tempo é o nosso referencial energético. Para atingir qualquer condição acima ou abaixo da temperatura do ambiente é necessário fornecer trabalho. Com o objetivo de aproveitar a energia disponível no ambiente, a bomba de calor transfere esta energia para a água, através de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, por exemplo. Tal ciclo é geralmente mais aceito no uso residencial e comercial de pequeno porte, por tratar-se de um equipamento pequeno e de fácil manutenção, sendo assim, objetivo do presente trabalho.

Quando, em 1824, Sadi Carnot desenvolvia a idéia de ciclo baseado na máquina a vapor, ciclo de Carnot original, começou a surgir a idéia da máquina térmica ideal (sem perdas de energia ou irreversibilidades). No ciclo de Carnot original, o efeito útil é o trabalho, sendo que para o ciclo de refrigeração devemos utilizar o ciclo de Carnot no sentido inverso (ciclo de Carnot reverso), já que no sistema de refrigeração o efeito útil é o calor. O estudo de tal ciclo é importante para que se possa analisar os pontos de principais perdas no sistema.

Para que se tenha como efeito útil o calor, é preciso contrariar a segunda lei da termodinâmica, o calor deve fluir no sentido inverso que a natureza determina, o que representa um consumo de energia. Isto é demonstrado na figura 1.1.

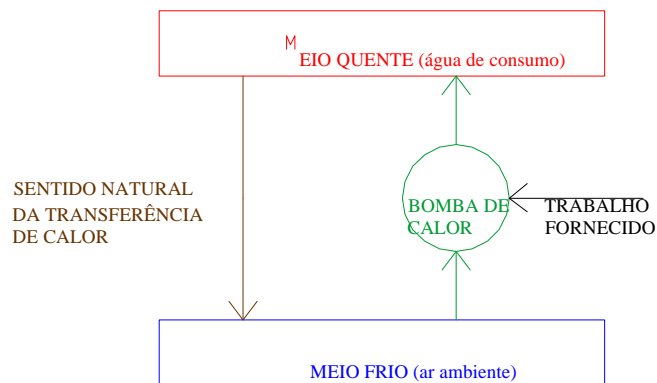


Figura 1.1. A B.C. e a transferência natural de calor.

Sabendo que a entropia ( $s$ ) pode expressar a irreversibilidade de um processo, é adequado descrever-se o ciclo de Carnot em função desse parâmetro. Assim, pode-se desenhar o ciclo de Carnot reverso conforme representado em azul na figura 1.2.

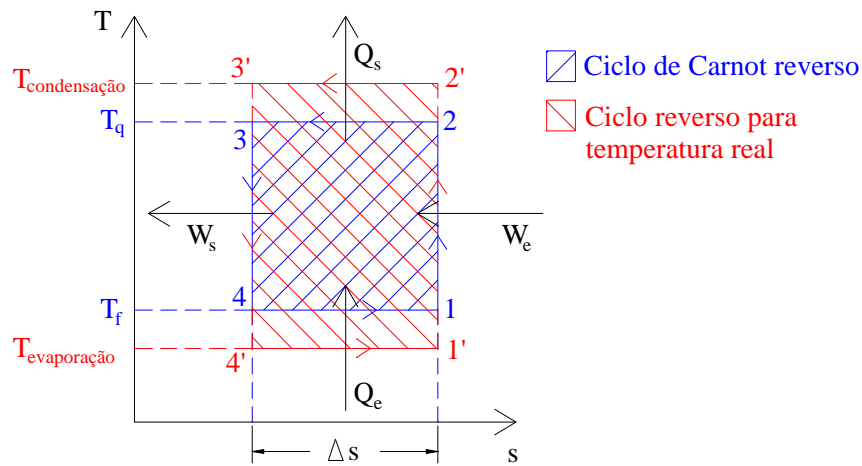


Figura 1.2. Ciclo de Carnot reverso e ciclo reverso para temperatura real em termos de entropia.

Na figura 1.2 pode-se observar quatro processos. De 1-2, entrada de trabalho por compressão isoentrópica  $W_e$ , 2-3 saída de calor do sistema para o meio  $Q_s$  a temperatura constante  $T_q$ , 3-4 saída de trabalho por expansão isoentrópica  $W_s$  e 4-1 entrada de calor do meio para o sistema  $Q_e$  a temperatura constante  $T_f$ . No sistema real só se consegue a troca de calor com o meio de 2'-3' e 4'-1' se existir uma diferença de temperatura. Assim, é necessário que a temperatura de condensação  $T_{condensação}$  e a temperatura de evaporação  $T_{evaporação}$  sejam ligeiramente diferentes das do meio quente e frio, respectivamente. Define-se temperatura de evaporação e condensação as temperaturas onde acontecem as mudanças de fase para que se tenha troca de calor a temperatura constante. Tal diferença de temperatura vai depender do calor a ser trocado, da resistência a troca de calor oferecida pelo dispositivo de troca, dos coeficientes de convecção interno e externo e da área de troca. É interessante lembrar que quanto maior essa diferença de temperatura maior a área listrada em vermelho, ou seja, maior o trabalho necessário para manter uma mesma diferença de temperatura ( $T_q - T_f$ ). Assim, pode-se expressar tal comportamento em função do coeficiente de performance, conforme a equação 1.1.

$$COP = \frac{\text{efeito útil}}{\text{energia gasta}} = \frac{Q_s}{W_s - W_e} \quad (1.1)$$

O coeficiente de performance, assim como descrito na equação acima representa o coeficiente em função do aquecimento, pois o efeito útil é o calor rejeitado no ciclo. Também

existe o coeficiente em função do resfriamento, ou  $COP$  de refrigeração, como é mais usualmente conhecido. Este coeficiente tem como efeito útil o calor adicionado ao ciclo e representa o desempenho de um sistema de refrigeração.

Para que se consiga uma retirada de trabalho no ciclo da figura 1.2 é preciso que se introduza uma turbina de expansão, já que ocorre uma expansão do refrigerante no processo de 3'-4'. Como introdução de tal turbina representa um custo muito elevado em relação ao trabalho que se conseguiria retirar neste processo, se torna inviável aproveitar o trabalho que sai do ciclo, ficando este termo fora da equação 1.1.

Em sistemas comerciais o  $COP$  atinge valores entre 2 e 3, sendo esta a grande vantagem em relação as resistências elétricas que tem um valor do  $COP$  de 1. Isto acontece porque na bomba de calor existe uma transferência de energia entre dois níveis o que exige menos energia gasta em relação à energia transferida, enquanto que nas resistências existe uma transformação da energia elétrica em energia térmica. Tal transformação faz com que o valor da energia consumida seja igual a energia necessária no aquecimento.

Como no ciclo reverso para temperatura real da figura 1.2, no ciclo de refrigeração acontecem quatro processos, para os quais podemos ver os respectivos dispositivos na figura 1.3. O compressor que comprime vapor de uma pressão baixa para uma mais alta em um processo quase isoentrópico tem a função de fazer o processo 1'-2'. O condensador onde este vapor a alta pressão e alta temperatura libera calor, resfriando e passando para o estado líquido representa o processo 2'-3'. O dispositivo de expansão onde acontece uma queda da pressão, que na verdade não é um processo isoentrópico mas sim isoentálpico, representa o processo 3'-4'. O evaporador, onde o líquido recebe calor e passa para o estado de vapor representa o processo 4'-1'. Assim, são utilizados os fluxos de calor no evaporador e no condensador para transferir energia do ar para a água e como meio de transporte temos um fluido chamado fluido refrigerante, aqui simplesmente denominado refrigerante.

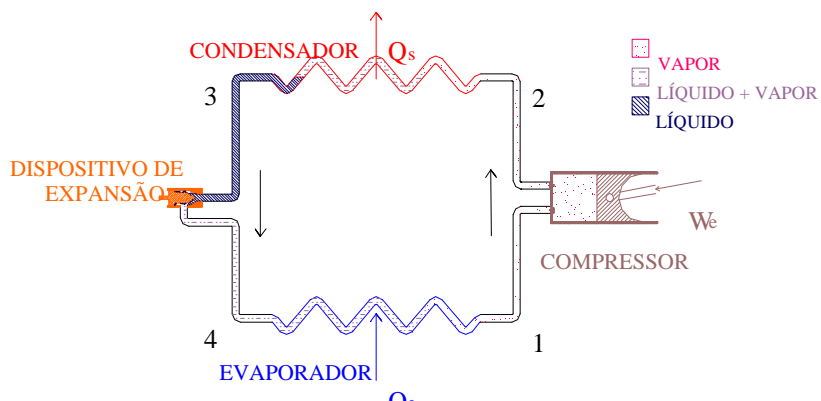


Figura 1.3. Dispositivos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

## 1.4. OBJETIVOS DO TRABALHO

Tendo o condicionador de ar sido transformado em unidade evaporadora, onde tanto o trocador de calor interno como externo do aparelho original foram transformados em evaporadores, é preciso fazer uma avaliação do comportamento destes dispositivos em relação aos processos sofridos pelo fluido refrigerante no interior dos tubos e pelo ar do lado externo destes trocadores.

A utilização dos dois trocadores como evaporadores tem como objetivo elevar ao máximo a temperatura de evaporação, e portanto o COP. Neste trabalho fez-se uma análise do coeficiente de performance a fim de determinar a competitividade do equipamento e uma análise dos evaporadores, onde é calculada a efetividade do trocador, a efetividade média externa, o coeficiente de troca externo, uma estimativa do coeficiente de contato entre o tubo e a base das aletas, e determina-se a condição do fluido refrigerante no interior do dispositivo utilizado.

## 1.5. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

*Elmahdy, A.H., Mitalas, G.P., 1977a.* Para o estudo da eficiência energética em ambientes, é necessário que se possa determinar as condições de trabalho dos equipamentos de ar condicionado. Para analisar tal equipamento é preciso calcular o desempenho dos trocadores de calor de forma simples, eficiente e dentro de uma ampla faixa de trabalho. Para tal fim, os autores desenvolveram um algoritmo simplificado que pode ser usado no estudo de trocadores de calor aletados de múltiplas fileiras com aletas circulares ou de placas planas. Tal algoritmo considera três condições da superfície, seca, úmida ou a mistura dos dois casos. Isso se faz necessário para determinar o desempenho do trocador nas três condições ou, qual a alteração das condições quando o ar na entrada do trocador tem propriedades diferentes das reais. Tal algoritmo foi montado em um programa em Fortran para trocadores com 4 ou mais fileiras, e é dado em Elmahdy e Mitalas, 1977b. Atualmente este algoritmo é empregado no programa EnergyPlus desenvolvido pelo Departamento de Energia (DOE) dos Estados Unidos e desenvolvido para análise energética de edificações, conforme EnergyPlus Manual, 2001.

*Wang, C.C., Chang, Y.T., Hsieh, Y.C., Lin, Y.T., 1996.* Este trabalho tem o propósito de avaliar a troca de calor e o fator de atrito em trocadores aletados de aletas lisas. A troca de calor é avaliada pelo fator adimensional de Colburn. Neste trabalho é utilizada água a 60 °C como fluido interno e um tubo de diâmetro menor que em estudos anteriores, 9,52 mm. Foram utilizados 15 tipos de trocadores de tubos alternados, onde a espessura das aletas variou de 0,13 a

0,2 mm, o espaçamento das aletas variou de 1,74 a 3,21 mm e o número de fileiras variou de 2 a 6. Para avaliar o fator de Colburn, o método  $e - NUT$  é utilizado na determinação do conjunto  $UA$ . O valor de  $e - NUT$  utilizado é para trocadores de fluxo cruzado não misturado, dado por McQuiston e Parker, 1994. O trabalho apresenta o fator de Colburn e fator de atrito versus número de Reynolds (função do diâmetro externo do colarinho. Analisando a influência do número de tubos sobre a transferência de calor, utilizando espaçamento das filas de aproximadamente 1,57 mm, é possível observar que o fator de Colburn diminui com o aumento do número de fileiras, para Reynolds menores que 2000. Para números de Reynolds maiores que 2000, não se detecta variação do fator de Colburn em função do número de fileiras. Tal comportamento também é similar ao observado em trocadores ondulados, e venezianados. Assim foi obtido um máximo valor do fator de Colburn com baixos números de Reynolds, grande número de fileiras e pequeno espaçamento das aletas. A espessura da aleta não teve um efeito considerável sobre o fator de Colburn. O espaçamento das aletas produz um efeito desprezível na transferência de calor quando comparado com o número de Reynolds. Ao avaliar as correlações propostas por este trabalho, deve-se tomar o cuidado de olhar o *erratum* publicado no volume 20 página 232, de 1997.

*Jang, J.Y., Chen, L.K., 1997.* Este trabalho faz uma análise numérica tridimensional, onde compara trocadores aletados de aletas corrugadas e lisas. Ambos os trocadores tem velocidade frontal de 2,8 m/s (Reynolds em função do diâmetro hidráulico de 600), quatro fileiras de tubos com diâmetro de 9,525 mm, distância entre centros dos tubos de 29,4 mm dispostos de forma alternada. Apresenta como resultados as figuras para as isotermas e linhas de corrente próximo a superfície da aleta e próximo ao plano central entre duas aletas. Observando as linhas de corrente próximas a superfície da aleta, na superfície corrugada existe uma quebra destas linhas atrás de cada tubo, enquanto que na superfície lisa o perfil é completamente diferente (bem mais definido). Também são apresentadas as variações de  $Nu$  ao longo de cada um dos quatro tubos. Para o trocador de aleta lisa o valor de  $Nu$  cai do primeiro tubo para o quarto. Já a aleta corrugada apresenta valor máximo de  $Nu$  na segunda fileira, o que é atribuído a quebra das linhas de corrente. Para comprovar o modelo 3-D laminar e as previsões numéricas são comparados os valores do fator de Colburn e fator de atrito em função de Reynolds (função do diâmetro hidráulico) com os dados experimentais obtidos por Wang et alli, 1995.

*Wang, C.C., Fu, W.L., Chang, C.T., 1997.* Este trabalho conduz a uma análise de trocadores com aletas onduladas de dois tipos básicos. Um tipo onde os tubos ficam alinhados e outro onde ficam dispostos de forma alternada entre fileiras consecutivas. São utilizados 18 geometrias diferentes, das quais uma se aproxima a um dos trocadores utilizados no presente

trabalho; com a importante diferença de ser do tipo venezianado e não ondulado. A fim de determinar o conjunto ( $UA$ ) é utilizado o método  $e - NUT$  para trocadores de fluxo cruzado de fluido não misturado. Tal conjunto é considerado levando em conta o coeficiente de troca convectivo externo, efetividade da aleta, resistência de condução térmica do tubo e coeficiente de convecção interno. Como fluido interno é utilizada água aquecida, que entra no trocador a  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A resistência térmica de troca na água é menor que 15 % da resistência total de troca de calor. Os autores fizeram um ensaio em separado para determinar a resistência de contato entre o tubo e a aleta, estimando assim um resistência menor que 5 % da resistência total de troca de calor. Para a efetividade da aleta foi utilizado o método desenvolvido por Schmidt, 1949. Nas análises do desempenho da transferência de calor para o arranjo de tubos alternados, observou-se que para trocadores de duas, três e quatro fileiras, com número de Reynolds (função do diâmetro externo do colarinho) menor que 900 o coeficiente de transferência de calor aumenta pouco com a diminuição do número de fileiras. Para Reynolds maiores que 900 o coeficiente de transferência de calor aumenta com o número de fileiras de tubos. Tal fenômeno causa um cruzamento das linhas do coeficiente de transferência de calor no ponto de Reynolds igual a 900, fato idêntico ao observado para placas planas por Rich, 1973. Como as aletas são onduladas o escoamento é dirigido conforme esta ondulação, e a turbulência tende a ser maior, o que faz com que o efeito do cruzamento não seja tão pronunciado quanto na aleta lisa. Para trocadores de duas fileiras e espaçamentos de 3,53; 2,34; e 1,69 mm, pode ser observado que o coeficiente de transferência de calor é aproximadamente independente do espaçamento. Já na lisa se observa a independência do coeficiente em função do espaçamento. Já, quando o número de Reynolds é função do diâmetro hidráulico, existe uma grande dependência do fator de Colburn em relação ao espaçamento das aletas. Como resultado final foi obtido um aumento de 55 a 70 % do coeficiente de troca de calor em aletas onduladas em relação às aletas lisas. Este aumento da troca de calor fica prejudicada pelo aumento do fator de atrito.

*Bansal, P.K., Purkayastha, B., 1998.* Neste trabalho é realizado um programa computacional para a determinação das condições de operação de um sistema de refrigeração ou bomba de calor que trabalham em regime permanente com fluidos refrigerantes alternativos. Um teste é feito com uma bomba de calor funcionando com propano. Faz-se uma breve revisão de programas já existentes justificando assim o uso do método  $e - NUT$ , já que a maioria dos programas existentes são baseados no conjunto ( $UA$ ) ou na temperatura média logarítmica. Neste trabalho pode-se acompanhar a metodologia utilizada no procedimento  $e - NUT$ . Observando os dados experimentais obtidos para análise do programa elaborado, pode-se observar que o propano é uma opção viável para o uso em bomba de calor. Os testes foram feitos

com temperaturas de evaporação entre  $-15$  e  $15$  °C e de condensação de  $35$ ,  $45$  e  $55$  °C . O artigo mostra dois pontos importantes, a larga utilização do método  $e - NUT$  para determinação do conjunto  $UA$ , e a viabilidade de se utilizar um fluido refrigerante alternativo na elaboração de um projeto mais ecológico. Este segundo fator é objetivo de muitos artigos que não abrangem o presente trabalho, mas que tem uma importância fundamental a medida que os fluidos refrigerantes a base de cloro-fluor-carbono (CFC) são retirados do mercado.

*Madi, M.A., Johns, R.A., Heikal, M.R., 1998.* Este trabalho faz um estudo de 28 tipos de trocadores, entre placas planas e onduladas (com ondulações de  $0,12$  a  $0,2$  mm) de tubos em filas alternadas. O espaçamento das aletas varia de  $1,587$  a  $4,233$  mm e o espaçamento das fileiras de tubos de  $16$ ,  $16,5$  e  $22$  mm . O espaçamento entre tubos é de  $25,4$  e  $19$  mm enquanto o diâmetro externo dos tubos é de  $9,96$  mm . Os testes são feitos com velocidades frontais do ar de  $1$  a  $20$  m/s . O fluido interno é de água que entra a  $84$  °C . Como objetivo do trabalho são apresentados os dados para a determinação do coeficiente de Colburn e para o fator de atrito, onde o número de Reynolds se baseia no diâmetro hidráulico e a efetividade da aleta é avaliada conforme Schmidt, 1949. No resultado experimental pode-se observar que existe um aumento do fator de Colburn e do fator de atrito do trocador corrugado em relação ao liso. Isto é atribuído ao fato do corrugado acelerar o fluxo de ar e aumentar a turbulência. O efeito da espessura da aleta na transferência de calor e perda de carga é observado. Nota-se que o valor do fator de Colburn aumenta com a diminuição do espaçamento e o fator de atrito não sofre grande alteração.

*Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, Y.J., Chang, Y.P., 1998a.* Este trabalho apresenta novos dados experimentais de trocadores de aletas venezianas. Tais aletas são montadas sobre tubos circulares e 17 configurações. São investigados o efeito do número de fileiras de tubos, espaçamento das aletas e o diâmetro dos tubos. O trabalho apresenta as curvas do fator de Colburn e atrito em função do número de Reynolds (função do diâmetro externo do colarinho), bem como do coeficiente de troca de calor em função da velocidade frontal. Como resultados pode-se observar que para números de Reynolds maiores que  $2000$  não existe efeito do número de fileiras de tubos sobre o desempenho da transferência de calor. Para Reynolds menor que  $2000$  existe uma significativa redução do desempenho da transferência de calor quando o trocador possui 6 fileiras de tubos. No espaçamento das aletas existe uma diminuição da transferência de calor para Reynolds menores que  $1000$ . Com Reynolds maiores o efeito do espaçamento é desprezível. Quando a velocidade frontal é menor que  $1,5$  m/s , em trocadores de mais de uma fila é observado a melhora da transferência de calor com tubos de diâmetros menores. Para trocadores de uma fileira de tubos não é observada melhora na transferência de calor com a diminuição do diâmetro dos tubos.

Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, Y.J., Chang, Y.P., 1998b. Neste trabalho é feito um estudo da utilização de coberturas higroscópicas sobre aletas lisas e venezianadas. São estudados dois tipos de coberturas, uma é feita quimicamente sobre a aleta e outra consiste de uma cobertura pré-pronta de duas camadas, uma anti-corrosiva e outra higroscópica. Como objetivo é proposto fornecer uma maior informação experimental do desempenho do lado do ar para trocadores com diâmetros de tubos menores, menores espaçamentos entre tubos e fileiras de tubos, para condições secas e úmidas. Como resistência de contato, é estimado um valor menor que 3 % da resistência total do trocador. Como condições de teste, a temperatura do ar é de 27 °C, umidade relativa de entrada de 50 a 85 %, velocidade frontal de 0,3 a 8,0 m/s para a condição seca, 0,3 a 4 m/s para a condição úmida e temperatura de entrada da água de 60 °C na condição seca, 7 °C na condição úmida. Como resultado, apresenta o gráfico do fator de Colburn versus Reynolds (função do diâmetro externo do colarinho) e uma correção da correlação apresentada por Gray e Webb, 1996. O fator de atrito também é avaliado. Na análise experimental foi observado que, com superfícies completamente secas, a cobertura higroscópica tem um efeito desprezível sobre o desempenho termo-hidráulica, assim como para a superfície completamente úmida.

Kang, H.C., Kim, M.H., 1999. Este trabalho, entre outros estudos, faz uma análise da troca de calor ao longo da espessura do trocador, que têm duas fileiras de tubos alternadas. Os trocadores são de três tipos básicos, de placas totalmente lisas, totalmente “martelado”, de forma a possuir pequenas elevações produzidas por conformação do material, e meio liso meio “martelado”. Neste trabalho o trocador é testado a partir de um modelo em escala três vezes menor. Como resultado da troca de calor ao longo da espessura do trocador podemos observar que na aleta lisa houve um aumento da troca do coeficiente de troca de calor da primeira fileira de tubos para a segunda com velocidade frontal do ar de 2 a 5 m/s. Para velocidades de 5 a 6,5 m/s o coeficiente troca de calor se manteve aproximadamente igual e para velocidades frontais maiores que 6,5 m/s a o coeficiente de troca de calor na primeira fileira foi maior. Na aleta “martelada”, com velocidade frontal de 2 a 8 m/s, o coeficiente de troca de calor na primeira fileira foi sempre maior.

Wang, C.C., Chang, J.Y., Chiou, N.F., 1999a. O objetivo deste trabalho foi estudar a influência da altura da ondulação de aletas onduladas sobre o coeficiente de troca de calor. Para tal são estudadas três alturas, 1,18; 1,32 e 1,58 mm. No ensaio são empregados trocadores com duas e quatro fileiras de tubos com velocidade frontal do ar de 2,5 a 5,6 m/s. O espaçamento das aletas varia de 1,68 a 3,17 mm. Como no estudo feito pelos autores, em 1997, sobre a



disposição das fileiras de tubos, são utilizados o método  $e - NUT$  na determinação do conjunto ( $UA$ ) e para a efetividade média externa do trocador o método de Schmidt, 1949. Como resultado observa-se que o coeficiente de troca de calor e a queda de pressão aumentam com o aumento da altura da ondulação. Com o aumento da velocidade frontal do ar a influência da altura da ondulação é mais pronunciada. Para velocidades frontais menores que  $2,5 \text{ m/s}$ , em trocadores com altura da ondulação de  $1,18 \text{ mm}$ , o aumento do coeficiente de troca de calor é desprezível em relação ao trocador de placa plana e a queda de pressão é da ordem de 15 a 20 % maior. Para trocadores com ondulação de  $1,58 \text{ mm}$ , o desempenho da troca de calor é mais dependente do espaçamento entre as aletas, já que para pequenas altura da ondulação o efeito do espaçamento das aletas no desempenho do coeficiente de troca de calor é comparativamente estreito.

*Wang, C.C., Lee, C.J., Chang, C.T., Lin, S.P., 1999b.* Neste trabalho é feita uma análise de trocadores do tipo venezianado. São utilizado trocadores de uma a seis fileiras de tubos, de seis tipos de aletas diferentes. É utilizado o método  $e - NUT$  na determinação do coeficiente de transferência de calor. Tal conjunto,  $e - NUT$ , é aproximado para trocadores de correntes paralelas de fluxo cruzados dos dois lados e não misturados. É levado em conta a alteração do conjunto  $e - NUT$  para o número de fileiras, sendo feita a correção segundo ESDU 86018, 1991. A justificativa de tal correção é mostrada em um gráfico  $e$  versus  $NUT$ . É utilizada a metodologia desenvolvida por Schmidt, 1949, para a determinação do desempenho da aleta. Como resultado apresenta o gráfico do fator de Colburn e de atrito em função do número de Reynolds (função do diâmetro externo do colarinho). A partir destes gráficos faz as correlações para o fator de Colburn e de atrito.

*Méndez, R.R., Sem, M., Yang, K.T., McClain, R., 2000.* Analisando um trocador de calor aletado de uma fileira de tubos, os autores tem como objetivo entender a hidro-dinâmica do escoamento e relacioná-la a transferência de calor, em função do espaçamento entre aletas. No desenvolvimento, são feitas análises experimentais e numéricas de visualização do escoamento. No experimento são feitas duas formas de visualização do escoamento. Primeiramente é injetada uma coloração utilizada em alimentos. Com este processo pode-se observar os vórtices em forma de ferradura formados no escoamento em frente e ao lado do tubo. Observa-se nenhum, um e dois vórtices, dependendo do espaçamento e do número de Reynolds. No segundo método de visualização são utilizadas micro-esferas de vidro com diâmetro de  $14 \mu\text{m}$ , revestidas com prata e iluminadas com laser. Com este processo observa-se o escoamento atrás do tubo. Para pequenos espaçamentos o escoamento não se separa do tubo, semelhante a um escoamento limite de Hele-Shaw. Quando se aumenta o espaçamento surge uma separação da camada limite e uma

recirculação fechada em forma de bolha. Aumentando mais o espaçamento, a recirculação fechada se une ao escoamento atrás do tubo e surge um escoamento reverso.

Na análise numérica, observa-se que para pequenos espaçamentos as linhas de corrente são do tipo Hele-Shaw, formando um perfil simétrico antes e depois do tubo. Com o aumento do espaçamento, surge uma separação das linhas de corrente após o tubo formando zonas com recirculação. Assim com no experimento estas zonas de recirculação vão aumentando com o espaçamento até que se juntem ao escoamento atrás do tubo. Os autores fazem uma análise da transferência de calor no desenvolvimento numérico. Existe um pico máximo do valor de Nusselt junto ao início da placa, atribuído a pequena camada limite térmica. Tal valor não pode ser considerado para efeito de cálculo da transferência de calor, pois diminui bruscamente. Para pequenos afastamentos das placas não existe um pico do valor de Nusselt a frente do tubo, mas este surge quando aparecem os vórtices do tipo ferradura. A região com menor valor de Nusselt para todos os casos de espaçamento é atrás do tubo. Esta região não participa da transferência de calor.

*Wang, C.C., Chi, K.Y., 2000a.* Este trabalho faz uma análise do desempenho de trocadores de placas planas. É feita uma análise termo-hidráulica em relação ao número de fileiras de tubos (variando de 1 a 4), espaçamento das aletas e diâmetro do tubo. Os tubos tem diâmetro externo de 9,52; 7,94 e 7 mm, sendo que o primeiro é igual ao utilizado no presente trabalho. As velocidades frontais variam de 0,3 a 6,5 m/s, abrangendo o valor de 2,2 m/s da aleta lisa aqui avaliada. A resistência devido a convecção interna é menor que 15 % do calor total trocado. As aletas são fixas por expansão do tubo e tem um colarinho em forma de L. A condutância na fixação das aletas é de 11000 a 16000 W/m<sup>2</sup>K. Para determinar a transferência de calor é utilizado o método *e-NUT* para a determinação do conjunto (*UA*). O valor de *e-NUT* é calculado em função do número de fileiras de tubos que é descrito em ESDU 86018, 1991. Como conclusão deste trabalho foi mostrada a dependência do desempenho da transferência de calor com o espaçamento das aletas. Tal dependência não se apresenta para números de Reynolds (em função do diâmetro externo do colarinho) maiores que 5000. Este resultado é válido para trocadores de uma e duas fileiras de tubos, sendo que para uma fileira o efeito é mais intenso. Com menores Reynolds existe um aumento do desempenho da transferência de calor em espaçamentos das aletas menores. Um estudo numérico de Torikoshi et alli, 1994, que avalia o vórtice formado após o tubo, comprova os resultados obtidos. Para trocadores de um fileira, com espaçamentos maiores existe um efeito mais pronunciado do escoamento cruzado provocado pelos vórtices, que nos espaçamentos menores, onde o fluxo tende a ser mais laminar. Para trocadores com duas fileiras de tubo, em um estudo numérico de

Torikoshi e Xi, 1995, pode-se observar que a existência da segunda fileira cria uma estabilidade no escoamento após a primeira fileira, o que revela os resultados similares aos de trocadores com uma fileira. Com trocadores de quatro ou mais fileiras, o escoamento se torna periódico o que resulta em um “vórtice controlado”. Tal “vórtice controlado” faz desaparecer o efeito do desempenho da transferência de calor em função do espaçamento das aletas. Na análise do diâmetro do tubo, para espaçamento entre aletas de 1,2 mm, observa-se um diâmetro de 8,51 mm apresenta um pequeno aumento no desempenho da transferência de calor se comparado a um tubo de 10,23 mm, em trocadores de duas fileiras. Tal observação está de acordo com o que descrevem Torikoshi e Xi, 1995. O diâmetro maior produz uma maior área inefetiva atrás do tubo. Com trocadores de uma fileira o diâmetro de 10,23 mm apresenta um pequeno aumento do desempenho da troca de calor em relação ao tubo de 8,51 mm de diâmetro. Isso se deve ao fato da área inefetiva ser comparativamente menor para trocadores de uma fileira. Para espaçamento de aletas de 2,05 mm e tubos de 8,51 mm de diâmetro e espaçamento de 2,23 mm e tubos de 10,23 mm de diâmetro, observa-se uma pequena variação no desempenho da transferência de calor em velocidades frontais menores que 1,5 m/s. Isso se deve a variação do espaçamento. Assim, conclui-se que o desempenho da transferência de calor aumenta para uma diminuição do espaçamento das aletas para Reynolds (função do diâmetro externo do colarinho) de 300 a 3000, em trocadores de duas fileiras de tubos. O número de fileiras de tubos produz uma influência em baixos números de Reynolds quando o número de fileiras é maior e o espaçamento das aletas é menor. Para espaçamento das aletas da ordem de 1,2 mm o efeito do diâmetro do tubo sobre o desempenho da transferência de calor é pequena.

Wang, C.C., Chang, J., Chi, K.Y., 2000b. Este trabalho apresenta uma nova correlação para o fator de Colburn e fator de atrito, para trocadores aletados de placa plana. Os autores fazem uma revisão de vários trabalhos anteriores, num total de 74 exemplos, que utiliza como banco de dados para a nova correlação. Nesta correlação é incluída a resistência de contato no desempenho do lado do ar. Seshimo encontrou um coeficiente de contato de 10000 a 15000  $W/m^2 K$ , para um trocador parecido com o da correlação e idêntico a um dos utilizados no presente trabalho. Como comentário, é adicionado a importância do correto valor da relação  $e - NUT$  em função do número de fileiras de tubos, quando compara os resultados. Para a elaboração das correlações, são excluídos os trabalhos onde não é claramente mencionado a correta relação  $e - NUT$  utilizada. A correlação de transferência de calor apresentada inclui a resistência de contato no desempenho do ar. Tal resistência é estimada em menos de 7 % do desempenho do lado do ar.

Wang, C.C., Lin, Y.T., Lee, C.J., 2000c. Este trabalho faz uma análise de trocadores com placas venezianadas em condições de desumidificação. São analisados 10 trocadores com duas configurações de venezianas. Como condição de entrada é admitida uma temperatura de bulbo seco do ar de  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ , umidade relativa de 50 a 70 %, velocidade de entrada do ar de 0,4 a 3,5  $\text{m/s}$  e a água entra no interior do tubo a  $6,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Como resultados são apresentados os gráficos do fator de Colburn sensível e fator de atrito para as duas venezianas em função do número de Reynolds (função do diâmetro externo do trocador). É utilizado um método de regressão na base entálpica para determinar as correlações do fator de Colburn sensível e o fator de atrito. Nos gráficos das duas venezianas, para umidade relativa de 90 %, pode-se observar que o desempenho da transferência de calor é muito pequena com a variação do espaçamento das aletas e o número de fileiras de tubos. Estes resultados são análogos ao desempenho da transferência de calor em trocadores completamente secos. Um pequena exceção é observada. Para o trocador em que o número de venezianas é maior, na condição de 90 % de umidade relativa, o desempenho da transferência de calor para espaçamento das aletas de 2,5  $\text{mm}$  é menor que para o espaçamento de 1,2  $\text{mm}$ , exceto para baixos número e Reynolds. Também é apresentada uma relação entre os fatores de Colburn sensível e atrito, de baixa e alta umidade relativa, em função do número de Reynolds (função do diâmetro externo do colarinho). Esta relação demonstra a independência do fator de Colburn com umidade relativa de entrada.

Zoghbi Filho e Jabardo, 2000. Este trabalho faz uma avaliação da configuração geométrica das aletas sobre o desempenho termo hidráulico para condensadores comerciais de pequeno porte, utilizando-se de um sistema de compressão de vapor como base de funcionamento. A utilização de mudança de fase no interior dos tubos do trocador, não é algo muito utilizado. Em geral, utiliza-se um escoamento na fase líquida, geralmente água. A utilização de um fase implica em que haja variação de temperatura ao longo do tubo, o que não acontece na maior parte do interior do tubo quando há mudança de fase. Embora sejam feitos estudos separados de escoamento bifásicos no interior de tubos, é raro encontrar algum trabalho que avalie trocadores para sistemas de expansão seca por completo. Zoghbi Filho e Jabardo fazem uma análise do coeficiente de troca de calor externo para condensadores resfriados a ar, utilizando um refrigerante comercial e condições de operação também na faixa comercial. Neste estudo é considerado que a parede do tubo está a mesma temperatura do fluido refrigerante, já que a resistência térmica do lado do ar é muito maior que do refrigerante ou parede do tubo. São analisados um trocador de aletas corrugadas e dois tipos de trocadores com aletas venezianadas diferentes. É observado que o trocador de aletas corrugadas com menor número de fileiras de tubos, menor densidade de aletas, menor espaçamento entre tubos e menor velocidade frontal

apresenta um maior valor do coeficiente global de transferência de calor. Quando comparados trocadores com as mesmas configurações, exceto o tipo de aleta, a aleta corrugada apresenta um coeficiente global de transferência de calor de 20,3 % e 34,3 % maior para as duas geometrias estudadas.

## 2. CARACTERÍSTICAS DO EQUIPAMENTO

A bomba de calor construída no laboratório foi fabricada a partir de um condicionador de ar do tipo janela. O equipamento de 2194 W (7500 BTU/h), da marca Springer, modelo 51UQA007-B-761-62, foi adaptado de forma a funcionar todo como unidade evaporadora. As duas serpentinhas, condensadora e evaporadora, são utilizadas como evaporadores.

A figura 2.1. mostra as direções do ar nos dois evaporadores e a localização dos pontos analisados nas diversas fases do trabalho, para a unidade evaporadora. A nomenclatura dos evaporadores é relacionada com sua área de troca, o que faz com que grande significa o trocador externo e pequeno o trocador interno, do equipamento original. Nos condensadores, que não são representados na figura 2.1 a nomenclatura segue a mesma regra, já que ambos tem áreas diferentes.

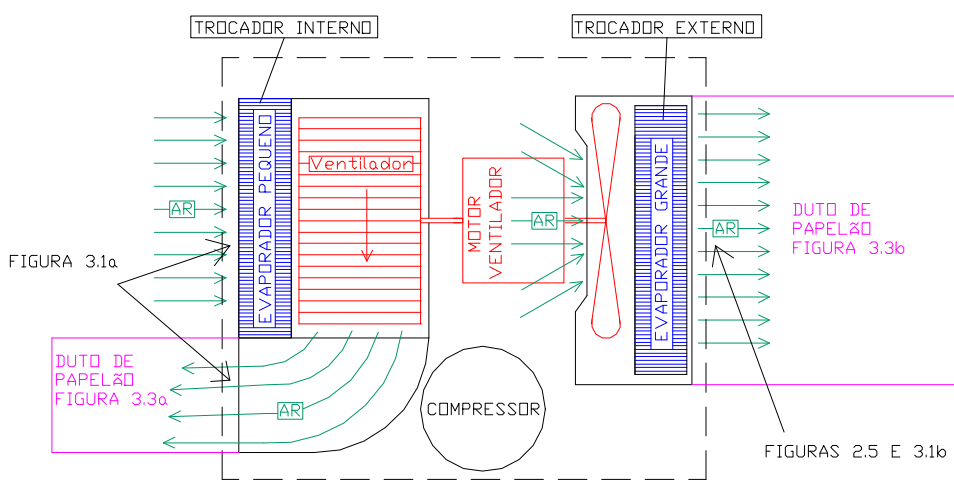


Figura 2.1. Localização dos pontos na unidade evaporadora.

### 2.1. FUNCIONAMENTO DA BOMBA DE CALOR

Os dois evaporadores são comandadas independentemente por válvulas solenóides. Tais válvulas são acionadas por pressostatos de baixa pressão conectados a sucção do compressor. O condensador foi construído com tubos de cobre enrolados de forma helicoidal dentro do próprio reservatório de água quente. Foram feitas duas serpentinhas condensadoras, também comandadas independentemente como os evaporadores, mas com pressostatos de alta pressão conectados na descarga do compressor. Utilizou-se dois evaporadores e dois condensadores para que se tenha um maior controle das condições do fluido refrigerante a fim de não sobrecarregar o compressor, uma vez que o equipamento, assim montado, trabalha fora das características normais. O tubo

capilar foi substituído por uma válvula de expansão, o que obrigou a implantação de uma válvula solenóide de equalização, já que o compressor não tem torque de partida quando as pressões não estão equilibradas entre a descarga e sucção. É preciso lembrar que este tipo de montagem não é viável de forma comercial, já que os dispositivos de controle tornam o equipamento caro. O que se pretende é conhecer o “comportamento” do fluido refrigerante e do ar no evaporador a fim de poder construir uma bomba de calor mais adequada e com menos dispositivos.

Foram utilizados os seguintes acessórios:

- Dois pressostatos de baixa pressão da marca Fligor, modelo PB-1 – 100D, com faixa de pressão de 141,325 a 787,825 *kPa* (5,8 a 99,6 *psig*) e diferencial de 130,725 a 140,525 *kPa* (4,3 a 5,7 *psig*).
- Dois pressostatos de alta pressão da marca Fligor, modelo PA-1, com faixa de pressão de 790,825 a 3066,025 *kPa* (100 a 430 *psig*) e diferencial de 206,8 a 827,4 *kPa* (30 a 120 *psig*).
- Uma válvula de expansão da marca Fligor, modelo TADX – 0,8, de expansão externa, com capacidade nominal de 2,82 *kW* (0,8 *T.R.*) a uma temperatura de evaporação de 0 °C e uma temperatura de condensação de 35 °C.
- Cinco válvulas solenóides da marca Fligor, modelo EVS-10, com perda de carga de 21,7 *kPa* (3 *psig*) considerando líquido a 25 °C antes da válvula.

O regime de funcionamento da B.C. é determinada por um termostato que controla a temperatura da água no reservatório. Este termostato está regulado para 45 °C com diferencial de 4 °C. Assim a B.C. liga quando a temperatura atinge 41 °C e desliga aos 45 °C.

Para que o sistema funcione de forma a simular um uso residencial, foi colocada uma válvula solenóide que libera água quente quatro vezes ao dia, num total de 200 litros. Sempre que a água quente é liberada a B.C. entra em funcionamento, pois neste instante entra água fria no reservatório (para manter o nível) baixando a temperatura. Assim, as medições foram feitas sempre neste instante, já que foram feitas de forma manual.

Na figura 2.2 podemos ver um desenho esquemático do sistema de controle da bomba de calor. Nela é possível ver o retângulo de linha tracejada, que representa a unidade evaporadora.

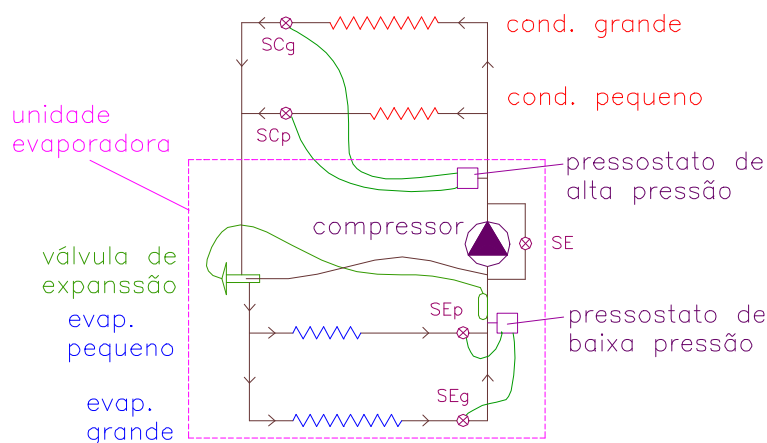


Figura 2.2. Esquema de controle da bomba de calor.

O acionamento dos evaporadores é feita de forma que se tenha o evaporador pequeno, ou o evaporador grande ou ambos os evaporadores em funcionamento, dependendo da pressão de sucção. Este acionamento é feito durante todo o funcionamento do equipamento, dependendo apenas das pressão no ponto determinado. Assim o acionamento é feito conforme o que segue:

*Considerando a diminuição da pressão na sucção do compressor:*

Com a pressão acima de  $535 \text{ kPa}$  ( $63 \text{ psig}$ ), apenas o evaporador pequeno está acionado.

Com a pressão abaixo de  $535 \text{ kPa}$  e acima de  $480 \text{ kPa}$  ( $55 \text{ psig}$ ), apenas o evaporador grande é acionado.

Com a pressão abaixo de  $480 \text{ kPa}$ , são acionados os dois evaporadores.

*Considerando o aumento da pressão na sucção do compressor:*

Com a pressão abaixo de  $549 \text{ kPa}$  ( $65 \text{ psig}$ ), estão acionados os dois evaporadores.

Com a pressão acima de  $549 \text{ kPa}$  e abaixo de  $611 \text{ kPa}$  ( $74 \text{ psig}$ ), apenas o evaporador grande está acionado.

Com a pressão acima de  $611 \text{ kPa}$ , apenas o evaporador pequeno está acionado.

Tais pressões foram selecionadas de forma que o equipamento trabalhe nas condições mais próximas possíveis de um ar condicionado do tipo janela, trabalhando em ciclo reverso. Nas medições efetuadas, foi observado, na condição de pressão em que apenas o evaporador grande estava acionado, que o calor trocado no evaporador pequeno era maior que o calor trocado no evaporador grande. A partir desse fato pôde-se concluir que a válvula solenóide do evaporador pequeno não estava mais fechando adequadamente. Assim foi considerado, para todos os ensaios, que apenas duas condições ocorriam para os evaporadores, ou ambos estavam acionados ou apenas o evaporador pequeno estava acionado. Um teste para a confirmação dessa avaliação foi conduzido. Desligadas as duas válvulas solenóides dos evaporadores, condição em



que a sucção do compressor fica fechada para a passagem de refrigerante, foi acionado o compressor. Como esperado, a B.C. entrou em regime de funcionamento chegando a uma estabilidade das pressões. Isto só pode acontecer se existe alguma passagem de refrigerante pelos evaporadores. Observando os mesmos, notou-se que no lado externo do evaporador pequeno o vapor d'água existente no ar passou a condensar, o que não aconteceu com o evaporador grande. Concluiu-se que realmente existe um vazamento na solenóide do evaporador pequeno. Como a intenção era de não alterar a condição de funcionamento da B.C., mesmo a carga de gás, já que funcionava satisfatoriamente a alguns anos, não foi feita nenhuma alteração na solenóide com vazamento.

A velocidade do ar, pode ser alterada entre dois valores, alta e baixa. A seleção entre as duas velocidade é feita por um termostato de temperatura do ar, que está regulado para 31 °C. Em temperaturas do ar abaixo deste valor tem-se a velocidade alta para intensificar a troca de calor. Nas medições efetuadas sempre ficou acionada a velocidade alta, a temperatura do ar nunca subiu acima de 31 °C.

O sistema de segurança da B.C. é constituído por um termostato anti-congelamento (original do condicionador de ar), com o objetivo desligar o compressor quando a temperatura na sucção se torna crítica (abaixo do ponto de orvalho do ar), podendo provocar o congelamento do vapor d'água condensado do ar sobre os evaporadores.

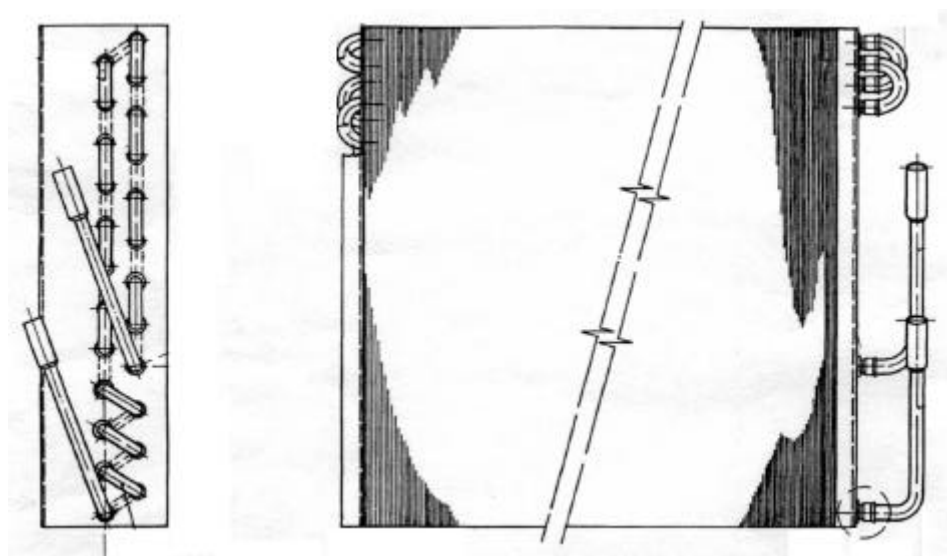
Para o controle de subresfriamento, na saída dos condensadores, foi colocado um visor de líquido, para garantir que na saída destes dispositivos exista apenas líquido, garantindo assim uma carga de refrigerante mínima.

A segurança do compressor é feita através do controle da corrente elétrica do mesmo, por um dispositivo colocado junto as conexões elétricas do compressor e que vem acoplado ao condicionador de ar. Também foi adicionado um pressostato de alta e baixa, da marca Fligor, modelo PAB-1 – 120-RMA, com faixa de pressão de baixa de 101,325 a 928,725 *kPa* (0 a 120 *psig*), diferencial de 68,9 a 482,6 *kPa* (10 a 70 *psig*), faixa de pressão de alta de 790,825 a 3066,025 *kPa* (100 a 430 *psig*) com diferencial fixo de 413,7 *kPa* (60 *psig*).

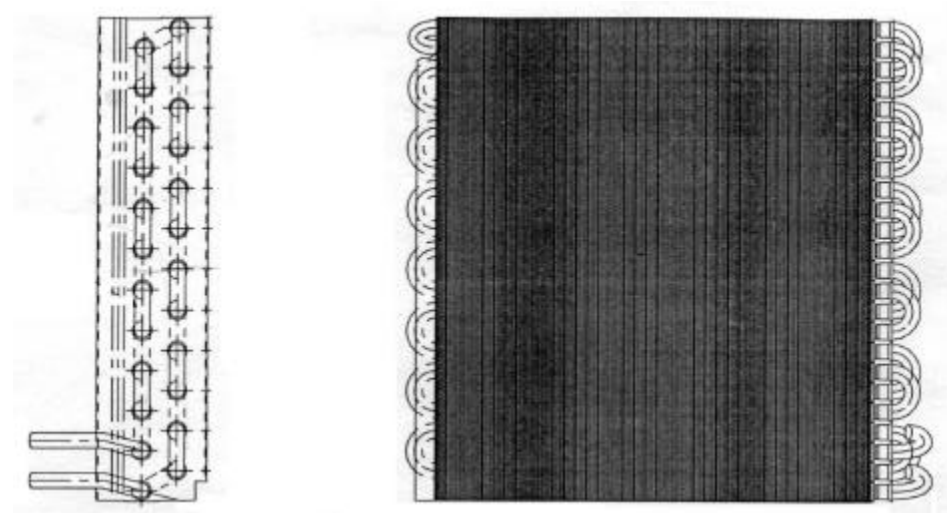
## 2.2. DIMENSÃO DOS TROCADORES

Como os trocadores são comerciais não foi possível obter informações detalhadas dos mesmos, mas pôde-se obter desenhos parciais, que podem ser vistos na figura 2.3a, evaporador grande, e figura 2.3b, evaporador pequeno. Desta figuras, não é possível retirar os valores necessários para os cálculos, sendo apenas ilustrativas. Assim foi preciso medir as dimensões

necessárias aos cálculos. Estas dimensões são mostradas nas figuras 2.4a e 2.4b. A figura 2.4a representa o evaporador grande e a figura 2.4b o evaporador pequeno.



(a) Evaporador grande



(b) Evaporador pequeno

Figura 2.3. Evaporadores Grande e Pequeno.

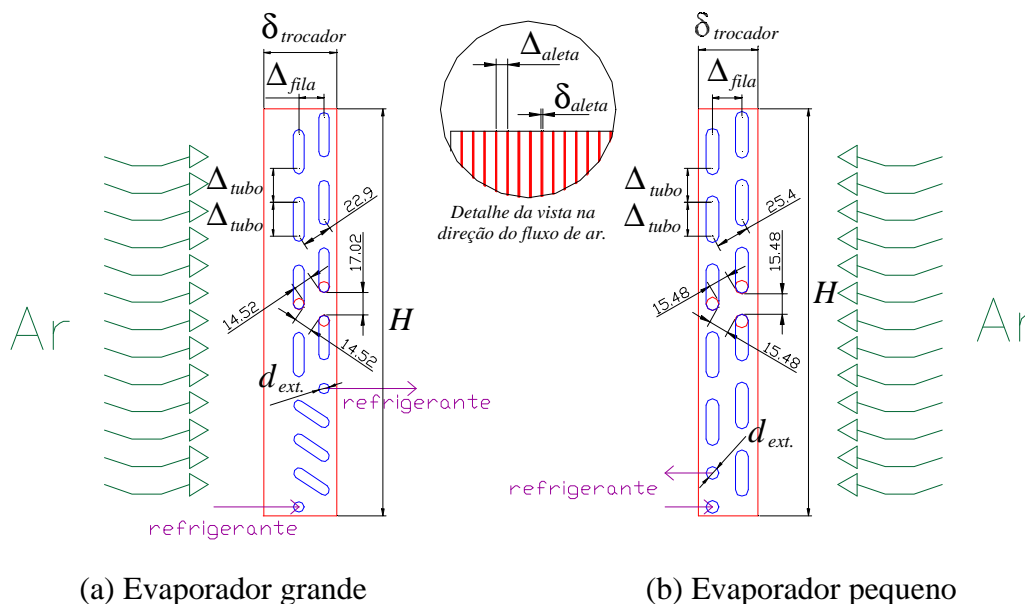


Figura 2.4. Dimensões dos evaporadores.

È preciso observar que nas figuras 2.4, assim como demonstram o fluxo do refrigerante e o fluxo de ar, os trocadores são do tipo corrente paralela. Esta configuração não é a mais adequada para os evaporadores, fato comentado mais detalhadamente na seção 4.1. Tal configuração é mantida do equipamento originalmente montado e não alterada a fim de não modificar a carga de refrigerante.

Deve-se lembrar que a maior parte dos dados foram obtidos por medição, que se torna difícil com os trocadores fixados aos seus respectivos suportes e com o dispositivo de condução do ar. Alguns dados foram aproximados para aqueles encontrados na literatura, já que a medição nem sempre pôde fornecer um valor mais preciso. No caso do evaporador grande, onde as aletas são venezianadas, a altura e comprimento longitudinal ao escoamento das aletas venezianadas foi estimado igual aos da literatura. Para estas venezianas só foi possível determinar que são orientadas para o mesmo lado.

Na tabela 2.1, são colocadas as dimensões que estão indicadas simbolicamente na figura 2.4. e demais dimensões de interesse para os cálculos.

Tabela 2.1. Dados dos evaporadores da figura 2.4.

	EVAPORADOR GRANDE	EVAPORADOR PEQUENO
Espaçamento entre centros das filas ( $\Delta_{fila}$ ) [m]	0,0195	0,0220
Espaçamento entre centros dos tubos ( $\Delta_{tubo}$ ) [m]	0,0254	0,0254
Espessura da aleta ( $d_{aleta}$ ) [m]	0,00022	0,00020
Espaçamento das aletas ( $\Delta_{aleta}$ ) [m]	0,0011	0,0016
Diâmetro externo do tubo ( $d_{ext.}$ ) [m]	0,0079	0,0095
Diâmetro interno do tubo ( $d_{int.}$ ) [m]	0,0037	0,0079
Largura do trocador ( $L$ ) [m]	0,400	0,272
Altura do trocador ( $H$ ) [m]	0,305	0,305
Espessura do trocador ( $d_{trocador}$ ) [m]	0,035	0,045
Área de cada aleta ( $A_{aleta}$ ) [m <sup>2</sup> ]	0,019	0,024
Área de cada aleta mais colarinhos ( $A_{aleta,tot.}$ ) [m <sup>2</sup> ]	0,028	0,025
Área total de troca de calor externa ( $A_{ext.,tot.}$ ) [m <sup>2</sup> ]	4,80	4,31
Número de fileiras	2	2
Número de tubos por fileira	12	12
Número de aletas ( $N$ )	240	171
Tipo de aletas	Venezianadas (venezianas para mesmo lado)	lisas
Dimensão das aletas [m]	0,035 x 0,305	0,045 x 0,305

### 2.3. CONDIÇÕES DO ENSAIO

A bomba de calor foi ensaiada basicamente em duas condições, no verão e no inverno. As medições de verão foram feitas do dia 10 ao dia 23 de março de 2000, com temperaturas de bulbo seco ambientes variando de 24,3 a 31,0 °C. As medições de inverno foram feitas do dia 24 de agosto a 28 de setembro de 2000 com temperaturas de bulbo seco ambientes de 9,7 a 22,7 °C.

Como o equipamento estava em funcionamento desde julho de 1997 e não havia sido feita nenhuma manutenção, foi preciso fazer uma lavagem da unidade evaporadora, principalmente dos evaporadores. Embora tenha sido retirada a sujeira mais crítica, não se pôde

deixar os trocadores completamente limpos. Espera-se que tal sujeira introduza uma maior resistência a troca de calor externa, baixando a efetividade média externa dos trocadores. Atualmente já existem trocadores que possuem uma cobertura sobre as aletas de forma a impedirem a fixação de sujeira. Sem esta cobertura, a umidade que surge da condensação do vapor d'água é um excelente fator de retenção de poeira, que impregna completamente a superfície das aletas. Existem largos estudos da influência da utilização de trocadores ondulados ou corrugados e do tipo venezianados, em relação aos trocadores de aletas lisas, mas, a influência da deposição de sujeira, não é encontrada na literatura, embora seja um fator bastante comum.

Normalmente, a transferência de calor é comparada com o número de Reynolds função do diâmetro externo do colarinho, Wang et alli, 1996, e função do diâmetro hidráulico, Mendez et alli, 1997. Assim é preciso especificar estes números de Reynolds.

O número de Reynolds em função do diâmetro externo do colarinho pode ser escrito da seguinte forma, Wang et alli, 1996:

$$\text{Re}_{Dc} = \frac{V_{\text{max.}} \cdot D_{\text{colarinho}}}{\mathbf{n}_q}, \quad (2.1)$$

onde  $\text{Re}$  representa o número de Reynolds, o subíndice  $Dc$  representa que o valor é função do diâmetro externo do colarinho,  $V$  representa a velocidade do ar, o subíndice  $\text{max.}$  o valor máximo,  $D$  o diâmetro, o subíndice  $\text{colarinho}$  o colarinho da aleta,  $\mathbf{n}$  a viscosidade cinemática e o subíndice  $q$  ao fluido quente, representado pelo ar. Para os trocadores estudados esta velocidade máxima é encontrada entre as paredes externas dos colarinhos da primeira fileira, onde existe o maior estreitamento do fluxo de ar. A velocidade máxima pode ser determinada com a da velocidade frontal, aplicando a lei da conservação da massa. Para chegar a uma equação mais simples, é preciso considerar que não houve variação das propriedades físicas do ar, assim como foi feito em Bejan, 1995. A equação 2.2 faz esta relação.

$$V_{\text{max.}} = V_{fr} \frac{A_{fr.}}{A_{\text{ext., fluxomaximo}}} = V_{fr} \frac{\Delta_{\text{tubo}}}{\Delta_{\text{tubo}} - D_{\text{colarinho}}}, \quad (2.2)$$

onde o subíndice  $fr$  indica ser função da seção reta frontal do trocador,  $A$  a área de troca de calor, o subíndice  $\text{ext.}$  o lado externo e o subíndice.  $\text{fluxomaximo}$  representa a região onde o fluxo é máximo.

O número de Reynolds em função do diâmetro hidráulico pode ser escrito da seguinte forma, Mendez et alli, 1997:

$$Re_{hidr.} = \frac{V_{max.} D_{hidr.}}{n_q} = \frac{V_{fr.} A_{fr.} 4d_{trocador}}{n_q A_{ext.,tot.}}, \quad (2.3)$$

onde o subíndice *hidr.* se refere a hidráulico, o subíndice *trocador* ao trocador de calor de calor e o subíndice *tot.* ao valor total. O diâmetro hidráulico ( $D_{hidr.}$ ) é dado por Mendez et alli, 1997:

$$D_{hidr.} = \frac{4 \cdot A_{ext.,fluxo\ maximo} \cdot d_{trocador}}{A_{ext.,tot.}}. \quad (2.4)$$

Para os ensaios dos evaporadores foram tomadas as velocidades frontais nos diversos pontos da superfície do trocador. Uma média aritmética foi utilizada para determinar o valor de cálculo. A tabela 2.2, demonstra as velocidades frontais medidas, para alta e baixa rotação do ventilador, e as vazões mássicas dos dois evaporadores. As vazões mássicas são obtidas com temperaturas de bulbo seco de 23,9 °C e bulbo úmido de 17,4 °C, para o evaporador pequeno, e temperatura de bulbo seco de 23,2 °C e bulbo úmido de 17,6 °C, para o evaporador grande. Assim, a viscosidade é de  $1,54 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ , a 23,5 °C, e o volume específico do ar é dado pela equação 2.5, segundo a Ashrae, 2001.

$$v = \frac{0,2871(T + 273.15)(1 + 1,6078w)}{101,325}, \quad (2.5)$$

onde o volume específico é dado em  $\text{m}^3/\text{kg}$ ,  $T$  representa a temperatura em °C e  $w$  o conteúdo de umidade do ar em  $\text{kg}_{H_2O}/\text{kg}_{ar\ seco}$ .

Tabela 2.2. Velocidades medidas e vazões calculadas dos evaporadores.

	VELOCIDADE FRONTAL ALTA <i>m/s</i>	VELOCIDADE FRONTAL BAIXA <i>m/s</i>	VAZÃO MÁSSICA ALTA <i>kg/s</i>	VAZÃO MÁSSICA BAIXA <i>kg/s</i>
Evaporador Grande	1,850	1,042	0,240	0,140
Evaporador Pequeno	2,175	1,400	0,188	0,121

A tabela 2.3. apresenta os valores do número de Reynolds referentes ao diâmetro externo do colarinho e ao diâmetro hidráulico.

Tabela 2.3. Números de Reynolds externos dos evaporadores.

	$Re_{Dc}$ ALTA	$Re_{Dc}$ BAIXA	$Re_{hidr.}$ ALTA	$Re_{hidr.}$ BAIXA
Evaporador Grande	1502	846	425	240
Evaporador Pequeno	2300	1481	487	313

Para o ar na saída do evaporador grande, foi feito um gráfico que representa as velocidades do ar, variando de 1,5 a 2,1 *m/s*. As velocidade foram medidas com um anemômetro de hélices, que possui uma dimensão grande, relativa ao trocador. Assim, foi obtida uma grade de três colunas e duas linhas para a elaboração do gráfico. Tal gráfico pode ser visto na figura 2.5. e sua localização em relação ao equipamento é dada na figura 2.1. Nele pode-se observar a existência de uma região de baixa velocidade na parte central do trocador, causada pelo efeito centrífugo do ventilador axial e pelas sombras do motor elétrico e cubo do ventilador.

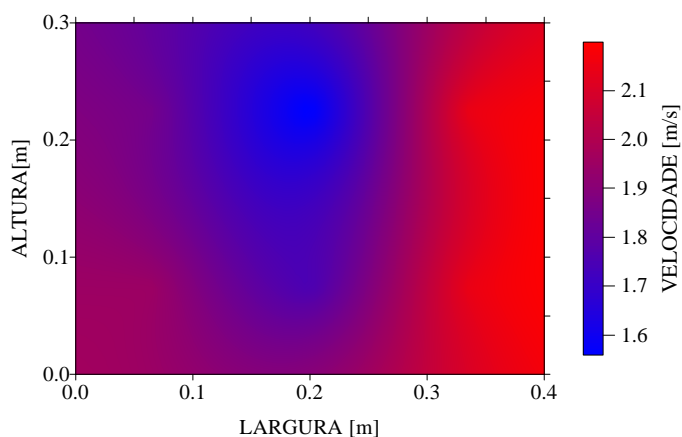


Figura 2.5. Distribuição da velocidade do ar na saída do evaporador grande.

Na figura 2.5, também pode ser observada uma assimetria da distribuição da velocidade ao longo da largura, para todas as alturas. A zona em azul não fica na parte central, se considerada a largura. Os fatores que implicam em uma baixa velocidade, como o efeito centrífugo e a sombra do motor, não poderiam produzir esta assimetria, já que tem efeito simétrico. Esta assimetria se deve ao fato do ventilador não estar exatamente no centro do evaporador. Na verdade, o ventilador se encontra mais à direita da figura.



### 3. MEDIÇÕES EFETUADAS

A aquisição dos dados foi feita de forma manual, o que gera um grande problema no que diz respeito a quantidade de dados que podem ser medidos ao longo de uma medição e impossibilita uma análise do regime transiente. Nas medições de verão, se existiu um regime transiente, este não pode ser percebido. Já nas medições de inverno, o regime estacionário foi considerado quando duas medições consecutivas apresentaram os mesmos valores.

Os sensores utilizados e suas características, podem ser vistos no anexo I.

Na medição das temperaturas do ar, os sensores foram posicionados com uma fixação de barbante, para impedir qualquer condução de calor entre o sensor e sua fixação. O posicionamento e a fixação dos sensores de ar podem ser vistos nas figuras 3.1 que são relacionadas a unidade evaporadora na figura 2.1. A figura 3.1a mostra o evaporador pequeno, com a entrada e saída de ar da esquerda para a direita. Na figura 3.1b tem-se o evaporador grande, onde somente é mostrada a saída de ar, onde é feita a medição. A condição do ar na entrada deste evaporador foi considerada a mesma do evaporador pequeno, embora não estejam na mesma posição. Tal consideração tem fundamento, já que foram feitas medições separadas nas duas entradas que demonstraram a condição do ar ser a mesma.

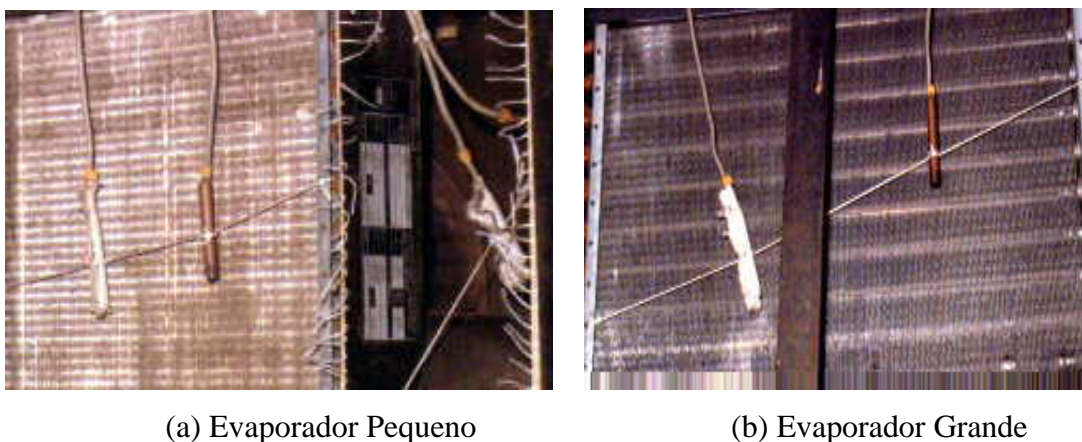


Figura 3.1. Posicionamento e fixação dos sensores de temperatura.

Nas figuras 3.1 ainda é possível observar a utilização de dois sensores de temperatura em cada seção medida. Um se destina a medição de temperatura de bulbo seco, aquele que se encontra mais a direita de cada seção, e outro de temperatura de bulbo úmido, que se encontra mais a esquerda e é recoberto por um tecido de algodão branco. A temperatura de bulbo úmido se obteve enrolando uma pequena camada de tecido de algodão puro sobre o sensor. Tal camada de tecido era umedecida com água no início de cada experimento e no final do experimento era

verificado se o mesmo continuava umedecido. Para que o equilíbrio térmico e de massa do sensor de bulbo úmido fosse atingido, já que a água utilizada estava a uma temperatura diferente do ambiente, o sensor era umedecido antes de todas as preparações de medição.

A medição da temperatura de bulbo úmido representa uma grande dificuldade na parte experimental. Esta medição pode introduzir um erro considerável nas condições do ar nos diversos pontos, pois a temperatura de bulbo úmido representa grande influência sobre a entalpia do ar úmido. Para exemplificar, uma variação de  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$  na temperatura de bulbo úmido representa uma variação de  $3\text{ kJ/kg}$  na entalpia. Já uma variação de  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$  na temperatura de bulbo seco representa uma variação de  $0,03\text{ kJ/kg}$ .

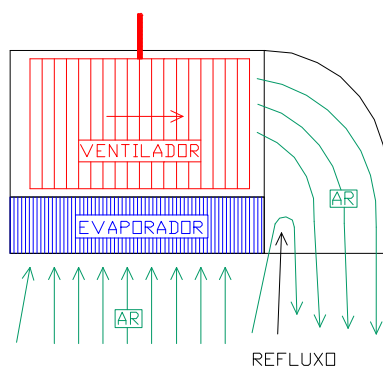
Um teste isotérmico, a  $24,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , foi conduzido a fim de determinar o desvio de cada sensor em relação ao termômetro padrão. Para os NTC's, como esperado, o desvio ficou em zero, já que estes tinham sido previamente calibrados com o mesmo padrão. Já os sensores LM35DZ, apresentaram desvio de  $-0,9$  a  $+0,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Assim, foram selecionados os sensores de forma que, todos aqueles que mediam temperatura de bulbo úmido, ficassem com o mesmo desvio.

Quando se pensa na efetividade do trocador, que é função das temperaturas de bulbo seco, não se pode atribuir nenhum erro total a este parâmetro, pois para calculá-lo é preciso determinar a temperatura da superfície. A determinação de tal temperatura passa por um processo gráfico onde é preciso traçar manualmente uma reta, que introduz um erro difícil de ser estimado.

Quanto ao erro dos manômetros, que possuem uma imprecisão de  $7\text{ kPa}$  ( $1\text{ psig}$ ), observa-se que as principais medições estão na faixa de saturação do refrigerante, ou muito próximo delas. Para estes casos, na pior hipótese, o erro é estimado em  $0,1\text{ kJ/kg}$ , para a entalpia do refrigerante.

As medições da temperatura do refrigerante foram feitas a partir da consideração de que a temperatura é a mesma da parede da tubulação de cobre. Assim os NTC's foram fixados junto a parede externa do tubo, na forma longitudinal. Para uma melhor fixação e, sobretudo, para uma melhor condução do calor estes sensores foram fixados com uma braçadeira metálica, de  $1,0\text{ cm}$  de largura. Os sensores também foram isolados do ambiente externo, colocando-se um isolamento de espuma de poliuretano, sobreposta de um plástico e uma fita adesiva. O poliuretano é bastante apropriado por possuir uma grande quantidade de espaços vazios. O plástico funciona como barreira de vapor, evitando a condensação do vapor d'água contido no ar, o que tornaria o filtro condutor de calor.

Em um primeiro ensaio, foram observados resultados que não condiziam com a realidade física esperada, principalmente na descarga de ar do evaporador pequeno, levando à desconfiança nas medições das temperaturas do ar. Em um primeiro instante fixou-se um pequeno barbante a um fio de cobre, e posicionando-o em vários locais da corrente de ar observou-se que haviam refluxos que faziam uma mistura de ar indesejada. Isto foi comprovado com a utilização de fumaça de incenso. Tal comportamento pode ser visto na figura 3.2a. Esta figura representa uma vista superior em corte do duto interno à máquina, destinado a jogar o ar para a frente do equipamento. Para uma visualização mais completa foram colados vários barbantes ao longo do duto de saída do ar do evaporador pequeno. Tal desenvolvimento pode ser visto na figura 3.2b.



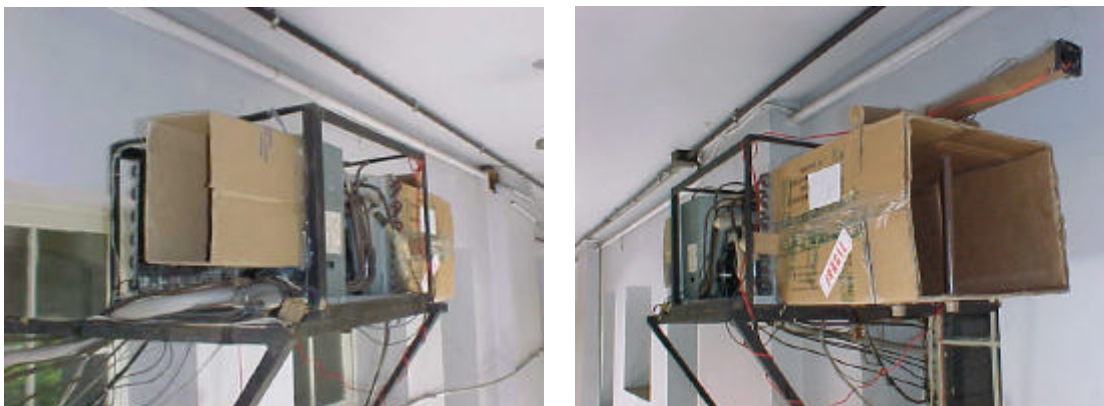
(a) Refluxo do Ar



(b) Barbantes

Figura 3.2. Direção do fluxo de ar no evaporador pequeno.

Observando a figura 3.2b, na parte superior esquerda pode-se ver que a corrente de ar é para dentro do duto. Isto causa uma mistura com o ar externo e faz o rendimento do trocador parecer praticamente nulo. Para evitar a mistura de ar externo, foi feito um duto de medição mais comprido. Também na saída do ar do evaporador grande foi feito um duto para evitar a mistura com ar externo, embora não tenha sido detectada a mistura nesta posição. Apesar do problema de uma possível mistura indesejada na saída do evaporador grande, também existe problema da má distribuição do ar nesta posição, como mostra a figura 2.4. No evaporador grande, a relação comprimento do duto em função área da seção reta é pequena. Assim, existe a possibilidade de não haver uma boa mistura do ar das diferentes posições do trocador até o sensor de temperatura. Para proporcionar uma boa mistura do ar foi construído um misturador. Os dutos de ar podem ser vistos nas figuras 3.3, que são relacionadas a unidade evaporadora na figura 2.1.



(a) Evaporador Pequeno

(b) Evaporador Grande

Figura 3.3. Dutos de ar.

O misturador foi construído a partir de tubos PVC. Sua configuração é feita de tal forma que os furos por onde entra o ar divide a superfície do trocador simetricamente. Para garantir que o ar passe por este trocador é acoplado um microventilador de CPU de computador. Tal ventilador é posicionado na saída do misturador, depois dos sensores, para garantir que não haja um aquecimento do ar que possa alterar a medição. Os sensores dentro do misturador são colocados na ordem, com o escoamento, de bulbo seco e bulbo úmido, para que o bulbo seco não seja afetado pela água que evapora no bulbo úmido. É utilizada uma cola de silicone para vedar a entrada dos fios dos sensores evitando a entrada de ar indesejado. O furo utilizado para molhar o bulbo do sensor de bulbo úmido, com uma seringa, é fechado com fita adesiva evitando também a entrada de ar. O misturador pode ser visto na figura 3.4, onde se tem e um desenho representativo em corte.

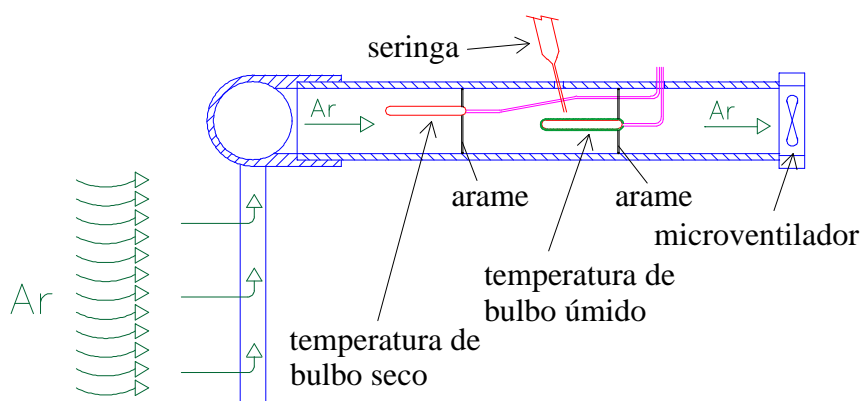


Figura 3.4. O misturador de ar instalado na saída do evaporador grande.

Para que se possa entender melhor a posição do misturador, a figura 3.5 demonstra como é colocado o misturador no duto de papelão da saída do evaporador grande.

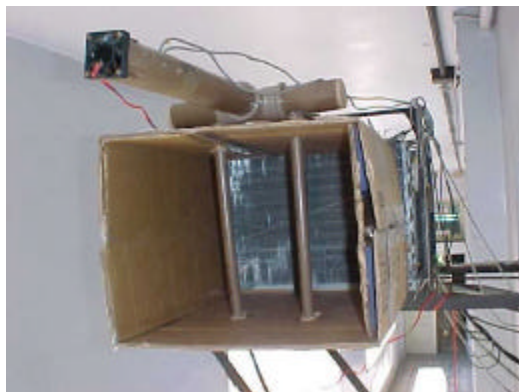


Figura 3.5. Posicionamento do misturador no duto do evaporador grande.

## 4. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

O desenvolvimento teórico é conduzido de forma a resolver os problemas da condução do calor ao longo de um trocador com mudança de fase no interior dos tubos. Como principal ponto, é feita uma adaptação a metodologia  $e - NUT$  tradicionalmente utilizada, onde é introduzida a temperatura média da superfície externa.

### 4.1. TROCA DE CALOR NO LADO DO AR

A análise da troca de calor do lado do ar, ou lado externo, foi feita para os dois evaporadores. Tanto no evaporador pequeno, de aleta lisa, quanto no evaporador grande, de aleta venezianada foi utilizado o método da efetividade do trocador ( $e$ ) e o número de unidades de transferência ( $NUT$ ), no chamado método  $e - NUT$ . Este método é função do tipo de trocador e do número de fileiras de tubos (sentido longitudinal do trocador).

Para trocadores de tubos com aletas transversais, a efetividade do trocador é calculada em função do trocador do tipo fluxo cruzado de dois lados, com fluidos não misturados. Mas, com o fluido interno sem mudança de fase acontecem, na verdade, dois tipos de escoamentos. Um de fluxo cruzado, quando considerados os tubos de cada fileira em relação ao fluxo de ar, e outro de fluxo em contra-corrente ou corrente-paralela se consideradas as fileiras de tubos em relação ao fluxo de ar (para trocadores com mais de uma fileira de tubos).

Assim, as figuras 4.1a e 4.1b apresentam as curvas de temperatura em função da área de troca de calor para trocadores de fluxo em contra-corrente e corrente-paralela, respectivamente.

Para evaporadores de expansão seca (ou direta), acontece uma mudança de fase no interior do tubo, onde o refrigerante passa do estado líquido para o estado vapor. Isto garante que a temperatura seja a mesma na maior parte do interior do tubo do evaporador. Existe uma região onde acontece troca de calor sem mudança de fase. Esta região é denominada de região de superaquecimento (variação da temperatura). Tal região representa uma pequena parte do trocador (em torno de 5%), e é destinada a garantir que na saída do evaporador não haja refrigerante na forma líquida. Deve-se ter esta garantia para que não entre líquido no compressor, o que poderia danificá-lo. Com esta condição de temperatura constante ao longo do tubo, o evaporador passa a ser considerado um trocador de contra-corrente ou corrente-paralela. Isto acontece devido ao fato do superaquecimento acontecer na direção das fileiras de tubos.

Os evaporadores da bomba de calor apresentam a entrada do refrigerante na primeira fileira, se considerado o fluxo de ar. Assim, o superaquecimento acontece na segunda fileira,

sendo a temperatura final do refrigerante maior que a inicial. Com esta consideração e observando as figuras 4.1a e 4.1b, podemos admitir que os evaporadores são trocadores do tipo corrente paralela. Tal configuração de trocador não é adequada a evaporadores de expansão seca, pois como se deseja um superaquecimento é aconselhável que a saída do refrigerante esteja na maior temperatura do ar. Em um contato com a pessoa que montou a B.C., foi apontada esta configuração de trocador como sendo a configuração original do condicionador de ar. Tal afirmação foi confirmada para um dos evaporadores nos desenhos do fabricante.

A efetividade do trocador está relacionada com a quantidade de troca de calor real em relação a troca de calor máxima, e é um método que foi desenvolvido para sistemas onde não se conhece todas as quatro temperaturas, pois trabalha somente com três temperaturas. Este método é amplamente utilizado para a determinação do coeficiente de troca no lado do ar em serpentinas.

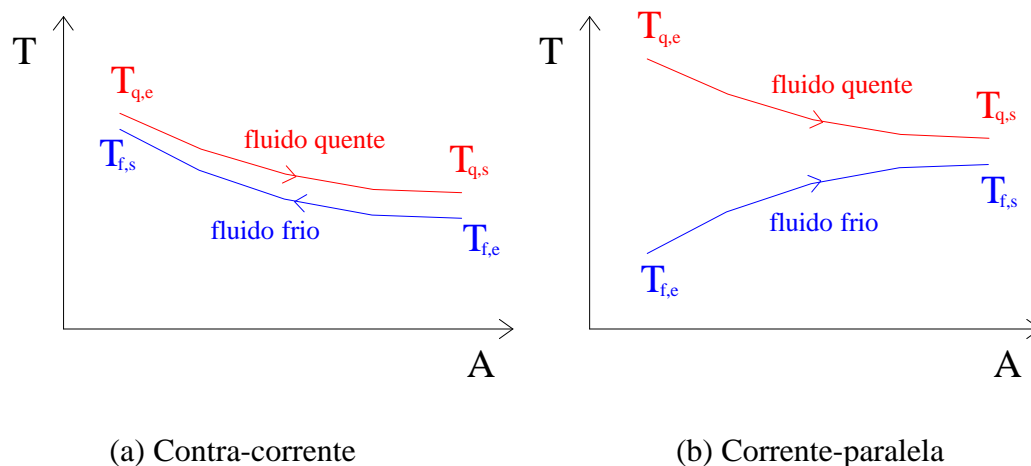


Figura 4.1. Distribuição de temperatura em trocadores de calor contra-corrente e corrente-paralela.

A efetividade do trocador pode ser escrita em função das temperaturas de bulbo seco da seguinte forma:

$$e = \frac{\text{Calor real}}{\text{Calor máximo}} = \frac{\dot{m}c_p\Delta T}{(\dot{m}c_p)_{\min.}(T_{q,e} - T_{f,e})} = \frac{\dot{m}_q c_{p,q}(T_{q,e} - T_{q,s})}{(\dot{m}c_p)_{\min.}(T_{q,e} - T_{f,e})} = \frac{\dot{m}_f c_{p,f}(T_{f,e} - T_{f,s})}{(\dot{m}c_p)_{\min.}(T_{q,e} - T_{f,e})}, \quad (4.1)$$

onde o termo  $\dot{m}$  representa a vazão mássica,  $c_p$  o calor específico a pressão constante, o subíndice  $f$  o fluido frio, o subíndice  $e$  a entrada, o subíndice  $s$  a saída e o subíndice  $\min.$  o valor mínimo. Podemos observar que o calor real pode ser utilizado tanto do lado do fluido

quente como frio, já que ambos são iguais. O calor máximo, máximo valor do calor que pode ser trocado com as duas condições de entrada dos fluidos, é representado pela máxima diferença de temperatura e pelo menor valor de  $\dot{m}c_p$ , entre os dois fluidos.

A grande vantagem de trabalhar somente com temperatura de bulbo seco, é de evitar possíveis erros atribuídos a medição da temperatura de bulbo úmido. A medição da temperatura de bulbo úmido deve ser feita com muito cuidado, pois ela representa uma grande variável na determinação das propriedades do ar. Como as linhas de temperatura de bulbo úmido, na carta psicrométrica, tem um afastamento grande umas das outras, qualquer alteração do valor conduz a uma significativa alteração das propriedades do ar.

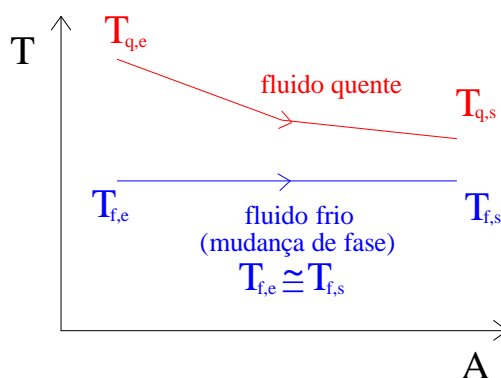


Figura 4.2. Distribuição de temperatura em trocador de calor com mudança de fase.

O processo que realmente acontece no trocador estudado (evaporador de expansão seca) é aquele mostrado na figura 4.2. Isto acontece pois um dos fluidos sofre mudança de fase e mantém sua temperatura praticamente constante. Como nos interessa trabalhar com temperaturas, o que não se pode fazer com mudança de fase, já que nesta condição não existe alteração da temperatura, e considerando  $T_{f,e} \cong T_{f,s} \cong T_{evap.}$ , a equação 4.1 fica simplificada para a seguinte forma:

$$e = \frac{\dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s})}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{q,e} - T_{evap.})}. \quad (4.2)$$

O desaparecimento da diferença de temperatura no fluido frio, devido a mudança de fase, faz com que seu produto  $\dot{m}c_p$  assumam um valor infinito, pois o valor do calor trocado é



constante. Com isso, o produto  $\dot{m}_q c_p$  assume valor mínimo para o ar e a equação 4.2 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$e = \frac{\dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s})}{\dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,e} - T_{evap.})} = \frac{(T_{q,e} - T_{q,s})}{(T_{q,e} - T_{evap.})}. \quad (4.3)$$

Para quantificar a troca de calor que passa pela unidade de área a cada diferença de temperatura (coeficiente global de troca de calor), precisamos relacionar a efetividade do trocador com tal coeficiente.

Sabe-se que o calor trocado é função da diferença de temperatura entre os dois fluidos, e que esta diferença de temperatura não é constante (ver figura 4.2). Assim, é preciso fazer uma avaliação local da diferença de temperatura, de ponto a ponto.

As equações de troca de calor discretizadas ficam sendo, Holman, 1983:

$$dq = -\dot{m}_q c_{p,q} dT_q = \dot{m}_f c_{p,f} dT_f, \quad (4.4)$$

$$dq = U (T_q - T_f) dA, \quad (4.5)$$

onde  $U$  representa o coeficiente de troca global e  $A$  a área de troca de calor.

Isolando as temperaturas na equação 4.4:

$$dT_q = -\frac{dq}{\dot{m}_q c_{p,q}}, \quad (4.6)$$

$$dT_f = \frac{dq}{\dot{m}_f c_{p,f}}. \quad (4.7)$$

Para unificar estas duas equações e isolar  $dq$  para posterior comparação com a equação 4.5, faz-se:

$$dq = -\frac{dT_q - dT_f}{\left( \frac{1}{\dot{m}_q c_{p,q}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right)}. \quad (4.8)$$

Agora, substituindo a equação 4.8 na equação 4.5, obtém-se:

$$\frac{dT_q - dT_f}{\left( \frac{1}{\dot{m}_q c_{p,q}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right)} = -U(T_q - T_f) dA. \quad (4.9)$$

Reorganizando e integrando entre os limites de temperatura com respeito a área de troca:

$$\ln \frac{T_{q,s} - T_{evap.}}{(T_{q,e} - T_{evap.})} = -UA \left( \frac{1}{\dot{m}_q c_{p,q}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right). \quad (4.10)$$

Como o valor de  $\dot{m}c_p$  para o fluido frio tende ao infinito, rearranjando:

$$\frac{T_{q,s} - T_{evap.}}{T_{q,e} - T_{evap.}} = \exp \left( -\frac{UA}{\dot{m}_q c_{p,q}} \right). \quad (4.11)$$

O termo a esquerda da equação pode ser trabalhado da seguinte forma:

$$\frac{T_{q,s} - T_{evap.}}{T_{q,e} - T_{evap.}} = \frac{T_{q,s} - T_{evap.} + T_{q,e} - T_{q,s} - (T_{q,e} - T_{q,s})}{T_{q,e} - T_{evap.}}. \quad (4.12)$$

Substituindo a equação 4.3 e simplificando:

$$\frac{T_{q,s} - T_{evap.}}{T_{q,e} - T_{evap.}} = -\mathbf{e} + 1 + \frac{T_{q,s} - T_{q,s}}{T_{q,e} - T_{evap.}} = -\mathbf{e} + 1 + 0. \quad (4.13)$$

Substituindo na equação 4.11:

$$\mathbf{e} = 1 - \exp \left( -\frac{UA}{\dot{m}_q c_{p,q}} \right), \quad (4.14)$$

onde o conjunto  $UA/\dot{m}c_p$  representa o parâmetro adimensional  $NUT$ . Tal parâmetro expressa o calor que pode ser trocado no evaporador com a capacidade de troca do fluido.

Finalmente a efetividade do trocador pode ser relacionada com o coeficiente de convecção externo, uma vez que o coeficiente de troca global é dado por:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{int} A_{int}} + R_{tubo} + R_{contato} + \frac{1}{h_{ext} h_{ext} A_{ext,tot}}}, \quad (4.15)$$

onde  $h$  representa o coeficiente de convecção, o subíndice *int.* o lado interno,  $R$  a resistência térmica, o subíndice *tubo* a parede do tubo, o subíndice *contato* o contato entre a base da aleta e a parede externa do tubo e  $h$  a efetividade de superfície estendida, que com seu subíndice se refere a efetividade média externa..

O valor de  $R_{contato}$  representa uma grande incógnita, porque num trocador aletado, já montado, não se consegue determinar como ficou a montagem junto ao colarinho (base da aleta). Seu valor pode ser considerado nulo Ashrae, 2001, quando existe um bom ajuste entre o tubo e o colarinho da aleta, além de o colarinho não apresentar rachaduras. Wang e Chi, 2000a, encontraram um valor para o coeficiente de contato no intervalo de 11000 a 16000  $W/m^2K$  e Wang et alli, 2000b um valor entre 10000 e 15000  $W/m^2K$ . Isto demonstra que a resistência de contato tem um valor realmente baixo, já que a resistência de contato é o inverso do coeficiente de contato.

A efetividade média externa representa a dificuldade de troca externa devido a fatores como sujeira e resistência térmica do material. Ela é definida como sendo a relação entre o calor realmente trocado pela aleta e o calor que seria trocado na aleta se ela estivesse toda a temperatura de sua base.

Não é simples de determinar o valor de  $h_{ext}$  que não seja de forma experimental e no experimento não é possível separar o termo  $h_{ext}$  do coeficiente de troca externo. Bansal e Purkayastha, 1998 e Wang et alli, 1999a, utilizaram um método desenvolvido por Schmidt em 1949 no estudo de transferência de calor em superfícies estendidas, onde conseguiram definir um valor para  $h_{ext}$ .

A utilização das equações 4.3 e 4.15, da forma como são descritas, abrangem o evaporador por completo, tanto a parte interna quanto externa.

Nos trabalhos de Madi et alli, 1998, Bansal e Purkayastha, 1998, e Wang et alli, 1999a, a água foi utilizada como fluido interno, sem mudança de fase. Neste caso, o coeficiente de troca de calor interno ( $h_{int.}$ ) é bastante conhecido na literatura, não havendo problemas na determinação do valor do conjunto ( $h_{ext.}h_{ext.}$ ). Para fluidos internos que apresentam mudança de fase existem muitas correlações para o coeficiente de troca interno. Estas correlações são baseadas em tubos retos, sem as curvas existentes nos trocadores aletados. Zoghbi Filho e Jabardo, 2000, fizeram uma análise do coeficiente de troca externo para condensadores resfriados a ar, utilizando um refrigerante comercial. Os autores consideram desprezível a resistência da convecção interna, já que o fluido sofre mudança de fase. Também, a resistência da parede do tubo e a resistência de contato foram desprezadas. Tal aproximação é possível quando se tem a certeza de não haver desuperaquecimento e subresfriamento, em condensadores, ou superaquecimento em evaporadores, ou seja, em uma bancada de teste controlável. No caso dos evaporadores estudados no presente trabalho, não se possui controle das condições de operação, não sendo possível fazer tal aproximação. Neste caso, optou se em, na equação 4.3, igualar a temperatura do evaporador a temperatura da superfície da aleta e na equação 4.15 eliminar a convecção interna, a resistência do tubo e a resistência de contato. Assim, o cálculo do coeficiente de convecção externo fica restrito aos dados do lado externo do trocador.

Se observarmos a figura 4.3, que representa um corte longitudinal parcial de algumas aletas, notamos que a base do trocador é formada pelo colarinho da aleta. Com a análise, usando a temperatura da superfície da aleta ( $T_{sup.}$ ), a resistência de contato, a resistência da parede e convecção interna ficam separadas da efetividade do trocador, já que a temperatura da superfície é o dado mais externo do trocador.

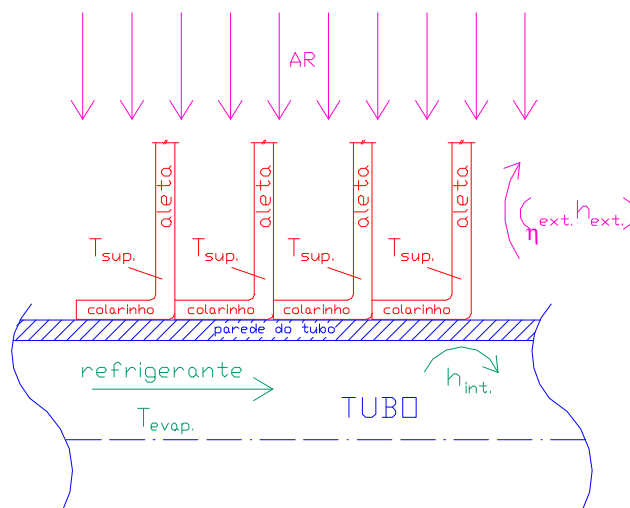


Figura 4.3. Aletas e tubo.

Podemos rescrever as equações 4.3 e 4.15 da seguinte maneira:

$$\mathbf{e} = \frac{(T_{q,e} - T_{q,s})}{(T_{q,e} - T_{\text{sup.}})}, \quad (4.16)$$

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{\mathbf{h}_{\text{ext.}} h_{\text{ext.}} A_{\text{ext.,tot.}}}} = \mathbf{h}_{\text{ext.}} h_{\text{ext.}} A_{\text{ext.,tot.}}. \quad (4.17)$$

Aplicando a equação 4.17 na equação 4.14, já isolando o conjunto  $(\mathbf{h}_{\text{ext.}} h_{\text{ext.}})$ , obtém-se:

$$\mathbf{h}_{\text{ext.}} h_{\text{ext.}} = \frac{-\dot{m}_q c_{p,q} \ln(1-\mathbf{e})}{A_{\text{ext.,tot.}}}. \quad (4.18)$$

Mas, a temperatura da superfície, que aparece na equação 4.16, é algo complicado de ser medido, principalmente em trocadores aletados. A dificuldade está na determinação de qual posição da aleta ou tubo se deve fixar o sensor de temperatura. Seria necessário ainda fazer uma avaliação da distribuição da temperatura ao longo da aleta. Como nos interessa uma temperatura média que possa representar o fenômeno, sem avaliar os problemas restritos a distribuição da temperatura ao longo da aleta, e conhecendo o processo psicrométrico envolvido na retirada de calor do ar, fez-se uso da carta psicrométrica para determinar a temperatura da superfície. Com as condições de entrada e saída do ar no evaporador analisado é possível fazer um prolongamento da reta que une estes dois pontos até a curva de saturação. Onde esta reta cortar a curva se apresenta a temperatura da superfície. A figura 4.4 mostra o processo de troca de calor que ocorre no lado do ar sendo que o trecho em azul une as condições de entrada e saída. O termo  $i_{q,fs}$  representa um parâmetro utilizado no cálculo do fator de calor sensível, e será visto mais adiante.

Assim esta metodologia é empregada na determinação da condição geral de troca de calor  $(\mathbf{h}_{\text{ext.}} h_{\text{ext.}})$  para ambos os evaporadores. É a partir deste valor que podemos definir qual a real efetividade média externa para cada evaporador. Esta figura também mostra a efetividade do trocador. Caso a reta azul encontre a curva de saturação a efetividade do trocador de calor é máxima.

A radiação, no caso do presente estudo, pode ser desprezada, com base no trabalho de Jubran et alli, 1993 (apput Bilen et alli, 2001). Neste trabalho a troca de calor devido a radiação,

em superfícies planas com cilindros perpendiculares, foi avaliada em 2,5 % do calor total fornecido ao trocador.

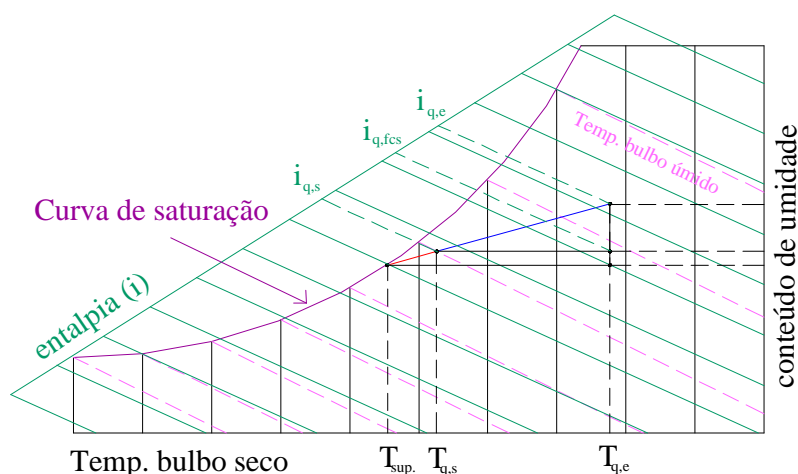


Figura 4.4. O processo psicrométrico do ar.

## 4.2. EFETIVIDADE MÉDIA EXTERNA E DA ALETA

Em primeiro lugar, é preciso definir exatamente o que é efetividade média externa ( $h_{ext.}$ ) e efetividade da aleta ( $h_{aleta}$ ). A efetividade média externa é um valor médio de efetividade relacionado a efetividade da aleta, e é definida como sendo a troca de calor real dividida pela troca de calor no caso em que a parede externa do tubo e toda a superfície da aleta estejam a mesma temperatura. Cada aleta apresenta uma efetividade que é uma função da geometria do trocador e do material empregado, bem como das condições do escoamento do ar pelas aletas. Relacionando a área da aleta e a área da base do trocador, tem-se uma efetividade média externa. Nos trabalhos de Wang et alli, 1996, Wang et alli, 1997, Wang et alli, 1999a e de Madi et alli, 1998, foi utilizado uma metodologia desenvolvida por Schmidt em 1949. Esta metodologia é uma expressão analítica para uso computacional, e pode ser encontrada em ASHRAE, 2001. Neste método, a efetividade média externa é função do coeficiente de troca de calor externo. Como, na parte experimental a efetividade média externa e o coeficiente de troca de calor são medidos juntos, em um único valor, é preciso fazer um processo iterativo para resolver o problema. Para este fim, foi desenvolvido um programa, na linguagem Fortran, que possibilita a resolução iterativa.

Nesta metodologia desenvolvida por Schmidt, para um trocador de aleta lisa retangular, a efetividade da aleta é dada pela seguinte aproximação:

$$\mathbf{h}_{aleta} = \frac{\tanh(mr\mathbf{f})}{mr\mathbf{f}}, \quad (4.19)$$

onde  $r$  representa o raio externo do colarinho,  $m$  e  $\mathbf{f}$  são dados por:

$$m = \sqrt{\frac{2h_{ext.}}{k_{aleta}d_{aleta}}}, \quad (4.20)$$

$$\mathbf{f} = \left( \frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[ 1 + 0.35 \ln \left( \frac{R_{eq}}{r} \right) \right], \quad (4.21)$$

onde  $k$  representa a condutividade térmica do material e  $R_{eq}$  é chamado raio de equilíbrio e dado por:

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1,27 \frac{\Delta_{tubo}}{2 \cdot r} \sqrt{\left( \frac{0,5 \cdot \sqrt{\left( \frac{\Delta_{tubo}}{2} \right)^2 + \Delta_{fila}^2}}{\frac{\Delta_{tubo}}{2}} - 0,3 \right)}, \quad (4.22)$$

onde  $\Delta$  representa o espaçamento, o subíndice *tubo* os tubos do trocador e o subíndice *fila* as filas de tubos, no sentido longitudinal do escoamento de ar.

Agora já é possível calcular a efetividade de cada aleta. Falta determinar a efetividade média externa, que pode ser escrita em função da efetividade da aleta da seguinte forma:

$$\mathbf{h}_{ext.} = 1 - \frac{A_{aleta}}{A_{aleta,tot.}} (1 - \mathbf{h}_{aleta}), \quad (4.23)$$

onde  $A_{aleta,tot.}$  representa a área da aleta mais as áreas dos colarinhos de cada aleta.

Outra forma de calcular a efetividade média externa é dada por Elmahdy e Mitalas, 1977a. Tal metodologia foi testada para trocadores com quatro ou mais fileiras de tubos. Utilizado no programa EnergyPlus, pode-se ler no EnergyPlus manual, 2001, que o fato desta metodologia ser utilizada para trocadores de quatro ou mais fileiras não representa um problema, pois na maioria dos casos as serpentinas apresentam valores maiores do número de fileiras. Isto é bem verdade para equipamentos grandes, os quais são abrangidos na análise energética de

ambientes grandes. Mas existem muitos ambientes com considerável consumo de energia que são climatizados por equipamentos menores. No trabalho de Elmahdy e Mitalas é citado que a metodologia desenvolvida pode ser utilizada em trocadores menores, mas que isto não tinha sido testado pelos autores. A metodologia para encontrar a efetividade média externa segue a equação 4.23, mas neste caso o cálculo analítico para determinar a efetividade da aleta varia. A partir de uma metodologia desenvolvida por Gardner, 1945 (apput Elmahdy e Mitalas, 1977a), a efetividade da aleta é função do coeficiente de convecção. Para calcular este parâmetro a serpentina é dividida em duas regiões, uma região seca e uma região úmida, segundo Elmahdy e Mitalas, 1977a. Para cada região, existe um coeficiente de convecção. Tais regiões representam o fato de haver ou não condensação do vapor d'água existente no ar. Para desenvolver as equações analíticas propostas foi desenvolvido um programa na linguagem Fortran.

Segundo este método, a efetividade da aleta seca é dada por:

$$h_{aleta,seca} = \frac{-2\mathbf{r}}{fai(1+\mathbf{r})} \left[ \frac{I_1(u_b)K_1(u_e) - K_1(u_b)I_1(u_e)}{I_0(u_b)K_1(u_e) + K_0(u_b)I_1(u_e)} \right], \quad (4.24)$$

onde o subíndice seca indica a parte da aleta que não contém vapor d'água condensado,  $I_1$  representa a função modificada de Bessel de primeira classe de ordem um,  $K_1$  representa a função modificada de Bessel de segunda classe de ordem um,  $I_0$  representa a função modificada de Bessel de primeira classe de ordem zero,  $K_0$  representa a função modificada de Bessel de segunda classe de ordem zero;  $\mathbf{r}$ ,  $fai$ ,  $u_e$  e  $u_b$  são dados por:

$$\mathbf{r} = \frac{d_{ext.}}{D_{aleta}}, \quad (4.25)$$

$$fai = \frac{(D_{aleta} - d_{ext.})}{2} \sqrt{\frac{2h_{ext.,seca}}{k_{aleta} \mathbf{d}_{fin}}}, \quad (4.26)$$

$$u_e = \frac{fai}{1 - \mathbf{r}}, \quad (4.27)$$

$$u_b = u_e \cdot \mathbf{r}, \quad (4.28)$$

onde  $D_{aleta}$  representa o diâmetro da aleta circular,  $d$  representa o diâmetro do tubo,  $k_{aleta}$  representa a condutividade térmica da aleta e o subíndice *seca* a parte da superfície que não



contém umidade. A metodologia utilizada para determinar a efetividade da aleta foi baseada na aleta circular de espessura constante, o que introduz o termo do diâmetro da aleta  $D_{aleta}$ . Quando se utiliza uma aleta plana, deve-se fazer com que  $D_{aleta}$  assuma um valor tal que a área efetiva da aleta circular para este diâmetro seja igual a área efetiva da aleta plana utilizada.

A efetividade da aleta úmida ( $h_{aleta,umida}$ ) é dada da mesma forma que na equação 4.24, mas, neste caso, o parâmetro  $fai$  é calculado com  $h_{ext.,umida}$ , coeficiente de convecção para a aleta úmida.

Estes dois coeficientes de convecção,  $h_{ext.,seca}$  e  $h_{ext.,umida}$  são dados por Elmahdy e Mitalas da seguinte forma:

$$h_{ext.,seca} = C_1 \cdot Re_{ext.}^{c_2} \frac{\dot{m}_q}{A_{ext.,fluxomaximo}} c_{p,q} \cdot Pr_{ext.}^{2/3}, \quad (4.29)$$

$$h_{ext.,umido} = h_{ext.,seca} \left( 1,425 - 5,1 \cdot 10^{-4} \cdot Re_{ext.} + 2,63 \cdot 10^{-7} \cdot Re_{ext.}^2 \right). \quad (4.30)$$

onde  $C_1$  e  $C_2$  são coeficientes geométricos calculados e  $Pr$  representa o número de Prandtl, que assume um valor médio de 0,71, para o ar a temperaturas de 0 a 40 °C, segundo Ashrae, 2001. O coeficiente de convecção externo para a superfície úmida só pode ser calculado quando  $Re_{ext.}$  assume um valor entre 400 e 1500.  $Re_{ext.}$  e os coeficientes  $C_1$  e  $C_2$  são calculados da seguinte forma:

$$Re_{ext.} = \frac{4 \cdot d_{trocador} (1+w) \dot{m}_q}{A_{tot.,ext.} \cdot m_q}, \quad (4.31)$$

$$C_1 = 0,159 \left( \frac{d_{aleta}}{D_{hidr.}} \right)^{-0,065} \left( \frac{d_{aleta}}{H} \right)^{0,141}, \quad (4.32)$$

$$C_2 = -0,323 \left( \frac{\Delta_{aleta}}{H} \right)^{0,049} \left( \frac{D_{aleta}}{\Delta_{tubo}} \right)^{0,549} \left( \frac{d_{aleta}}{\Delta_{aleta}} \right)^{-0,028}, \quad (4.33)$$

onde  $m$  representa a viscosidade e  $D_{hidr.}$  é dado pela equação 2.4. A viscosidade do fluido quente é representada pela do ar. Para as temperaturas de 0 a 40 °C, esta viscosidade é dada pela seguinte equação:

$$m_q = 10^{-6} (0,0475T_{q,e} + 17,148). \quad (4.34)$$

Assim existem dois valores para o coeficiente de convecção e efetividade da aleta, um para a superfície seca e outro para a superfície úmida. A fim de encontrar um valor médio é preciso levar em conta o peso de cada coeficiente. Considerando que a superfície úmida está relacionada com a quantidade de vapor d'água condensada do ar e esta com o calor latente do trocador, é feita uma relação entre o fator de calor sensível (*FCS*) e a superfície úmida. O fator de calor sensível é um parâmetro adimensional que indica a relação entre a quantidade de calor sensível e a quantidade de calor total do trocador. Assim, ela representa a inclinação da reta azul na figura 4.4. É preciso notar que a utilização do *FCS* só pode ser levada em conta quando se tem mudança de fase no interior do tubo. Sem mudança de fase existe uma variação a temperatura do fluido, o que causa uma mudança da quantidade da condensação do vapor d'água para cada parte da superfície. Elmahdy e Mitalas fizeram a avaliação da superfície úmida e seca comparando a temperatura da superfície com a temperatura de orvalho do ar. Considerando que a superfície úmida inicia quando a temperatura da superfície externa for igual a temperatura de orvalho. Esta consideração é bem mais exata que a utilização do *FCS*, mas para tanto, é preciso medir a temperatura da superfície externa ao longo do escoamento do ar, o que não foi possível neste trabalho, pois os evaporadores já estavam montados. A utilização do *FCS* não deve introduzir grandes erros, pois a diferença entre o coeficiente de convecção da superfície seca e úmida não é grande, Ashrae 2001. O fator de calor sensível pode ser escrito da seguinte forma:

$$FCS = \frac{i_{q,s} - i_{q, fcs}}{i_{q,s} - i_{q,e}}, \quad (4.35)$$

onde *i* representa a entalpia, o subíndice *fcs* representa o termo relacionado ao cálculo do fator de calor sensível. A entalpia  $i_{q, fcs}$ , é encontrada no ponto de interseção da temperatura de bulbo seco do ar na entrada com conteúdo de umidade do ar na saída, do evaporador, como mostra a figura 4.4.

A partir da consideração de que o *FCS* descreve a superfície seca, escreve-se as equações para o coeficiente de convecção de calor externo e para o produto do coeficiente de convecção externo pela efetividade externa, totais, da seguinte forma:

$$h_{ext.} = FCS \cdot h_{ext.,seca} + (1 - FCS)h_{ext.,umida} \quad (4.36)$$

$$h_{ext.} h_{ext.} = FCS \cdot h_{ext.,seca} h_{ext.,seca} + (1 - FCS) h_{ext.,umida} h_{ext.,umida} , \quad (4.37)$$

Os principais artigos relacionados a escoamentos externos em trocadores aletados fazem uma apresentação gráfica do fator de Colburn versus número de Reynolds em função do diâmetro do colarinho ou função do diâmetro hidráulico. Nestes artigos é calculado o fator de Colburn em cada ponto e aproximada uma equação para as curvas representativas. Com essas curvas, que serão características para cada trocador ou conjunto especificado de trocadores, pode-se calcular o coeficiente de convecção para o trocador. Assim se faz necessário estabelecer a equação do fator de Colburn para cada ponto, a fim de que possa ser comparado o seu valor com a equação estabelecida nos artigos. As equações do fator de Colburn em função do número de Reynolds para o diâmetro externo do colarinho e para o diâmetro hidráulico são dados pelas equações 4.38 e 4.39 , respectivamente.

$$j_{Dc} = \frac{Nu_{Dc}}{Re_{Dc} Pr^{1/3}} , \quad (4.38)$$

$$j_{hidr.} = \frac{Nu_h}{Re_h Pr^{1/3}} , \quad (4.39)$$

onde  $Nu$  representa o número adimensional de Nusselt e é dado por:

$$Nu_{Dc} = \frac{h_{ext.} \cdot D_{colarinho}}{k_q} , \quad (4.40)$$

$$Nu_{hidr.} = \frac{h_{ext.} \cdot D_{hidr.}}{k_q} . \quad (4.41)$$

O diâmetro hidráulico é dado pela equação 2.4 e a condutividade do fluido quente, representado pelo ar, é dado pela seguinte equação, para o intervalo de 0 a 40 °C :

$$k_q = 0,001(0,0707T_{q,e} + 24,238) . \quad (4.42)$$

Para a determinação da efetividade média externa do evaporador de aletas venezianas é utilizada a mesma metodologia do evaporador de aletas lisas. O ponto de diferenciação em relação aos artigos da revisão bibliográfica é que neste trabalho não é possível determinar o real valor da área das aletas. Por possuírem venezianas as aletas apresentam um aumento na sua área de troca, que não pode ser determinada já que o evaporador está montado. Assim, a aleta é

considerada como sendo lisa. Zoghbi Filho e Jabardo, 2000, também fizeram tal consideração quando estudaram aletas venezianadas comerciais. Na metodologia desenvolvida por Schmidt não existe influência da área do trocador sobre a efetividade da aleta e coeficiente de convecção externo. Só existe uma influência sobre o cálculo da efetividade média externa. A utilização desta metodologia (considerar aleta lisa) não deve introduzir uma grande alteração nos resultados, pois a introdução de venezianas tem um efeito muito mais importante no que se refere a quebra da camada limite térmica que no aumento da área de troca. A intenção do uso das venezianas é de diminuir o tamanho da camada limite térmica, aumentando a advecção e isto é levado em conta nas medições. Já no cálculo desenvolvido por Elmahdy e Mitalas, 1977a, a área total tem influência no número de Reynolds externo e, conseqüentemente, em todo processo de cálculo. A metodologia de Elmahdy e Mitalas não leva em conta valores experimentais, é uma aproximação teórica. Assim os cálculos do desempenho do trocador com venezianas pela metodologia de Elmahdy e Mitalas podem não corresponder satisfatoriamente.

#### 4.3. RESISTÊNCIA DE CONTATO

Embora a resistência de contato não ter sido utilizada nos cálculos, ela tem influência na transferência de calor. A fim de determinar a ordem de grandeza dessa resistência, é feita uma avaliação de seu valor, considerando uma convecção interna conhecida. Sabendo a temperatura de evaporação do fluido refrigerante no interior dos tubos e as condições de entrada e saída do ar no lado externo do trocador, podemos substituir a equação 4.15 na equação 4.11 e determinar o valor da resistência de contato. Assim temos a equação 4.43:

$$\frac{T_{q,s} - T_{evap.}}{T_{q,e} - T_{evap.}} = \exp - \frac{1}{\frac{1}{h_{int.} A_{int.}} + R_{parede} + R_{contato} + \frac{1}{h_{ext.} h_{ext.} A_{ext.,tot.}}} \cdot \dot{m}_q c_{p,q} \quad (4.43)$$

A resistência da parede pode ser dada da seguinte forma:

$$R_{parede} = \frac{1}{2pk_{parede}l} \ln \left( \frac{d_{ext.}}{d_{int.}} \right), \quad (4.44)$$

onde  $l$  representa o comprimento do tubo. Deve ser considerado que o comprimento do tubo é a soma dos 24 tubos de cada trocador, o que significa  $(24 \cdot L)$ .

A resistência de contato pode ser representada em função da área de contato entre o colarinho da aleta e a parede externa do tubo. Isso pode ser escrito da seguinte forma:

$$R_{contato} = \frac{1}{y A_{contato}} = \frac{1}{y} \cdot \frac{2}{(p d_{ext} l)}, \quad (4.45)$$

onde  $y$  representa o coeficiente de contato.

A determinação do valor do coeficiente de troca de calor interno é feita segundo o trabalho de Bandarra Filho, 1997. Em sua Dissertação, Bandarra demonstra e discute várias metodologias de determinação de coeficientes de convecção internos a tubos. Chama atenção a correlação desenvolvida por Pierre em 1956. Tal correlação empírica é desenvolvida para determinar o coeficiente de transferência de calor bifásico médio entre a entrada e a saída de um evaporador. A correlação de Pierre é desenvolvida de forma a abranger dois casos distintos. Em um é considerado que existe uma evaporação completa do refrigerante no interior do evaporador. No segundo caso a evaporação não é completa. No presente trabalho é utilizada a evaporação completa, já que este fenômeno foi observado nas medições. Assim pode-se escrever o coeficiente de convecção interno como sendo:

$$h_{int.} = \frac{k_{refr.,liq.}}{d_{int.}} \cdot 0,0082 \left( Re_{refr.}^2 \cdot K_f \right), \quad (4.46)$$

onde o subíndice *refr.* se refere ao refrigerante, o subíndice *liq.* a fase líquida e  $K_f$  é o coeficiente adimensional de Pierre, dado por:

$$K_f = \left( \frac{i_{lv} \Delta x}{l \cdot g} \right), \quad (4.47)$$

onde  $i$  representa a entalpia, o subíndice  $lv$  líquido vapor,  $x$  o título do refrigerante e  $g$  a aceleração da gravidade, que assume o valor de  $9,81 \text{ m/s}^2$ . O coeficiente de Pierre, apresenta o termo  $\Delta x$  que é a variação do título do refrigerante entre a entrada e a saída do tubo.

O número de Reynolds é dado pela equação 4.48, e é função da vazão mássica do refrigerante que é determinada na seção 4.4.

$$\text{Re}_{\text{refr.}} = \frac{4\dot{m}_{\text{refr.}}}{p d_{\text{int.}} m_{\text{refr.,liq.}}} . \quad (4.48)$$

Para a obtenção de melhores resultados, foi feito um ajuste linear dos dados do refrigerante, para a entalpia de líquido vapor, viscosidade do refrigerante e condutividade térmica. Este ajuste é válido para a faixa de temperatura de  $-2,0$  a  $20,0$  °C . Assim são dadas as equações ajustadas para a entalpia de líquido vapor, viscosidade e condutividade térmica nas equações 4.49, 4.50 e 4.51, respectivamente.

$$i_{lv} = 10^{-3} (-8,319047619T_{\text{evap.}} + 205,063452), \quad (4.49)$$

$$m_{\text{refr.,liq.}} = 10^{-6} (-2,25T_{\text{evap.}} + 218,15), \quad (4.50)$$

$$k_{\text{refr.,liq.}} = 10^{-6} (-0,441071428571T_{\text{evap.}} + 94,8178571). \quad (4.51)$$

Avaliando a equação 4.43 o conjunto  $h_{\text{ext.}} h_{\text{ext.}}$  pode ser utilizado dos experimentos, assim fica apenas como incógnita o valor de  $y$  quando substituídas as equações 4.45 e 4.46 na equação 4.43. Para resolver o problema fez-se um programa em Fortran que resolve as equações 4.43 a 4.51.

#### 4.4. O FLUIDO REFRIGERANTE

Embora a resistência térmica assuma o valor mais importante do lado do ar, do evaporador, regendo o fenômeno, não se pode deixar de lado uma avaliação superficial do fluido refrigerante no interior dos evaporadores. A fim de determinar como ocorre o processo desenvolvido pelo refrigerante, são apresentados os gráficos da pressão em função da entalpia do refrigerante ( $P_{\text{refr.}} \times i_{\text{refr.}}$ ) para os casos do verão e inverno, nas entradas e saídas dos evaporadores. Estes gráficos são construídos a partir do programa Refrigeration Utilities v1.1, desenvolvido no departamento de engenharia da Universidade Técnica da Dinamarca em 1997. Este programa apresenta o diagrama  $P_{\text{refr.}} \times i_{\text{refr.}}$  com a introdução de vários parâmetros, como as perdas de carga nas válvulas de aspiração e descarga do compressor. No presente trabalho serão

apresentados os gráficos  $P_{refr.} \times i_{refr.}$  de forma simples, sem maiores detalhes, já que o objetivo é ter um visão geral do escoamento interno.

As válvulas solenóides apresentam, segundo o fabricante, uma perda de carga de 21 *kPa* (3 *psi*), para a condição de escoamento de líquido. Esta perda de carga é menor que o erro assumido na medição das pressões nas solenóides de controle dos condensadores. Já no controle dos evaporadores, onde a análise é mais criteriosa, a perda de carga das válvulas solenóides é maior que o dobro do erro assumido nos manômetros. Por este motivo são medidas as temperatura antes e depois das válvulas solenóides. Para efeito da análise do refrigerante no evaporador são consideradas as condições antes e depois dos evaporadores, excluindo assim, as válvulas solenóides. A pressão nos evaporadores e condensadores é assumida constante e igual a pressão medida na entrada destes dispositivos, já que as válvulas solenóides se encontram na saída.

Em primeiro, é determinada a vazão mássica do refrigerante ao longo do ciclo de refrigeração. Para tanto faz-se uso dos dados psicrométricos do ar. Como foram medidas as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido nas entradas e saídas do evaporadores, e tomando a pressão ambiente de 101,325 *kPa* (1 *atm*), tem-se as entalpias do ar nos vários pontos. As condições do ar foram determinadas com o programa Computer-Aided Thermodynamic v.1,0a desenvolvido por John Wiley & Sons, Inc. em 1996 e acompanha o livro de Sonntag; 1998. Sabendo a vazão mássica do ar, fica fácil determinar o calor adicionado a cada evaporador. A equação 4.52 indica tal procedimento:

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q (i_{q,e} - i_{q,s}), \quad (4.52)$$

onde  $i$  representa a entalpia específica.

Como o calor fornecido ao evaporador é igual ao entregue ao refrigerante, faz-se aqui a consideração de não haver perdas pela estrutura do trocador, pode-se calcular a vazão mássica do refrigerante conforme a equação 4.53.

$$\dot{m}_{refr.} = \frac{\dot{Q}_q}{(i_{refr.,s} - i_{refr.,e})}. \quad (4.53)$$

Para o desenvolvimento do diagrama  $P_{refr.} \times i_{refr.}$  é preciso definir a eficiência isoentrópica do compressor. Define-se esta eficiência como sendo a relação entre a variação da

entalpia no caso em que a compressão acontece de forma isentrópica, em relação a variação da entalpia real. Isto representado pela equação 4.54.

$$h_{comp,iso} = \frac{i_{refr.,comp.,s,iso} - i_{refr.,comp.,e}}{i_{refr.,comp.,s} - i_{refr.,comp.,e}}, \quad (4.54)$$

onde  $h$  representa o rendimento, o subíndice  $comp.$  o compressor e o subíndice  $iso.$  um processo isentrópico. É preciso notar que o rendimento isentrópico do compressor não abrange o rendimento elétrico nem mecânico, apenas avalia o processo sofrido pelo refrigerante.

Também é feita uma avaliação do  $COP$  do sistema. Assim é possível saber se o equipamento é realmente viável no que se refere ao consumo de energia. A equação 1.1 define a forma geral do cálculo do  $COP$ , que é reescrita em função da entalpia específica do refrigerante e da energia elétrica entregue ao compressor. Fazendo esta avaliação, são desconsideradas as resistências térmicas dos condensadores e o isolamento do reservatório de água. Em contrapartida todas as inefetividades do compressor estão embutidas na energia elétrica, já que esta é a única energia entregue ao sistema. Assim o  $COP$  é dado pela equação 4.55.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond.}}{\dot{W}_{elet.}} = \frac{\dot{m}_{refr.} (i_{cond.,e} - i_{cond.,s})}{\dot{W}_{elet.}}, \quad (4.55)$$

onde o subíndice  $elet.$  se refere a energia elétrica.

É preciso notar que na energia elétrica devem estar embutidos os consumos do ventilador e do sistema de controle.

O trabalho fornecido pela energia elétrica pode ser considerado de duas formas. Como o compressor e o ventilador são constituídos unicamente de cargas indutivas, não pode-se esquecer que a energia consumida não corresponde diretamente ao consumo da corrente para a tensão da rede. Existe uma defasagem entre corrente e tensão, que é representada pelo fator de potência. Assim, pode ser considerado o fator de potência real ou fator de potência um. Quando é utilizado o fator de potência real é avaliada a energia que realmente entra no ciclo de refrigeração, e para o fator de potência um é avaliada a energia que passa pela rede elétrica (aquela fornecida pela distribuidora de energia). O trabalho elétrico é, então, descrito da seguinte forma:

$$\dot{W}_{elet.} = U (I_{comp.} \cos j_{comp.} + I_{vent.} \cos j_{vent.}), \quad (4.56)$$



onde  $U$  se refere a tensão da rede,  $I$  a corrente elétrica, o subíndice *vent.* ao ventilador, e o termo  $\cos \phi$  é o fator de potência.

A determinação do fator de potência é algo bastante complicado, pois não se tem nos dados do compressor e do ventilador o valor. Assim, considerando que motores industriais, com maior fator de potência, assumem valores da ordem de 0,75, atribui-se para o compressor um fator de potência de 0,70 e para o ventilador um fator de potência de 0,65.

#### 4.5. COMPARAÇÃO DOS CUSTOS DAS ENERGIAS

A fim de ter uma estimativa do custo da energia utilizada neste equipamento, avalia-se a energia elétrica na forma da Bomba de calor e da resistência elétrica, bem como do aquecedor de passagem a GLP. Segundo Clark e Gir, 1996, o custo anual do GLP é dado pela equação 4.57:

$$Cu_{GLP} = \frac{365\dot{m}_{H_2O}cp_{H_2O}(T_s - T_e)C_{GLP}}{49 \cdot 10^6 h_{GLP}}, \quad (4.57)$$

onde  $Cu$  representa o custo anual, o subíndice  $GLP$  o gás liquefeito de petróleo, o subíndice  $H_2O$  a água e  $C$  o custo unitário. O valor  $49 \cdot 10^6$  se refere ao poder calorífico do GLP em  $J/kg$ .

E o custo anual da energia elétrica é dada pela equação 4.58, Clark e Gir, 1996.

$$Cu_{elet.} = \frac{365\dot{m}_{H_2O}cp_{H_2O}(T_s - T_e)C_{elet.}}{3600 \cdot COP}. \quad (4.58)$$

Os dados dos aquecedores e das energias utilizadas podem ser vistos na tabela 4.1.

Tabela 4.1. Dados dos equipamentos e custos das energias.

	PARÂMETRO	VALOR
B.C.	[COP]	1,5 a 3
Resistência Elétrica	[COP]	1
Aquecedor de Passagem (GLP)	[ $h_{GLP}$ ]	0,60 a 0,9
Custo da Energia Elétrica	[R\$/Wh]	$23,3 \cdot 10^{-5}$
Custo do GLP	[R\$/kg]	1,31

A B.C. foi ensaiada com um consumo onde a vazão mássica de água ( $\dot{m}_{H_2O}$ ) é de 200 *kg/dia* a 45 °C, e uma temperatura média de entrada de água estimada em 15 °C. O calor específico da água é de 4178 *J/kg°C*.

## 5. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Embora o objetivo principal deste trabalho é o de determinar as condições de trabalho dos evaporadores, no que se refere a troca de calor, também é feita uma avaliação do consumo de energia e custo operacional. Tal avaliação se torna importante para justificar a continuação dos trabalhos sobre a B.C. como um todo. Assim, as próximas duas seções, são destinadas a estas avaliações, começando a avaliação da troca de calor e condição de operação dos evaporadores na seção 5.3.

Os resultados são apresentados para duas épocas do ano, no verão, com 11 medições e no inverno com 23 medições.

### 5.1. ENERGIA ELÉTRICA CONSUMIDA

Em primeiro, é preciso avaliar a efetiva redução do consumo de energia elétrica pela B.C. em relação a resistência elétrica. Isto pode ser feito comparando o *COP* da resistência elétrica, que vale 1 e o *COP* calculado para a B.C. Assim, a figura 5.1, apresenta os valores do *COP* medidos em função da temperatura ambiente para os dois sistemas de aquecimento.

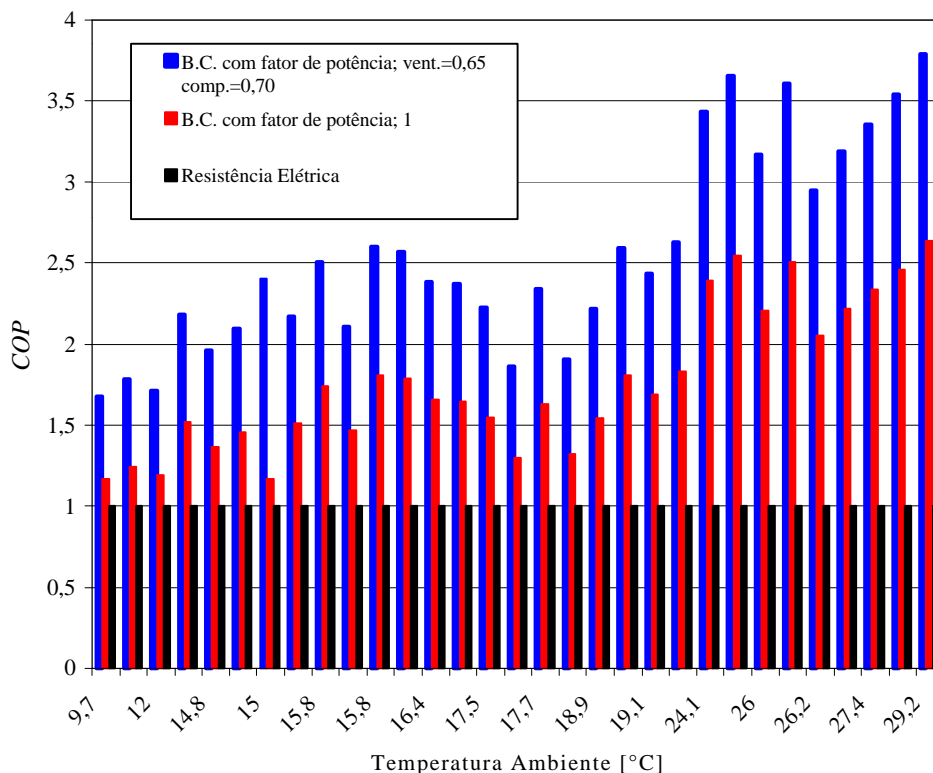


Figura 5.1. *COP* em função da temperatura ambiente.

As colunas azuis representam os valores para o *COP* da B.C. considerando o fator de potência real. Deve ser lembrado que o medidor residencial de energia mede a energia instantânea, ou seja, a energia que entra no ciclo de refrigeração. Assim, as colunas azuis indicam um *COP* maior, pois para o mesmo aquecimento de água é consumida uma menor energia elétrica. Estas colunas também representam o *COP* sobre o qual consumidor paga a energia. As colunas vermelhas representam o *COP* onde o fator de potência vale um. Este é o *COP* sobre o qual as distribuidoras devem fornecer a energia elétrica. As colunas pretas representam o *COP* para a resistência elétrica, que é um.

A figura 5.1 representa bem o problema do fator de potência, índice que já é levado em conta nas indústrias, por apresentarem cargas indutivas elevadas. Talvez, no futuro, o fator de potência seja levado em conta no consumo residencial. Este, com certeza, será um incentivo as empresas de motores e indutores a aumentarem o fator de potência nos equipamentos residenciais, como acontece com os equipamentos industriais. Observando a figura 5.1, nota-se a variação do *COP* com a temperatura ambiente. Para temperaturas maiores, o valor do *COP* aumenta, o que pode ser justificado pelo fato da temperatura ambiente estar mais próxima da temperatura desejada para a água. No inverno, quando mais se deseja aquecer a água, o *COP* da B.C. assume menor valor.

As colunas azuis apresentam um valor máximo do *COP* de 3,8 e menor valor 1,7, assumindo uma média de 2,6. As colunas vermelhas apresentam um valor máximo do *COP* de 2,6 e menor valor 1,2, assumindo uma média de 1,8. Comparando as colunas azuis com as pretas, observa-se que a B.C. apresenta, sempre, um consumo menor de energia elétrica, conseqüentemente é mais vantajosa quanto a preservação das reservas energéticas e custos de energia. Mesmo as colunas vermelhas, que representam a quantidade de energia fornecida pela concessionária, existe, sempre, um ganho na economia de energia elétrica em relação as colunas pretas.

É preciso fazer uma análise do custo de construção da B.C, e da viabilidade de implantação no mercado. Isto não é feito neste trabalho pois a B.C. estudada representa um primeiro protótipo, que deve sofrer alterações a partir deste trabalho, visando reduzir ao máximo os dispositivos de controle.

## 5.2. CUSTOS DAS ENERGIAS

Na seção anterior, foi feita uma comparação da energia elétrica consumida entre a B.C. e a resistência elétrica. Agora é analisado o custo da energia elétrica, para a bomba de calor, e o

custo para o aquecedor a GLP. Considerando as equações 4.57 e 4.58, a tabela 5.1 apresenta os valores de custos de energia nas duas formas estudadas. Os dados em vermelho representam o custo operacional anual, em reais, e os dados em azul a relação entre o custo operacional da eletricidade e do GLP ( $Cu_{elt.}/Cu_{GLP}$ ).

Tabela 5.1. Comparação dos custos (R\$) da energia elétrica e GLP no aquecimento de água.

			Bomba de Calor (COP)				
			1	1,5	2	2,5	3
			592	395	296	237	197
Aquecedor a GLP ( $h_{GLP}$ )	0,6	404	1,46	0,98	0,73	0,59	0,49
	0,8	303	1,95	1,30	0,98	0,78	0,65
	0,9	270	2,19	1,46	1,1	0,88	0,73

Avaliando a tabela 5.1, pode-se observar que a B.C. tem um custo operacional mais baixo que a resistência elétrica. Já comparando a B.C. com o GLP, a bomba de calor se torna viável quando seu COP apresenta valores maiores que, aproximadamente, 2. Isto levando em conta que os aquecedores de passagem possuem um rendimento de 80%, como descrito nos catálogos. Como já comentado, o valor médio anual do COP para a B.C., das barras azuis, é 2,6. Assim, a B.C. se torna vantajosa sobre o aquecedor de passagem com rendimento de 80%, no que se refere ao custo operacional anual. Já, quando levado em conta o fator de potência um no cálculo do consumo da B.C., ela não se torna vantajosa, se considerado o custo operacional anual.

### 5.3. EFETIVIDADE DO TROCADOR

Como primeira análise da efetividade do trocador, que é determinada para o lado externo, é feita uma observação do comportamento psicrométrico do ar. Para as medições realizadas obteve-se as figuras 5.2, 5.3 e 5.4, que mostram os processos psicrométricos para o evaporador pequeno no verão, evaporador pequeno no inverno e evaporador grande no inverno, respectivamente. Estas figuras foram geradas a partir do programa PSICRO, desenvolvido no próprio laboratório.

Com as figuras 5.2 a 5.4 não é possível atribuir valores numéricos aos evaporadores, mas elas representam uma visão clara do comportamento do ar (retas verdes). Nestas figuras, seguem as condições estabelecidas na seção 4.1.

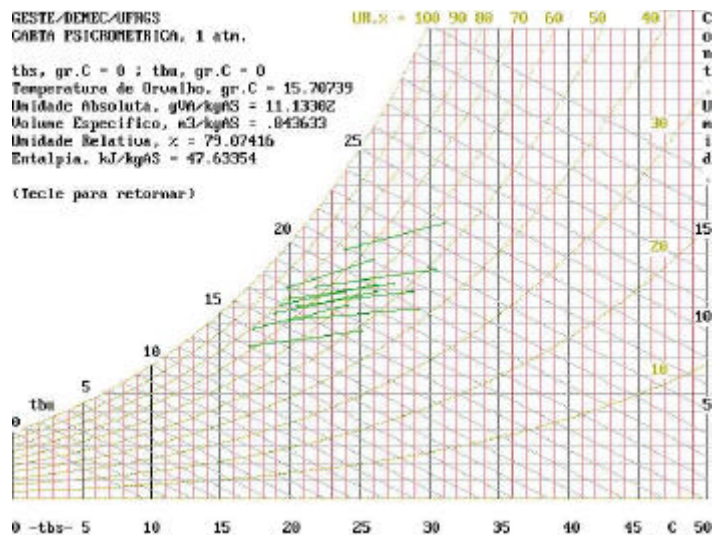


Figura 5.2. Processos psicrométricos do evaporador pequeno para a condição de verão.

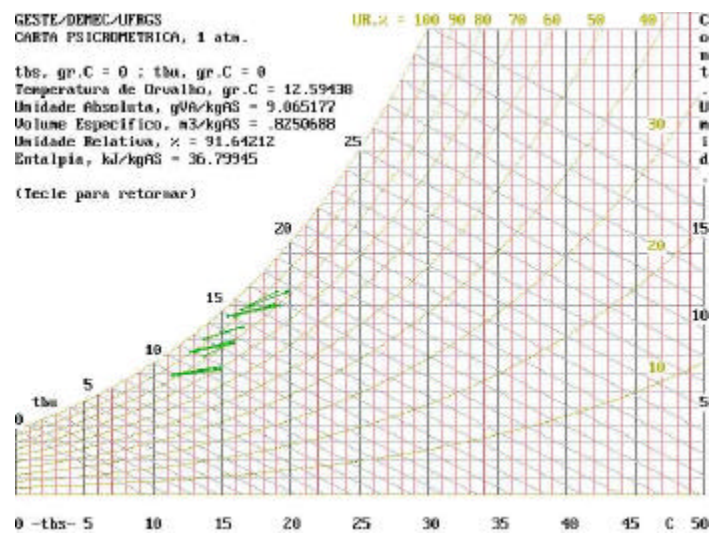


Figura 5.3. Processos psicrométricos do evaporador pequeno para a condição de inverno.

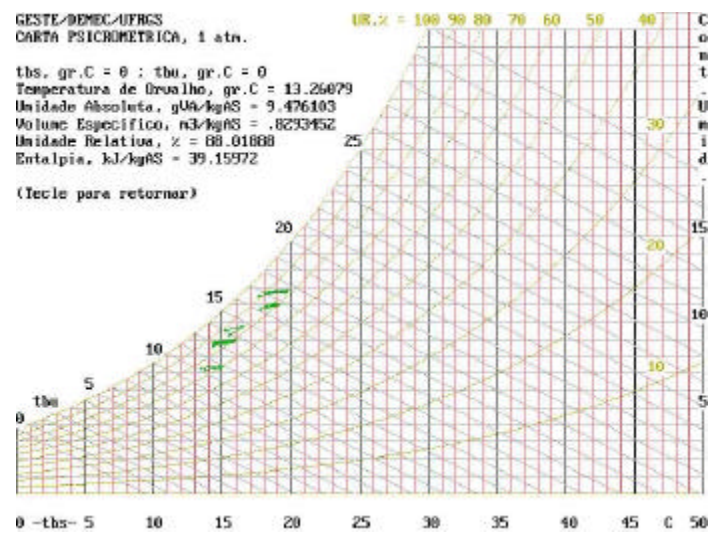


Figura 5.4. Processos psicrométricos do evaporador grande para a condição de inverno.

Os anexos II e III, apresentam os dados para construção das figuras 5.2 a 5.4, bem como a temperatura da superfície.

Deve ser observado que no caso do evaporador pequeno no verão, apenas este estava acionado, já nos casos do evaporador pequeno no inverno e evaporador grande no inverno, ambos os evaporadores estavam acionados. Como já mencionado a válvula solenóide do evaporador pequeno está sempre acionada, não possibilitando que o evaporador grande fique acionado independentemente.

Ao observar as figuras 5.2 a 5.4, o que chama a atenção é a grande diferença no calor trocado, que é representado pela linha verde. Isso acontece principalmente do verão para o inverno, onde os dois evaporadores estão acionados em paralelo. Se forem observados os dados da tabela 2.1, não é difícil concluir que a perda de carga para o refrigerante é menor no evaporador pequeno, já que este tem um comprimento total do tubo menor além de apresentar um diâmetro interno do tubo maior. Assim, deve haver uma maior vazão de refrigerante no evaporador pequeno, que é justamente o fluido que governa o sentido e a quantidade de calor trocado, como visto na equação 4.53. Então faz sentido o calor trocado ser maior no evaporador pequeno.

As vazões de refrigerante ficaram com um valor médio de  $0,0114 \text{ kg/s}$  para o evaporador pequeno no verão,  $0,0048 \text{ kg/s}$  para o evaporador pequeno no inverno e  $0,0022 \text{ kg/s}$  para o evaporador grande no inverno. A média da soma das vazões do evaporado pequeno e do evaporador grande no inverno é de  $0,0069 \text{ kg/s}$ .

É natural que a vazão do refrigerante e, conseqüentemente, o calor trocado no evaporador sejam menores no inverno. Isso acontece pelo afastamento das temperaturas do ar e da água quente. Com este afastamento também acontece um afastamento das pressões entre a sucção e a descarga do compressor. Para um maior afastamento das pressões o compressor bombeia uma menor vazão de refrigerante.

A figura 5.5a mostra a vazão do refrigerante em função da temperatura do ambiente e a figura 5.5b a potência no evaporador em função da temperatura ambiente. Para o verão (temperaturas mais altas), onde apenas o evaporador pequeno estava acionado, a vazão e a potência para este evaporador representam o valor total. Já no inverno, com os dois evaporadores acionados, a vazão e a potência total são as somas dos valores do evaporador grande e pequeno.

Observando as figuras 5.5, é possível notar a grande semelhança entre as curvas de vazão e potência, nos evaporadores. Isto é esperado, já que a troca de calor é controlada pela vazão de refrigerante. Não se pode deixar de mencionar a pequena quantidade de calor trocado no evaporador grande, de maior capacidade, pois tem maior área externa total e possui venezianas

para intensificar a troca de calor. No evaporador pequeno existe uma maior quantidade de calor trocado, em relação ao calor total, para o inverno.

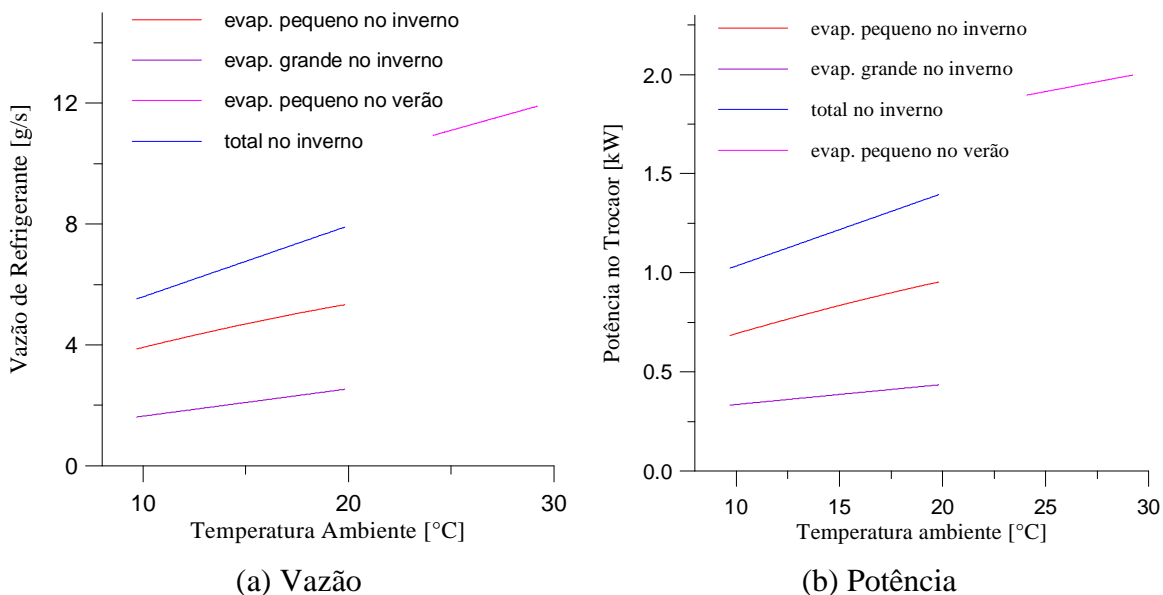


Figura 5.5. Vazão do refrigerante e potência nos evaporadores.

Na tabela 5.2, são apresentados os valores da efetividade do trocador, fator de calor sensível e diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura de evaporação, para os dois evaporadores. A temperatura de evaporação corresponde a temperatura de saturação da pressão medida no evaporador.

Tabela 5.2. Resultados da efetividade do trocador,  $FCS$  e  $(T_{sup.} - T_{evap.})$ .

	VALOR	$e$ [adim.]	$FCS$ [adim.]	$(T_{sup.} - T_{evap.})$ [°C]
Evaporador Pequeno no Verão	médio	0,58	0,73	5,3
	mínimo	0,51	0,66	3,4
	máximo	0,66	0,81	6,0
Evaporador Pequeno no Inverno	médio	0,50	0,66	5,3
	mínimo	0,40	0,55	1,9
	máximo	0,74	0,79	8,8
Evaporador Grande no Inverno	médio	0,22	0,76	6,2
	mínimo	0,09	0,66	2,6
	máximo	0,37	0,92	8,9

Embora a efetividade do trocador para o evaporador pequeno no verão ser maior que nos dois casos do inverno, segundo a tabela 5.2, ela ainda representa um valor baixo.



Analisando fisicamente a equação 4.16 uma baixa efetividade do trocador evidencia que a temperatura de saída do fluido quente poderia ser menor, com a mesma temperatura da superfície. Isto é comprovado quando observadas as figuras 5.2 a 5.4, pois a extensão da linha verde até a curva de saturação representa um comprimento grande se comparado ao comprimento da própria linha verde.

Assim, existe uma área de troca em excesso ou que não entra em contato com o ar. A possibilidade de haver área em excesso ou em não contato com o ar é mais evidenciada no caso do inverno, onde os dois evaporadores estão acionados e, conseqüentemente, a área de troca externa é mais que dobrada em relação ao evaporador pequeno.

Um baixo valor da efetividade do trocador também pode ser causado por um mau contato entre o ar e a superfície da aleta causado por sujeiras. Embora os evaporadores tenham sido lavados antes dos ensaios, suas superfícies apresentam muitas incrustações, já que o equipamento não possui nenhum tipo de filtro. Para avaliar este efeito é preciso fazer uma comparação com os trabalhos da literatura, onde os trocadores são estudados nas condições de fabricação, ou seja, totalmente limpos.

Analisando a tabela 5.2, no sentido de avaliar a quantidade de calor trocado, observa-se que o  $FCS$ , fica na faixa usual de trabalho (0,5 a 1). Para o evaporador pequeno, seu valor é mais baixo no inverno, evidenciando uma maior condensação do vapor d'água, contido no ar, por calor trocado no evaporador. Um menor  $FCS$  também indica que o evaporador pequeno tem uma área úmida maior no inverno que no verão. Para o evaporador grande, o  $FCS$  indica que este tem a menor área úmida por calor trocado. Isso pode ser explicado pelo fato deste evaporador possuir a maior área externa de troca de calor com o menor calor trocado. Assim, existe uma tendência do ar estar a uma temperatura acima do ponto de orvalho. Quando observados os dois evaporadores em funcionamento no inverno, é notado que praticamente não ocorre condensação no evaporador grande.

Finalmente, na tabela 5.2, podem ser vistos os valores para a diferença da temperatura da superfície e temperatura de evaporação. Na B.C. montada, o evaporador pequeno apresenta uma melhor diferença de temperatura, pois seu valor é mais baixo. Quando apresentada a figura 1.2, foi discutido que tal diferença tem influência no trabalho fornecido a B.C. Assim, quanto menor a diferença entre estas duas temperaturas melhor para o equipamento, no que se refere ao consumo de energia.

Com o objetivo de avaliar a baixa efetividade do trocador e atribuir possíveis problemas, é preciso fazer uma análise da efetividade média externa e do coeficiente de convecção externo. Com a metodologia desenvolvida por Schmidt em 1949, foram obtidos os dados da tabela 5.3.

Tabela 5.3. Resultados por Schmidt.

	VALOR	$h_{ext. h_{ext.}}$	$h_{aleta}$	$h_{ext.}$	$h_{ext.}$	$j_{Dc}$	$j_{hidr.}$
		[W/m <sup>2</sup> °C]	[adim.]	[adim.]	[W/m <sup>2</sup> °C]	[adim.]	[adim.]
Evaporador Pequeno no Verão	médio	39,9	0,91540	0,91886	43,47	0,0072	0,0062
	mínimo	34,4	0,90033	0,90441	37,00	0,0062	0,0053
	máximo	47,2	0,92680	0,92980	52,19	0,0086	0,0075
Evaporador Pequeno no Inverno	médio	31,0	0,93391	0,936636	33,20	0,0056	0,0049
	mínimo	22,8	0,90917	0,91289	23,92	0,0044	0,0035
	máximo	42,9	0,95116	0,95316	47,99	0,0079	0,0069
Evaporador Grande no Inverno	médio	16,2	0,96842	0,96986	16,77	0,0037	0,0032
	mínimo	6,7	0,94611	0,94856	6,78	0,0015	0,0013
	máximo	27,8	0,98687	0,98747	29,31	0,0064	0,0055

No trabalho desenvolvido por Wang et alli em 1996, foi apresentado um gráfico do fator de Colburn para trocadores aletados de placas planas. Este gráfico pode ser visto na figura 5.6.

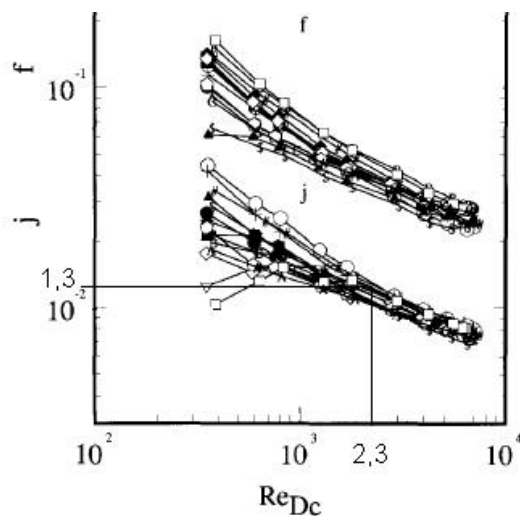


Figura 5.6. Fator de Colburn em função do  $Re_{Dc}$ , Wang et alli, 1996.

No presente trabalho obteve-se um valor de Reynolds em função do diâmetro externo do colarinho de 2300 para o evaporador pequeno. Tal Reynolds representa um valor do fator de Colburn de aproximadamente 0,013, para a figura 5.6. Neste mesmo trabalho, Wang et alli obtiveram uma correlação para o fator de Colburn em função de Reynolds que calculada para este mesmo Reynolds dá um valor de 0,016. Nota-se que este valor é muito superior ao encontrado no presente trabalho, 0,007 para o verão e 0,006 para o inverno. Se aplicadas devidamente as equações 4.38 e 4.40, obtem-se um valor para o coeficiente de convecção externo, utilizando o fator de Colburn de 0,016, de 86,45 W/m<sup>2</sup>°C. Com a metodologia de Schmidt, foi obtida uma efetividade média externa de 92,05%, o que indica uma boa troca de

calor. Assim o problema do baixo coeficiente de convecção externo se resume ao excesso de área de troca.

Já em um trabalho que leva em conta o diâmetro hidráulico, desenvolvido por Madi et alli em 1998 os dados da troca de calor foram mais favoráveis. Para a aleta lisa com Reynolds de 487 o fator de Colburn fica em 0,007, segundo este trabalho. Valor bem mais aproximado aos do presente trabalho, chegando estes a alcançar o mesmo valor na melhor condição do verão. No gráfico apresentado pelos autores lê-se um valor para o fator de Colburn de aproximadamente 0,009, como pode ser visto na figura 5.7. Nesta figura o trocador que mais se aproxima do evaporador pequeno é aquele representado pela letra *g*.

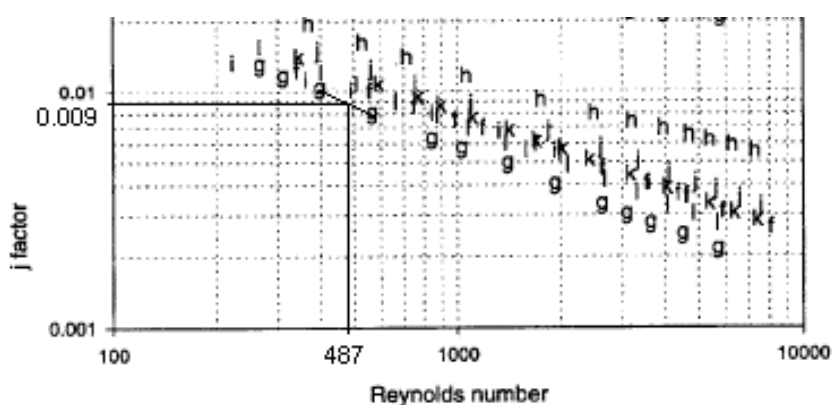


Figura 5.7. Fator de Colburn em função do  $Re_{hidr.}$ , Madi et alli, 1998.

Deve-se considerar que o espaçamento das aletas para o trabalho é um pouco superior ao do evaporador pequeno, de 1,83 para 1,58 *mm*, respectivamente. Esta diferença deve fazer com que o valor da figura 5.7 seja um pouco mais baixo para o caso de um espaçamento de 1,58 *mm*. Existe também uma diferença entre a espessura da aleta, mas esta não tem influência sobre a transferência de calor na faixa do número de Reynolds analisada.

Mais recentemente, em 2000, Wang et alli. apresentam dados experimentais de trocadores que podem ser vistos na figura 5.8. Nesta figura pode ser notado uma diferença entre os valores do fator de Colburn da ordem de 1,27 vezes, entre as linhas azul e vermelha. A linha azul representa um trocador com distância entre aletas de 1,23 *mm* e a linha vermelha representa uma distância de 2,23 *mm*. Assim o evaporador pequeno de aletas lisas, com distância entre aletas de 1,58 *mm* fica entre as linhas vermelha e azul.

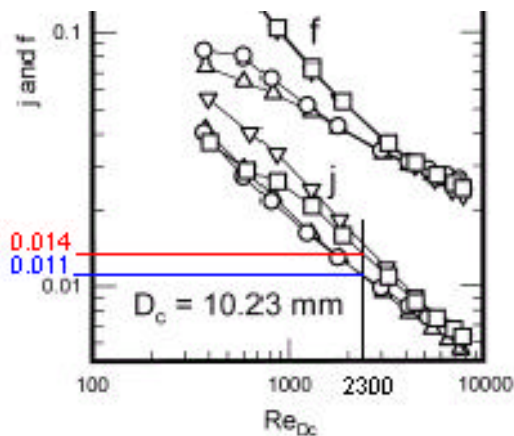
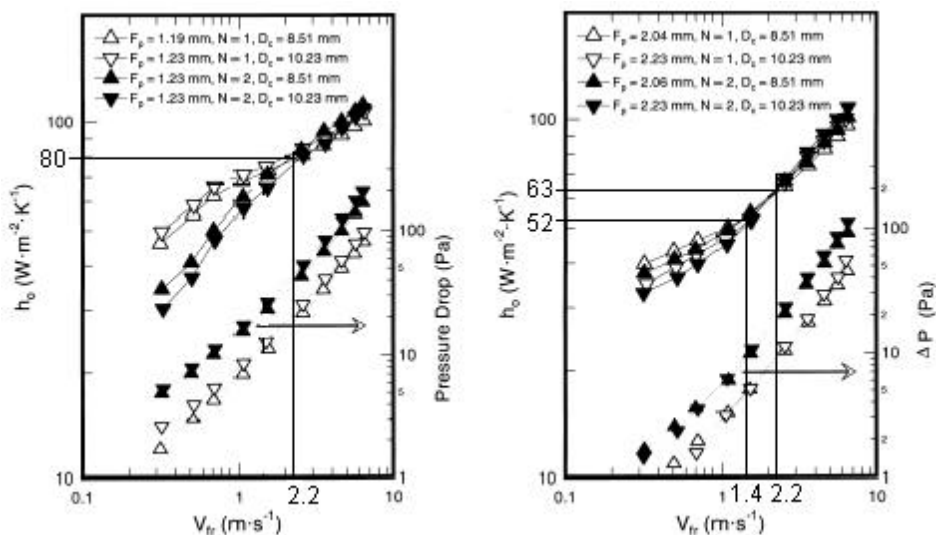


Figura 5.8. Fator de Colburn em função do  $Re_{D_c}$ , Wang et alli, 2000a.

Estas diferenças entre o fator de Colburn correspondem a dois valores do coeficiente de convecção externo, que podem ser vistos na figura 5.9. Nesta figura o gráfico *a* representa a linha vermelha e o gráfico *b* a linha azul da figura 5.8. A velocidade frontal do evaporador pequeno é de  $2,17 \text{ m/s}$ .



(a) linha vermelha da figura 5.8

(b) linha azul da figura 5.8

Figura 5.9. Coeficiente de convecção externo em função da  $V_{fr}$ , Wang et alli, 2000a.

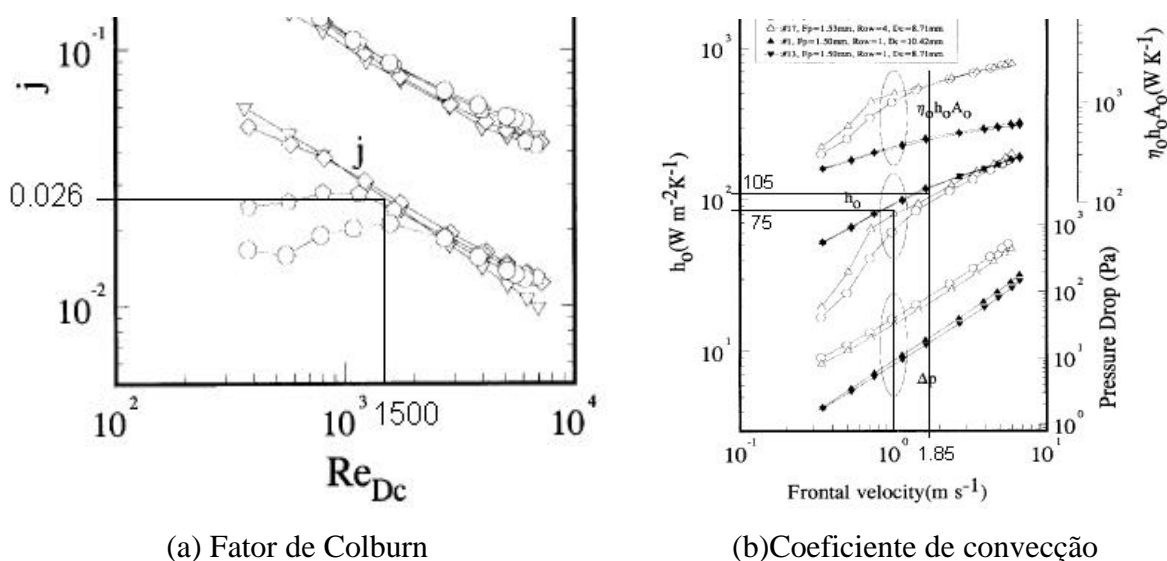
Observando o coeficiente de convecção externo de  $43,47 \text{ W/m}^2\text{C}$  no verão, é possível notar o quanto abaixo é este valor. O coeficiente de convecção chega a um valor limite das curvas, no inverno, representadas por velocidades frontais de  $0,3 \text{ m/s}$ , na figura 5.9.

Já no mesmo ano, Wang et alli, 2000b, apresentam uma correlação para o fator de Colburn em função Reynolds diâmetro hidráulico para aletas lisas. Aplicando os valores do

evaporador pequeno, a correlação calculada indica um fator de Colburn de 0,011. Este valor confirma aqueles encontrado nas figuras 5.6 e 5.8. Esta correlação leva a influência de mais fatores que a correlação proposta por Wang et alli 1996 e considerando que seu valor é confirmado pelos gráficos, é considerado este valor como mais correto.

Até agora foi avaliado o evaporador pequeno de aletas lisas. Também é preciso fazer uma avaliação do evaporador grande, de aletas venezianas. Para tanto faz-se o mesmo tipo de análise que no evaporador pequeno. É preciso lembrar que a introdução de venezianas nas aletas tem o objetivo de intensificar a troca de calor, através da quebra da camada limite térmica.

Wang et alli, 1998, estudaram aletas venezianas com tubos circulares. Neste trabalho apresentam curvas do fator de Colburn função do número de Reynolds dependente do diâmetro do colarinho e curvas do coeficiente de convecção externo função da velocidade frontal. Lembra-se aqui que a velocidade frontal do evaporador grande é de  $1,85 \text{ m/s}$  e o número de Reynolds de 1502. Assim as figuras 5.10 representam o fator de Colburn e coeficiente de convecção externo, respectivamente.



(a) Fator de Colburn

(b) Coeficiente de convecção

Figura 5.10. Fator de Colburn em função do  $Re_{Dc}$  e Coeficiente de convecção externo em função da  $V_{fr}$ , Wang et alli, 1998.

Na figura 5.10a, o fator de Colburn é estimado em 0,026 para um trocador com distância das aletas de  $2,05 \text{ mm}$ . Assim o valor deste fator para o evaporador grande deve ser maior pela intensificação da troca de calor, já que seu espaçamento das aletas é de  $1,66 \text{ mm}$ . Comparado este valor com o da tabela 5.3, de na média 0,0037 e valor máximo 0,0064, observa-se que na melhor hipótese o evaporador grande tem um fator de Colburn 4,1 vezes menor que o de Wang

et alli. Observando a efetividade média externa, de valor médio 0,97, pode-se concluir que existe um grande excesso de área externa total, assim como acontece com o evaporador grande. Como principal diferença, no caso do evaporador grande, a área de troca é maior e a vazão de refrigerante menor, baixando o valor da efetividade externa.

A figura 5.10b demonstra que o valor do coeficiente de convecção médio externo deve ter um valor de aproximadamente  $105 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Comparando com o valor médio da tabela 5.3, de  $16,77 \text{ W/m}^2\text{°C}$ , observa-se que este é muito inferior.

Mais recentemente, Wang et alli, 1999, fizeram uma ampla avaliação de trocadores com aletas venezianadas de diversas configurações, chegando a uma correlação para o fator de Colburn em função do número de Reynolds para diâmetro externo do colarinho. A figura 5.11 mostra o resultado destes experimentos.

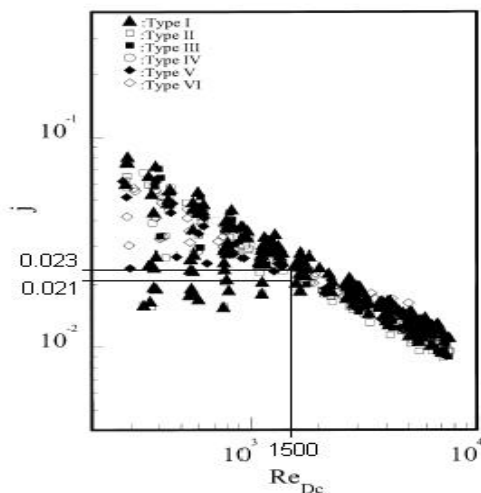


Figura 5.11. Fator de Colburn em função do  $Re_{Dc}$ , Wang et alli, 1999.

Para a figura 5.11, o trocador do tipo II (que representa a configuração das venezianas) mais se assemelha do evaporador grande analisado. Deste tipo foram analisados vários trocadores mas com dois que apresentam geometria bastante parecida a do evaporador grande. A diferença fica no espaçamento das aletas de 1,51 e 2,09 *mm* contra 1,66 *mm* do evaporador grande e diâmetro externo do colarinho de 8,71 *mm* contra 8,38 *mm* do evaporador grande. Utilizando a correlação proposta pelo autores, chega-se a um valor para o fator de Colburn de 0,027. Valor bem, mais próximo da figura 5.10a. Se considerado que o evaporador grande tenha aletas lisas e aplicada a equação de Wang et alli, 2000b, o fator de Colburn fica em 0,018. Isto demonstra que o evaporador grande tem mais capacidade de troca que o pequeno, mesmo considerando ambos de aletas lisas.

Considerando que existe a possibilidade de trabalhar com uma velocidade do ar mais baixa para os dois evaporadores, temperaturas do ar ambiente acima de 31 °C, faz-se uma análise sucinta desse ponto. Uma menor velocidade deve causar um menor valor do coeficiente de troca externo, como mostram as figuras 5.10b e 5.12. A figura 5.9b com velocidade frontal de 1,4 m/s indica um valor do coeficiente de troca externo de 52 W/m<sup>2</sup>K que se iguala ao valor máximo experimental do evaporador pequeno, de 52,19 W/m<sup>2</sup>K. O valor experimental deve cair caso seja diminuída a velocidade do ar. A figura 5.10b, com velocidade frontal de 1,0 m/s indica um valor do coeficiente de troca de 75 W/m<sup>2</sup>K, superior aos máximo 29,31 W/m<sup>2</sup>K experimentais do evaporador grande, que também deve cair com a diminuição da velocidade do ar.

Até aqui foi analisada a metodologia desenvolvida por Schmidt, 1949. Faz-se uma tentativa de utilizar a metodologia de Elmahdy e Mitalas, 1977, para a qual os resultados são colocados na tabela 5.4.

Tabela 5.4. Resultados por Elmahdy e Mitalas.

	VALOR	$h_{ext. h_{ext.}}$ (mistura) [W/m <sup>2</sup> °C]	$h_{ext., seca}$ [adim.]	$h_{ext., umida}$ [adim.]	$h_{ext.}$ (mistura) [W/m <sup>2</sup> °C]	$j_{Dc}$ [adim.]	$j_{hidr.}$ [adim.]
Evaporador Pequeno no Verão	médio	37,32	0,99896	0,99876	37,36	0,006	0,005
	mínimo	36,32	0,99895	0,99876	36,36	0,006	0,005
	máximo	38,40	0,99896	0,99876	38,44	0,006	0,005
Evaporador Pequeno no Inverno	médio	36,88	0,99896	0,99877	36,92	0,006	0,005
	mínimo	34,97	0,99896	0,99877	35,01	0,006	0,005
	máximo	38,57	0,99897	0,99877	38,62	0,007	0,006
Evaporador Grande no Inverno	médio	29,54	0,99952	0,99941	29,54	0,006	0,006
	mínimo	28,26	0,99952	0,99941	28,28	0,006	0,005
	máximo	30,31	0,99952	0,99941	30,33	0,007	0,006

Ao analisar os resultados da tabela 5.4, observa-se a grande efetividade média externa. Tal resultado é somente função da geometria do trocador, explicando assim a uniformidade dos valores. Desta forma as efetividades se mantêm constantes, independentemente da época do ano, o que pode ser observado para o evaporador pequeno.

O baixo valor do coeficiente de convecção externo e do fator de Colburn não era esperado. Por ser uma estimativa ideal, deveria fornecer um valor próximo aos apresentados nos artigos. Embora a metodologia de Elmahdy e Mitalas tenha sido desenvolvida para trocadores de quatro ou mais fileiras de tubos, o que deve fornecer um valor do coeficiente de convecção um pouco mais baixo, não deveria atingir uma diferença tão acentuada, nessa faixa de velocidade

frontal com a geometria do trocador. Também deve ser notado que o número de Reynolds externo está no limite inferior da faixa de uso da correlação para a superfície úmida. Com o aumento desse Reynolds baixa o coeficiente de convecção externo. Relembrando que a metodologia desenvolvida por Elmahdy e Mitalas foi desenvolvida para trocadores de grande porte, que trabalham com velocidades do ar maiores e possuem maior espaçamento das aletas entre outros fatores geométricos, conclui-se que devem ser feitas alterações nos coeficientes dessa correlação. Essas alteração para adaptar a metodologia de Elmahdy e Mitalas, fogem do objetivo do presente trabalho, além do tipo de ensaio não permitir qualquer avaliação nesse sentido.

#### 5.4. COEFICIENTE DE CONTATO

Até agora foi feita uma avaliação das aletas dos evaporadores. Esta avaliação pode ser feita, sem os demais fatores envolvidos na troca de calor pela metodologia desenvolvida neste trabalho, onde se fez uma análise em função da temperatura média da superfície externa. Esta análise não é usual pois normalmente é utilizado um fluido sem mudança de fase no interior dos tubos (geralmente água). Para completar o estudo dos evaporadores é preciso ainda avaliar o coeficiente de convecção interno, o coeficiente de contato entre a base das aletas e o tubo e a condição do refrigerante no interior dos evaporadores.

Na tabela 5.5, são apresentados os dados do coeficiente de convecção interno coeficiente de contato e a resistência de contato.

Tabela 5.5. Coeficiente de contato, convecção interna e resistência do tubo.

	VALOR	$h_{int.}$ [W/m <sup>2</sup> °C]	$\gamma$ [W/m <sup>2</sup> °C]	$R_{contato}$ [°C/W] (10 <sup>-3</sup> )	$R_{parede}$ [°C/W] (10 <sup>-3</sup> )
Evaporador Pequeno no Verão	médio	3246,04	4905,94	2,19	0,01
	mínimo	3316,72	3184,68	1,60	0,01
	máximo	3493,14	6384,28	3,21	0,01
Evaporador Pequeno no Inverno	médio	1689,31	2204,17	13,70	0,01
	mínimo	1499,06	771,78	2,16	0,01
	máximo	1843,95	7607,33	13,27	0,01
Evaporador Grande no Inverno	médio	1233,13	1045,54	15,79	0,01
	mínimo	921,49	329,18	1,53	0,01
	máximo	1499,23	5449,54	25,38	0,01



Mesmo com variações, a convecção interna é superior a externa, como esperado. Tais variações se devem a vazão do refrigerante, que não pode ser controlada. Isto demonstra que, se for utilizada a atual metodologia para estudos de trocadores com mudança de fase é preciso utilizar uma bancada controlável.

O coeficiente de contato, que considera a boa montagem do trocador, indica um valor médio superior a convecção interna para o evaporador pequeno. Já o evaporador grande tem uma convecção interna média maior. Isto pode ser atribuído a baixa vazão de refrigerante neste dispositivo e ao baixo valor de conjunto  $h_{ext.} h_{ext.}$ . Como o coeficiente de contato é estabelecido tomando por conta uma relação entre a efetividade total do trocador e as diversas resistências, a variação de uma destas resistências influi no valor da resistência de contato. Particularmente, a resistência de contato é o termo dependente, pois as demais resistências tem seu valor fixado pelo escoamento do fluido ou pela geometria, no caso da resistência da parede. Se comparados com os valores da literatura que fica entre 10000 e 16000  $W/m^2K$  o coeficiente de contato apresenta um valor baixo. Como o objetivo é avaliar a condição de operação dos evaporadores, seu valor tem um significado comparativo aos outros fenômenos físicos do trocador. Para tanto pode-se afirmar que a resistência de contato tem um valor baixo e a resistência da parede pode ser completamente desconsiderada. Isto confirma que o problema da troca de calor é determinada pelas condições do escoamento externo do trocador.

Avaliando a afirmação acima surge uma questão quanto a diferença de temperatura entre a temperatura média da superfície externa e a temperatura de evaporação. Considerando  $(T_{sup.} - T_{evap.})$  da tabela 5.2, seus valores são significativos observando o fato do problema da troca de calor ser função apenas do lado externo do trocador. Os valores de  $(T_{sup.} - T_{evap.})$  deveriam ser quase nulos. Essa diferença de temperatura pode ser atribuída a dois fatores. Primeiro, a existência de óleo lubrificante do compressor que é distribuído ao longo do circuito de refrigeração. Este óleo também está presente no interior dos tubos. O que representa uma resistência térmica adicional que provoca a variação da temperatura. Segundo, ao erro atribuído aos manômetros, que pode alterar a temperatura de saturação, que é considerada como sendo a temperatura de evaporação.

De qualquer forma a temperatura de evaporação é mais baixa que da superfície externa, isso faz com que a efetividade assuma um valor mais baixo se considerada a temperatura de evaporação, como sugere a equação 4.3. A tabela 5.6 apresenta alguns valores quando os cálculos são feitos em função da temperatura de evaporação, inclusive os desenvolvidos a partir da metodologia de Schmidt, 1949.

Tabela 5.6. Efetividade do trocador, convecção externa e fatores de Colburn para a temperatura de evaporação.

	VALOR	$e$ [adim.]	$h_{ext.}$ [W/m <sup>2</sup> °C]	$j_{Dc}$ [adim.]	$j_{hidr.}$ [adim.]
Evaporador Pequeno no Verão	médio	0,40	24,02	0,0040	0,0034
	mínimo	0,31	19,12	0,0048	0,0042
	máximo	0,47	29,25	0,0031	0,0027
Evaporador Pequeno no Inverno	médio	0,27	14,88	0,0025	0,0021
	mínimo	0,20	10,21	0,0017	0,0014
	máximo	0,37	21,08	0,0036	0,0032
Evaporador Grande no Inverno	médio	0,11	5,86	0,0012	0,0011
	mínimo	0,04	2,61	0,0005	0,0009
	máximo	0,18	10,40	0,0023	0,0020

Comparada a tabela 5.6 às tabelas 5.2 e 5.3 observa-se a queda dos valores atribuída a efetividade calculada com a temperatura de evaporação. Neste caso os trocadores estão funcionando em uma condição ainda mais ociosa.

## 5.5. CONDIÇÃO DO REFRIGERANTE

Falta fazer uma avaliação da condição do refrigerante dentro do evaporador. Esta avaliação tem por finalidade demonstrar se o refrigerante entra no evaporador com a condição de título adequada e com superaquecimento, na saída, também adequado. Para fazer esta avaliação é utilizado o programa Refrigeration Utilities (como já mencionado) que possibilita a construção do diagrama pressão função da entalpia ( $P_{refr.} \times i_{refr.}$ ) para o ciclo de refrigeração.

Para melhor visualização dos fenômenos na entrada e saída dos evaporadores, somente serão mostrados estes pontos dos evaporadores no diagrama  $P_{refr.} \times i_{refr.}$ . Para situar estes pontos no diagrama como um todo, a figura 5.12 apresenta um diagrama  $P_{refr.} \times i_{refr.}$  ilustrativo indicando as regiões analisadas dos evaporadores. Neste diagrama também são apresentados o título ( $x$ ) em preto, o volume específico ( $n$ ) em verde, a entropia específica ( $s$ ) em azul e a temperatura em vermelho. Para as figuras 5.13 a 5.15, as cores representam as mesmas grandezas da figura 5.12, já que estas são ampliações de regiões da figura 5.12.

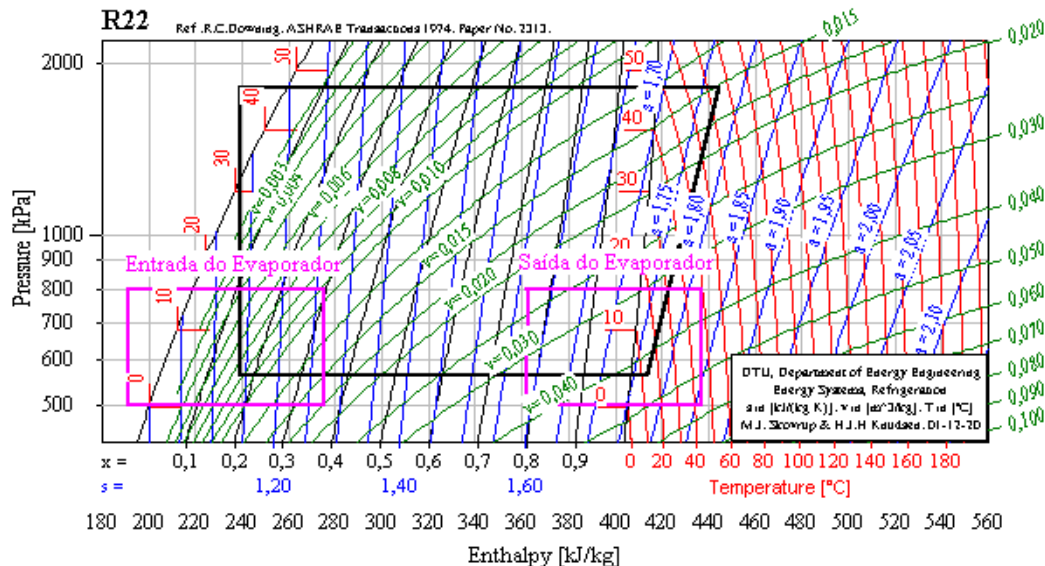


Figura 5.12. Diagrama  $P_{refr.} \times i_{refr.}$  ilustrativo.

Observa-se nas figura 5.13 a 5.15, as entradas e saídas dos evaporadores nas duas épocas do ano estudadas.

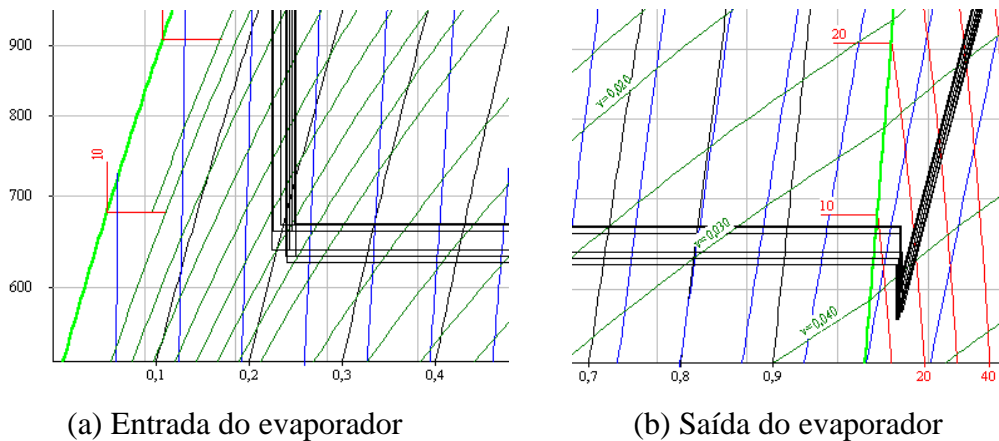


Figura 5.13. Diagrama  $P_{refr.} \times i_{refr.}$  para o evaporador pequeno no verão.

Para a condição do verão, figura 5.13, onde apenas o evaporador pequeno está acionado, o título na entra do evaporador fica em aproximadamente 0,2. Este valor está de acordo com o usual, indicando que a válvula de expansão funciona corretamente e com líquido na sua entrada na condição correta. Observando o superaquecimento na saída do evaporador, seu valor médio fica em 7,3 K. Tal valor também é de uso normal. Isto indica que o refrigerante opera na condição normal, não havendo problemas com a carga de refrigerante para esta condição. Neste ponto do evaporador precisa ser considerado que existe uma perda de carga introduzida pela válvula solenóide. Esta perda de carga é adicionada ao ciclo como sendo uma perda na válvula

de sucção do compressor. Na realidade existe mais um pequeno superaquecimento após a queda de pressão na válvula solenóide, de aproximadamente 3 K que não pode ser representada pelo programa. De qualquer forma, este superaquecimento adicional não tem influência sobre os cálculos do evaporador, já que foi utilizada a condição do refrigerante na saída do evaporador.

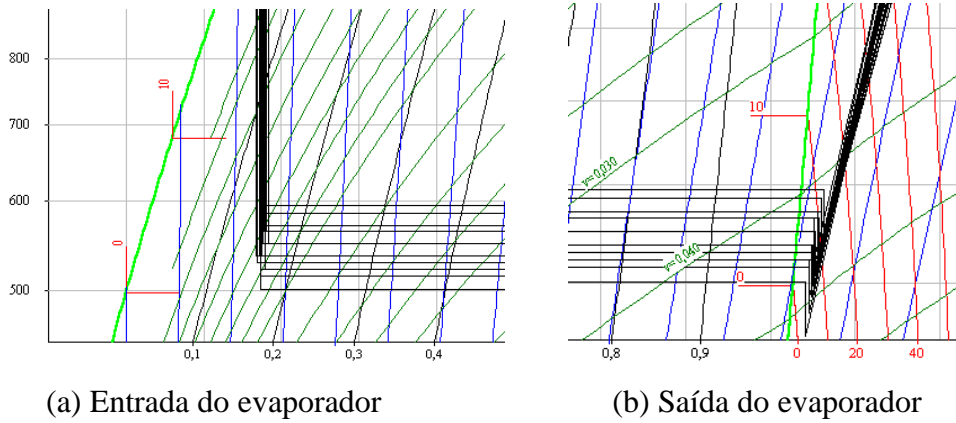


Figura 5.14. Diagrama  $P_{refr.} \times i_{refr.}$  para o evaporador pequeno no inverno.

Considerado os dados de verão, agora é feita uma análise dos dados do inverno. Como neste caso os dois evaporadores estavam acionado ao mesmo tempo, a condição na entrada dos evaporadores deve ser igual para ambos. Isto pode ser observado quando comparadas as figuras 5.14 e 5.15.

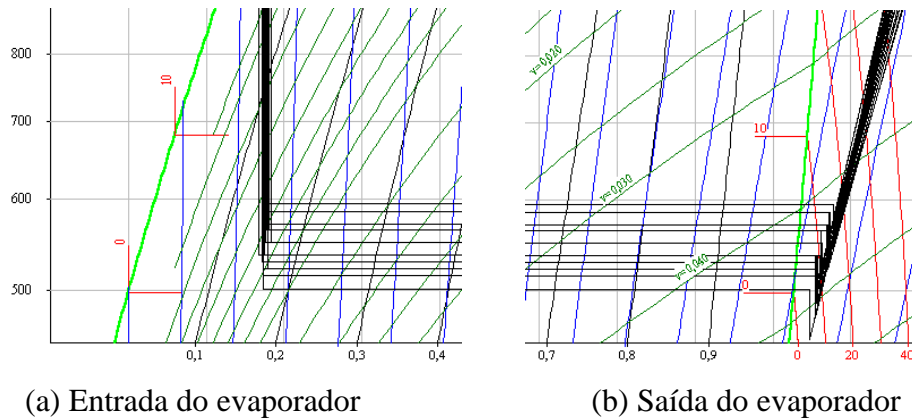


Figura 5.15. Diagrama  $P_{refr.} \times i_{refr.}$  para o evaporador grande no inverno.

Para as entradas dos dois evaporadores os títulos tem um valor baixo. Isto é atribuído a um excessivo subresfriamento na entrada da válvula de expansão que fica em torno de 18 K. Este excessivo subresfriamento se deve ao fato da água entrar no tanque de armazenamento no

ponto em que acontece o subresfriamento no condensador. Como a água no inverno entra a uma temperatura baixa, o refrigerante na saída do condensador tende a cair.

Já no que se refere ao superaquecimento, o evaporador pequeno tem um valor médio de  $5,5 K$  e o evaporador grande  $8,3 K$ . O evaporador pequeno está operando em uma condição de superaquecimento melhor que no verão. Isto é atribuído à baixa temperatura do ar na saída do evaporador. Já o evaporador grande apresenta um superaquecimento excessivo. Isto acontece por causa da baixa vazão de refrigerante associada a grande área de troca externa.

## 6. CONCLUSÕES

Em primeiro, foi feita uma extensa revisão bibliográfica que apresenta diversos trabalhos e pode ser utilizada em novos estudos.

Foi feita uma extensa apresentação do funcionamento da bomba de calor, bem como dos fatores a serem analisados. De forma simples, foram apresentadas as equações pertinentes, deixando ao alcance de muitos o entendimento de todo o trabalho.

Com o uso de NTC's na medição da temperatura, foi apresentada uma linearização da equação exponencial característica do sensor, de forma a demonstrar que este é bastante viável de ser utilizado.

Foi estabelecido o risco de haverem recirculações de ar, o que deve ser observado sempre que forem fixados sensores de temperatura para a medição do ar. Uma avaliação qualitativa pode ser feita com fumaça de incenso, e o uso de dutos e misturadores de ar é desejável.

Embora com certa deficiência na aquisição de dados, os resultados encontrados capacitam estabelecer problemas e soluções para os evaporadores estudados.

Foi desenvolvida uma metodologia para a avaliação da efetividade dos trocadores ( $\epsilon$ ) com mudança de fase, utilizando a temperatura média da superfície externa. Esta, se demonstra satisfatória, sendo agora de fundamental importância, o desenvolvimento de um programa que possa determinar essa temperatura com maior precisão.

Foi feita uma avaliação do coeficiente de performance, demonstrando que este fica na faixa dos equipamentos comerciais (2,6 na média anual).

Na avaliação do custo operacional, foi estabelecida uma competitividade com o uso do gás liquefeito de petróleo, em aquecedores de passagem.

Na avaliação das efetividades dos trocadores, foi demonstrado que seus valores são baixos, atribuídos a um excesso de área de troca. As incrustações de sujeira não afetam de forma acentuada esta efetividade, podendo os evaporadores trabalharem sem filtros. Considerando que a unidade evaporador foi construída a partir de um condicionador de ar do tipo janela, que vem com os dois trocadores, o excesso de área não implica em um custo adicional ao equipamento. Também, levando em conta que o motor do ventilador e a estrutura do equipamento original está preparada para trabalhar com dois trocadores sua utilização é desejada.

Uma grande área de troca é favorável no que se refere a temperaturas baixas do ar. Com pouca troca de calor por unidade de área a temperatura do ar não baixa muito, acontecendo pouca condensação do vapor d'água contido no ar, o que é observado pelo alto fator de calor sensível. Assim, não existe uma grande tendência ao congelamento da umidade sobre a

superfície das aletas. Isto foi comprovado em uma observação no inverno onde houve congelamento sobre a tubulação entre a válvula de expansão e os evaporadores e não sobre a superfície das aletas.

Na comparação dos resultados do fator de Colburn, com aqueles apresentados por outros autores, foi demonstrado seu baixo valor, indicando que os evaporadores estão trabalhando com folga no que se refere a troca de calor.

Na avaliação do coeficiente de convecção externo foi mostrado que este apresenta um valor baixo, atribuído a excessiva área de troca externa, já que a efetividade média externa apresenta um valor elevado

Quanto ao coeficiente de contato, foi demonstrado que este apresenta um valor alto, se comparado ao coeficiente de convecção externo, atribuindo-se assim, o problema da troca de calor ao lado externo do evaporador

Foi demonstrado que o excesso de área não altera a condição normal de funcionamento do refrigerante dentro dos tubos, em parte, devido ao funcionamento dos estágios das válvulas solenóides. Assim não existe risco ao funcionamento do compressor.

Como observação final, foi demonstrado que um dos evaporadores apresenta baixo uso efetivo, sendo o problema atribuído a baixa vazão de refrigerante.

## **6.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**

- Desenvolver um programa computacional que faça uma avaliação completa de trocadores com mudança de fase no interior dos tubos, incluindo a determinação da temperatura da superfície através dos dados psicrométricos.
- Construir uma bancada para a avaliação experimental de trocadores aletados. Esta bancada deve possuir um sistema de aquisição computadorizado, medição de todos os pontos importantes com boa precisão, incluindo a vazão de fluido interno. O fenômeno da troca de calor interno deve acontecer com mudança de fase, possibilitando utilizar refrigerantes alternativos.
- Remodelar a B.C., retirando as válvulas solenóides e recolocando o tubo capilar, objetivando a diminuição do custo do equipamento. O controle da troca de calor no evaporador pode ser feita com a variação da velocidade do ar.
- Estudar uma maneira de equilibrar a vazão de refrigerante entre os dois evaporadores, a fim de melhor distribuir a troca de calor.
- Estudar os condensadores a fim de estabelecer seu melhor funcionamento.

- Avaliar a possibilidade de utilizar a B.C. residencial como aquecedor de passagem, assim como é feito nas instalações de aquecimento de piscinas.
- Avaliar a possibilidade de construir uma bomba de calor que possa ser introduzida facilmente no mercado. Para tal utilizar uma unidade condensadora de equipamentos split ou de geladeira comercial, de pequeno porte e fácil instalação, transformando-a em unidade evaporadora. Utilizar tubo capilar na expansão e desenvolver um condensador que possa substituir as resistências elétricas de Boilers, sem alteração nos mesmos. Introduzir o uso de um refrigerante alternativo, como o GLP. Conseguindo fazer funcionar tal equipamento, desenvolver um manual simples que possa difundir a utilização da B.C.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2001. **“ASHRAE Handbook: Fundamentals”** Atlanta.

Bandarra Filho, E.P., 1997. **“Estudo da transferência de Calor em Ebulição Convectiva de Refrigerantes Halogenados em Tubos Horizontais”** Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos – USP.

Bansal, P.K., Purkayastha, B., 1998. **“An NTU- $\epsilon$  model for alternative refrigerants”** International Journal of Refrigeration, vol. 21, Num. 5, pp.381-397.

Bejan, A., 1995. **“Convection Heat Transfer”** John Wiley & Sons, Inc.

Bilen, K., Akyol, U., Yapici, S., 2001. **“Heat transfer and friction correlations and thermal performance analysis for a finned surface”** Energy Conversion & Management, vol. 42, pp.1071-1083.

Chen, Z.Q., Ren, J.X., 1988. **“Effect of fin spacing on the heat transfer and pressure drop of a two-row plate fin and tube heat exchanger”** International Journal of Refrigeration, vol. 11, pp.456-460.

Clark, M.C., Gir, S., 1996. **“Annual Operation Expense for Residential Water Heaters with and without a Pollution Penalty Factor”** Applied Energy, vol. 54, Num. 1, pp.57-65.

ESDU 86018, 1991 **“Engineering Science Data Unit 86018 with Amendment A”** ESDU International plc, London, pp.92-107.

Elmahdy, P.E., Biggs, E.H., 1979 **“Finned tube heat exchangers: correlation of dry surface data”** ASHRAE Transactions, vol. 85 Part 2, pp.1262-273.

Elmahdy, A.H., Mitalas, G.P., 1977a **“A Simple Model for Cooling and Dehumidifying Coils for Use in Calculating Energy Requirements for Buildings”** ASHRAE Transactions, vol. 83 Part 2, pp.103-117.

Elmahdy, A.H., Mitalas, G.P., 1977b **“Fortran IV Program to Simulate Cooling and Dehumidifying Finned Tube Multi-Row Heat exchangers”** Division of Building Research Computer Program N° 43, Nation Research Council of Canada.

EnergyPlus Manual, 2001, University of Illinois, University of California, Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, U.S. Department of Energy

Gardner, K.A., 1945 **“Efficiency of Extended Surfeca”** Trans. ASME, vol. 67, pp. 621-631

Gray, D.L., Webb, R.L., 1986. **“Heat transfer and friction correlations for plate finned-tube heat exchangers having plain fins”** Proc. 8th Heat Transfer Conference, pp.2745-2750.

Harnish, J.R., 1959. **“Design and Use of Heat Pump”** Air Conditioning, Heating and Ventilating.

Holman, J.P., 1983. **“Transferência de Calor”** McGraw-Hill Book.

Jang, J.Y., Chen, L.K., 1997. **“Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in a three-dimensional wavy-fin and tube heat exchanger”** International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 40, pp.3981-3990.

Jubran, B.A., Hamdan, M.A., Abdualh, R.M., 1993 **“Enhanced heat transfer, missing pin, and optimisation for cylindrical pin fin arrays”** ASME Journal Heat Transfer, vol. 115, pp. 576-583

Kang, H.C., Kim, M.H.,1999. **“Effect of strip location on the air-side pressure drop and heat transfer in strip fin-and-tube heat exchanger”** International Journal of Refrigeration, vol. 22, pp.302-312.

Madi, M.A., Johns, R.A., Heikal, M.R.,1998. **“Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers”** International Journal of Refrigeration, vol. 21, num. 7, pp.507-517.

McQuiston, F.C., Parker, J.D., 1994. **“Heating Ventilating and Air Conditioning”** 4<sup>th</sup> ed. Jon Wiley, Nova Iorque, Capítulo 14, pp. 571.

McQuiston, F.C., Tree, D.R., 1971. **“Heat transfer and friction data for two fin-and-tube surfaces”** Journal Heat Transfer, vol. 93, pp.249-250.

Méndez, R.R., Sen, M., Yang, K.T., McClain, R., 2000. **“Effect of fin spacing on convection in plate fin and tube heat exchanger”** International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, pp.39-51.

Rich, D.G., 1975 **“The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat”** ASHRAE Transactions, vol. 81 Part 1, pp.307-317.

Rich, D.G., 1973 **“The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi row, plate-and-fin heat exchangers”** ASHRAE Transactions, vol. 79 Part 2, pp.137-145.

Schmidt, T.E., 1949. **“Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces”** Refrigerating Eng., April, pp.351-357.

Sonntag; R.E., Borgnakke; C., Wylen, G.J.V., 1998. **“Fundamentos da Termodinâmica”** Edgar Blücher LTDA.

Torikoshi, K., Xi, G., 1995. **“A numerical study of flow and thermal fields in finned tube heat exchangers (effect of the tube diameter)”** ASME HTD, vol. 317, num. 1, pp.453-458.

Torikoshi, K., Xi, G., Nakazawa, Y., Asano, H., 1994. **“Flow and heat transfer performance of a plate-fin and tube heat exchanger (1<sup>st</sup> report: effect of fin pitch)”** 10<sup>th</sup> International Heat Transfer conference , paper 9-HE-16, pp.411-416.

Wang, C.C., Chi, K.Y., 2000a. **“Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube exchangers , part I: new experimental data”** International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, pp.2681-2691.

Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, C.J., 2000b. **“Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube exchangers , part II: Correlation”** International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, pp.2693-2700.

Wang, C.C., Lin, Y.T., Lee, C.J., 2000c. **“Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube exchangers in wet conditions”** International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, pp.3443-3452.

Wang, C.C., Chang, J.Y., Chiou, N.F., 1999a. **“Effects of Waffle Height on Air-Side Performance of Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers”** Heat Transfer Engineering, vol. 20, pp.45-56.

Wang, C.C., Lee, C.J., Chang, C.T., Lin, S.P., 1999b. **“Heat transfer and friction correlation for compact fin-and-tube heat exchangers , part I: new experimental data”** International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 42, pp.1945-1956.

Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, Y.J., Chang, Y.P., 1998a. **“ An experimental study of heat transfer and friction characteristics of typical louver fin-and-tube heat exchanger”** International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 41, pp.817-822.

Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, Y.J., Chang, Y.P., 1998b. **“ Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchangers, with and without hydrophilic coating”** International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 41, pp. 3109-3120.

Wang, C.C., Fu, W.L., Chang, C.T., 1997. **“Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers”** Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 14, pp.174-186.

Wang, C.C., Chang, Y.T., Hsieh, Y.C., Lin, Y.T., 1996. **“Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube-heat exchangers having plane fins”** International Journal of Refrigeration, vol. 19, num. 4, pp.223-230.

Wang, C.C., Fu, W.L., Chang, C.T., 1995. **“Fined tube heat exchangers: wavy fin geometry”**  
Proceedings of the Asia Pacific Conference on Built Environment, vol. 1, Singapore, June 1-3,  
pp.194-204.

Zoghbi Filho, J.R.B., Jabardo, J.M.S., 2000. **“Avaliação Experimental do Desempenho  
Térmico de Condensadores Resfriados a Ar de Distintas Configurações”** Anais do 8º  
Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas - ENCIT 2000.

## ANEXO I

É preciso indicar os tipos de sensores que foram utilizados e suas principais características. Assim segue uma referência aos sensores e a calibração efetuada nos NTC's (Negative Temperature Coefficient).

Para a medição das temperaturas foram utilizados dois tipos de sensores: Na medição das temperaturas do ar foram utilizados sensores do tipo LM35DZ (saída de  $100 \text{ mV}/^{\circ}\text{C}$ , precisão de  $\pm 0.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ), que acoplados a uma caixa seletora manual, de dez canais, possibilitava a leitura em um multímetro. Tais sensores apresentam um sinal de saída em milivolts que já indica o valor da temperatura diretamente no multímetro. Para a medição das temperaturas do refrigerante, foram utilizados NTC's. A curva do sensor é uma exponencial, onde os coeficientes precisam ser determinados para cada sensor

A utilização de NTC's para a medição de temperatura, embora de boa precisão, não é de grande aceitação. Isto acontece pela necessidade da extensa calibração, mas se considerado o custo do sensor, sua utilização se torna bastante atraente.

A calibração dos NTC's foi feita no intervalo de  $-11$  a  $95 \text{ }^{\circ}\text{C}$  com um termômetro de  $0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$  de precisão aferido pelo instituto alemão PTB. Foram tomados os dados a cada grau, no intervalo descrito.

A curva do NTC é dada pela seguinte exponencial:

$$R = R_0 e^{b \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right)}, \quad (\text{A.1})$$

onde  $R$  representa a resistência elétrica em Ohm,  $T$  a temperatura em Kelvin, o subíndice  $0$  se refere ao valor de referência e  $b$  é uma constante do material. A temperatura de referência assume um valor de  $298,15 \text{ K}$ , para todos os sensores, e a resistência de referência é função de cada sensor.

A equação A.1 também pode ser escrita da seguinte forma:

$$\ln \left( \frac{R}{R_0} \right) = b \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right). \quad (\text{A.2})$$

Isolando a temperatura, já que esta é função da resistência que foi medida:

$$\frac{1}{T} = -\frac{\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)}{b} + \frac{1}{T_0} \quad (\text{A.3})$$

Linearizando a equação A.3, de forma a considerar o termo a esquerda como sendo  $y$  e o termo  $\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)$  como a declividade da reta, pode-se fazer um gráfico da equação, que é mostrado na figura A.1., para um dos sensores. Nesta figura os círculos representam os dados experimentais e a reta uma linha de referência para o ajuste experimental.

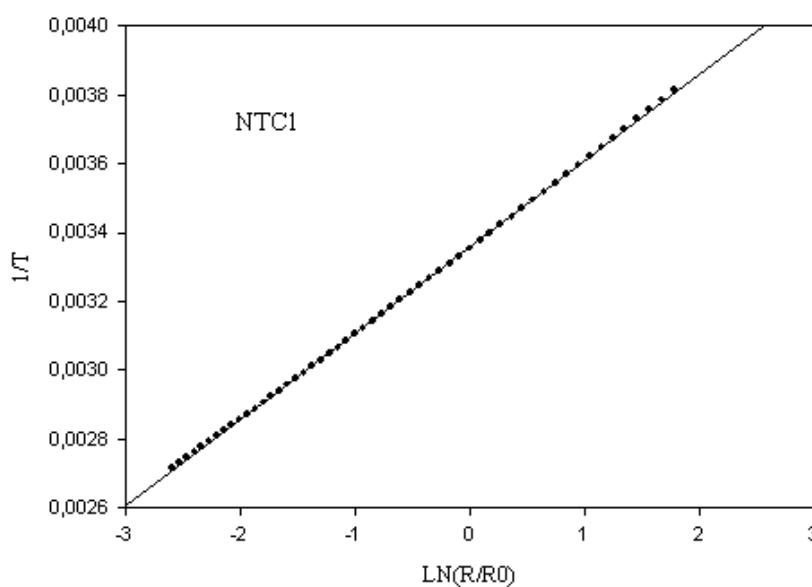


Figura A.3. Curva da equação A1 com os dados experimentais para o NTC1.

Confirmado que, com os dados experimentais, a equação A.3 resulta realmente em uma reta, pode-se determinar os coeficientes para a equação. Para tanto utiliza-se a seguinte montagem da equação A.3:

$$y = \frac{1}{b}x + \frac{1}{T_0}, \quad (\text{A.4})$$

ou ainda

$$y = ax + y_0. \quad (\text{A.5})$$

Fazendo a regressão linear, encontra-se os seguintes coeficientes para os sensores:

Tabela A.1. Coeficientes de regressão linear para os NTC's.

SENSOR	a	$y_0$	$R_0$ [ $k\Omega$ ]
NTC1	2,499e-4	3,358e-3	5,19
NTC2	2,505e-4	3,357e-3	5,04
NTC3	2,506e-4	3,358e-3	5,05
NTC4	2,503e-4	3,357e-3	5,08
NTC5	2,502e-4	3,358e-3	5,02
NTC6	2,508e-4	3,358e-3	5,13
NTC7	2,508e-4	3,358e-3	5,22
NTC8	2,500e-4	3,358e-3	5,20
NTC9	2,508e-4	3,358e-3	5,11
NTC10	2,498e-4	3,358e-3	5,33

A partir da equação A.5 e dos coeficientes da tabela A.1, foi desenvolvido um novo programa para conversão da resistência lida para a temperatura medida. Em ambos os sensores as medidas foram feitas com um multímetro da Minipa, modelo ET-2002.

A corrente do compressor foi medida com um multímetro de alicate da Minipa, modelo ET-3000, que foi aferido na faixa de 4,0 a 4,7 A com um multímetro da marca Voltcraft, modelo VC150, com uma precisão de  $\pm 0,14$  A.

As pressões foram medidas com dois tipos de manômetros Famabras. Um na faixa manométrica de -206 a 827 kPa (-30 a 120 psig), com resolução de 7 kPa (1 psig) e outro na faixa de 0 a 3,45MPa (0 a 500 psig) com resolução de 34 kPa (5 psig, 0,34 atm). Como o fabricante não forneceu o valor do erro de cada manômetro, foi assumido ser igual ao da última casa decimal da resolução.

As velocidades do ar foram medidas com um anemômetro de hélices da marca AirFlow, modelo D-5308. Da mesma forma como nos manômetros, o fabricante contatado, não forneceu os dados técnicos. Assim foi assumida uma precisão igual à resolução do equipamento, ou seja, para uma faixa de velocidades de 0 a 5 m/s uma precisão de 0,1.

Os sensores de temperatura foram encapsulados em tubos de cobre com 5 cm de comprimento e fechados com cola de silicone, para impedir a entrada de água.



## ANEXO II

Tabela dos dados psicrométricos do evaporador pequeno no verão, utilizados para gerar a figura 5.2.

Experimento		Temperatura de Bulbo Seco [°C]	Temperatura de Bulbo Úmido [°C]	Temperatura da Superfície
1	Entrada	28,8	20,6	14,2
	Saída	20,5	17,3	
2	Entrada	30,5	22,0	16,0
	Saída	21,8	18,6	
3	Entrada	31,0	23,9	17,0
	Saída	23,9	20,9	
4	Entrada	27,4	20,5	15,0
	Saída	19,9	17,4	
5	Entrada	25,1	17,7	10,6
	Saída	17,1	14,0	
6	Entrada	29,2	20,0	15,1
	Saída	19,9	16,4	
7	Entrada	24,1	18,5	11,6
	Saída	17,3	15,0	
8	Entrada	26,2	19,8	13,6
	Saída	18,9	16,4	
9	Entrada	26,0	21,1	16,6
	Saída	19,8	17,9	
10	Entrada	26,2	20,1	14,6
	Saída	19,4	17,0	
11	Entrada	26,2	20,1	14,6
	Saída	19,4	17,0	

## ANEXO III

Tabela dos dados psicrométricos dos evaporadores pequeno e grande no inverno, utilizados para gerar as figuras 5.3 e 5.4. A condição de entrada é a mesma para os dois evaporadores.

Experimento		Temperatura de Bulbo Seco [°C]	Temperatura de Bulbo Úmido [°C]	Temperatura da Superfície
1	Entrada	19,6	17,6	
	Saída (evaporado pequeno)	16,4	15,6	13,8
	Saída (evaporador grande)	18,4	17,1	16,1
2	Entrada	19,8	17,7	
	Saída (evaporado pequeno)	17,0	16,0	14,1
	Saída (evaporador grande)	18,1	17,0	15,8
3	Entrada	19,0	17,4	
	Saída (evaporado pequeno)	16,4	15,6	12,6
	Saída (evaporador grande)	17,6	16,7	14,7
4	Entrada	9,7	6,3	
	Saída (evaporado pequeno)	6,2	4,4	1,4
	Saída (evaporador grande)	8,7	5,8	1,7
5	Entrada	10,3	6,9	
	Saída (evaporado pequeno)	7,0	5,1	2,9
	Saída (evaporador grande)	8,6	6,1	3,2
6	Entrada	11,4	7,5	
	Saída (evaporado pequeno)	8,2	5,7	1,6
	Saída (evaporador grande)	9,5	6,6	3,7
7	Entrada	12,0	8,0	
	Saída (evaporado pequeno)	8,2	6,0	3,0
	Saída (evaporador grande)	11,2	7,6	4,0
8	Entrada	12,5	8,3	
	Saída (evaporado pequeno)	8,6	6,3	3,4
	Saída (evaporador grande)	10,8	7,5	4,3

Experimento		Temperatura de Bulbo Seco [°C]	Temperatura de Bulbo Úmido [°C]	Temperatura da Superfície
9	Entrada	17,6	13,3	
	Saída (evaporado pequeno)	13,6	11,2	7,6
	Saída (evaporador grande)	16,9	13,02	10,3
10	Entrada	17,5	13,1	
	Saída (evaporado pequeno)	13,3	11,0	8,0
	Saída (evaporador grande)	16,2	12,58	10,0
11	Entrada	17,7	13,1	
	Saída (evaporado pequeno)	13,5	11,2	9,0
	Saída (evaporador grande)	16,0	12,41	9,6
12	Entrada	18,8	16,7	
	Saída (evaporado pequeno)	15,4	14,9	14,2
	Saída (evaporador grande)	18,2	16,4	13,8
13	Entrada	18,9	16,7	
	Saída (evaporado pequeno)	15,9	15,1	14,1
	Saída (evaporador grande)	17,8	16,1	13,7
14	Entrada	19,1	16,8	
	Saída (evaporado pequeno)	16,1	15,2	14,1
	Saída (evaporador grande)	17,8	16,1	13,0
15	Entrada	15,0	11,9	
	Saída (evaporado pequeno)	11,6	10,0	7,6
	Saída (evaporador grande)	14,4	11,6	8,6
16	Entrada	14,8	11,7	
	Saída (evaporado pequeno)	11,3	9,8	7,0
	Saída (evaporador grande)	13,8	11,2	8,5
17	Entrada	14,8	11,8	
	Saída (evaporado pequeno)	11,5	10,0	8,0
	Saída (evaporador grande)	13,5	11,2	9,2

Experimento		Temperatura de Bulbo Seco [°C]	Temperatura de Bulbo Úmido [°C]	Temperatura da Superfície
18	Entrada	15,8	13,6	
	Saída (evaporado pequeno)	12,7	11,8	10,4
	Saída (evaporador grande)	14,4	12,9	10,4
19	Entrada	15,8	13,7	
	Saída (evaporado pequeno)	12,9	11,9	10,0
	Saída (evaporador grande)	14,3	12,8	11,0
20	Entrada	15,9	13,8	
	Saída (evaporado pequeno)	13,1	12,0	9,6
	Saída (evaporador grande)	14,3	12,9	11,3
21	Entrada	15,8	13,7	
	Saída (evaporado pequeno)	13,1	12,1	10,2
	Saída (evaporador grande)	14,4	13,1	12,0
22	Entrada	16,1	14,2	
	Saída (evaporado pequeno)	13,7	12,0	11,6
	Saída (evaporador grande)	14,4	13,0	11,9
23	Entrada	16,4	14,7	
	Saída (evaporado pequeno)	13,9	13,1	12,2
	Saída (evaporador grande)	15,2	14,0	11,9