

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS  
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**OTIMIZAÇÃO DE UM CONDICIONADOR DE AR DO TIPO SPLIT COM VAZÃO  
VARIÁVEL DE REFRIGERANTE**

**FELIPE OSMAR BERWANGER BROCHIER**

**Dissertação de Mestrado**

**São Leopoldo, fevereiro de 2014**

OTIMIZAÇÃO DE UM CONDICIONADOR DE AR DO TIPO SPLIT COM VAZÃO  
VARIÁVEL DE REFRIGERANTE

Felipe Osmar Berwanger Brochier

Engenheiro Mecânico

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio  
dos Sinos - UNISINOS como pré-requisito parcial para  
a obtenção do título de Mestre em Engenharia  
Mecânica

Orientador: Prof<sup>ª</sup>. Dr<sup>ª</sup>. Maria Luiza Sperb Indrusiak

Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander

Banca Examinadora:

Prof. Jacqueline Biancon Copetti  
Prof. Conrad Yuan Yuen Lee  
Prof. José Vicente Canto dos Santos

São Leopoldo, fevereiro de 2014

Dedico este trabalho à minha família,  
em especial aos meus pais, Celso e Beatriz.

## AGRADECIMENTOS

Jamais teria sido possível realizar este trabalho sem o apoio e auxílio de algumas pessoas. Em algumas poucas palavras, porém sinceras, agradeço de toda a alma às seguintes pessoas:

Aos meus pais, pelo amor incondicional e por terem me dado a orientação educacional necessária desde minha infância para que fosse possível alçar vôos maiores.

Aos meus orientadores, Maria Luiza e Paulo Wander, por terem compartilhado seus conhecimentos e atendido às minhas dúvidas inclusive em seus horários de descanso.

Às minhas irmãs Bethania e Mariana que, por terem vivido suas experiências acadêmicas anteriores à minha, puderam me emprestar seus conhecimentos.

Ao meu cunhado Vinícius e minha afilhada Luiza, de muita luz, que me acompanhou enquanto ainda estava na barriga da mãe, inclusive durante a defesa deste trabalho.

Aos meus amigos, por terem entendido a minha ausência e me apoiado nos momentos em que o necessário era justamente perder o foco e ventilar as idéias.

À empresa Midea Carrier por ter literalmente bancado integralmente meus estudos.

E por fim, aos colegas de curso e empresa pelo apoio e amizade.

*"Porque respeito e hombridade só os buenos têm por regalo."*

*(Rogério Villagran)*

## RESUMO

Este trabalho tem como objetivo otimizar o custo operacional dependente dos parâmetros de vazão de ar do condensador, número de aletas e de circuitos do condensador, frequência do compressor e parâmetros do dispositivo de expansão de um sistema de um condicionador de ar do tipo *split hiwall* unitário com vazão variável de refrigerante (VRV). Para a otimização foram consideradas as frequências de ocorrência de quatro condições de temperatura do ambiente externo na cidade de Porto Alegre. O condicionador de ar abordado neste trabalho troca calor utilizando um ciclo de compressão de vapor de simples estágio, tendo como fluido de trabalho o refrigerante R-410A. O sistema completo, composto de um compressor, um condensador, um evaporador e tubo capilar, foi modelado analiticamente utilizando o software EES (*Engineering Equation Solver*) e ajustado de acordo com testes realizados em calorímetro. Para a otimização, um algoritmo genético foi programado no próprio EES. Após a otimização do custo operacional em função dos parâmetros físicos de projeto, o COP aumentou em até 12 % na condição de ar externo a 35 °C. A otimização em função dos parâmetros de controle mostrou aumento ainda mais significativo do COP do sistema. Também é feita uma comparação entre os valores de COP de um sistema de vazão constante de ar e refrigerante e um sistema com vazão variável de ar e refrigerante.

Palavras-chave: R-410A. VRV. Algoritmo genético. Otimização. Modelamento.

## ABSTRACT

This work aims to optimize the operational cost of an air conditioning system with variable refrigerant flow (VRF). The cost is dependent of the following parameters: condenser air flow, number of condenser fins and circuits, compressor frequency and the expansion device. The optimization considered the frequencies of occurrence of four distinct ambient temperatures in the city of Porto Alegre. The air conditioner presented in this work exchange heat using a single stage vapor compression cycle, with the refrigerant R-410A as the working fluid. The complete system comprises a compressor, a condenser, an evaporator and a capillary tube and was analytically modeled using the EES (Engineering Equation Solver) software. The parameters were fitted according to results obtained in a calorimeter and for optimization, a genetic algorithm was programmed using the same software. After the optimization of the operational cost as a function of the project parameters, the COP was raised up to 12% in external ambient air at 35 °C. The optimization of the operational cost as a function of the control parameters showed even a more significant system COP raise. A comparison between the COP of a constant air and refrigerant flow system and a variable air and refrigerant flow system was also performed.

Keywords: R-410A. VRF. Genetic algorithm. Optimization. Modeling.

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Características gerais do Evaporador. ....	33
Tabela 3.2 - Características gerais do Condensador. ....	33
Tabela 3.3 - Coeficientes ajustados para as equações de capacidade e potência do compressor. ....	35
Tabela 3.4 – Condições de temperatura do ar nas simulações. ....	39
Tabela 3.5 - Condições de temperatura para ensaio de calorimetria. ....	41
Tabela 3.6 - Distribuição de temperaturas ao longo de 2012 e pesos para Porto Alegre. ....	42
Tabela 3.7 - Carga térmica demandada em função da TBS do ambiente externo. ....	43
Tabela 4.1 - Parâmetros físicos construtivos otimizados. ....	49
Tabela 4.2 - Resultados da otimização dos parâmetros físicos construtivos. ....	50
Tabela 4.3 - Resultados da otimização dos parâmetros de controle. ....	52



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Ciclo frigorífico ideal por compressão de vapor. ....	3
Figura 2.2 - Mapa de padrões de escoamento proposto por Wojtan et al. (2005a). ....	9
Figura 2.3 - Escoamento anular com configuração parcialmente seca. ....	10
Figura 2.4 - Distribuição de temperaturas em um condensador. ....	16
Figura 2.5 - Corte de um trocador de calor com aletas planas com venezianas. ....	18
Figura 2.6 - Vista ampliada da seção do trocador tubo-aleta. ....	24
Figura 2.7 - Vista em corte da aleta plana com venezianas. ....	25
Figura 2.8 - Processo de expansão isoentálpica. ....	27
Figura 2.9 - Primeira etapa do cruzamento: seleção de sequências para acasalamento. ....	31
Figura 2.10 - Segunda etapa do cruzamento: troca de caracteres entre duas sequências. ....	31
Figura 3.1 - Curvas de desempenho do compressor. ....	34
Figura 3.2 - Fluxograma do processo de simulação. ....	40
Figura 4.1 - Capacidade frigorífica em função da frequência do compressor e das condições de entrada do ar no condensador. ....	46
Figura 4.2 - Potência elétrica em função da frequência do compressor. ....	47
Figura 4.3 - COP em função da variação da temperatura do ambiente externo e da frequência do compressor. ....	48
Figura 4.4 - Dispersão dos resultados a cada geração. ....	49
Figura 4.5 - Capacidade frigorífica versus temperatura de condensação com os parâmetros físicos construtivos otimizados. ....	50
Figura 4.6 - Potência versus temperatura de ar exterior após a otimização. ....	51
Figura 4.7 - COP versus temperatura de ar exterior após a otimização. ....	51
Figura 4.8 - Curva de capacidade frigorífica versus demanda de carga térmica. ....	53
Figura 4.9 - Comparativo da potência entre a otimização dos parâmetros físicos construtivos e dos parâmetros de controle da operação. ....	54
Figura 4.10 - Comparativo do COP entre a otimização dos parâmetros físicos construtivos e a otimização dos parâmetros de controle. ....	54

## LISTA DE SÍMBOLOS

- $A_c$  - área mínima de escoamento [m<sup>2</sup>]  
 $A_f$  - área de superfície da aleta [m<sup>2</sup>]  
 $A_i$  - área da superfície interna [m<sup>2</sup>]  
 $A_L$  - área de seção da fase líquida [m<sup>2</sup>]  
 $A_{LD}$  - área de seção adimensional da fase líquida  
 $A_o$  - área total de superfície [m<sup>2</sup>]  
 $A_t$  - área da superfície externa do tubo [m<sup>2</sup>]  
 $A_V$  - área de seção da fase vapor [m<sup>2</sup>]  
 $A_{VD}$  - área de seção adimensional da fase vapor  
 $C_{min}$  - capacidade térmica mínima [W/K]  
 $COP$  - Coeficiente de rendimento  
 $C_p$  - capacidade térmica [W/K]  
 $c_p$  - calor específico à pressão constante [J/(kg K)]  
 $D$  - diâmetro [m]  
 $D_c$  - diâmetro do colar [m]  
 $D_h$  - diâmetro hidráulico [m]  
 $\dot{E}_{adm}$  - taxa de energia admitida no sistema [W]  
 $\dot{E}_{sai}$  - taxa de energia que sai do sistema [W]  
 $f$  - fator de fricção de Darcy  
 $F$  - frequência [Hz]  
 $F_p$  - passo da aleta [mm]  
 $Fr$  - número de Froude  
 $g$  - aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>]  
 $G$  - velocidade mássica [kg/(s m<sup>2</sup>)]  
 $h$  - coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m<sup>2</sup>]  
 $h_d$  - coeficiente de transferência de massa [kg/(m<sup>2</sup> s)]  
 $h_L$  - altura de líquido [m]  
 $h_{LD}$  - altura adimensional de líquido  
 $i$  - entalpia específica [J/kg]  
 $i_{fg}$  - calor latente de vaporização [J/kg]  
 $Ja$  - número de Jakob  
 $k$  - condutividade térmica [W/(m K)]

$L$  - comprimento [m]  
 $Le$  - razão  $h_c$  e  $h_d C_p$   
 $L_{cap}$  - comprimento do tubo capilar [m]  
 $L_h$  - altura da veneziana [m]  
 $L_p$  - passo da veneziana [m]  
 $M$  - massa molar [g/mol]  
 $\dot{m}$  - vazão mássica [kg/s]  
 $N$  - número de fileiras de tubos  
 $N_{cir}$  - número de circuitos  
 $N_f$  - número de aletas  
 $NTU$  - número de unidades de transferência  
 $Nu$  - número de Nusselt  
 $p$  - pressão [Pa]  
 $p_t$  - pressão total do ventilador [Pa]  
 $p_d$  - pressão dinâmica [Pa]  
 $p_e$  - pressão estática [Pa]  
 $p_c$  - pressão crítica [Pa]  
 $P_i$  - perímetro de interface [m]  
 $P_{iD}$  - perímetro de interface adimensional  
 $P_l$  - passo dos tubos na direção longitudinal [m]  
 $P_L$  - perímetro molhado [m]  
 $P_{LD}$  - perímetro molhado adimensional  
 $Pr$  - número de Prandtl  
 $p_r$  - pressão reduzida  
 $P_t$  - passo dos tubos na direção transversal [m]  
 $P_V$  - perímetro em contato com vapor [m]  
 $P_{VD}$  - perímetro adimensional em contato com o vapor  
 $q$  - capacidade frigorífica [W]; taxa de transferência de calor [W]; fluxo de calor [W/m<sup>2</sup>]  
 $q_{cat}$  - capacidade frigorífica de catálogo [W]  
 $r$  - raio do tubo incluindo a espessura do colarinho [m]  
 $Re$  - número de Reynolds  
 $R_{eq}$  - raio equivalente ao de uma aleta circular [m]  
 $T$  - temperatura [°C]  
TBS - temperatura de bulbo seco [°C]  
TBU - temperatura de bulbo úmido [°C]

$T_{cd}$  - temperatura de saturação de condensação [°C]  
 $T_{ev}$  - temperatura de saturação de evaporação [°C]  
 $U$  - coeficiente global de transferência de calor [W/(m<sup>2</sup> K)]  
 $V_e$  - velocidade de entrada do fluido [m/s]  
 $V_s$  - velocidade de saída do fluido [m/s]  
 $\dot{V}$  - vazão volumétrica [m<sup>3</sup>/s]  
 $v$  - volume específico [m<sup>3</sup>/kg]  
 $w$  - potência [W]  
 $w_{adm}$  - potência admitida no sistema [W]  
 $We$  - número de Weber  
 $x$  - título de vapor do refrigerante  
 $X_L$  - parâmetro geométrico [m]  
 $X_M$  - parâmetro geométrico [m]  
 $X_{tt}$  - parâmetro de Martinelli  
 $Y$  - fator de multiplicação  
 $z_e$  - nível ou altura da entrada do fluido [m]  
 $z_s$  - nível ou altura da saída do fluido [m]

#### *Símbolos Gregos*

$\Gamma$  - vazão mássica por unidade de largura do tubo [kg/(s m)]  
 $\delta$  - espessura do filme de líquido [m]  
 $\varepsilon$  - efetividade do trocador; erro de referência  
 $\eta$  - eficiência da aleta  
 $\eta_o$  - eficiência de superfície  
 $\theta$  - ângulo do perímetro do tubo, ângulo da veneziana [rad]  
 $\mu$  - viscosidade dinâmica [N s/m<sup>2</sup>]  
 $\zeta$  - fator de fricção  
 $\rho$  - massa específica [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\sigma$  - tensão superficial [N/m]; desvio padrão; razão de contração da área de seção  
 $\varphi$  - inclinação do tubo com relação à horizontal [rad]

#### *Sub-índices*

$abs$  - absorvido  
 $2\varphi$  - referente ao fluido bifásico

*bal* - referente ao balanço de energia  
*c* - condensação  
*cd* - condensação; lado do condensador  
*crit* - crítico  
*de* - referente ao fim da transição  
*di* - referente ao início da transição  
*dry* - referente ao padrão de escoamento seco  
*e* - evaporação  
*ev* - evaporação; lado do evaporador  
*f* - fluido, fonte fria  
*L* - referente à fase líquida  
*l* - referente à fase líquida  
*m* - médio  
*max* - máximo  
*min* - mínimo  
*q* - fonte quente  
*r* - refrigerante  
*strat* - referente ao padrão de escoamento estratificado  
*v* - referente à fase vapor  
*W* - parede  
*wavy* - referente ao padrão de escoamento ondulado  
 $\beta$  - expoente na correlação de Kedzierski e Gonçalves (1999)

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	1
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	3
<b>2.1 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor</b> .....	3
<b>2.2 Compressão</b> .....	4
<b>2.3 Condensação</b> .....	5
<b>2.4 Ebulição</b> .....	8
<b>2.6 Dessuperaquecimento, subresfriamento e superaquecimento</b> .....	16
<b>2.7 Modelos de transferência de calor dos trocadores de calor tipo tubo-aleta</b> .....	17
2.7.1 Condensador tubo-aleta .....	17
2.7.2 Evaporador tubo aleta.....	22
<b>2.8 Queda de pressão lado ar do condensador</b> .....	23
<b>2.9 Dispositivo de expansão</b> .....	25
2.9.1 Tubo capilar .....	25
<b>2.9 Refrigerante R-410A</b> .....	27
<b>2.10 Métodos Metaheurísticos de Otimização</b> .....	28
2.10.1 Algoritmo Genético .....	30
<b>3 METODOLOGIA</b> .....	33
<b>3.1 Características construtivas dos trocadores de calor</b> .....	33
<b>3.2 Compressor</b> .....	34
<b>3.3 Condensador</b> .....	36
<b>3.4 Evaporador</b> .....	36
<b>3.5 Tubo Capilar</b> .....	37
<b>3.6 Ventilador</b> .....	37
<b>3.6 Simulação do sistema</b> .....	38
<b>3.7 Medições em calorímetro balanceado</b> .....	41
<b>3.8 Função objetivo</b> .....	41
<b>3.9 Parâmetros de Controle</b> .....	44
<b>4 RESULTADOS</b> .....	45
<b>4.1 Resultados para verificação dos modelos</b> .....	45
4.1.1 Capacidade frigorífica na condição original .....	45
4.1.2 Potência elétrica original .....	46
4.1.3 COP original .....	47

<b>4.2 Resultados da otimização.....</b>	<b>48</b>
4.2.1 Otimização dos parâmetros físicos construtivos.....	48
4.2.2 - Otimização dos parâmetros de controle .....	51
<b>5 CONCLUSÃO.....</b>	<b>55</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>57</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O objetivo deste trabalho é otimizar o custo operacional de um sistema de um condicionador de ar do tipo *split hiwall* de 2638 W com vazão variável de refrigerante. Os parâmetros de vazão de ar do condensador, número de aletas do condensador, número de circuitos do condensador e a frequência do compressor serão as variáveis dependentes da função objetivo, considerando-se quatro temperaturas do ambiente externo e suas frequências de ocorrência na cidade de Porto Alegre. Simulações do sistema completo e otimização foram realizadas utilizando-se o software EES (KLEIN, 2013). Durante a operação do sistema os parâmetros de vazão de ar de condensação e frequência do compressor são gerenciados por um controlador parcial integral derivativo, PID. Tais parâmetros variam durante a operação do sistema em função da demanda exigida. Para que o controlador PID selecione os parâmetros corretos para uma dada demanda, os algoritmos de controle buscam os parâmetros de operação para cada demanda em uma tabela que é predefinida com base em resultados de teste e simulação.

Desde a invenção do ar-condicionado moderno, em 1902, que utiliza o ciclo de compressão de vapor para desumidificação e controle de temperatura, sua aplicação vem sendo amplamente difundida, seja para uso comercial, residencial ou industrial.

A aplicação mais disseminada da refrigeração é, sem dúvida alguma, o ar condicionado, embora outras áreas pudessem ser citadas, tais como refrigeração industrial, que inclui o processamento e a conservação de alimentos, a remoção de calor de substâncias em indústrias químicas, de petróleo e petroquímicas e muitas outras aplicações em indústrias de construção e manufatura (STOECKER e JONES, 1985).

Segundo Pereira e de Assis (2013), devido ao aumento da renda e redução da pobreza nas últimas duas décadas, houve um aumento significativo na aquisição de eletrodomésticos no Brasil. Embora este aumento tenha levado a uma melhora significativa na qualidade de vida, as grandes cidades brasileiras têm enfrentado problemas constantes relacionados ao uso de energia. De acordo com os autores, o uso de eletrodomésticos voltados para o lazer e conforto, bem como o consumo de eletricidade relacionado a estes eletrodomésticos, aumentou no período de 2000 a 2007 na cidade de Belo Horizonte, foco do estudo. Ainda assim, o estudo mostra que o consumo de eletricidade relacionado a tais eletrodomésticos ainda é pouco representativo para as famílias do município.



De acordo com a Empresa de Pesquisa Energética (2012), o consumo do setor residencial representou cerca de 10% do consumo total de energia do Brasil, no ano de 2011 e, no período de 2002 a 2011, o consumo per capita de eletricidade do setor residencial aumentou 42,09%. Também aponta que o consumo de energia sobre o Produto Interno Bruto (PIB) diminuiu menos de 2% no período de 2002 a 2011.

Cardoso et al. (2012) estimaram que o consumo anual elétrico dos condicionadores de ar do tipo Janela e *Split*, em 2007, foi de 2899 GWh. Comparando com os dados da Empresa de Pesquisa Energética (2012) no mesmo período, o consumo dos condicionadores de ar do tipo *Split* e Janela representou 0,7% do total de energia elétrica consumida e, se descontado o consumo de energia elétrica do setor industrial, i. e. considerando apenas o setor residencial, comércio e serviços, o consumo dos condicionadores de ar representou 1,3% do total do País.

De qualquer forma, as medidas de melhoramento dos índices de eficiência energética dos eletrodomésticos em geral tem por finalidade reduzir a demanda total da matriz energética do país no curto prazo e, de acordo com Cardoso et al. (2012) teriam sido economizados 322 GWh no Brasil em 2007, somente em ar condicionado.

Entretanto, Herring e Roy (2007) concluíram que adotar produtos mais eficientes sem reduzir o aumento do consumo não causaria grandes diferenças no longo prazo. Pesquisas mostraram que, enquanto se adotam produtos energeticamente eficientes e padrões de sistemas que possam produzir uma redução no consumo de energia no curto prazo (10 a 20%), estas reduções são rapidamente ultrapassadas devido ao aumento nos níveis de consumo, causados por crescimentos anuais modestos (1 a 2%) nas receitas. Desta forma, o aumento da eficiência energética teria como efeito imediato o aumento do poder aquisitivo do consumidor final e não uma redução na demanda por energia. Segundo ELETROBRAS e PROCEL (2013), foram economizados 9,097 GWh de energia elétrica no ano de 2012, somadas todas as linhas de equipamentos contempladas pelo PROCEL, energia esta suficiente para abastecer 4,8 milhões de residências. Desde o ano de 2004 os condicionadores de ar do tipo *Split Hiwall* são contemplados pelo Selo Procel Eletrobras e devem alcançar os limites de consumo de energia e de eficiência energética estabelecidos pelo Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE).

Estes dados mostram que, por mais que se discuta a real eficácia dos programas de conservação de energia adotados pelos governos, é plenamente justificável melhorar a eficiência energética dos equipamentos eletrodomésticos, uma vez que este aumento de eficiência pode melhorar significativamente a qualidade de vida da sociedade em geral, seja aumentando seu poder aquisitivo, seja possibilitando melhor abastecimento energético.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo ideal de compressão de vapor é constituído de quatro processos básicos, Fig. 2.1:

- 1-2 - Compressão isentrópica em um compressor.
- 2-3 - Rejeição de calor a pressão constante em um condensador.
- 3-4 - Expansão em um dispositivo apropriado.
- 4-1 - Absorção de calor a pressão constante em um evaporador.

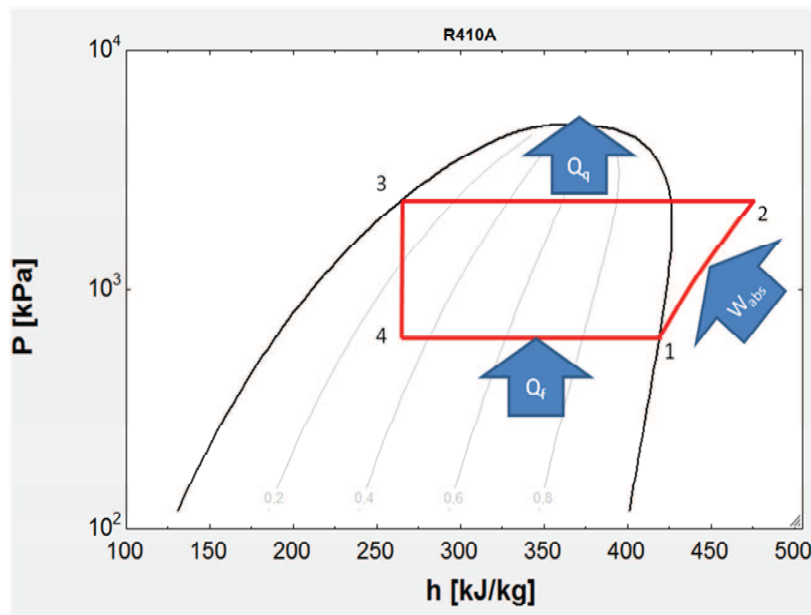


Figura 2.1 - Ciclo frigorífico ideal por compressão de vapor.

Num ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor, o refrigerante entra no compressor no estado 1 como vapor saturado, sendo comprimido isentropicamente até a pressão do condensador, enquanto a temperatura do fluido eleva-se acima do valor do meio ambiente. O refrigerante entra no condensador na fase de vapor superaquecido no estado 2 e sai como líquido saturado no estado 3, resultante da rejeição de calor para a vizinhança. Neste estado, a temperatura do refrigerante é ainda superior à da vizinhança (ÇENGEL e BOLES, 2001).

O refrigerante como líquido saturado no estado 3 é estrangulado até a pressão do evaporador, devido à passagem por uma válvula de expansão ou tubo capilar. Durante este processo, a temperatura do fluido diminui para um valor inferior ao da temperatura do meio arrefecido. O refrigerante entra no evaporador no estado 4 como uma mistura saturada com um valor reduzido de título, sendo totalmente vaporizado, devido à absorção de calor do espaço refrigerado. O fluido sai do evaporador como vapor saturado e entra novamente no compressor, completando o ciclo (ÇENGEL e BOLES, 2001).

O coeficiente de performance do ciclo é descrito na Eq. 2.1:

$$COP = \frac{q}{w_{bal,adm}} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad (2.1)$$

onde  $q$  é a capacidade frigorífica,  $w_{bal,adm}$  é a potência absorvida e  $i_i$  são as entalpias nos pontos correspondentes da Fig. 2.1.

Um ciclo frigorífico real por compressão de vapor difere do ideal em diversas formas, devido principalmente às irreversibilidades que ocorrem nos vários componentes (ÇENGEL e BOLES, 2001). Pode-se descrever, em meio às inúmeras irreversibilidades, a queda de pressão devido à fricção nos trocadores de calor e tubulações de interligação do sistema, bem como trocas de calor para o ambiente nos processos de compressão e expansão.

## 2.2 Compressão

O compressor é o coração do sistema de compressão de vapor (STOECKER e JONES, 1985). O trabalho é fornecido por uma fonte externa através de um eixo e, portanto, o termo do trabalho para compressores é negativo, visto que é realizado sobre o fluido.

Considerando-se o regime como permanente, o balanço de taxa de energia fica da forma da Eq. 2.2:

$$\dot{E}_{adm} - \dot{E}_{sai} = 0 \quad (2.2)$$

onde  $\dot{E}_{adm}$  e  $\dot{E}_{sai}$  são respectivamente as parcelas de taxa de energia admitida e que deixa o sistema.

A relação de balanço de energia para o caso de sistemas abertos operando em regime permanente é da forma da Eq. 2.3.

$$q - w = \dot{m}\Delta i + \dot{E}_c + \dot{E}_p$$

ou

$$q - w = \dot{m} \left[ i_s - i_e + \frac{V_s^2 - V_e^2}{2} + g[z_s - z_1] \right] \quad (2.3)$$

onde  $q$  é a taxa de transferência de calor,  $w$  é a potência,  $\dot{m}$  é a vazão mássica,  $i_s$  e  $i_e$  são respectivamente as entalpias de saída e entrada do sistema,  $V_s$  e  $V_e$  são respectivamente as velocidades do fluido de saída e entrada do sistema,  $g$  é a aceleração da gravidade e  $z_s$  e  $z_e$  são os níveis ou alturas da saída e entrada do sistema.

Pode-se considerar que a energia cinética e potencial são desprezáveis se comparadas à variação de entalpia da entrada para a saída do compressor, desta forma a potência do compressor é apenas função da taxa de calor dissipado pela carcaça do compressor  $q_{sai}$  e do termo que representa a energia interna do sistema dado pelo produto da vazão mássica e da variação de entalpia do fluido, conforme mostra a Eq. 2.4:

$$w_{adm} = q_{sai} + \dot{m}(i_2 - i_1) \quad (2.4)$$

onde  $w_{adm}$  é a potência admitida pelo compressor,  $\dot{m}$  é a vazão mássica do fluido e,  $i_1$  e  $i_2$ , são as entalpias de entrada e saída do compressor, respectivamente.

Segundo Stoecker e Jones (1985), a influência das temperaturas de evaporação e condensação sobre a capacidade de refrigeração e potência necessária ao sistema também se aplica ao compressor e, embora este não possua capacidade de refrigeração em si, é capaz de comprimir uma vazão de refrigerante que permite esta capacidade de refrigeração no evaporador. Um aumento na temperatura de evaporação ou um decréscimo na temperatura de condensação resulta num aumento na capacidade de refrigeração. As curvas de desempenho dos compressores para diferentes condições de temperatura de saturação de evaporação e condensação podem ser obtidas a partir dos catálogos de fabricantes.

### 2.3 Condensação

É a partir do momento em que o vapor torna-se saturado no condensador que se inicia a condensação. A condensação ocorre quando o vapor saturado entra em contato com uma superfície a uma temperatura mais baixa. A forma mais comum de condensação em trocadores de calor é a condensação de superfície, onde uma parede resfriada a uma

temperatura mais baixa do que a temperatura local de saturação de vapor é colocada em contato com o vapor. Nesta situação as moléculas de vapor que colidem com a superfície fria podem prender-se a esta e condensar. O condensado resultante irá acumular na forma de um filme contínuo, caso este molhe a superfície fria, ou irá se formar na forma de inúmeras gotículas microscópicas, caso não molhe a superfície fria.

Para determinar o coeficiente de transferência de calor interno por convecção durante a condensação foram propostas diversas correlações. Shah (1979) propôs uma correlação para obter o coeficiente médio de transferência de calor por convecção,  $h_m$ , conforme Eq. 2.5:

$$h_m = h_L \left[ 0,55 + \frac{2,09}{\left( \frac{p}{p_c} \right)^{0,38}} \right] \quad (2.5)$$

onde  $p$  é a pressão do refrigerante,  $p_c$  é a pressão crítica do refrigerante e  $h_L$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção assumindo que toda a massa flui como líquido.

Kedzierski e Gonçalves (1999) analisaram a condensação em tubos micro-aletados com os refrigerantes R-134a, R-410A, R-125 e R-32, e obtiveram a correlação para o coeficiente de transferência de calor local bifásico,  $h_{2\phi}$ , conforme Eq. 2.6:

$$\text{Nu} = \frac{h_{2\phi} D_h}{k_l} = 2,256 \text{Re}^{\beta_1} \text{Ja}^{\beta_2} \text{Pr}^{\beta_3} \left( \frac{p}{p_c} \right)^{\beta_4} \left[ -\log_{10} \left( \frac{p}{p_c} \right) \right]^{\beta_5} \nu^{\beta_6} \quad (2.6)$$

onde Ja é o número de Jakob, conforme Eq. 2.7, Re é o número de Reynolds somente do líquido, conforme Eq. 2.8, Pr é o número de Prandtl do refrigerante líquido, Eq. 2.9,  $\nu$  é o volume específico, os valores de  $\beta_n$  conforme Eq. 2.10 a Eq. 2.15,  $D_h$  é o diâmetro hidráulico e  $k_l$  é a condutividade térmica do refrigerante líquido:

$$\text{Ja} = \frac{i_{fg}}{c_{p,l} \Delta T} \quad (2.7)$$

onde  $i_{fg}$  é o calor latente de vaporização,  $c_{p,l}$  é o calor específico do refrigerante líquido e  $\Delta T_s$  é a diferença entre a temperatura da parede e a temperatura de saturação do refrigerante.

$$\text{Re} = \frac{GD_h}{\mu_{r,l}} \quad (2.8)$$

onde  $G$  é a velocidade mássica do refrigerante e  $\mu_{r,l}$  é a viscosidade dinâmica do refrigerante líquido:

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k} \Big|_{r,l} \quad (2.9)$$

$$\beta_1 = 0,303 \quad (2.10)$$

$$\beta_2 = 0,232x \quad (2.11)$$

$$\beta_3 = 0,393 \quad (2.12)$$

$$\beta_4 = -0,578x^2 \quad (2.13)$$

$$\beta_5 = -0,474x^2 \quad (2.14)$$

$$\beta_6 = 2,531x \quad (2.15)$$

onde  $x$  é o título de vapor do refrigerante.

Cavallini et al. (2000) fizeram uma revisão crítica de correlações para computar coeficientes de transferência de calor e queda de pressão para refrigerantes condensando dentro de tubos com superfície ranhurada de diferentes tipos, disponíveis comercialmente. As correlações foram comparadas com dados experimentais. Em sua revisão, os autores verificaram que a maior parte dos autores revisados declararam incerteza experimental inferior a  $\pm 15\%$ . No entanto, Kedzierski e Gonçalves (1999) declararam incertezas de até 70% em baixos valores de título na configuração de fluxo paralelo e em altos valores de título na configuração de contra-corrente. Nas condições de título médio, a incerteza ficou entre 10 e 20%. De acordo com Cavallini et al. (2000) o modelo de Kedzierski e Gonçalves (1999) é mais conservador para os valores de coeficiente de transferência de calor. O modelo de

Cavallini et al. (1993), apud Cavallini et al. (2000), ficou com desvio médio absoluto de  $\pm 35\%$  se comparado a 1709 coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente.

Thome et al. (2003) propuseram um modelo baseado em regimes de escoamento, comparando os dados coletados para 20 diferentes refrigerantes (amônia, R-11, R-12, R-22, R-32, R-113, R-123, R-125, R-134a, R-236ea, um quase azeotrópico R-32/R-125, R-402A, R-404A, R-407C, R-410A, R-502, propano, n-butano, isobutano, e propileno). O modelo proposto pelos autores é válido para parâmetros variando entre:  $16 < G < 1532 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ ;  $3,14 < D < 21,4 \text{ mm}$ ;  $0,02 < p_r < 0,08$ ;  $76 < (\text{We}/\text{Fr})_L < 884$ . Seu método apresentou uma nova forma de cálculo da média logarítmica das frações de vazio em um intervalo que vai de baixas pressões a pressões próximas ao ponto crítico. Os autores compararam seu novo método com os modelos propostos por diferentes autores, no entanto não mencionam o seu desvio quando comparado aos dados coletados.

## 2.4 Ebulição

Kakaç e Liu (2002) explicam as fases da ebulição, onde inicialmente ocorre a ebulição nucleada que se inicia no ponto em que as bolhas começam a crescer na parede do tubo. As bolhas se formam na superfície aquecida e se desprendem, passando para o volume líquido onde podem condensar novamente, caso a temperatura do líquido esteja abaixo da temperatura de ebulição. Do contrário é chamada ebulição nucleada ou ebulição bifásica convectiva. Conforme grau de superaquecimento, dado pela diferença entre a temperatura da parede do tubo e temperatura de ebulição, aumenta, o número de sítios de nucleação também aumenta e há um rápido aumento da taxa de transferência de calor.

Assim como para a condensação, diversas correlações foram propostas para prever os coeficientes de transferência de calor e queda de pressão durante o escoamento interno do refrigerante. Kim et al. (2002) analisaram a transferência de calor durante a ebulição do fluido R-410A em tubos de 7 e 9,52 mm de diâmetro, lisos e ranhurados. Em seu estudo, os autores realizaram os testes às temperaturas de evaporação de 5, -5 e -15 °C com fluxos de calor variando de 5 a 15 kW/m<sup>2</sup> e velocidades mássicas de 70 a 211 kg/(m<sup>2</sup> s). De acordo com os autores o incremento do coeficiente de transferência de calor gerado pelas ranhuras no tubo de 9,52 mm variou entre 80 a 100%, enquanto que nos tubos de 7,0 mm variou entre 10 a 60%.

Kandlikar (1991), apud Shah e Skulic (2003), publicou uma correlação baseada em dados empíricos para água, refrigerantes e criogênicos, que consiste de duas partes, com

termos para ebulição convectiva e nucleada. A correlação é recomendada para água, refrigerantes R-11, R-12, R-13B1, R-22, R-113, R-114, R-134a, R-152a, R-32/R-132 (60% - 40%) e querosene. O autor reportou um desvio médio de menos de 16% com água e 19% com os refrigerantes.

Com a intenção de obter uma nova correlação para determinação do coeficiente de transferência de calor, Wojtan et al. (2005a) investigaram os padrões de escoamento em ebulição em tubos horizontais para melhorar o mapa de padrões de escoamento proposto por Kattan et al. (1998), apud Wojtan et al. (2005a), baseando-se nas informações obtidas por medições dinâmicas das frações de vazio e observações durante o escoamento do tipo estratificado. O segundo objetivo do seu trabalho foi estudar a transição do escoamento anular para o de secagem e névoa, baseando-se nas medições de transferência de calor locais e integrar este limite ao mapa de padrões de escoamento. Mais de 1250 novos pontos de transferência de calor no escoamento em ebulição foram coletados a velocidades mássicas de 70 a 700  $\text{kg/m}^2\text{s}$  e fluxos de calor de 2 a 57,5  $\text{kW/m}^2$  para os refrigerantes R-22 e R-410A. A Fig. 2.2 mostra o novo mapa de padrões de escoamento proposto pelos autores para um tubo de 13,84 mm de diâmetro, temperatura de saturação de 5 °C, fluxo de calor de 2,1  $\text{kW/m}^2$ , velocidade mássica de 100  $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$  para o refrigerante R-22.

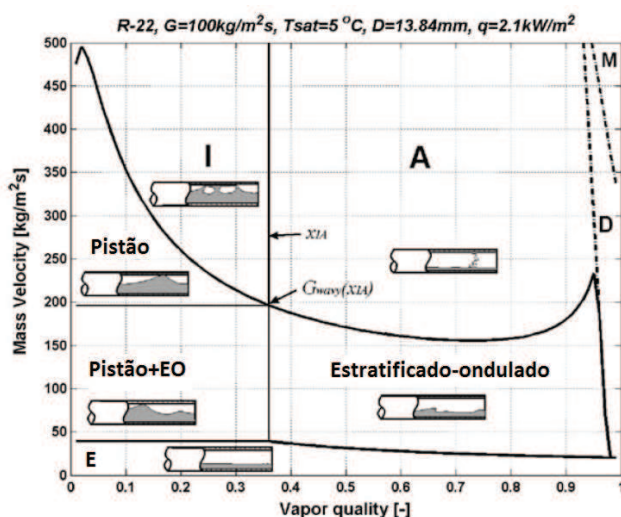


Figura 2.2 - Mapa de padrões de escoamento proposto por Wojtan et al. (2005a).

Fonte: Wojtan et al. (2005a).

Em uma segunda parte do trabalho, Wojtan et al. (2005b) propuseram um novo modelo de transferência de calor para os regimes de escoamento estratificado-ondulado,



secagem e névoa. Wojtan et al. (2005b) propuseram uma nova abordagem para determinar o ângulo seco,  $\theta_{dry}$ , que define a estrutura de escoamento e a razão do perímetro do tubo em contato com líquido e vapor, Fig. 2.3.

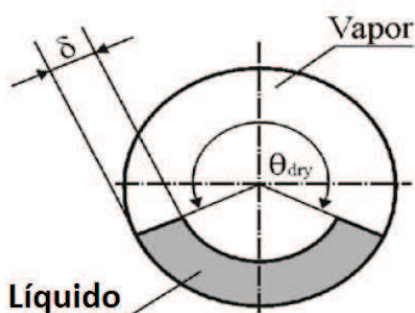


Figura 2.3 - Escoamento anular com configuração parcialmente seca.

Fonte: Wojtan et al. (2005).

Para calcular as curvas de transição entre padrões usando o método de Wojtan et al. (2005) inicialmente é necessário definir seis variáveis geométricas adimensionais, Eq. 2.16 a Eq. 2.18:

$$h_{LD} = \frac{h_L}{D}; \quad P_{LD} = \frac{P_L}{D} \quad (2.16)$$

$$P_{VD} = \frac{P_V}{D}; \quad P_{iD} = \frac{P_i}{D} \quad (2.17)$$

$$A_{LD} = \frac{A_L}{D^2}; \quad A_{VD} = \frac{A_V}{D^2} \quad (2.18)$$

onde  $D$  é o diâmetro interno do tubo,  $P_L$  é o perímetro molhado e  $P_V$  é o perímetro complementar em contato com o vapor. De forma similar,  $A_L$  e  $A_V$  correspondem às áreas da seção da fase líquida e vapor,  $P_i$  é o comprimento da fase de interface e  $h_L$  é a altura da fase líquida a partir do fundo do tubo.

Para obter os adimensionais é necessário um método iterativo, apresentado por Kattan et al. (1998), em que inicialmente determina-se o parâmetro de Martinelli,  $X_{tt}$ , Eq. 2.19:

$$X_{ii} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,875} \left( \frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0,125} \quad (2.19)$$

onde  $\rho_v$  é a massa específica da fase de vapor,  $\rho_L$  é massa específica da fase líquida,  $\mu_L$  é a viscosidade dinâmica da fase líquida e  $\mu_v$  é a viscosidade dinâmica da fase de vapor.

Para  $h_{LD} \leq 0,5$  os parâmetros adimensionais são definidos por Eq. 2.20 a Eq. 2.23 e para  $h_{LD} > 0,5$  por Eq. 2.24 a Eq. 2.27. A resolução do método iterativo se dá utilizando a Eq. 2.28.

$$P_{LD} = \frac{(8(h_{LD})^{0,5} - 2(h_{LD}(1-h_{LD}))^{0,5})}{3} \quad (2.20)$$

$$P_{VD} = \pi - P_{LD} \quad (2.21)$$

$$A_{LD} = \frac{(12(h_{LD}(1-h_{LD}))^{0,5} + 8(h_{LD})^{0,5})h_{LD}}{15} \quad (2.22)$$

$$A_{VD} = \frac{\pi}{4} - A_{LD} \quad (2.23)$$

$$P_{VD} = \frac{(8(1-h_{LD})^{0,5} - 2(h_{LD}(1-h_{LD}))^{0,5})}{3} \quad (2.24)$$

$$P_{LD} = \pi - P_{VD} \quad (2.25)$$

$$A_{VD} = \frac{(12(h_{LD}(1-h_{LD}))^{0,5} + 8(1-h_{LD})^{0,5})(1-h_{LD})}{15} \quad (2.26)$$

$$A_{LD} = \frac{\pi}{4} - A_{VD} \quad (2.27)$$

O adimensional  $P_{id}$  é definida pela Eq. 2.28:

$$P_{id} = 2(h_{LD}(1-h_{LD}))^{0,5} \quad (2.28)$$

$$X_u^2 = \left[ \left( \frac{P_{VD} + P_{iD}}{\pi} \right)^{1/4} \left( \frac{\pi^2}{64A_{VD}^2} \right) \left( \frac{P_{VD} + P_{iD}}{A_{VD}} + \frac{P_{iD}}{A_{LD}} \right) - \frac{1}{T_V^2} \right] \left( \frac{\pi}{P_{LD}} \right)^{1/4} \left( \frac{64A_{LD}^3}{\pi^2 P_{LD}} \right) \quad (2.29)$$

onde  $T_V$  é definido por Eq. 2.30:

$$T_V^2 = \left( \frac{\xi_v G^2 x^2}{2Dg\rho_v(\rho_L - \rho_v)\text{sen}(\varphi)} \right)^{0,5} \quad (2.30)$$

em que  $g$  é a aceleração da gravidade,  $\varphi$  é a inclinação do tubo com relação à horizontal e  $\xi_v$  é definida por Eq. 2.31:

$$\xi_v = \frac{0,3164}{\text{Re}_v^{0,25}} \text{ com } \text{Re}_v = \frac{GxD}{\mu_v} \quad (2.31)$$

O ângulo estratificado,  $\theta_{strat}$ , pode ser determinado por método iterativo a partir das Eq. 2.32 e 2.33:

$$h_{LD} = 0,5 \left( 1 - \cos \left( \frac{2\pi - \theta_{strat}}{2} \right) \right) \quad (2.32)$$

$$P_{iD} = \text{sen} \left( \frac{2\pi - \theta_{strat}}{2} \right) \quad (2.33)$$

No método proposto por Wojtan et al. (2005),  $\theta_{dry}$  deve ser definido para cada regime de escoamento. Para a região de escoamento do tipo pistão entende-se que o escoamento seja semelhante ao intermitente e anular, onde há um filme contínuo de líquido na parte superior do perímetro do tubo, e o  $\theta_{dry}$  deve ser definido conforme Eq. 2.34:

$$\theta_{dry} = 0 \quad (2.34)$$

Para a região onde o escoamento é do tipo estratificado-ondulado,  $\theta_{dry}$  deve ser definido conforme a Eq. 2.35:

$$\theta_{dry} = \left[ \frac{(G_{wavy} - G)}{(G_{wavy} - G_{strat})} \right]^{0,61} \theta_{strat} \quad (2.35)$$

onde  $G_{wavy}$  é velocidade mássica de transição da região de escoamento ondulado e  $G_{strat}$  é a velocidade mássica de transição da região de escoamento estratificado e são determinadas, respectivamente pelas equações Eq. 2.36 e 2.39:

$$G_{wavy} = \left\{ \frac{16A_{VD}^3 g D \rho_L \rho_V}{x^2 \pi^2 (1 - (2h_{LD} - 1)^2)^{0,5}} \left[ \frac{\pi^2}{25h_{LD}^2} \left( \frac{We}{Fr} \right)_L^{-1} + 1 \right] \right\}^{0,5} + 50 \quad (2.36)$$

onde  $We$  e  $Fr$  são os números de Weber e de Froude, respectivamente, sendo o número de Weber a relação entre a inércia e da tensão superficial do fluido e, o número de Froude, a relação entre as forças de inércia e a gravidade. Ambos os números são determinados de acordo com Eq. 2.37 e Eq. 2.38:

$$Fr = \frac{G^2}{(\rho^2 g D)} \quad (2.37)$$

$$We = \frac{G^2 D}{(\rho \sigma)} \quad (2.38)$$

onde  $\sigma$  é a tensão superficial.

$$G_{strat} = \left\{ \left[ 0,34^{1/0,875} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-1/1,75} \left( \frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{-1/7} \right] + 1 \right\}^{-1} \quad (2.39)$$

Para a região de pistão-estratificada-ondulada o ângulo  $\theta_{dry}$  deve ser calculado conforme a Eq. 2.40.

$$\theta_{dry} = \frac{x}{x_{IA}} \left[ \frac{(G_{wavy} - G)}{G_{wavy} - G_{strat}} \right]^{0,61} \theta_{strat} \quad (2.40)$$

onde  $x_{IA}$  é o título de transição da região I-A no gráfico da Fig. 2.2 e é determinado pela Eq. 2.41.

$$x_{IA} = \left\{ \left[ 0,34^{1/0,875} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-1/1,75} \left( \frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{-1/7} \right] + 1 \right\}^{-1} \quad (2.41)$$

Segundo Wojtan et al. (2005), como as fases líquido e vapor estão em equilíbrio térmico durante a evaporação no escoamento em névoa, o coeficiente de transferência de calor será comparado à equação do equilíbrio de Dougall e Rohsenow (1963) e Groeneveld (1973), apud Wojtan et al. (2005), que propuseram que o número de Reynolds seja calculado conforme a Eq. 2.42.

$$\text{Re}_H = \frac{GD}{\mu_V} \left( x + \frac{\rho_V}{\rho_L} (1-x) \right) \quad (2.42)$$

e o coeficiente de transferência de calor é calculado conforme a Eq. 2.43.

$$h_{mist} = 0,00117 \text{Re}_H^{0,79} \text{Pr}_V^{1,06} Y^{-1,83} \frac{k_V}{D} \quad (2.43)$$

onde  $Y$  é definido por Eq. 2.44.

$$Y = 1 - 0,1 \left[ \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right) (1-x) \right]^{0,4} \quad (2.44)$$

O coeficiente de transferência de calor para o padrão de escoamento de secagem é definido pela Eq. 2.45.

$$h_{dryout} = h_{tp}(x_{di}) - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} \left[ h_{tp}(x_{di}) - h_{mist}(x_{de}) \right] \quad (2.45)$$

em que  $h_{tp}$  é o coeficiente de transferência de calor de mudança de fase, calculado a partir da Eq. 2.46,  $x_{di}$  e  $x_{de}$  são, respectivamente, o título de início e fim do padrão de escoamento de secagem, calculados a partir das equações Eq. 2.53 e Eq. 2.54, respectivamente.

$$h_{tp} = \frac{\theta_{dry} h_V + (2\pi - \theta_{dry}) h_{wet}}{2\pi} \quad (2.46)$$

onde  $h_V$  é o coeficiente de transferência de calor para o perímetro seco, definido pela Eq. 2.47.

$$h_V = 0,023 \text{Re}_V^{0,8} \text{Pr}_V^{0,4} \frac{k_V}{D} \quad (2.47)$$

e  $h_{wet}$  é o coeficiente de transferência de calor para o perímetro molhado, definido pela Eq. 2.48.

$$h_{wet} = \left[ (h_{cb})^3 + (h_{nb})^3 \right]^{1/3} \quad (2.48)$$

onde  $h_{cp}$  é o coeficiente de transferência de calor por ebulição convectiva, calculado pela Eq. 2.49 e  $h_{nb}$  é o coeficiente de transferência de calor por ebulição nucleada, conforme Eq. 2.52.

$$h_{cb} = 0,0133 \text{Re}_\delta^{0,69} \text{Pr}_L^{0,4} \frac{k_L}{\delta} \quad (2.49)$$

onde  $\delta$  é a espessura do filme de líquido, conforme Eq. 2.50.

$$\delta = \frac{D}{2} - \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \frac{2A_L}{(2\pi - \theta_{dry})}} \quad (2.50)$$

em que  $A_L$  é a área ocupada por líquido, calculada conforme Eq. 2.51.

$$A_L = D^2 A_{LD} \quad (2.51)$$

$$h_{nb} = 55(\text{Pr})^{0,12} (-\log \text{Pr})^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad (2.52)$$

em que  $q$  é o fluxo de calor e  $M$  é a massa molar do refrigerante.

$$x_{di} = 0,58e^{[0,52-0,235We_v^{0,17} Fr_v^{0,37} (\rho_v/\rho_L)^{0,25} (q/q_{crit})^{0,7}]} \quad (2.53)$$

onde  $q_{crit}$  é o fluxo de calor crítico utilizado para adimensionalizar a expressão, calculado a partir da Eq. 2.55.

$$x_{de} = 0,61e^{[0,57-5,8 \cdot 10^{-3} We_v^{0,38} Fr_v^{0,15} (\rho_v/\rho_L)^{-0,09} (q/q_{crit})^{0,27}]} \quad (2.54)$$

$$q_{crit} = 0,131 \rho_v^{0,5} h_{LV} (g(\rho_L - \rho_v) \sigma)^{0,25} \quad (2.55)$$

Os coeficientes devem ser aplicados de acordo com o mapa de escoamento proposto por Wojtan et al. (2005).

## 2.6 Dessuperaquecimento, subresfriamento e supraquecimento

Mesmo quando o refrigerante condensa a pressão constante, sua temperatura é constante somente na região em que ocorre a condensação. Como o vapor que é transportado do compressor normalmente está supraquecido, a distribuição de temperatura no trocador será parecida com a da Fig. 2.4 (STOECKER e JONES, 1985).

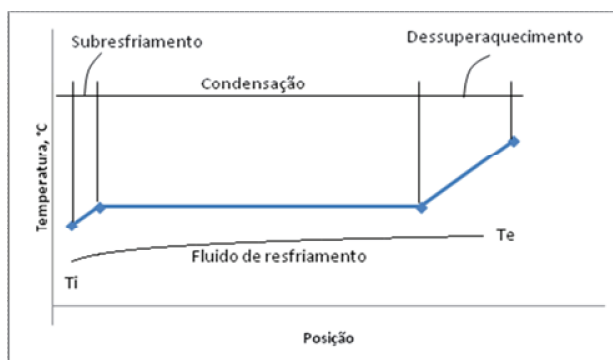


Figura 2.4 - Distribuição de temperaturas em um condensador.

Fonte: adaptado de Stoecker e Jones (1985).

Conforme mencionado no capítulo 2.1, em um ciclo ideal o refrigerante sai do evaporador e entra no compressor como vapor saturado. Na prática os evaporadores são dimensionados para que o refrigerante saia ligeiramente sobreaquecido para que não retorne líquido ao compressor. A isto se dá o nome de superaquecimento do refrigerante.

Uma das muitas correlações propostas para o número de Nusselt em região monofásica é a de Gnielinski (1976), apud Incropera e DeWitt (2003), Eq. 2.56.

$$\text{Nu} = \frac{(f/8)(\text{Re}_D - 1000)\text{Pr}}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (2.56)$$

onde Nu é o número de Nusselt, Eq. 2.57 e  $f$  é o fator de fricção de Darcy, Eq. 2.58.

$$\text{Nu} = \frac{hL}{k_f} \quad (2.57)$$

$$f = (0,79 \ln(\text{Re}_D) - 1,64)^{-2} \quad (2.58)$$

As Eq. 2.56 e 2.58 são válidas para tubos lisos,  $L/D > 10$  e  $3000 \leq \text{Re} < 5 \times 10^6$ .

## 2.7 Modelos de transferência de calor dos trocadores de calor tipo tubo-aleta

Da mesma forma que para o escoamento no interior do tubo, i.e. o lado do refrigerante, diversas correlações diferentes foram propostas por diversos autores e podem ser encontradas na literatura para o lado ar.

### 2.7.1 Condensador tubo-aleta

Wang et al. (1999) desenvolveram correlações de fator de atrito para o cálculo da queda de pressão e transferência de calor para aletas planas com venezianas seco, i.e. sem condensação na superfície. Na Fig. 2.5 pode-se observar este modelo de aletas.



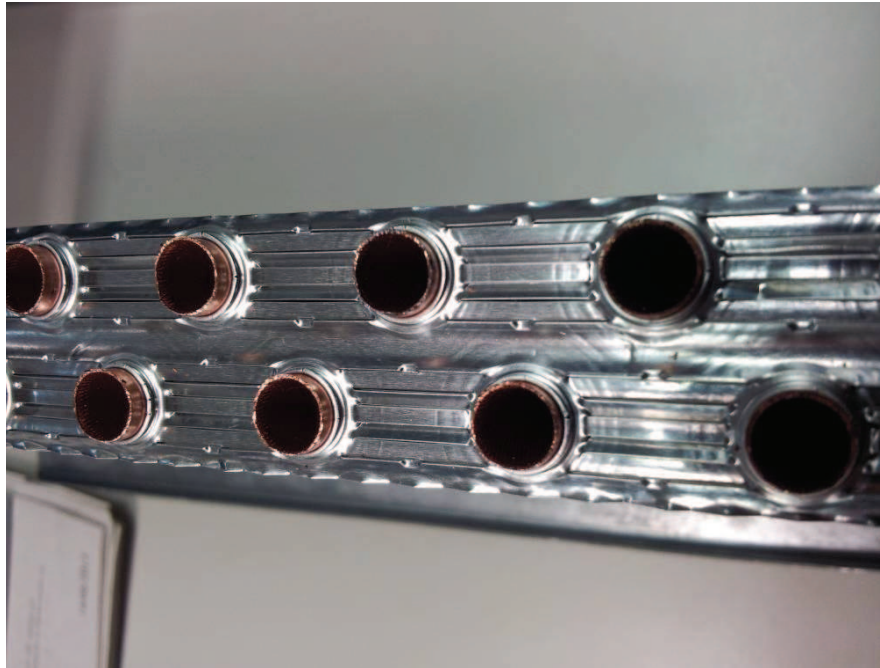


Figura 2.5 - Corte de um trocador de calor com aletas planas com venezianas.

A correlação para obter o fator de Colburn,  $j$ , segundo Wang et al. (1999) é descrita na Eq. 2.59, sendo válida para  $Re_{Dc} < 1000$  e números de fileiras,  $N \geq 1$ .

$$j = 14,3117 Re_{Dc}^{J1} \left( \frac{F_p}{D_c} \right)^{J2} \left( \frac{L_h}{L_p} \right)^{J3} \left( \frac{F_p}{P_t} \right)^{J4} \left( \frac{P_l}{P_t} \right)^{-1,724} \quad (2.59)$$

onde  $Re_{Dc}$  é o número de Reynolds relativo ao diâmetro do colar,  $F_p$  é passo das aletas,  $D_c$  é o diâmetro externo do colar da aleta,  $L_h$  é a altura da veneziana,  $L_p$  é o passo das venezianas,  $P_l$  é passo longitudinal dos tubos e  $P_t$  é o passo transversal dos tubos e os coeficientes  $J1$  a  $J4$  são obtidos a partir da Eq. 2.60 à Eq. 2.63.

$$J1 = -0,991 - 0,1055 \left( \frac{P_l}{P_t} \right)^{3,1} \ln \left( \frac{L_h}{L_p} \right) \quad (2.60)$$

$$J2 = -0,7344 + 2,1059 \left( \frac{N^{0,55}}{\ln(Re_{Dc}) - 3,2} \right) \quad (2.61)$$

$$J3 = 0,08485 \left( \frac{P_l}{P_t} \right)^{-4,4} N^{-0,68} \quad (2.62)$$

$$J4 = -0,1741 \ln(N) \quad (2.63)$$

Para  $Re_{Dc} \geq 1000$  deve-se utilizar a Eq. 2.64.

$$j = 1,1373 Re_{Dc}^{J5} \left( \frac{F_p}{P_l} \right)^{J6} \left( \frac{L_h}{L_p} \right)^{J7} \left( \frac{P_l}{P_t} \right)^{J8} (N)^{0,3545} \quad (2.64)$$

onde os coeficientes  $J5$  a  $J8$  são obtidos a partir da Eq. 2.65 à Eq. 2.68

$$J5 = -0,6027 + 0,02593 \left( \frac{P_l}{D_h} \right)^{0,52} (N)^{-0,5} \ln \left( \frac{L_h}{L_p} \right) \quad (2.65)$$

$$J6 = -0,4776 + 0,40774 \left( \frac{N^{0,7}}{\ln(Re_{Dc}) - 4,4} \right) \quad (2.66)$$

$$J7 = -0,58655 \left( \frac{F_p}{D_h} \right)^{2,3} \left( \frac{P_l}{P_t} \right)^{-1,6} N^{-0,65} \quad (2.67)$$

$$J8 = 0,0814 (\ln(Re_{Dc}) - 3) \quad (2.68)$$

$$D_h = \frac{4A_c}{L} \quad (2.69)$$

Sendo o fator de Colburn dado pela Eq. 2.70.

$$j = \frac{Nu}{\left( Re_{Dc} Pr^{1/3} \right)} \quad (2.70)$$

Do item 1 ao 8 é descrita a metodologia adotada para estimar a capacidade de rejeição de calor do condensador proposta por Wang et al. (1999).

1. Obter o coeficiente de transferência de calor,  $h_o$ , do lado ar do trocador de calor a partir da correlação proposta por Wang et al. (1999);
2. calcular a eficiência da aleta,  $\eta$  utilizando a aproximação de Schimidt (1949), apud Wang et al. (1999), Eq. 2.71 a Eq. 2.74;

$$\eta = \frac{\tanh(mr\Phi)}{mr\Phi} \quad (2.71)$$

onde:

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f\delta_f}} \quad (2.72)$$

$$\Phi = \left( \frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[ 1 + 0,35 \ln \left( \frac{R_{eq}}{r} \right) \right] \quad (2.73)$$

em que  $r$  é o raio do tubo incluindo a espessura do colarinho da aleta,  $R_{eq}$  é o raio equivalente ao de uma aleta circular,  $h_o$  é o coeficiente de transferência de calor externo e  $\delta_f$  a espessura da aleta.

Para tubos em linha ou uma única fila:

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1,28 \cdot \frac{X_M}{r} \cdot \left( \frac{X_L}{X_M} - 0,2 \right)^{1/2} \quad (2.74)$$

onde  $X_L$  e  $X_M$  são parâmetros geométricos, descritos Eq. 2.75 e Eq. 2.76, respectivamente.

$$X_L = \sqrt{\left( \frac{P_t}{2} \right)^2 + \frac{P_l^2}{2}} \quad (2.75)$$

onde  $P_t$  é o passo dos tubos na direção transversal ao fluxo de ar e  $P_l$  é o passo dos tubos no sentido longitudinal ao fluxo de ar.

$$X_M = \frac{P_t}{2} \quad (2.76)$$

3. Calcular a eficiência de superfície,  $\eta_o$  a partir da eficiência da aleta,  $\eta$ , Eq. 2.77;

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} \cdot (1 - \eta) \quad (2.77)$$

onde  $A_f$  e  $A_o$  são a área da superfície da aleta e a área total de superfície, respectivamente.

4. Obter o coeficiente de transferência de calor para o lado interno do tubo, i.e. o lado do refrigerante;
5. calcular a resistência térmica global a partir da relação da Eq. 2.78;

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_w L} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (2.78)$$

onde  $k_w$  é a condutividade térmica da parede do tubo,  $r_1$  e  $r_2$  são os raios interno e externo do tubo, respectivamente, e  $L$  é o comprimento do tubo;

6. obter o  $NTU$  a partir da Eq. 2.79.

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.79)$$

onde  $C_{\min}$  é a mínima taxa de capacidade de calor entre os dois fluidos, Eq. 2.80:

$$C_{\min} = c_p \dot{m} \Big|_{\min} \quad (2.80)$$

onde  $c_p$  é o calor específico à pressão constante.

7. Utilizar a relação  $\varepsilon$ - $NTU$  apropriada para calcular a efetividade  $\varepsilon$  de acordo com o arranjo do trocador e o número de circuitos. Tal correlação pode ser obtida na literatura, como, por exemplo, Incropera e DeWitt (2003);
8. obter a taxa de transferência de calor a partir da Eq. 2.81.

$$q = \varepsilon q_{\max} \quad (2.81)$$

onde  $q_{\max}$  é a máxima quantidade de calor que pode ser trocada.

A taxa de calor é calculada para cada região do trocador, que então, são somadas para determinar a quantidade total de calor trocado.

### 2.7.2 Evaporador tubo aleta

Para o evaporador, faz-se necessário o uso de correlações para aletas com superfície molhada, pois em geral há alguma desumidificação do ar de forma que a umidade condensa na superfície fria da aleta.

Wang et al. (2000) propuseram um modelo para o cálculo da correlação de aletas com venezianas em condições molhadas, ou seja, de desumidificação. Em seu modelo é proposta uma razão entre o coeficiente de transferência de calor sensível para serpentinas molhadas e o coeficiente de transferência de massa, dada pela Eq. 2.82.

$$Le = \frac{h}{h_d C_p} \quad (2.82)$$

onde  $h$  é o coeficiente de transferência de calor,  $h_d$  é o coeficiente de transferência de massa e  $C_p$  é a capacidade térmica. De acordo com Wang et al. (2000), a razão  $Le$  deve ser obtida a partir da Eq. 2.83.

$$Le = 0,2702 \text{Re}_{Dc}^{0,1739} \left( 0,6 + 0,8493 \left( \frac{2\Gamma}{\mu_f} \right)^{-0,1652 \exp(F_p/Dc)} \left( \frac{F_p}{P_l} \right)^{0,1984} N^{-0,501} \right) \quad (2.83)$$

onde  $\Gamma$  é a razão entre a vazão mássica e uma unidade de largura do tubo.

O coeficiente de transferência de calor  $h$  é obtido a partir do fator de Colburn  $j$ , dado por Eq. 2.84.

$$j = \frac{h}{GC_p} \text{Pr}^{2/3} \quad (2.84)$$

A correlação para obter o fator de Colburn é dada pela Eq. 2.85.

$$j = 9,717 \text{Re}_{D_c}^{j1} \left( \frac{F_p}{D_c} \right)^{j2} \left( \frac{P_l}{P_t} \right)^{j3} \ln \left( 3 - \frac{L_p}{F_p} \right)^{0,07162} N^{-0,543} \quad (2.85)$$

onde os coeficientes  $j1$  a  $j3$  são obtidos a partir da Eq. 2.86 à Eq. 2.89.

$$j1 = -0,023634 - 1,2475 \left( \frac{F_p}{D_c} \right)^{0,65} \left( \frac{P_l}{P_t} \right)^{0,2} N^{-0,18} \quad (2.86)$$

$$j2 = 0,856e^{(\tan \theta)} \quad (2.87)$$

onde  $\theta$  é o ângulo da veneziana, dado por Eq. 2.88.

$$\tan \theta = \frac{L_h}{L_p} \quad (2.88)$$

$$j3 = 0,25 \ln(\text{Re}_{D_c}) \quad (2.89)$$

Para aplicar o modelo de Wang et al. (2000), faz-se necessário o emprego do mesmo método tal qual proposto para as aletas a seco, da seção 2.7.1, porém o valor de  $q_{max}$  deve ser calculado utilizando-se a variação de entalpia, considerando que o ar sairá saturado na temperatura de superfície do trocador de calor.

Há também que se considerar a saída de condensado que é obtida a partir do coeficiente de transferência de massa  $h_d$  multiplicado pela área de superfície externa total do trocador de calor  $A_o$ . A quantidade de condensado deverá ser descontada da umidade absoluta do ar na saída do trocador de calor, alterando assim a entalpia de saída.

## 2.8 Queda de pressão lado ar do condensador

O fator de Fanning para estimar a queda de pressão do lado ar no condensador pode ser obtido a partir da Eq. 2.90, proposta por Wang et. al (1999).

$$f = \frac{A_c \rho_1}{A_o \rho_m} \left[ \frac{2\Delta p}{G_c^2 \rho_1} - \left(1 + \sigma^2\right) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1\right) \right] \quad (2.90)$$

onde  $A_c$  é a mínima área de escoamento (Fig. 2.6),  $A_o$  é a área total de superfície,  $\rho_1$  e  $\rho_2$  são as massas específicas do ar na entrada e na saída do trocador de calor,  $\rho_m$  é a massa específica média entre a entrada e a saída do ar,  $\Delta p$  é queda de pressão do ar através do trocador de calor,  $G_c$  é a velocidade mássica do ar baseada na mínima área de escoamento e  $\sigma$  é a razão entre a mínima área de escoamento e a área de face do trocador.

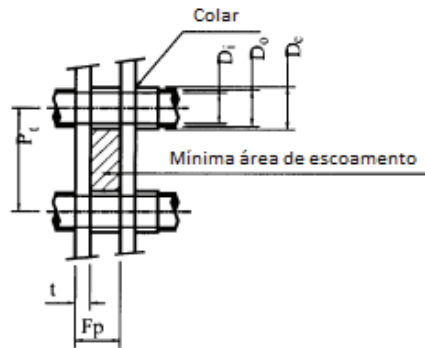


Figura 2.6 - Vista ampliada da seção do trocador tubo-aleta.

Fonte: adaptado de Wang et al. (1999).

Segundo Wang et al. (1999), a correlação para o fator de Fanning para trocadores de calor com apenas uma fileira de tubos é dada pelas equações Eq. (2.91) a (2.95).

$$f = 0,00317 \text{Re}_{D_c}^{F1} \left(\frac{F_p}{P_1}\right)^{F2} \left(\frac{D_h}{D_c}\right)^{F3} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{F4} \left(\ln\left(\frac{A_o}{A_t}\right)\right)^{-6,0483} \quad (2.91)$$

$$F1 = 0,1691 + 4,4118 \left(\frac{F_p}{P_1}\right)^{-0,3} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{-2} \left(\ln\left(\frac{P_1}{P_t}\right)\right) \left(\frac{F_p}{P_t}\right)^3 \quad (2.92)$$

$$F2 = -2,6642 - 14,3809 \left(\frac{1}{\ln(\text{Re}_{D_c})}\right) \quad (2.93)$$

$$F3 = -0,6816 \ln\left(\frac{F_p}{P_1}\right) \quad (2.94)$$

$$F4 = 6,4668 \left( \frac{F_p}{P_l} \right)^{1,7} \ln \left( \frac{A_o}{A_t} \right) \quad (2.95)$$

onde  $Re_{Dc}$  é o número de Reynolds referente ao diâmetro do colar  $F_p$  é o passo da aleta,  $P_l$  é o passo longitudinal dos tubos,  $L_h$  é a altura da veneziana,  $L_p$  é o passo da veneziana (Fig. 2.7),  $A_o$  é a área total de superfície em contato com o ar,  $A_t$  é a área da superfície externa do tubo.

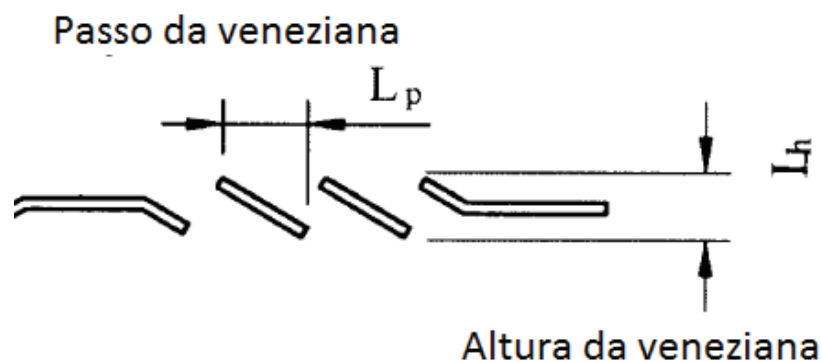


Figura 2.7 - Vista em corte da aleta plana com venezianas.

Fonte: adaptado de Wang et. al (1999).

## 2.9 Dispositivo de expansão

De acordo com Stoecker e Jones (1985), o dispositivo de expansão tem duas finalidades, a de reduzir a pressão do refrigerante líquido e a de regular a vazão do refrigerante que entra no evaporador.

### 2.9.1 Tubo capilar

Segundo Stoecker e Jones (1985) os tubos capilares são usados em todos os sistemas frigoríficos pequenos, com capacidades da ordem de 10 kW. O refrigerante líquido que entra no tubo capilar perde pressão à medida que escoar por ele, em virtude do atrito e da aceleração do fluido, resultando na evaporação de parte do refrigerante.

Diversas combinações de diâmetro interno e comprimento de tubo podem ser feitas para obter o efeito desejado. Entretanto, para uma dada combinação, não é possível ajustar



vazão para variações de carga ou das pressões de descarga e aspiração. O compressor e o dispositivo de expansão atingem uma condição de equilíbrio na qual as pressões de aspiração e de descarga são tais que o compressor bombeia exatamente a quantidade de refrigerante com que o dispositivo de expansão alimenta o evaporador. A condição de equilíbrio entre estes dois componentes é temporária (STOECKER e JONES, 1985).

De acordo com Stoecker e Jones (1985), quando a carga térmica cai abaixo da condição de equilíbrio, o tubo capilar alimenta o evaporador com uma vazão maior que aquela proporcionada pelo compressor, resulta a inundação do evaporador. E esta inundação possibilita a entrada de refrigerante líquido no compressor, o que causaria consequências desastrosas.

Considerando o tubo capilar como adiabático, Hermes et al. (2010) propuseram uma solução algébrica para a determinação da vazão mássica que escoar através do comprimento do tubo, dada pela equação explícita, Eq. 2.96.

$$\dot{m} = \left\{ \frac{\pi^{2-d} 2^{2d-3}}{c} \frac{D^{5-d}}{\mu_f^d L} \left[ \frac{p_c - p_f}{v_f} + \frac{p_f - p_e}{a} + \frac{b}{a^2} \ln \left( \frac{ap_e + b}{ap_f + b} \right) \right] \right\}^{1/(2-d)} \quad (2.96)$$

onde  $p_e$  é a pressão de evaporação,  $p_c$  é a pressão de condensação,  $p_f$  é a pressão no *flash-point*, que é o ponto onde o refrigerante encontra-se saturado no processo de expansão isoentálpica, Fig. 2.8,  $v_f$  é o volume específico no *flash-point*,  $D$  é o diâmetro interno do tubo capilar,  $\mu_f$  é a viscosidade dinâmica no *flash-point*,  $L$  é o comprimento do tubo capilar. Os valores dos coeficientes  $a$  e  $b$  são encontrados através das equações Eq. 2.97 e 2.98 e os valores dos coeficientes  $c$  e  $d$  são 0,14 e 0,15, respectivamente.

$$a = v_f (1 - k) \quad (2.97)$$

$$b = v_f p_f k \quad (2.98)$$

onde  $k$  é definido pela Eq. 2.99.

$$k = 1,63 \cdot 10^5 p_f^{-0,72} \quad (2.99)$$

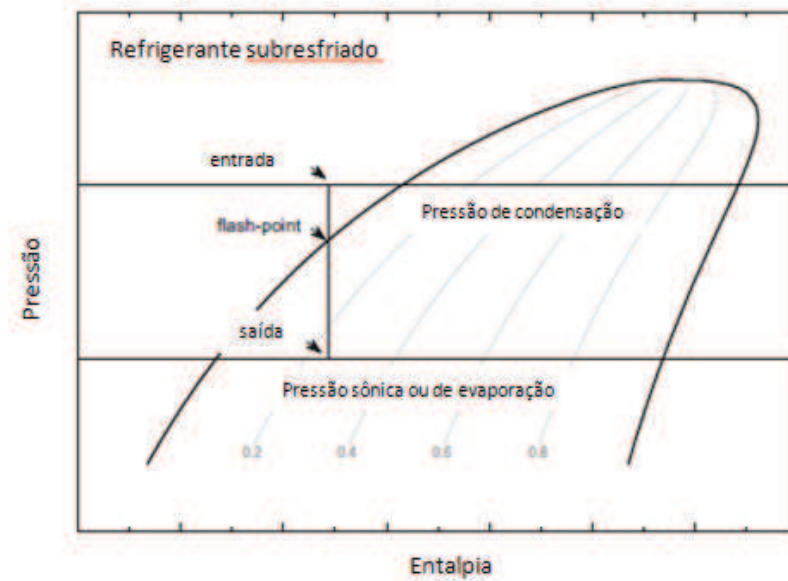


Figura 2.8 - Processo de expansão isoentálpica.

Fonte: adaptado de Hermes et al. (2010).

## 2.9 Refrigerante R-410A

Segundo Çengel e Boles (2001), quando se projeta um sistema de refrigeração existe a possibilidade de escolha entre vários refrigerantes e, no entanto, a seleção do fluido refrigerante depende da situação em que o sistema será empregado. De acordo com os autores o parâmetro de maior relevância na seleção de um fluido refrigerante é a temperatura de ambos os meios, tanto do meio em que será absorvido o calor, quanto do meio onde será rejeitado o calor.

Para contextualizar a utilização do R-410A é necessário entender a história evolutiva dos fluidos refrigerantes. De acordo com Çengel e Boles (2001) os refrigerantes clorofluorcarbonetos (CFC) foram desenvolvidos no ano de 1928 pela empresa General Motors a pedido da empresa Frigidaire Corporation em função da toxicidade dos fluidos refrigerantes utilizados na época e, entre os diversos CFC desenvolvidos, o time de projeto estabeleceu o R-12 como o mais indicado para a utilização comercial. Sua versatilidade o tornou o refrigerante de escolha, sendo também utilizado em aerossóis, isolamentos de espuma e na indústria eletrônica como solvente de limpeza.

No entanto, Molina e Rowland (1974) descobriram que, a altitudes estratosféricas, era possível ocorrer a fotodissociação das moléculas dos fluidos CFC liberando átomos de cloro que então reagiriam com o ozônio, formando moléculas de óxido de cloro e oxigênio. Tal

processo reduz a espessura da camada de ozônio diminuindo assim seu efeito de bloqueio à entrada de raios ultra-violeta. Tal descoberta provocou o banimento da utilização de alguns CFC, tais como o R-12, em tratados internacionais como o Protocolo de Montreal de UNITED NATIONS ENVIROMENT PROGRAMME, (2014)). Após a imediata proibição do R-12, passou-se a utilizar o hidrocloreofluorcarboneto R-22, que tem potencial de destruição da camada de ozônio na ordem de 5% relativo ao R-12, e eliminação total de seu consumo prevista para 2040, de acordo com Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs do MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (2012), no entanto o congelamento dos níveis de consumo devendo ocorrer no ano de 2013.

Devotta et al. (2001) estudaram diversos fluidos refrigerantes alternativos ao R-22 utilizando o software NIST CYCLE\_D para fazer uma análise termodinâmica dos mesmos. Em seu estudo, os autores investigaram apenas os refrigerantes que têm potencial zero de agressão à camada de ozônio, indicando que a próxima escolha popular em substituição ao R-22 seria o R-410A para condicionadores de ar, ainda que necessitando de um compressor completamente novo e trocadores de calor capazes de suportar a pressões maiores do que as encontradas para o R-22.

## **2.10 Métodos Metaheurísticos de Otimização**

Yang (2010) define que heurística é uma solução estratégica por tentativa e erro utilizada para obter soluções aceitáveis para um problema complexo em um tempo razoavelmente prático. A complexidade do problema torna impraticável buscar por cada solução ou combinação possível, desta forma, o objetivo é encontrar soluções viáveis em um tempo computacional aceitável.

De acordo com Rayward-Smith et al. (1996), muitos problemas difíceis envolvendo áreas como alocação de recursos, estoque e cronograma têm tradicionalmente usado métodos baseados em programação linear ou programação de números inteiros. Tal abordagem inevitavelmente impõe restrições na formatação da função objetivo ou nas condições de contorno. Problemas não lineares podem ser resolvidos por métodos baseados em cálculo, mas dependem da diferenciabilidade.

Segundo Rayward-Smith et al. (1996), três métodos tornaram-se particularmente populares recentemente e surgiram, pelo menos em parte, de estudos de processos naturais que fazem analogia à otimização: arrefecimento simulado, pesquisa tabu e algoritmos genéticos.

De acordo com Yang (2010), em termos matemáticos é possível escrever um problema de otimização de forma genérica de acordo com Eq. 2.100 a 2.103.

$$\text{minimizar } x \in \mathfrak{R}^n \quad f_i(x), \quad (i = 1, 2, \dots, M) \quad (2.100)$$

$$\text{sujeito a} \quad \phi_j(x) = 0, \quad (j = 1, 2, \dots, J) \quad (2.101)$$

$$\psi_k(x) \leq 0, \quad (k = 1, 2, \dots, K) \quad (2.102)$$

onde  $f_i(x)$ ,  $\phi_j(x)$  e  $\psi_k(x)$  são funções do projeto.

$$x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T \quad (2.103)$$

onde  $x_i$  e  $x$  são as chamadas variáveis de projeto ou variáveis de decisão, podendo ser contínuas reais, discretas ou uma mistura das duas. As funções  $f_i(x)$  são chamadas de funções objetivo. O espaço compreendido pelas variáveis de decisão é chamado de espaço de busca,  $\mathfrak{R}^n$ , enquanto o espaço formado pela função objetivo é chamado de espaço de solução.

As igualdades para  $\phi_j$  e desigualdades para  $\psi_k$  são chamadas de restrições. Yang (2010) aponta que as desigualdades ainda poderiam ser escritas no sentido contrário, isto é,  $\geq 0$ , podendo-se ainda formular as funções objetivo como um problema de maximização.

Segundo Yang (2010) os algoritmos metaheurísticos são desenvolvidos para lidar com problemas de alta complexidade, sendo a maior parte dos algoritmos inspirados na natureza, pois foram desenvolvidos baseados no bem sucedido comportamento evolucionário dos sistemas naturais. A natureza tem resolvido difíceis problemas de otimização há milhões ou até bilhões de anos e somente a melhor e mais robusta solução permanece com a sobrevivência do mais apto. Em se tratando de métodos metaheurísticos, não há garantia de que a melhor solução será encontrada sempre, mas pode-se esperar que soluções boas o bastante ou até mesmo ótimas sejam encontradas na maioria das vezes e, o mais importante, em um tempo razoavelmente curto.

### 2.10.1 Algoritmo Genético

De acordo com Yang (2010), o algoritmo genético foi desenvolvido por John Holland e seus colaboradores nos anos 1960 e 1970, sendo um modelo ou uma abstração da evolução biológica baseado na teoria da seleção natural de Charles Darwin. Holland teria sido o primeiro a usar os cruzamentos e recombinações, mutações e seleção no estudo de sistemas adaptativos artificiais. Estes operadores formam a essência do algoritmo genético como uma estratégia de resolução de problema.

Segundo Goldberg (1999) os algoritmos genéticos combinam a sobrevivência das estruturas sequenciais mais adaptadas com uma troca de informações randômicas estruturada para formar um algoritmo de busca. A cada geração, um novo conjunto de criaturas artificiais (sequências) é criado usando bits e partes do conjunto anterior melhor adaptado; ocasionalmente uma peça nova é incluída.

Goldberg (1999) diz que os algoritmos genéticos diferenciam-se dos demais métodos de otimização e procedimentos de busca em quatro formas:

1. Trabalham com uma codificação do conjunto de parâmetros, não com os próprios parâmetros.
2. Buscam a partir de uma população de pontos, não um único ponto.
3. Utilizam a informação da função objetivo, não derivativos ou outro conhecimento auxiliar.
4. Utilizam regras de transição probabilística, não regras determinísticas.

Um algoritmo genético simples, que renda bons resultados em muitos problemas práticos, é composto de três operadores (GOLDBERG, 1999):

1. Reprodução;
2. Cruzamento;
3. Mutação.

A reprodução é um processo no qual sequências individuais são copiadas de acordo com o valor de suas funções objetivo. Isto significa que sequências que obtiveram melhor resultado têm maior probabilidade de contribuir com um ou mais descendentes na próxima geração.

O cruzamento, segundo Goldberg (1999), pode proceder em duas etapas. Primeiramente os novos membros das novas sequências recém reproduzidas são acasalados de forma randômica, Fig. 2.9. Na segunda etapa, cada par de sequências é cruzado selecionando-

se uma posição de forma randômica ao longo da sequência e trocando os caracteres correspondentes, Fig. 2.10.

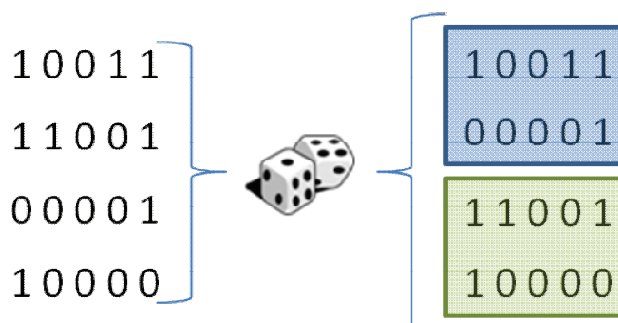


Figura 2.9 - Primeira etapa do cruzamento: seleção de sequências para acasalamento.

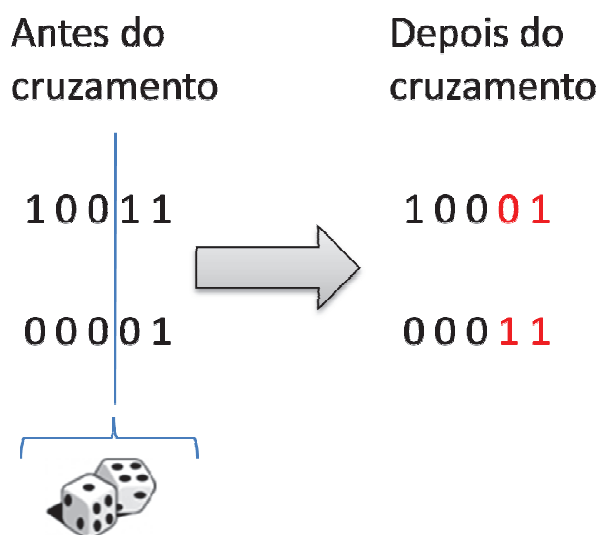


Figura 2.10 - Segunda etapa do cruzamento: troca de caracteres entre duas sequências.

A mutação, segundo Goldberg (1999), desenvolve papel secundário na operação de algoritmos genéticos, mas é necessária, pois a reprodução e os cruzamentos podem tornar-se muito conservadores e perder algum importante material genético. A mutação é a simples alteração no valor de um caractere como uma forma de reduzir as chances de que não vá se perder prematuramente alguma informação importante, i.e. ficar preso em um mínimo ou máximo local. De acordo com Goldberg (1999) um valor empírico para a quantidade de mutações em um algoritmo genético seria de uma mutação a cada mil caracteres.

DeJong e Spears (1990) analisaram o efeito da interação entre o tamanho da população de sequências e os cruzamentos em algoritmos genéticos. Em seu estudo, os autores sugeriram

que operadores de cruzamento com somente um pequeno número de pontos de cruzamento, 1 ou 2, minimizam a ruptura, ou seja, correm menor risco de não atingir a convergência. Grefenstette (1986) sugeriu que a melhor taxa de cruzamentos para populações menores, da ordem de 30, seria de 0,88. Porém a melhor taxa de cruzamentos decrescia para 0,5 em populações de 50 indivíduos e para 0,3 em populações de 80 indivíduos. Tais resultados se mostram razoáveis, uma vez que em populações menores o cruzamento desempenha um papel importante em prevenir a convergência prematura, e indicam que o desempenho do algoritmo genético é uma função não linear dos parâmetros de controle. Man et al. (1999) sugeriram que, para populações maiores, da ordem de 100, fosse utilizada uma taxa de cruzamento de 0,6 e uma taxa de mutação de 0,001, enquanto para populações menores, da ordem de 30, deve ser utilizada uma taxa de cruzamento de 0,9 e taxa de mutação de 0,001. Sanaye e Asgari (2013) utilizaram uma rede neural e um algoritmo genético multi-objetivo para otimizar um ciclo de refrigeração operando como bomba de calor acionado por turbina a gás. Os autores encontraram diferenças máximas de 6,02 % comparando seu modelo virtual com os modelos experimentais, no entanto não mencionam quais foram os valores dos parâmetros de controle utilizados no algoritmo genético.

### 3 METODOLOGIA

Neste capítulo serão apresentados os métodos utilizados para o modelamento e simulação do sistema do condicionador de ar, bem como a metodologia aplicada à otimização.

#### 3.1 Características construtivas dos trocadores de calor

O condicionador de ar proposto neste trabalho é composto de quatro componentes básicos: compressor, condensador, evaporador e dispositivo de expansão.

O compressor utilizado tem capacidade nominal declarada pelo fabricante de 2650 W, com variação admitida de  $\pm 5\%$  e COP declarado de 3,9. Os dados declarados são obtidos por ensaios realizados conforme orientação da norma ANSI/AHRI Standard 540, AHRI (2004). A velocidade de operação do compressor pode variar dentro do intervalo de frequência de 18 a 120 Hz.

O evaporador utilizado é do tipo tubo-aleta, sendo os tubos constituídos de cobre e as aletas de alumínio, semelhante à Fig. 2.5. As características gerais do evaporador encontram-se descritas na Tab.3.1.

Tabela 3.1 - Características gerais do Evaporador.

Diâmetro externo do tubo	7 mm
Número de tubos na face	12
Número de fileiras	2
Comprimento dos tubos	540 mm
Espessura da aleta	0,1 mm
Tipo de aleta	Plana com venezianas
Número de aletas	340

O condensador utilizado, da mesma forma que o evaporador, é do tipo tubo-aleta com características gerais conforme Tab. 3.2.

Tabela 3.2 - Características gerais do Condensador.

Diâmetro externo do tubo	7 mm
Número de tubos na face	22
Número de fileiras	1
Comprimento dos tubos	836 mm
Espessura da aleta	0,1 mm
Tipo de aleta	Plana com venezianas
Número de aletas	658



O dispositivo de expansão utilizado é um tubo capilar com diâmetro interno de 1,1 mm e 600 mm de comprimento.

### 3.2 Compressor

A capacidade e a potência elétrica do compressor são funções de duas variáveis a partir de regressões polinomiais das curvas de desempenho do compressor fornecidas pelo fabricante, Fig. 3.1. As duas curvas apresentam a capacidade frigorífica do compressor e a potência como variáveis dependentes das temperaturas de condensação e evaporação. Adicionalmente foi incluída a variável independente  $F$  às equações, que representa a frequência de rotação do compressor.

Deve ser entendido que o compressor não possui capacidade de refrigeração em si, mas é capaz de comprimir uma vazão de refrigerante que permite esta capacidade de refrigeração no evaporador (STOECKER; JONES, 1985).

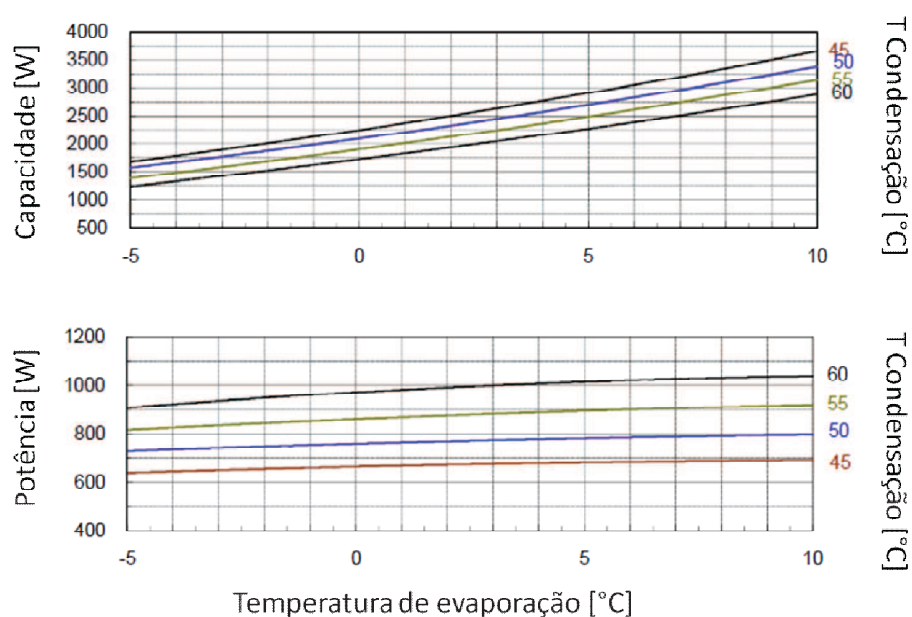


Figura 3.1 - Curvas de desempenho do compressor.

Fonte: dados reais da empresa, cuja identidade fica, a pedido, preservada.

As equações obtidas são da forma da Eq. 3.1.

$$f(T_{cd}, T_{ev}, F) = \left( \begin{array}{l} (c_1 T_{cd}^3 + c_2 T_{cd}^2 + c_3 T_{cd} + c_4) \\ + (c_5 T_{cd}^3 + c_6 T_{cd}^2 + c_7 T_{cd} + c_8) T_{ev} \\ + (c_9 T_{cd}^3 + c_{10} T_{cd}^2 + c_{11} T_{cd} + c_{12}) T_{ev}^2 \\ + (c_{13} T_{cd}^3 + c_{14} T_{cd}^2 + c_{15} T_{cd} + c_{16}) T_{ev}^3 \end{array} \right) (c_{17} F^2 + c_{18} F + c_{19}) \quad (3.1)$$

onde  $T_{cd}$  é a temperatura de condensação,  $T_{ev}$  é a temperatura de evaporação,  $F$  é a frequência de rotação do compressor e os coeficientes  $c_i$  estão registrados na Tab. 3.3.

Tabela 3.3 - Coeficientes ajustados para as equações de capacidade e potência do compressor.

$f(T_{cd}, T_{ev}, F)$		
	Capacidade [W]	Potência [W]
$c_1$	1,1210000E+00	-1,9060317E-01
$c_2$	-1,7220000E+02	3,1310000E+01
$c_3$	8,7170000E+03	-1,6770000E+03
$c_4$	-1,4313700E+05	3,0070000E+04
$c_5$	-5,9941270E-01	6,5594360E-02
$c_6$	9,2220000E+01	-1,0850000E+01
$c_7$	-4,6930000E+03	5,9270000E+02
$c_8$	7,9012000E+04	-1,0651000E+04
$c_9$	1,0000000E-01	-8,0105800E-03
$c_{10}$	-1,5460000E+01	1,3379365E+00
$c_{11}$	7,8990000E+02	-7,3680000E+01
$c_{12}$	-1,3329000E+04	1,3340000E+03
$c_{13}$	-5,4444400E-03	3,2099000E-04
$c_{14}$	8,4629630E-01	-5,4074070E-02
$c_{15}$	-4,3510000E+01	3,0010000E+00
$c_{16}$	7,3890000E+02	-5,4670000E+01
$c_{17}$	-1,6165000E-04	7,1970000E-05
$c_{18}$	2,6998840E-02	1,3801690E-02
$c_{19}$	-3,7981200E-02	-8,7194820E-02

O valor para o coeficiente de determinação,  $R^2$ , obtido para estas regressões, foi de 0,99.

A vazão mássica de refrigerante no ciclo é então obtida a partir do balanço de energia do compressor, Eq. 3.2, sabendo-se que, de acordo com a ANSE/AHRI Standard 540, AHRI (2004), a temperatura do refrigerante na entrada do compressor é mantida a 35 °C e a temperatura de subresfriamento na saída do condensador é mantida em 8,3 °C.

$$\dot{m} = \frac{q_{cat}}{i_1 - i_4} \quad (3.2)$$

onde  $q_{cat}$  é a capacidade do compressor fornecida pelo fabricante, obtida a partir de Eq. 3.1, e  $i_1$  e  $i_4$  são as entalpias de saída e entrada no evaporador, respectivamente.

### 3.3 Condensador

O modelo de transferência de calor proposto para o condensador dividiu o trocador de calor em três regiões distintas para cada circuito de passagem do refrigerante, dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento. Para o interior do tubo nas regiões de dessuperaquecimento e subresfriamento foi utilizada a correlação para transferência de calor monofásica, proposta por Gnielinski (1976), conforme descrita na Eq. 2.56. Para o lado externo do tubo, i.e. o lado ar, foi utilizado o modelo proposto por Wang et al. (1999), descrito na seção 2.7.1, por ser aplicável às aletas com venezianas

O comprimento necessário de tubo para o dessuperaquecimento foi determinado alterando-se o próprio comprimento em um processo iterativo até que fosse possível trocar todo o calor necessário para que o fluido refrigerante atingisse a temperatura de saturação de condensação.

Para a região de condensação foi utilizada a correlação proposta por Shah (1979) e, em processo similar ao utilizado para determinar o comprimento de tubo para o dessuperaquecimento, foi alterado o próprio comprimento do tubo de forma iterativa até a condensação completa do refrigerante, de vapor saturado, i.e.  $x = 1$ , a líquido saturado, i.e.  $x = 0$ . A correlação de Shah (1979) foi escolhida por ser simples e facilmente aplicável na programação.

Para o subresfriamento sobra, então, o restante do comprimento do tubo e, desta forma, a taxa de transferência de calor é determinada de forma direta sem que seja necessário um processo iterativo, uma vez que se conhece de antemão o comprimento restante.

### 3.4 Evaporador

Analogamente ao que foi proposto para o condensador, o modelo do evaporador dividiu o trocador de calor em duas regiões distintas para cada circuito, evaporação e superaquecimento.

Para o interior do tubo na região de evaporação foi utilizado o modelo proposto por Wojtan et al. (2005), descrito na seção 2.4, das Eq. 2.16 a 2.55, a partir do qual se obteve o coeficiente de transferência de calor médio de mudança de fase. Tal modelo foi escolhido por ter sido desenvolvido para o fluido R-410A. Para a região de superaquecimento foi adotada a correlação proposta por Gnielinski (1976), conforme Eq. 2.56. Foi considerada como entalpia de entrada no evaporador a entalpia de saída do condensador.

O lado ar foi calculado utilizando-se o modelo proposto por Wang et al. (2000), diferentemente do que foi utilizado para o condensador, pois durante a evaporação do refrigerante a temperatura do fluido encontra-se abaixo da temperatura de orvalho do ar, causando desumidificação e, neste caso, as aletas encontram-se molhadas, alterando assim o coeficiente de transferência de calor por convecção.

O comprimento de tubo necessário para evaporar o refrigerante foi determinado por método iterativo, comparando-se o calor trocado em um determinado comprimento de tubo com o calor necessário para concluir a mudança de fase desde a entrada no evaporador até a condição de vapor saturado. O restante do comprimento de tubo é utilizado para superaquecimento, não sendo necessário calcular de forma iterativa. Caso o comprimento seja insuficiente para a evaporação, considera-se que o título à entrada do compressor é um, pois na prática há um acumulador de líquido montado junto à admissão do compressor.

### **3.5 Tubo Capilar**

O dispositivo de expansão adotado foi o tubo capilar, pois é o dispositivo de expansão utilizado no modelo físico. Embora o conceito de condicionadores de ar com vazão variável de refrigerante tenha se difundido utilizando-se válvulas de expansão eletrônicas, a simplicidade e baixo custo dos tubos capilares tem tornado este uma boa opção em sistemas de vazão variável de refrigerante de baixa capacidade. Segundo Sarntichartsak e Thepa (2013), tubos capilares têm sido amplamente utilizados em condicionadores de ar do tipo *inverter* de pequeno porte.

Para o cálculo da vazão mássica através do tubo capilar foi utilizado o modelo adiabático proposto por Hermes et al. (2010), conforme Eq. 2.76.

### **3.6 Ventilador**

A fim de obter a potência do ventilador do condensador, foram medidos em uma câmara de bocais a vazão e a potência para pressão estática igual a zero, uma vez que o

emprego deste ventilador é em descarga livre de ar, i.e. sem dutos. Na câmara de bocais foi medida a vazão de 0,373 m<sup>3</sup>/s e potência de 75,5 W à pressão estática de descarga igual a zero. Dado o diâmetro do bocal de descarga do ventilador, que é de 0,32 m, obtém-se a velocidade de descarga de 4,6 m/s.

A eficiência do ventilador pode ser definida conforme a Eq. 3.3.

$$\eta = \frac{pt\dot{V}}{w} \quad (3.3)$$

onde  $pt$  é a pressão total do ventilador, conforme Eq. 3.4,  $\dot{V}$  é a vazão do ventilador e  $w$  é a potência do ventilador, neste caso a potência elétrica absorvida pelo motor elétrico do ventilador, desta forma, estão inclusas as ineficiências do motor elétrico.

$$pt = pd + pe \quad (3.4)$$

onde  $pd$  é a pressão dinâmica na descarga do ventilador, conforme Eq. 3.5 e  $pe$  é a pressão estática medida na câmara de bocais.

$$pd = \frac{\rho V_s^2}{2} \quad (3.5)$$

onde  $\rho$  é a massa específica do ar na entrada do ventilador e  $V_s$  é a velocidade de descarga do ventilador.

A partir da Eq. 3.3 foi obtida a eficiência global do conjunto ventilação de 6,43 %, esta eficiência foi considerada constante para determinar a potência do ventilador nas simulações a diferentes vazões e pressões estáticas, considerando-se a variação da queda de pressão estimada no trocador de calor, calculada conforme demonstrado na seção 2.8.

### 3.6 Simulação do sistema

O sistema foi simulado nas condições descritas na Tab. 3.4, onde TBS é a temperatura de bulbo seco e TBU é a temperatura de bulbo úmido. As condições da sala, i.e. lado do evaporador, são constantes para todas as simulações; já as condições do ambiente externo, i.e.

lado do condensador, foram diferentes para cada simulação, no entanto a TBU não é observada, pois o condensador troca apenas calor sensível com relação ao ar.

As simulações foram feitas para as velocidades do compressor correspondentes às frequências de 52, 56, 60, 64, 68 e 72 Hz.

Tabela 3.4 – Condições de temperatura do ar nas simulações.

Condição	Ambiente		Sala	
	TBS	TBU	TBS	TBU
1	35	-	26,7	19,4
2	30	-	26,7	19,4
3	25	-	26,7	19,4
4	20	-	26,7	19,4

Todos os modelos, incluindo as correlações de transferência de calor e queda de pressão dos trocadores de calor, os modelos do evaporador e do condensador, compressor e dispositivo de expansão foram programados no software EES (KLEIN, 2013) em procedimentos específicos para cada modelo matemático. O processo de simulação é representado na Fig. 3.2.

Inicialmente são estimadas as temperaturas de saturação de evaporação e condensação e a temperatura de entrada no condensador. A partir das condições iniciais, são obtidas a vazão mássica no compressor e a potência elétrica. A vazão mássica, juntamente com a condição inicial de temperatura de condensação, é utilizada para, então, calcular a capacidade do condensador.

A entalpia de saída do condensador e as temperaturas de condensação e evaporação são utilizadas para calcular a vazão mássica que flui através do capilar. É realizado um processo iterativo utilizando-se o método de busca dicotômica, que opera selecionando uma entre duas alternativas distintas no intervalo de busca, alterando-se a temperatura de condensação até que a vazão mássica no capilar coincida com a vazão mássica obtida no compressor. A nova temperatura de condensação é armazenada e utilizada no próximo ciclo de cálculo.

O evaporador é calculado utilizando-se a temperatura de evaporação inicial, a vazão mássica, obtida a partir do modelo do compressor e a entalpia de saída do condensador, a temperatura de saturação de evaporação é ajustada comparando-se a taxa de calor obtida no lado do refrigerante com o lado ar onde, utilizando-se o método de busca dicotômica é gerada uma nova temperatura de evaporação.

É feita a verificação da convergência comparando-se o balanço de energia do lado do refrigerante com os dados de saída de cada modelo e novo ciclo é feito até todos os dados convergirem utilizando-se uma busca dicotômica. Diversos autores, como Hiller e Glicksman (1976) apud Blanco et al. (2012), Stefanuk et al. (1992) e Zhao et al. (2003), também utilizaram com sucesso o método de busca dicotômica para encontrar o ponto de convergência de seus modelos de bomba de calor.

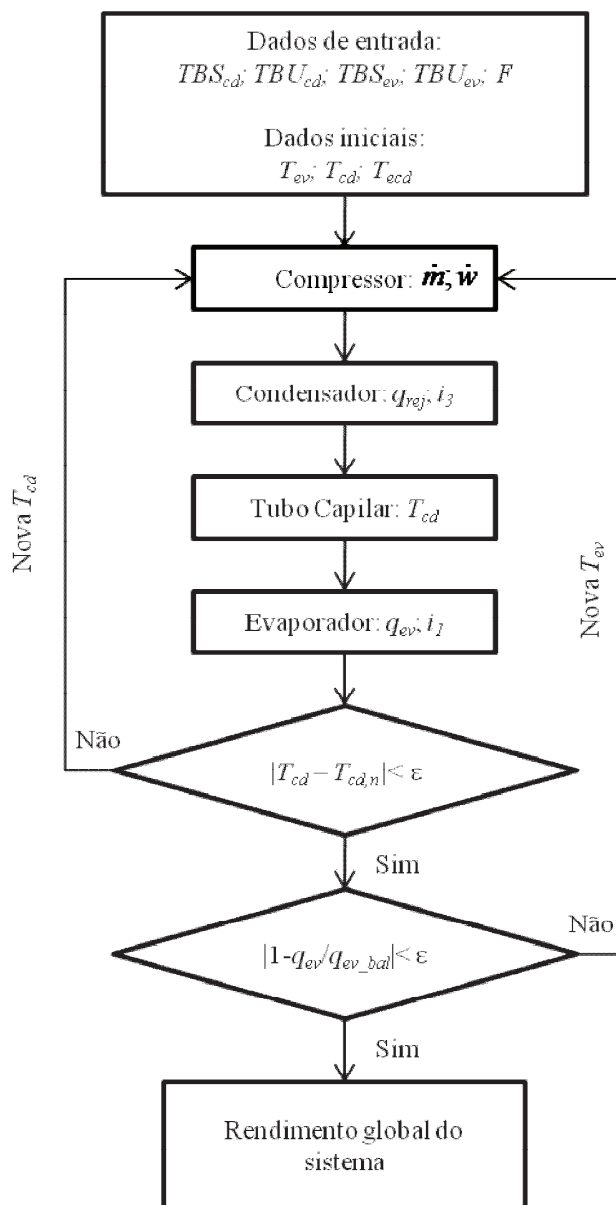


Figura 3.2 - Fluxograma do processo de simulação.

### 3.7 Medições em calorímetro balanceado

Foi realizado o ajuste da simulação com base nos resultados obtidos em calorímetro balanceado.

O calorímetro balanceado, tal qual seu nome indica, obtém os valores de capacidade frigorífica dos condicionadores de ar, com base no balanço de energia. Tal calorímetro é composto de duas salas isoladas com material apropriado. As salas são estabilizadas com o equipamento operando e de acordo com as condições impostas pela Portaria nº 007, de 04 de janeiro de 2011 do INMETRO, conforme Tab. 3.5.

Tabela 3.5 - Condições de temperatura para ensaio de calorimetria.

<b>Lado interno (evaporador)</b>	<b>Lado externo (condensador)</b>
TBS: 26,7 °C	TBS: 35 °C
TBU: 19,4 °C	TBU: 23,9 °C

O lado interno tem sua carga térmica equilibrada pela capacidade frigorífica do equipamento sob ensaio, que retira calor do ambiente, e por cargas de resistências elétricas que adicionam calor ao ambiente. A integral da energia que entra no lado interno, somando lâmpadas, ventiladores e demais equipamentos é, então, dividida pelo tempo total do ensaio, que é de uma hora, resultando na capacidade frigorífica do equipamento.

Para que não ocorra a entrada de calor por condução nas paredes, é construída uma entre-câmara, que é mantida à mesma temperatura que o ambiente interno, não havendo assim, transferência de calor.

A incerteza total na medição de capacidade de um calorímetro balanceado é inferior a  $\pm 2\%$ , enquanto que a incerteza na medição de potência é de  $\pm 0,5\%$ .

### 3.8 Função objetivo

O objetivo é otimizar o custo operacional do equipamento para quatro condições de temperatura do ambiente externo, considerando a ocorrência destas temperaturas para a cidade de Porto Alegre ao longo do ano. A partir dos dados climáticos do ano de 2012, obtidos no Banco de Dados Meteorológicos para Ensino e Pesquisa (INMET, 2014), foram estabelecidas as frequências de ocorrência das temperaturas de 20, 25, 30 e 35 °C, onde foi considerada uma faixa de  $\pm 2,5$  °C de variação para cada temperatura, exceto para a



temperatura de 20 °C onde foi considerada uma variação de +2,5 °C.. Tais dados são coletados em intervalos de 6 horas.

As temperaturas utilizadas neste estudo, bem como suas frequências no ano de 2012, estão apresentadas na Tab. 3.6, Valores abaixo de 20 °C foram excluídos do estudo por não serem representativos em termos de carga térmica. Em função da ocorrência das temperaturas foram atribuídos pesos variando de 0 a 1 para cada faixa de temperatura, excluindo-se a temperatura de 20 °C, conforme Tab. 3.6 e gráfico da Fig. 3.3.

Tabela 3.6 - Distribuição de temperaturas ao longo de 2012 e pesos para Porto Alegre.

T [°C]	Frequência	Peso
35	56	0,08
30	159	0,23
25	316	0,46
20	158	0,23

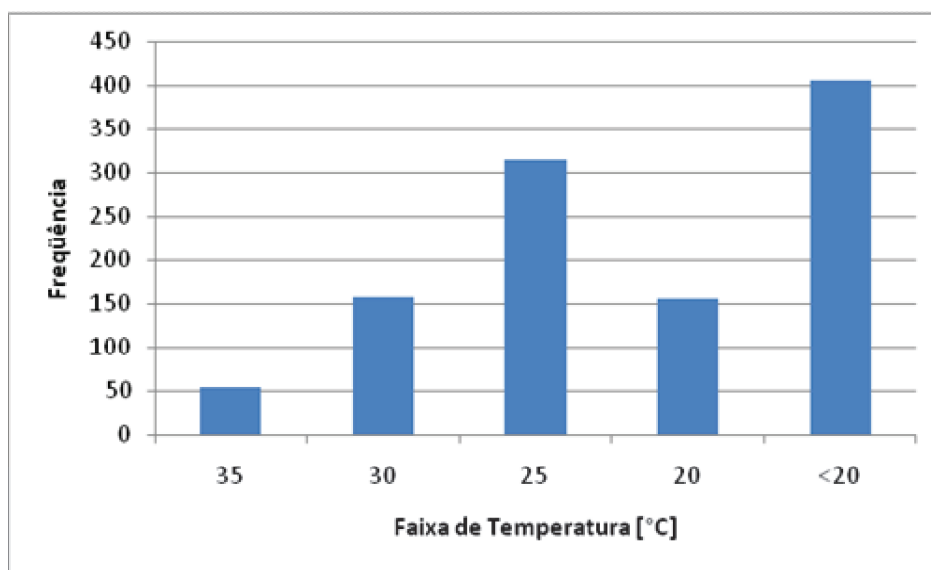


Figura 3.3 Gráfico de distribuição de temperaturas ao longo de 2012 em Porto Alegre.

A demanda de carga térmica para cada faixa de temperatura foi calculada de acordo com a recomendação da norma europeia para cálculo do rendimento sazonal de equipamentos condicionadores de ar EN 14825:2011 (CEN, 2011), conforme Eq. 3.6.

$$q_{d,T} = q_{nom} \cdot RC \quad \text{Eq. (3.6)}$$

onde  $q_{d,T}$  é a carga térmica demandada para a faixa de temperatura,  $q_{nom}$  é a capacidade nominal do equipamento, 2638 W no presente estudo, e  $RC$  é a razão da carga parcial, apresentados na Tab. 3.7.

Desta forma os valores de carga térmica demandados ficam conforme a Tab. 3.7.

Tabela 3.7 - Carga térmica demandada em função da TBS do ambiente externo.

TBS Ambiente Externo [°C]	RC	$q_{d,T}$ [W]
35	1	2638
30	0,74	1952
25	0,47	1240
20	0,21	554

Quando a carga térmica é alcançada pela capacidade frigorífica do sistema, ocorre o desligamento do compressor, ao desligar-se, as pressões de descarga e sucção se equalizam e quando o compressor é ligado novamente é preciso restabelecer a diferença entre as pressões de descarga e sucção, consumindo maior quantidade de energia. A norma europeia EN 14825:2011 (CEN, 2011) usa um coeficiente de degradação para estimar a perda gerada pelos ciclos liga/desliga do compressor.

Para evitar ao máximo os ciclos liga/desliga do compressor, a capacidade frigorífica do equipamento deve estar sempre o mais próxima possível da carga térmica demandada para cada condição.

A fim de minimizar o consumo energético do sistema ao longo do ano e por consequência, o custo operacional, deve-se maximizar o  $COP$  levando-se em consideração a frequência de ocorrência de cada condição climática ao longo do ano e as capacidades demandadas para cada condição. Ao levar em consideração os pesos de cada faixa de temperatura, apresentadas na Tab. 3.6, evita-se que seja maximizado o  $COP$  em uma faixa de temperatura de pouca incidência ao longo do ano. Logo a função objetivo,  $f_o$ , proposta fica conforme a Eq. 3.7

$$\begin{aligned} \text{maximizar } f_o(L_{cap}; N_{cir}; N_f; F; \dot{V}) = & 0,08COP_{T1} \frac{q_{d,T1}}{q_{T1}} + 0,23COP_{T1} \frac{q_{d,T2}}{q_{T2}} \\ & + 0,46COP_{T1} \frac{q_{d,T3}}{q_{T3}} + 0,23COP_{T1} \frac{q_{d,T4}}{q_{T4}} \end{aligned} \quad (3.7)$$

onde os sub-índices  $T1$ ,  $T2$ ,  $T3$  e  $T4$  são as condições 1, 2, 3 e 4 da Tab. 3.4,  $COP_{T_i}$  é o coeficiente de rendimento para cada condição,  $q_{T_i}$  é a capacidade frigorífica obtida em cada condição,  $L_{cap}$  é o comprimento do tubo capilar,  $N_{cir}$  é o número de circuitos do condensador,  $N_f$  é a quantidade de aletas do condensador,  $F$  é a frequência de rotação do compressor e  $\dot{V}$  é a vazão volumétrica de ar no condensador e sendo  $q_{T_i} \geq q_{d,T_i}$ . A razão entre a carga térmica demandada e a capacidade frigorífica obtida para cada condição é colocada como multiplicador em cada termo para que sejam evitadas capacidades muito superiores à carga térmica demandada.

As variáveis  $L_{cap}$ ,  $N_{cir}$  e  $N_f$  são parâmetros físicos do equipamento e necessariamente precisam ter o mesmo valor nas quatro condições, no entanto as variáveis  $F$  e  $\dot{V}$  são parâmetros de controle do equipamento e podem ter seus valores ajustados para cada condição de operação. Desta forma, o algoritmo genético precisa rodar em duas etapas, uma para definir as variáveis físicas construtivas e outra para definir as variáveis de controle da operação,.

### 3.9 Parâmetros de Controle

Grefenstette (1986) definiu como ideal uma taxa de cruzamento de 0,3 para 80 indivíduos, entretanto, Man et al. (1999) definiram como ideal uma taxa de cruzamento de 0,6 para 100 indivíduos. Neste trabalho foi utilizada uma população de 100 indivíduos e optou-se por uma taxa de cruzamento de 0,3, por entender que define melhor a elite dominante da população.

## **4 RESULTADOS**

Os resultados obtidos a partir da construção original do modelo serão apresentados na seção 4.1, sendo estes os resultados anteriores à otimização. Em alguns pontos não foi possível obter a convergência, pois os modelos acabaram saindo da faixa de aplicação e em alguns casos e onde as temperaturas do ambiente externo são mais baixas, o refrigerante retorna na forma bifásica ao compressor.

### **4.1 Resultados para verificação dos modelos**

A partir das simulações com as características originais do equipamento foram obtidos resultados para o COP, capacidade frigorífica, potência elétrica. Os dados obtidos a partir das simulações foram comparados com os valores medidos em calorímetro balanceado.

A partir da comparação, foram ajustados os valores de potência e vazão mássica do compressor com fator de multiplicação de 1,02 e 0,85, respectivamente. O valor de transferência de calor do condensador foi ajustado com fator de multiplicação de 1,5, enquanto que o valor de transferência de calor do evaporador foi ajustado com valor de 0,55. Tais ajustes fizeram-se necessários, pois sabe-se que as correlações propostas pelos diversos autores são as mais genéricas possíveis, nem sempre representando a realidade física do modelo simulado.

#### **4.1.1 Capacidade frigorífica na condição original**

Pode-se verificar a partir da Fig. 4.1 que a capacidade frigorífica aumenta à medida que é reduzida a temperatura do ambiente externo. Tal efeito ocorre devido ao aumento da diferença entre a temperatura do refrigerante e a temperatura do ar do ambiente externo, que por consequência aumenta a capacidade de rejeição de calor para o ambiente.

Verifica-se também que, a velocidades menores do compressor, a capacidade frigorífica é menor e a velocidades maiores, a capacidade frigorífica é maior. Isto ocorre devido à variação da vazão mássica em função da velocidade do compressor.

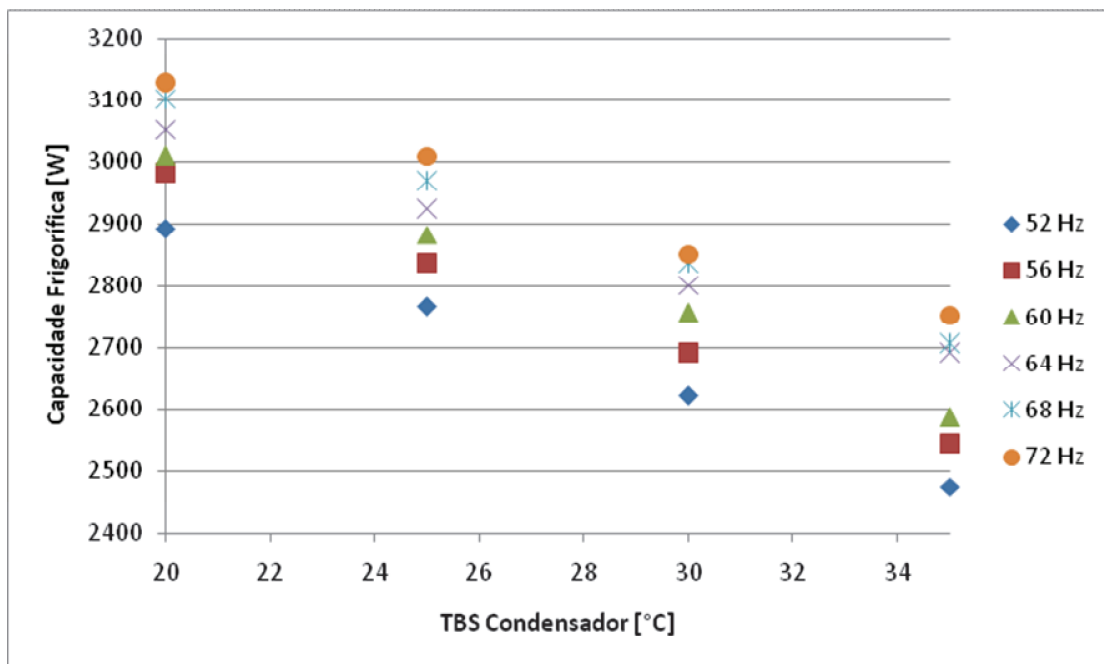


Figura 4.1 - Capacidade frigorífica em função da frequência do compressor e das condições de entrada do ar no condensador.

#### 4.1.2 Potência elétrica original

Verifica-se a partir da Fig. 4.2, que à medida que a temperatura do ar ambiente externo diminui ocorre a diminuição da potência elétrica do sistema. Isto ocorre porque com o ar à temperaturas mais baixas a diferença entre a temperatura do ar e do refrigerante na pressão de saturação aumenta, com isto o sistema rejeita maior quantidade de calor e busca um novo ponto de equilíbrio, reduzindo a pressão de descarga do compressor. Com menor diferencial de pressões entre a saída e a entrada do compressor a potência diminui.

Nota-se também que à medida que a frequência do compressor é aumentada, a potência elétrica aumenta, pois a vazão mássica é maior e, portanto, a capacidade frigorífica aumenta, tornando maior a necessidade de rejeição de calor no condensador, elevando portanto a pressão de condensação.

Pode-se verificar também que, nas frequências mais baixas, a potência do compressor varia menos em função da temperatura externa, isto se deve a que, ao reduzir a velocidade de rotação do compressor, este se aproxima do patamar mínimo de potência necessária para mantê-lo em funcionamento, isto também é evidenciado na Fig. 3.1.

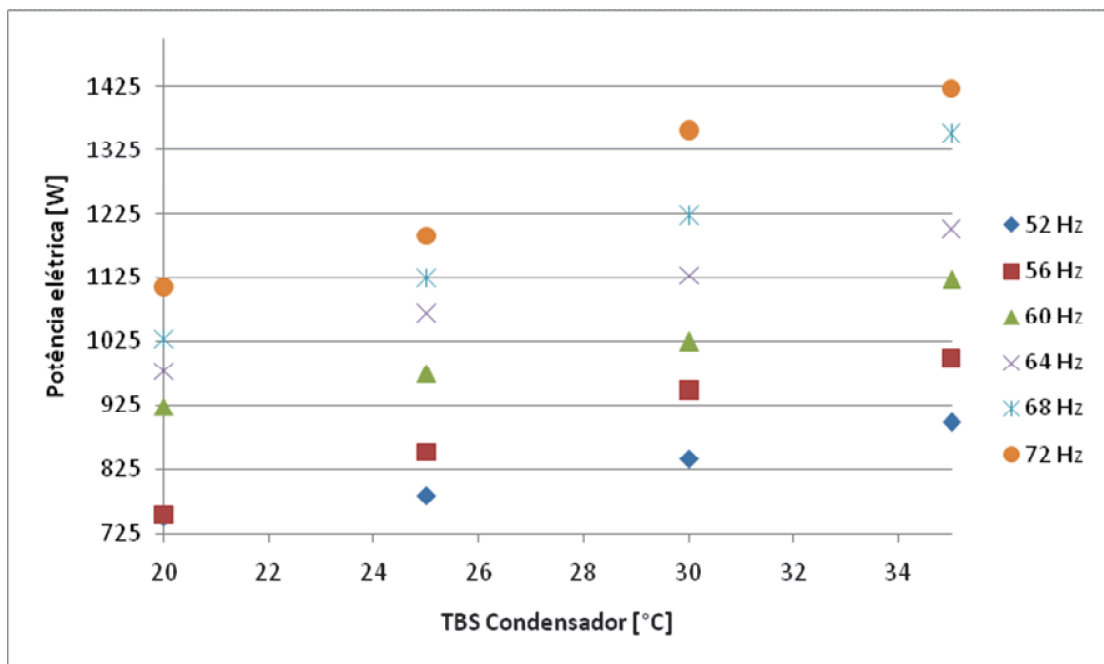


Figura 4.2 - Potência elétrica em função da frequência do compressor.

#### 4.1.3 COP original

Pode-se verificar a partir da Fig. 4.3, que o COP aumenta à medida que a temperatura do ambiente externo diminui, isto ocorre em função do que foi explicitado nas seções 4.1.1 e 4.1.2.

Percebe-se, no entanto, que o aumento da capacidade frigorífica é proporcionalmente inferior ao aumento da potência elétrica, e por esta razão o COP é menor a velocidades maiores do compressor.

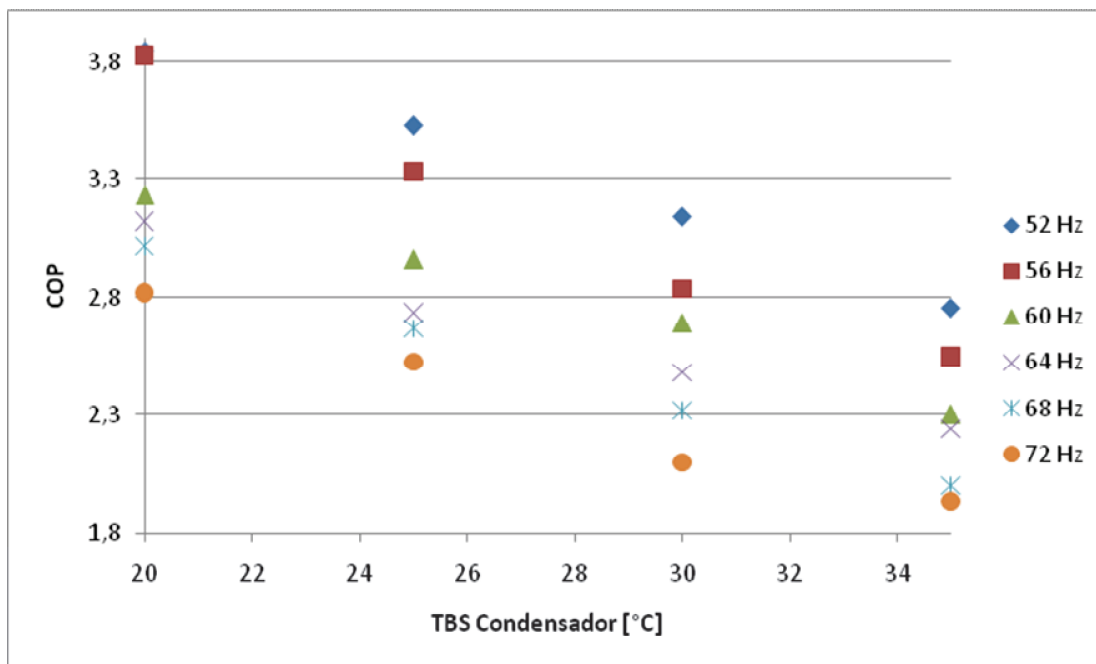


Figura 4.3 - COP em função da variação da temperatura do ambiente externo e da frequência do compressor.

## 4.2 Resultados da otimização

Conforme explicitado na seção 3.8, a otimização foi dividida em duas etapas, na primeira etapa foram otimizados os parâmetros físicos construtivos e na etapa seguinte foram otimizados os parâmetros de controle de operação.

### 4.2.1 Otimização dos parâmetros físicos construtivos

Os parâmetros físicos construtivos foram otimizados de acordo com a função objetivo proposta pela Eq. 3.7. Para a otimização o parâmetro de frequência do compressor foi fixado em 52 Hz. Foram necessárias 6 gerações com uma população de 100 indivíduos para que se chegasse ao resultado, considerando-se que cada geração fora simulada nas quatro condições propostas, a otimização resultou de um total de 2400 simulações. Caso tivesse sido utilizado um método exaustivo, teriam sido necessárias 159840 simulações.

O valor da FO foi de 1,43, obtido a partir dos parâmetros mostrados na Tab. 4.1. Os valores otimizados mostraram redução no comprimento do tubo capilar, na quantidade de aletas e diminuição da quantidade de circuitos do condensador. A redução do comprimento do tubo capilar é esperada, pois a pressão de condensação diminui e, por consequência, a

potência de compressão. No entanto, a redução da quantidade de aletas não era esperada, pois como efeito, tende a reduzir a transferência de calor, mas é provável que a redução da quantidade de aletas tenha causado efeito mais significativo na diminuição da potência de ventilação, pois diminui a queda de pressão do ar ao passar pelo trocador de calor. O gráfico da evolução da dispersão dos resultados é mostrado na Fig. 4.4, onde pode-se verificar a tendência de homogeneidade dos resultados.

Tabela 4.1 - Parâmetros físicos construtivos otimizados

Parâmetro	Valor original	Valor otimizado
$L_{cap}$	0,6 m	0,5276 m
$N_{cir}$	2	1
$N_f$	658	494

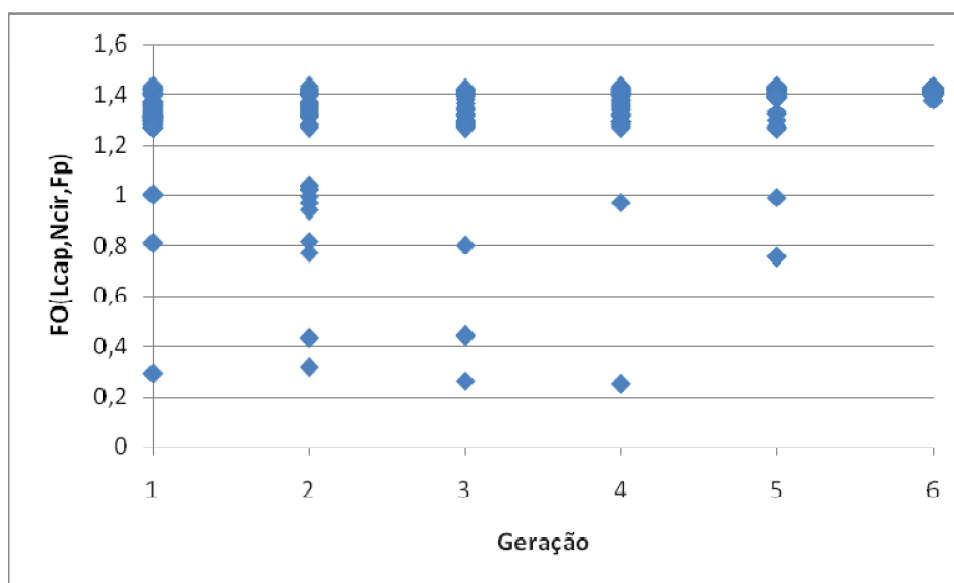


Figura 4.4 - Dispersão dos resultados a cada geração

Os valores de capacidade frigorífica, potência, COP, temperaturas de saturação de condensação e evaporação e vazão mássica são descritos na Tab. 4.2.



Tabela 4.2 - Resultados da otimização dos parâmetros físicos construtivos

TBScd [°C]	F [Hz]	Capacidade Frigorífica [W]	W [W]	COP	Tcd [°C]	Tev [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]
35	52	2478	802,1	3,089	51,87	11,25	0,01513
30	52	2607	757,7	3,441	48,82	10,8	0,01516
25	52	2736	721,7	3,791	46,3	10,3	0,01518
20	52	2865	694,1	4,128	42,5	9,7	0,01519

Os valores de capacidade podem ser visualizados na Fig. 4.5, onde pode-se verificar que os valores de capacidade frigorífica após a otimização aumentam de forma menos acentuada conforme diminui-se a temperatura do ar externo. Tal efeito é desejável, dado que a carga térmica demandada diminui conforme a temperatura do ar externo diminui.

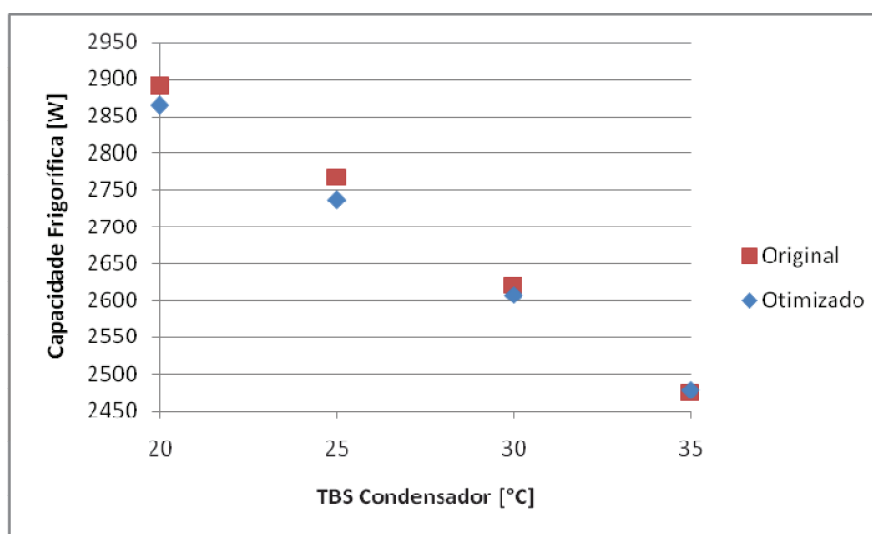


Figura 4.5 - Capacidade frigorífica versus temperatura de condensação com os parâmetros físicos construtivos otimizados.

Na Fig. 4.6 pode-se verificar que a potência do condicionador de ar se reduziu em aproximadamente 11% para a temperatura de ar exterior de 35 °C e aproximadamente 7% para a temperatura de ar exterior de 20 °C. Esta melhoria deve-se principalmente pela redução de comprimento do tubo capilar, que passou de 0,6 mm de comprimento para 0,5276 mm. A redução do comprimento do tubo capilar diminui a diferença entre as pressões de condensação e evaporação, que por sua vez reduz o consumo do compressor.

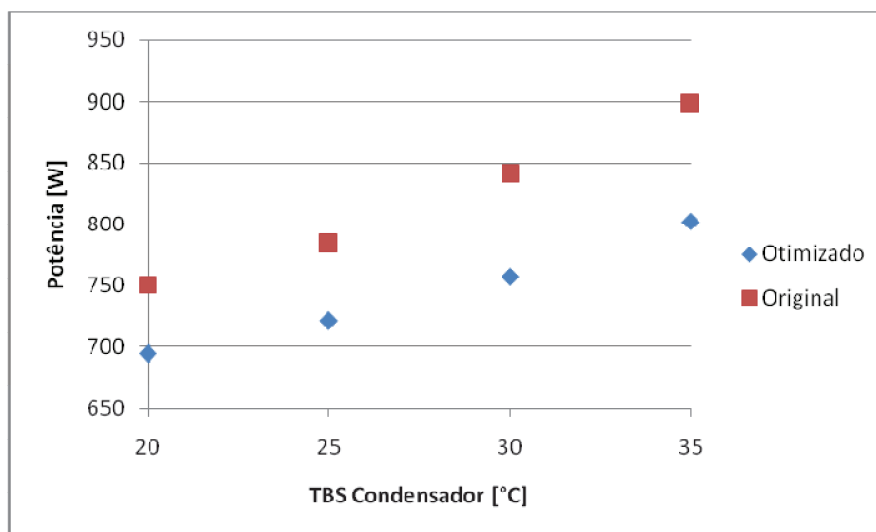


Figura 4.6 - Potência versus temperatura de ar exterior após a otimização.

A redução de potência, por sua vez, acaba por elevar o rendimento do sistema, conforme mostrado na Fig. 4.7.

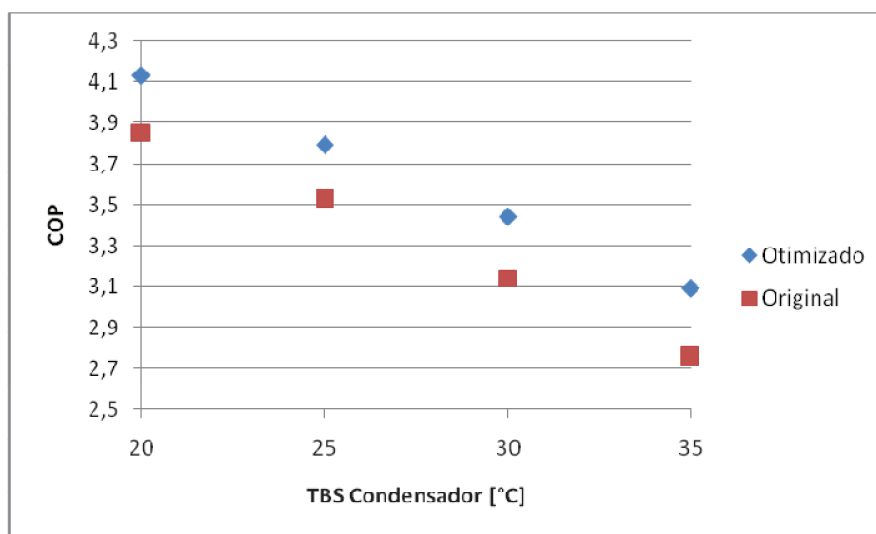


Figura 4.7 - COP versus temperatura de ar exterior após a otimização

#### 4.2.2 - Otimização dos parâmetros de controle

Os parâmetros de controle foram otimizados separadamente derivando-se a Eq. 3.7 em função de  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$  e  $T_4$ . Após a otimização, o valor obtido para a FO, Eq. 3.7, foi de 2,7.

Os valores de capacidade frigorífica, potência, COP, temperaturas de saturação de condensação e evaporação e vazão mássica são descritos na Tab. 4.3. Foram necessárias 2000 simulações para se chegar ao resultado otimizado, porém em uma busca exaustiva seriam necessárias 181248 simulações.

Tabela 4.3 - Resultados da otimização dos parâmetros de controle

TBScd [°C]	F [Hz]	Vazão de ar [m <sup>3</sup> /s]	Capacidade Frigorífica [W]	W [W]	COP	Tcd [°C]	Tev [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]
35	54	0,4087	2540	861,3	2,949	51,81	10,98	0,01529
30	41	0,2987	2368	504,1	4,698	46,42	11,62	0,0138
25	40	0,2832	2535	448,3	5,655	42,54	10,76	0,01375
20	40	0,2832	2632	436,3	6,032	38,57	9,60	0,01380

A Fig. 4.8 mostra o comparativo entre a curva de demanda proposta na Tab. 3.7 e os valores de capacidade frigorífica obtidos para cada condição após a otimização. Pode-se verificar, pela linha de tendência da capacidade frigorífica otimizada, que a mesma se descola da curva de demanda antes mesmo de atingir a temperatura de 30 °C. Isto se deve provavelmente ao fato de se estar utilizando um tubo capilar como dispositivo de expansão, que não varia de comprimento ou diâmetro para ajustar a vazão mássica de refrigerante nas diferentes condições. Desta forma o controle de vazão mássica de refrigerante ocorre apenas pela variação de velocidade do compressor, que está limitada à mínima velocidade de 40 Hz, por recomendação do fabricante, visando garantir o retorno do óleo lubrificante que circula junto com o refrigerante ao longo do sistema. É possível que haja melhor ajuste da capacidade do sistema em cargas parciais utilizando-se uma válvula de expansão eletrônica no lugar do tubo capilar.

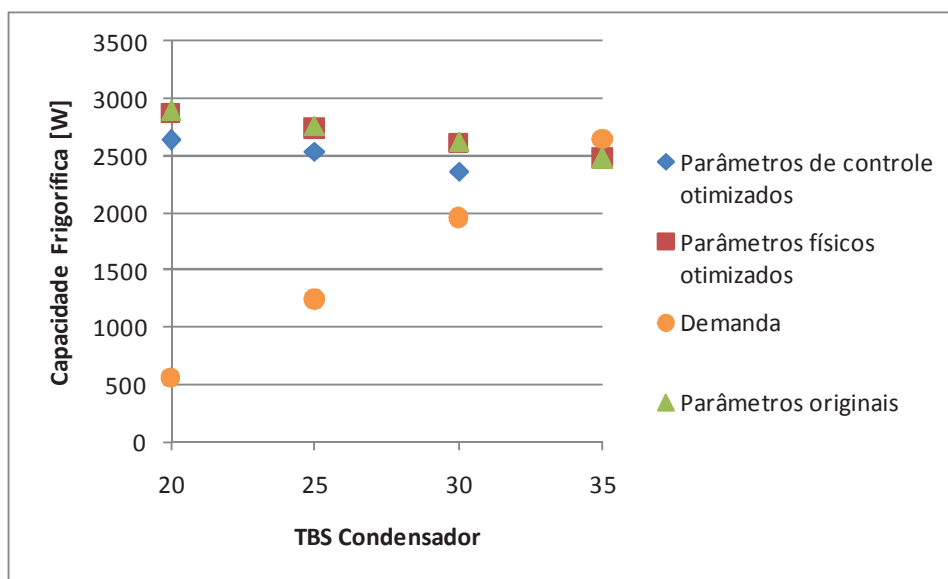


Figura 4.8 - Curva de capacidade frigorífica versus demanda de carga térmica

A Fig. 4.9 mostra o comparativo de potência entre o sistema original após a otimização dos parâmetros físicos construtivos, unicamente, e a otimização dos parâmetros de projeto somada à otimização dos parâmetros de controle. Desta forma, pode-se verificar que há uma redução significativa da potência em cargas parciais entre o que seria um sistema otimizado com vazão constante de ar e vazão volumétrica constante de refrigerante e um sistema otimizado com vazão de ar variável de condensação e vazão volumétrica variável de refrigerante. Em outras palavras, mostra uma comparação entre um sistema otimizado sob condições fixas de vazão dos fluidos e um sistema otimizado sob condições variáveis de vazão dos fluidos.

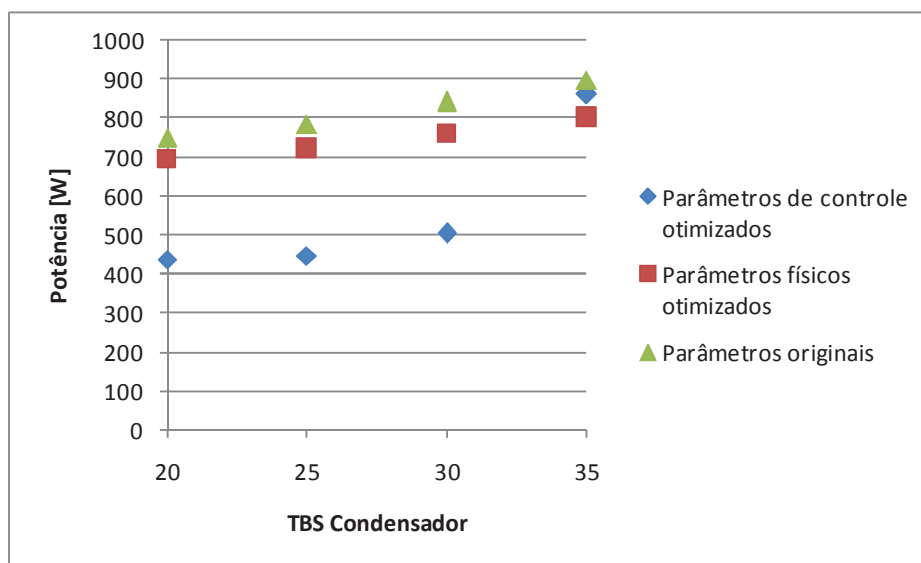


Figura 4.9 - Comparativo da potência entre a otimização dos parâmetros físicos construtivos e dos parâmetros de controle da operação.

A redução da potência em cargas parciais se reflete em maior rendimento do sistema, que pode ser verificado na Fig. 4.10.

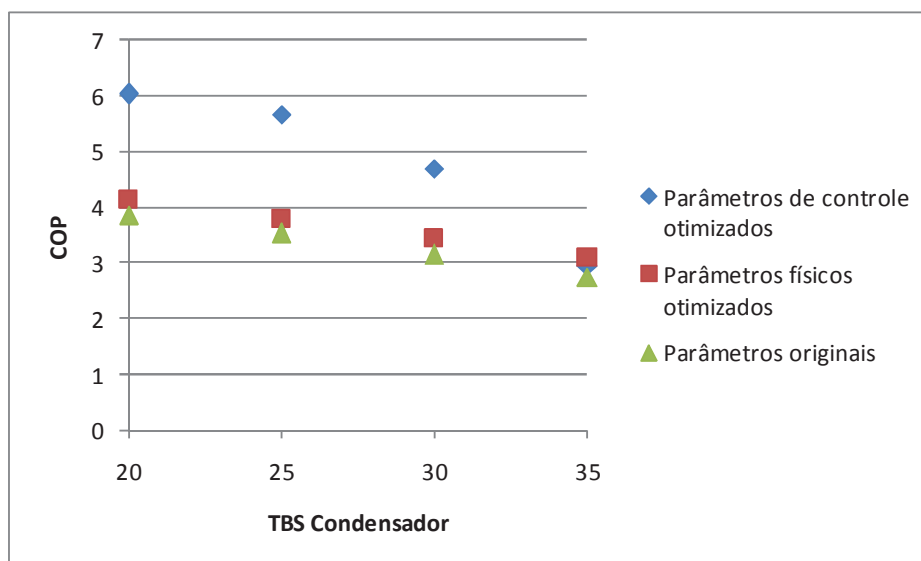


Figura 4.10 - Comparativo do COP entre a otimização dos parâmetros físicos construtivos e a otimização dos parâmetros de controle.

## 5 CONCLUSÃO

O sistema térmico de um condicionador de ar do tipo *split-hiwall* com vazão variável de refrigerante foi modelado utilizando o software EES. Foram modelados os quatro componentes básicos do sistema: compressor, condensador, dispositivo de expansão e o evaporador.

Os modelos foram ajustados de forma a se aproximar o máximo possível da amostra física com base em teste realizado em calorímetro balanceado.

Elencaram-se os parâmetros de vazão de ar, frequência do compressor, comprimento do tubo capilar, o número de circuitos e o número de aletas do condensador para otimizar o custo operacional do condicionador de ar. Para otimização foi programado no software EES um algoritmo genético com os operadores básicos: reprodução, cruzamento e mutação. A otimização foi aplicada em duas etapas: a primeira etapa otimizou o custo operacional apenas em função dos parâmetros de projeto, nas mesmas condições em que o modelo foi ajustado; a segunda etapa otimizou o custo operacional em função dos parâmetros de controle, que podem variar durante a operação do equipamento.

Os resultados obtidos a partir da aplicação do algoritmo genético apresentaram melhora significativa quando comparados aos resultados obtidos utilizando-se os parâmetros iniciais de projeto. Também foi possível verificar o potencial de redução de consumo de energia em períodos de clima mais ameno ao utilizarem-se sistemas capazes de modular a capacidade frigorífica para que acompanhe ao máximo a variação de carga térmica ambiente.

Conforme mostrado na seção 2.10, não se espera obter a solução ótima, mas sim, uma solução suficientemente boa ou quase-ótima para o problema. Ainda que não seja eliminado o protótipo real definitivamente, a otimização do modelo virtual pode reduzir significativamente a quantidade de protótipos necessários durante o desenvolvimento, bem como a quantidade de testes e o tempo necessário até que um novo produto chegue ao mercado, uma vez que os resultados obtidos a partir da otimização do modelo virtual podem ser utilizados para gerar protótipos que se aproximem mais dos objetivos propostos pelo projeto.

A programação no software EES foi feita utilizando-se procedimentos que realizam os cálculos de forma seqüencial e possivelmente não aproveitou ao máximo as funcionalidades que o software oferece, como por exemplo a solução simultânea de equações. Tal opção de programação não se deu por acaso, mas sim, para obter-se melhor controle sobre a seqüência de cálculo, no entanto, em trabalhos futuros, pode-se explorar mais a solução simultânea de equações para reduzir o tempo necessário para cada simulação.

Para a realização deste trabalho buscaram-se dados climáticos em bancos de dados de origem confiável, como o BDMEP (INMET, 2014), no entanto, tais dados ainda são insuficientes para que seja possível a estimativa de consumo anual do condicionador de ar nas cidades brasileiras, pois as temperaturas não são registradas de hora em hora. A falta destes dados também dificulta a elaboração de uma norma brasileira capaz de considerar a operação do condicionador de ar em condições climáticas sazonais. A ausência de tal norma retarda o processo evolutivo de eficiência energética, pois um condicionador de ar otimizado apenas para a condição de projeto pode não ser ótimo para a maior parte das condições climáticas que irá enfrentar quando em operação e, por fim, o consumidor desavisado pode adquirir de forma equivocada um sistema que lhe custe mais em detrimento a um sistema otimizado para o ano todo. Posto isto, é de fundamental importância a criação de um banco de dados com registros de hora em hora dos dados climáticos em estações automatizadas, só então será possível estimar de forma menos imprecisa o consumo anual de energia dos condicionadores de ar.

## REFERÊNCIAS

AHRI. **Standard for Performance Rating of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units**. AHRI - Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute. 2004.

BLANCO, D. L.; NAGANO, K.; MORIMOTO, M. **Steady state vapor compression refrigeration cycle simulation for a monovalent inverter-driven water-to-water heat pump with a desuperheater for low energy houses**. *International Journal of Refrigeration*, v. 35, p. 1833–1847, 2012.

CARDOSO, R. B. et al. An assessment of energy benefits of efficient household air-conditioners in Brazil. **Energy Efficiency**, v. 5, p. 433-446, 2012.

CAVALLINI, A. et al. Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes. **International Journal of Refrigeration**, v. 23, p. 4-25, 2000.

CAVALLINI, A.; LONGO, G. A.; ROSETTO, L. **Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerants in tubes of finned tube heat exchangers. Recent Development in Finned Tube Heat Exchangers: Theoretical and Practical Aspects**. Dinamarca: DTI, 1993.

CEN. **EN 14825:2011 - Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically compressors, for space heating and cooling- Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance**. CEN - Comité Européen de Normalisation, 2011.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. Tradução de Eurico Rodrigues e João Paulo Ferreira. 3ª Edição. Amadora: McGraw-Hill, 2001. 1009 p.

DeJONG, K. A.; SPEARS, W. M. An analysis of the interacting roles of population size and crossover in genetic algorithms. **Proc. First Workshop Parallel Problem Solving from Nature**, 1990.

DEVOTTA, S. et al. Alternatives to HCFC-22 for air conditioners. **Applied Thermal Engineering**, v. 21, p. 703–715, 2001.

DOUGALL, R. S.; ROHSENOW, W. M. Film boiling on the inside of vertical tubes with upward flow of the fluid at low vapor qualities. **MIT Report**, v. 9079-26, 1963.

ELETROBRAS; PROCEL. **Relatório de resultados do Procel 2013 - ano base 2012**. Rio de Janeiro. 2013.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balço Energético Nacional 2012: Ano Base 2011**. Rio de Janeiro. 2012.

GREFENSTETTE, J. J. Optimization of Control Parameters for Genetic Algorithms. **IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics**, v. SMC-16, n°1, 1986.

GNIELINSKI, V. **Int. Chem. Eng.**, v. 16, p. 359, 1976.



GOLDBERG, D. E. **Genetic Algorithms in search, optimization, and machine learning.**

[S.l.]: Addison Wesley Longman, 1999.

GROENEVELD, D. C. **Post dry-out heat transfer at reactor operating conditions.** ANS TOPICAL MEETING ON WATER REACTOR SAFETY. Salt Lake City, 1973.

HERMES, C. J. L.; MELO, C.; KNABBEN, F. T. Algebraic solution of capillary tube flows - Part I: Adiabatic capillary tubes. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p. 449-457, 2010.

HERRING, H.; ROY, R. Technological innovation, energy efficient design and the rebound effect. **Technovation**, v. 27, p. 194-203, 2007.

HILLER, C. C.; GLICKSMAN, L. R. **Improving heat pump performance via compressor capacity control - Analysis and test.** Technical Report, Massachusetts Institute of Technology, 1976.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** Tradução de Carlos A. B. da Silva. 5ª Edição. Rio de Janeiro: LTC, 698 p., 2003.

**INMET - Instituto Nacional de Meteorologia.** Disponível em:

<<http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=bdmep/bdmep>>. Acesso em: 11 jan. 2014.

KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat Exchangers: selection, rating, and thermal design.** 2ª Edição. Boca Raton: CRC, 2002.

KANDLIKAR, S. G. Development of a flow boiling map for subcooled and saturated flow boiling of different fluids in circular tubes. **Journal of Heat Transfer**, v. 113, p. 190–200, 1991.

KATTAN, N.; THOME, J. R.; FAVRAT, D. Flow boiling in horizontal tubes: Part 1 - Development of a diabatic two-phase flow pattern map. **Journal of Heat Transfer**, v. 120, p. 140-147, 1998.

KATTAN, N.; THOME, J. R.; FAVRAT, D. Flow boiling in horizontal tubes. Part 3: Development of a new heat transfer model based on flow patterns. **Journal of Heat Transfer**, v. 120, p. 156–165, 1998.

KEDZIERSKI, M. A.; GONÇALVES, J. M. Horizontal convective condensation of alternative refrigerants within a micro-fin tube. **Enhanced Heat Transfer**, v. 6, p. 161-178, 1999.

KIM, Y.; SEO, K.; CHUNG, J. T. Evaporation heat transfer characteristics of R-410A in 7 and 9.52 mm smooth/micro-fin tubes. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, 2002. p. 716-730, 2002.

KLEIN, S. A. **EES - Engineering Equation Solver.** [S.l.]: F-chart Software, 2013.

MAN, K. F.; TANG, K. S.; KWONG, S. **Genetic Algorithms: Concepts and Designs.** Londres: Springer-Verlag, 1999.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs**. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/clima/protecao-da-camada-de-ozonio/programa-brasileiro-de-eliminacao-dos-hcfc>>. Acesso em: 14 jan. 2014.

MOLINA, M. J.; ROWLAND, F. S. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atomic-catalysed destruction of ozone. **Nature**, v. 249, 1974.

UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME. Handbook for the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer. Disponível em: <[http://ozone.unep.org/new\\_site/en/montreal\\_protocol.php](http://ozone.unep.org/new_site/en/montreal_protocol.php)>. Acesso em: 24 fev. 2014.

PEREIRA, I. M.; DE ASSIS, E. S. Urban energy consumption mapping for energy management. **Energy Policy**, v. 59, p. 257-269, 2013.

Portaria nº 007, de 04 de janeiro de 2011. INMETRO, 2011. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/legislacao/rtac/pdf/RTAC001655.pdf>>. Acesso em: 17 set. 2013

RAYWARD-SMITH, V. J.; OSMAN, I. H.; REEVES, C. R.; SMITH, G. D. **Modern Heuristic Search Methods**. Chichester: John Wiley, 294 p, 1996.

SANAYE, S.; ASGARI, H. **Thermal modeling of gas engine driven air to water heat pump systems in heating mode using genetic algorithm and Artificial Neural Network methods**. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, p. 2262–2277, 2013.

SARNTICHARTSAK, P.; THEPA, S. Modeling and experimental study on the performance of an inverter air conditioner using R-410A with evaporative cooled condenser. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, p. 597–610, 2013.

SCHMIDT, T. Heat transfer calculations for extended surfaces. **Refrigeration Engineering**, [S. 1.], p. 351–357, 1949.

SHAH, M. M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. **International Journal of Heat Mass Transfer**, v. 22, p. 547-556, 1979.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc., 2003.

STEFANUK, N. B. M.; APLEVICH, J. D.; RENKSIZBULUT, M. **Modeling and simulation of a superheat-controlled water-to-water heat pump**. **ASHRAE Transactions: Research**, v. 98, p. 172–184, 1992.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Tradução de , José M. S. Jabardo; Euryale Zerbine, *et al.* São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

**The 1987 Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer The Evolution of the Montreal Protocol**. Disponível em: <[http://ozone.unep.org/new\\_site/en/Treaties/treaties\\_decisions-hb.php?sec\\_id=342](http://ozone.unep.org/new_site/en/Treaties/treaties_decisions-hb.php?sec_id=342)>. Acesso em: 14 jan. 2014.

THOME, J. R.; EL HAJAL, J.; CAVALLINI, A. Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, p. 3365-3387, 2003.

WANG, C. C. et al. Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 42, p. 1945-1956, 1999.

WANG, C. C.; LIN, Y. T.; LEE, C. J. Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube heat exchangers in wet conditions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 43, p. 3443-3452, 2000.

WOJTAN, L.; URSENBACHER, T.; THOME, J. R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I - A new diabatic two-phase flow pattern map. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, p. 2955-2969, 2005a.

WOJTAN, L.; URSENBACHER, T.; THOME, J. R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II - Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, p. 2970-2985, 2005b.

YANG, X.-S. Engineering optimization: an introduction with metaheuristic applications. Hoboken: John Wiley & Sons, 2010.

ZHAO, P. C. et al. **Simulation of a geothermal heat pump with non-azeotropic mixture.** Applied Thermal Engineering, v. 23, p. 1515–1524, 2003.