

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA**

**ÁREA DE CONCENTRAÇÃO:
DESENVOLVIMENTO DE PROCESSOS QUÍMICOS**

**TÉCNICAS DE MODELAGEM, SIMULAÇÃO
E OTIMIZAÇÃO DE PROCESSOS DE
REFRIGERAÇÃO E DE CONGELAMENTO**

EDER DUTRA DE RESENDE

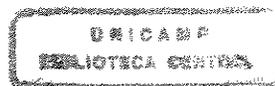
Orientadora: PROF^a DR^a MARIA REGINA WOLF MACIEL

**Tese apresentada à Faculdade de Engenharia Química da UNICAMP
como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em
Engenharia Química**

CAMPINAS- SÃO PAULO

FEVEREIRO DE 2000

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE



VILAQUE
1. CHAMADA:
T/UNICAMP
R 311t
41552
278/00
VALOR R\$ 11,00
DATA 13-07-00
N.º CFD

CM-00142763-4

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

R311t

Resende, Eder Dutra de
Técnicas de modelagem, simulação e otimização de
processos de refrigeração e de congelamento / Eder
Dutra de Resende.--Campinas, SP: [s.n.], 2000.

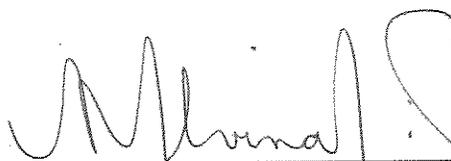
Orientadora: Maria Regina Wolf Maciel.
Tese (doutorado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Modelagem. 2. Simulação. 3. Refrigeração. 4.
Alimentos congelados. 5. Refrigeradores. 6. Otimização
matemática. I. Maciel, Maria Regina Wolf. III.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Química. III. Título.

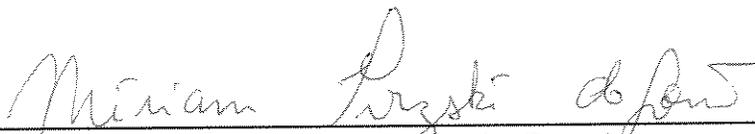
Dissertação de Tese de Doutorado defendida por Eder Dutra de Resende e aprovada em 10 de Fevereiro de 2000 pela banca examinadora constituída pelos doutores:



Prof.ª Dr.ª Maria Regina Wolf Maciel
(Orientadora)



Prof.ª Dr.ª Maria Alvina Krähenbühl
(Titular)



Dr.ª Míriam Tvrzská de Gouvêa
(Titular)



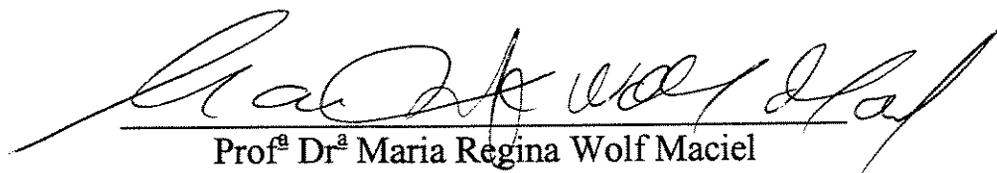
Prof. Dr. Theo Guenter Kieckbusch
(Titular)



Prof. Dr. Vivaldo Silveira Junior
(Titular)

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

Este exemplar corresponde à redação final da Dissertação de Doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Química (UNICAMP), defendida por Eder Dutra de Resende e aprovada pela Comissão Julgadora em 10 de Fevereiro de 2000.



Profª Drª Maria Regina Wolf Maciel
(Orientadora)

Dedicatória:

**Dedico este trabalho para o meu grande amor,
Mara
e para os meus pais, Olímpio e Maura**

AGRADECIMENTOS

À Professora Maria Regina Wolf Maciel pela calorosa recepção no curso de Engenharia Química e o grande incentivo que possibilitou a elaboração deste projeto de pesquisa.

Ao Professor Rubens Maciel Filho que incentivou e motivou muito a realização deste trabalho.

Ao Professor Theo Guenter Kieckbusch que possibilitou o contato com o Professor Mascheroni, que gentilmente nos concedeu os dados experimentais do equipamento de congelamento.

Aos Pesquisadores Eduardo Coselli e Eduardo Dechechi que contribuíram muito para o desenvolvimento do programa de simulação e à Dr^a Míriam Tvrzská de Gouvêa que possibilitou a elaboração do procedimento de otimização.

A todos os colegas e pesquisadores do LOPCA/LDPS, que proporcionaram o intercâmbio de informações e auxiliaram nos problemas técnicos, juntamente com o Cristiano, o Luciano e o Rafael.

A todos os funcionários da FEQ e das Bibliotecas da FEA e BAE que contribuíram com a prestação de serviços básicos e fundamentais.

Ao Prof. Oswaldo de Assis Gomes e à D. Nina pelo grande apoio, principalmente durante a finalização deste trabalho.

À Mara pelo auxílio de correção e de impressão final do trabalho de tese.

À CAPES pelo suporte financeiro à pesquisa.

À todos os amigos e colegas de trabalho que proporcionaram momentos agradáveis e contribuíram de forma positiva para o desenvolvimento desta tese.

E, finalmente, gostaria de homenagear aquelas pessoas que são especiais e merecedoras do meu apreço: Lucia, Monge, Carmencita, Miguel Müller, Rato, Bibi, Zé Renato, Guilherme, Catarina, Carla, Tony, Lelê, Rodox, Tati, Carreira, Lara e Caco, Bigato, Caio Graco e Nívea, Jurandi, Miguel e Nalva, Manoela, Zulu, Marcelo e Lucília, Joe, Fridão, Cidinha, Marina e Flávio, Aminthas, Rogério, Marreco, os queridos sobrinhos Niltinho, Isabela, Higor, Giovana, Ana Flávia, Vitor, Guilherme e Luísa, cunhados e irmãos Ricardo e Marisa, Ana e Flávio Dutra, Márcia e Valente, Marcus e Soraya, Tia Neuza, além da grande Sacha.

ÍNDICE GERAL

RESUMO.....	<i>i</i>
ABSTRACT.....	<i>iii</i>
LISTA DE FIGURAS.....	<i>v</i>
LISTA DE TABELAS.....	<i>ix</i>
NOMENCLATURA.....	<i>x</i>
Capítulo I. Introdução e objetivos do trabalho.....	<i>1</i>
I.1 Estrutura básica dos modelos representativos de um sistema de refrigeração industrial.....	<i>3</i>
I.1.1 Modelos dos componentes da planta de refrigeração industrial.....	<i>5</i>
I.1.2 Modelos de simulação das aplicações da planta de refrigeração.....	<i>6</i>
I.2 Motivação para o desenvolvimento do trabalho.....	<i>10</i>
I.3 Objetivos.....	<i>16</i>
Capítulo II. Revisão bibliográfica.....	<i>18</i>
II.1 Identificação dos modelos de simulação da planta de refrigeração industrial aplicada para o congelamento de alimentos.....	<i>18</i>
II.2 Análise da estrutura física de sistemas de refrigeração industrial.....	<i>22</i>
II.2.1 Estrutura dos modelos típicos de sistemas de refrigeração industrial.....	<i>25</i>
II.3 Projeto da planta básica do sistema de refrigeração.....	<i>28</i>
II.3.1 Tipos alternativos de sistemas de refrigeração.....	<i>31</i>
II.3.2 Ciclos de refrigeração alternativos.....	<i>34</i>
II.4 Análise do fluido refrigerante do sistema.....	<i>39</i>
II.4.1 Escolha do fluido refrigerante do sistema.....	<i>43</i>
II.4.2 Análise do impacto de utilização de fluidos refrigerantes alternativos.....	<i>48</i>
Capítulo III. Análise das variáveis de cálculo da carga térmica de congeladores industriais de alimentos.....	<i>52</i>
III.1 Fatores restritivos do projeto da carga térmica de congeladores.....	<i>53</i>
III.2 Influência das propriedades termofísicas sobre o projeto da carga térmica do congelador.....	<i>57</i>

III.3	Influência do coeficiente de transferência de calor na superfície do produto sobre a carga térmica do equipamento.....	58
III.4	Modelos de predição da carga térmica do produto congelado.....	60
III.4.1	Modelos empíricos.....	60
III.4.2	Predição da carga térmica do produto.....	64
Capítulo IV. Modelagem e simulação do perfil de carga térmica de sistemas de congelamento de alimentos.....		66
IV.1	Modelagem do perfil de carga térmica característica de um congelador de placas.....	69
IV.1.1	Modelo de cálculo das propriedades termofísicas do produto.....	74
IV.1.2	Resolução do modelo de transferência de calor do produto.....	75
IV.2	Simulação do perfil de carga térmica de um congelador de placas.....	78
Capítulo V. Modelagem e simulação das propriedades termodinâmicas de fluidos refrigerantes.....		87
V.1	Descrição e análise do modelo de cálculo do equilíbrio de fases do fluido refrigerante.....	90
V.2	Simulação das condições termodinâmicas do equilíbrio de fases do fluido refrigerante.puro.....	95
V.3	Simulação do equilíbrio de fases de misturas refrigerantes com diferentes tipos de componentes.....	104
Capítulo VI. Modelagem numérica e simulação do circuito termodinâmico de refrigeração		116
VI.1	Análise termodinâmica do circuito de refrigeração.....	123
VI.2	Descrição e análise do modelo de simulação da planta de refrigeração.....	131
VI.2.1	Modelo termodinâmico do compressor.....	133
VI.2.2	Modelo termodinâmico dos trocadores de calor.....	138
VI.3	Análise do comportamento termodinâmico do fluido refrigerante nos trocadores de calor.....	142
Capítulo VII. Otimização do sistema de refrigeração.....		152
VII.1	Análise exergética do sistema de refrigeração.....	153
VII.1.1	Análise exergética dos componentes do circuito de refrigeração.....	154

VII.1.2	Análise exergética do ar de refrigeração.....	157
VII.2	Otimização termoeconômica da planta de refrigeração.....	158
VII.3	Análise termoeconômica da planta de refrigeração	160
VII.4	Metodologia de otimização do sistema de refrigeração.....	169
VII.5	Estudo de caso de otimização.....	171
VII.5.1	Motor elétrico (subsistema 1).....	176
VII.5.2	Compressor (subsistema 2).....	177
VII.5.3	Condensador e acessórios (subsistema 3).....	178
VII.5.4	Evaporador (subsistema 5).....	179
VII.6	Otimização da carga térmica de equipamentos de congelamento de alimentos.....	181
Capítulo VIII. Conclusões e Sugestões para trabalhos futuros.....		187
Capítulo IX. Referências Bibliográficas.....		191
Apêndice geral.....		216
Apêndice A.	Estruturas de modelos típicos de sistemas de refrigeração industrial.....	216
Apêndice A.1	Compressores.....	216
Apêndice A.2	Condensadores.....	216
Apêndice A.3	Separadores de líquido.....	218
Apêndice A.4	Evaporadores e válvulas de controle.....	222
Apêndice A.4.1	Evaporador com bomba de circulação de líquido.....	222
Apêndice A.4.2	Evaporador de tanque inundado.....	225
Apêndice A.4.3	Evaporador de expansão direta.....	226
Apêndice B.	Fluxogramas de cálculo das condições de equilíbrio de fase do fluido refrigerante.....	228
Apêndice B.1	Cálculo das condições de equilíbrio de fase do fluido refrigerante puro utilizando a equação de estado de SRK..	228
Apêndice B.2	Cálculo da temperatura do ponto de bolha de misturas refrigerantes alternativas.....	229
Apêndice B.3	Cálculo da temperatura do ponto de orvalho do fluido refrigerante.....	231
Apêndice B.4	Cálculo da pressão do ponto de bolha do fluido refrigerante.....	232
Apêndice B.5	Cálculo da pressão do ponto de orvalho do fluido refrigerante.....	233

Apêndice B.6	Cálculo da composição de equilíbrio de fases de misturas refrigerantes.....	234
Apêndice C.	Fluxograma de cálculo do circuito de refrigeração.....	237
Apêndice D.	Proposições de fluxo de combustível-produto-resíduo	241
Apêndice D.1	Balanço de custo exergético.....	241
Apêndice D.2	Equações para cálculo de custo (Z_i) dos equipamentos da planta.....	241
Apêndice D.2.1	Motor elétrico.....	241
Apêndice D.2.2	Compressor.....	242
Apêndice D.2.3	Condensador.....	242
Apêndice D.2.4	Válvula de expansão.....	242
Apêndice D.2.5	Evaporador.....	242

RESUMO

Neste trabalho são desenvolvidas a modelagem, a simulação e a otimização de um sistema de refrigeração aplicado para o congelamento de produtos alimentícios. O estudo é dividido em duas etapas: a primeira parte procura identificar os fenômenos termodinâmicos típicos de uma planta de refrigeração, juntamente com o desenvolvimento de uma metodologia de simulação e de otimização termoeconômica da planta. A segunda parte identifica o comportamento termodinâmico da carga térmica de um equipamento de congelamento, juntamente com o desenvolvimento de uma metodologia de otimização do perfil de temperatura do produto.

Inicialmente é feita a modelagem das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante, compreendendo as regiões de líquido subresfriado até a região de vapor superaquecido, possibilitando um estudo mais criterioso do perfil de temperatura do fluido no interior do circuito de refrigeração. O algoritmo básico de simulação destas transformações termodinâmicas apresenta características de versatilidade que favorecem o desenvolvimento de novas configurações da planta de refrigeração.

O modelo de simulação do circuito de refrigeração é posteriormente desenvolvido com o objetivo de identificar o comportamento termodinâmico do sistema de refrigeração operando com fluidos refrigerantes puros e também com misturas não-azeotrópicas que apresentam um alto desempenho termodinâmico e são consideradas como fluidos não agressivos ao meio ambiente. Esta metodologia de simulação possibilita a análise do comportamento termodinâmico do sistema, mantido sob diferentes condições de operação de regime de estado estacionário.

A simulação do circuito termodinâmico possibilita a modelagem das unidades básicas da planta de refrigeração através da inserção de modelos físicos típicos que representam os trocadores de calor, o compressor e a válvula de expansão. Este modelo da planta de refrigeração foi denominado INCICLO, sendo caracterizado pela sensível capacidade de identificação do desempenho termodinâmico do fluido refrigerante que opera no sistema, possibilitando, ainda, o dimensionamento das unidades do sistema, bem como a análise do consumo de energia da planta.

Além disso, desenvolve-se um estudo de otimização do consumo de energia da planta de refrigeração, levando em consideração os fatores de custo das unidades da planta e o consumo de energia do sistema, procurando minimizar as irreversibilidades inerentes da operação do sistema de refrigeração.

Finalmente, apresenta-se um estudo de otimização do perfil de carga térmica de um sistema de congelamento de alimentos procurando identificar as condições de operação do equipamento que favorecem a manutenção dos atributos de qualidade do produto congelado. Este procedimento é considerado de importância fundamental para a identificação das variáveis operacionais ótimas da planta de refrigeração.

ABSTRACT

In this work the modelling, the simulation and the optimisation of a refrigeration system applied to food freezing processes are developed. The study is divided in two stages: the first part tries to identify the typical thermodynamic behaviour of a refrigeration plant, together with the development of a methodology for simulation and for a thermoeconomic optimisation procedure applied to this plant. The second part identifies the thermodynamic behaviour of the thermal load of a freezing equipment, together with an optimisation methodology of the product temperature profile. Initially, the modelling of the thermodynamic properties of the refrigerant fluid is carried out, considering the regions of the subcooling liquid up to the superheating vapour regions, providing a more detailed study of the temperature profile of the fluid inside the refrigeration cycle. The basic simulation algorithm of these thermodynamic transformations presents versatility characteristics that facilitate the development of new design configurations of the refrigeration plant.

The model of simulation of the refrigeration cycle is developed later on with the aim of identifying the thermodynamic behaviour of the refrigeration system operating with pure refrigerant fluid and also with nonazeotropic mixtures, which present a high thermodynamic performance and are considered as non aggressive fluids for the environment. This simulation methodology facilitates the thermodynamic analysis of the system, maintained under different operating conditions at steady state.

The simulation of the thermodynamic cycle enables the modelling of the basic units of the refrigeration plant through the use of typical physical models which represent the heat exchangers, the compressor and the expansion valve.

This model of the refrigeration plant was named INCICLO, being characterised by its sensible capacity to identify the thermodynamic performance of the refrigerant fluid that operates in the system, and still facilitating the sizing of the system units, as well as the analysis of the plant energy consumption.

Besides, an optimisation study of the plant energy consumption was developed, taking into consideration the factors of unit costs and the energy consumption of the system, trying to minimise the irreversibilities inherent of the refrigeration process.

Finally, in this work is presented an optimisation study of the heat load profile applied to food freezing process, trying to identify the operating conditions of the equipment that maintain the quality attributes of the frozen product. This procedure is considered of great importance to identify the optimal operational conditions of the refrigeration plant.

LISTA DE FIGURAS

Figura I.1	Diagrama esquemático de uma planta de refrigeração industrial com múltiplos estágios de compressão.....	4
Figura II.1	Representação estrutural do ambiente de simulação RADS V3.1, ilustrando um modelo fixo da planta de refrigeração interligada com diferentes modelos de aplicação	20
Figura II.2	Representação esquemática do ambiente de simulação RefSim, ilustrando a flexibilidade dos modelos orientados a objeto, discriminados dentro de um complexo sistema de refrigeração	21
Figura II.3	Escalonamento das diversas aplicações térmicas da planta de refrigeração, identificando os fluidos refrigerantes (CFCs, HCFCs e HFCs) tradicionais e aqueles propostos como fluidos alternativos para exposição a longo prazo	51
Figura IV.1	Efeito da condição de mudança de fase sobre as propriedades termofísicas típicas de um modelo de congelamento de alimentos: a) Calor específico aparente em função da temperatura do produto cárneo; b) Condutividade térmica em função da temperatura do produto cárneo.....	76
Figura IV.2	Efeito da perturbação de 10% nas constantes termofísicas do modelo de congelamento sobre o perfil de tempo característico obtido em um congelador de placas mantido à 245,15K, com uma espessura de produto de 9,0cm e com uma temperatura inicial de 276,15K.....	85
Figura V.1	Efeito da alteração das constantes da equação cúbica de estado (SRK) sobre o erro de cálculo da pressão de saturação do R-22.....	93
Figura V.2	Condições de equilíbrio de fases do fluido refrigerante R-22 obtidas através do ajuste da equação de estado cúbica de SRK, utilizando os pontos experimentais de Chen (1992)	95
Figura V.3	Curva de calor específico de vapor saturado do fluido refrigerante R-22, obtida através de dados experimentais.....	99
Figura V.4	Curva de entalpia do vapor saturado do fluido refrigerante R-22, em função da temperatura, comparada com dados experimentais	99
Figura V.5	Curva de entropia de vapor saturado do fluido refrigerante R-22, em função da temperatura, comparada com dados experimentais.....	100

Figura V.6	Curva de calor específico de líquido saturado do fluido refrigerante R-22, em função da temperatura, obtida de dados experimentais	101
Figura V.7	Curva de entalpia de líquido saturado do fluido refrigerante R-22, em função da temperatura, comparada com dados experimentais.....	102
Figura V.8	Curva de entropia de líquido saturado do fluido refrigerante R-22, em função da temperatura, comparada com dados experimentais.....	103
Figura V.9	Perfil de entalpia de saturação do fluido refrigerante R-22, em função da pressão, comparado com dados experimentais	103
Figura V.10	Perfil de entropia de saturação do fluido refrigerante R-22, em função da pressão, comparado com dados experimentais.....	104
Figura V.11	Pressão do ponto de orvalho da mistura R-22/R-142b em função da temperatura, utilizando uma fração em massa de R-22 igual a 0,55, comparada com dados experimentais	106
Figura V.12	Curva de equilíbrio de fases da mistura refrigerante R-22/R-C318, mantida sob uma pressão constante.....	109
Figura V.13	Curva de equilíbrio de fases da mistura refrigerante R-14/R-23 em diferentes condições de temperatura.....	110
Figura V.14	Curva de equilíbrio de fases da mistura refrigerante R-13/R-11 em diferentes condições de temperatura.....	111
Figura V.15	Curva de equilíbrio de fases da mistura refrigerante R-22/R-142b, em diferentes condições de temperatura.....	111
Figura V.16	Perfil de entalpia de vapor saturado da mistura refrigerante R-22/R-142b, em função da temperatura, comparado com dados experimentais.....	114
Figura VI.1	Representação esquemática dos componentes da planta de refrigeração com circulação forçada de ar.....	117
Figura VI.2	Representação esquemática do INCICLO no diagrama T-S, caracterizando as opções do modelo de simulação do circuito:(a)modelo do circuito teórico ideal (b) modelo para um sistema de refrigeração.....	131
Figura VI.3	Vazão do fluido refrigerante e eficiência volumétrica de um compressor hermético operando com o fluido refrigerante R-22 e com a mistura não-azeotrópica R-22/R-145b, dentro de uma larga faixa de temperatura e evaporação.....	136
Figura VI.4	Gradiente de temperatura de transição de fase em função da composição da mistura não-azeotrópica R-22/R-145b.....	144

Figura VI.5	Representação esquemática da eficiência termodinâmica máxima dos fluidos refrigerantes puros (ciclo de Carnot) e de misturas refrigerantes não-azeotrópicas (ciclo de Lorenz), operando sob as mesmas condições externas do fluido HTF.....	146
Figura VI.6	Ineficiência resultante da não-linearidade do perfil de temperatura do fluido refrigerante operando no ciclo de Lorenz.	147
Figura VI.7	Interpretação conceptual da não-linearidade do perfil de temperatura do fluido refrigerante no trocador de calor.....	149
Figura VI.8	Perfil de temperatura da mistura refrigerante R-22/R-145b (50/50 %peso) e do fluido puro R-22 em função da fração de calor transferido nos trocadores de calor do sistema de refrigeração.....	150
Figura VII.1	Representação esquemática da planta de refrigeração.....	161
Figura VII.2	(a) Representação esquemática da estrutura produtiva da planta de refrigeração; (b) Definição do fluxo de combustível e de produto nos diversos elementos do circuito.....	162
Figura VII.3	Representação do sistema de equações para o cálculo dos custos exergético e termoeconômico da planta de refrigeração.....	168
Figura VII.4	Perfil de tempo característico do produto obtido sob uma condição de congelamento rápido.....	182
Figura VII.5	Perfil de temperatura da placa do congelador.....	182
Figura VII.6	Perfil de tempo característico para diferentes taxas de congelamento do produto no congelador de placas	183
Figura VII.7	Perfil de temperatura na placa do congelador, relativo às condições de operação indicadas na Figura VII.6.....	184
Figura VII.8	Perfil de tempo característico de congelamento do produto para diferentes degraus de temperatura do congelador de placas.....	185
Figura VII.9	Gradiente de carga térmica de um congelador de placas mantido sob diferentes condições de operação, indicadas na Figura VII.8.....	186
Figura A.1	Modelos de condensadores: (A)Modelo de zona simples; (B) Modelo com n zonas ao longo do condensador, contituídas por zonas de interface para as fases líquidas e vapor do fluido refrigerante, parede de metal e fluido de resfriamento.....	218
Figura A.2	Modelos de separador líquido-vapor: (A) Modelo físico de um vaso separador simples; (B) Modelo de zona simples baseado na fase líquida; (C) modelo de duas zonas- vapor e líquido, balanço de massa e de energia em ambas as zonas; (D) Modelo físico de um inter-resfriador combinado e subresfriador de líquido; (E)	

	Modelo de quatro zonas do inter-resfriador combinado e do subresfriador de líquido, balanço de massa e de energia em cada zona; zona (I) vapor superaquecido, zona (II) líquido no vaso, zona (III) líquido na serpentina, zona (IV) vapor no espaço superior.....	220
Figura A.3	Modelos para evaporadores circulados por bomba e vaso separador: (A) Modelo físico, (B) Modelo de zona simples, (C) Modelo de quatro zonas: metal do evaporador, refrigerante no evaporador, líquido no separador, vapor no separador.....	224
Figura A.4	Modelo para evaporador inundado e tambor de refluxo (A) Modelo físico, (B) Modelo de zona simples onde somente um balanço de energia é necessário.....	226
Figura A.5	Modelo para válvula de expansão termostática e o evaporador de expansão direta (A) Modelo físico, (B) Modelo de zona simples para o qual somente um balanço de energia é necessário.....	228
Figura B.1	Fluxograma de cálculo da temperatura de saturação de um fluido refrigerante puro.....	229
Figura B.2	Fluxograma de cálculo da temperatura do ponto de bolha-BUBT.....	230
Figura B.3	Fluxograma de cálculo da temperatura do ponto de orvalho-DEWT.....	231
Figura B.4	Fluxograma de cálculo da pressão do ponto de bolha-BUBP.....	233
Figura B.5	Fluxograma de cálculo da pressão do ponto de orvalho-DEWP.....	234
Figura B.6	Fluxograma de cálculo da composição de equilíbrio de fase de uma mistura refrigerante - FLASH.....	236
Figura C.1	Diagrama esquemático de um circuito de refrigeração básico operando com o fluido refrigerante R-22.....	237
Figura C.2	Fluxograma de cálculo do circuito de refrigeração que está representado esquematicamente na Figura C.1.....	239

LISTA DE TABELAS

Tabela II.1	Identificação da composição dos principais fluidos refrigerantes e o seu índice relativo de poluição ambiental.....	46
Tabela IV.1	Comparação entre o tempo característico calculado e aquele obtido pelas medidas experimentais das condições de operação de um congelador de placas	80
Tabela VI.1	Condições operacionais da planta de refrigeração obtidas através da simulação de um modelo teórico do circuito, operando com o fluido puro R-22 e com a mistura não-azeotrópica R-22/R-R-142b (50/50% peso).....	122
Tabela VII.1	Custo exergético e termoeconômico das unidades da planta de refrigeração, mantida sob a condição de operação padrão com o fluido R-22 e com a mistura não-azeotrópica R-22/R-142b...	172

NOMENCLATURA

Letras arábicas maiúsculas:

A	Seção interna do tubo de troca de calor (m^2) Coeficiente da equação cúbica de estado, $A = aP/R^2T^2$ Área frontal de troca de calor (m^2)
<u>A</u>	Matriz que representa o fluxo de energia na planta de refrigeração
A_{17}	Área total de transferência de calor do evaporador (m^2)
A_{18}	Área específica de vapor superaquecido no evaporador (m^2)
A_{26}	Área total de transferência de calor do condensador (m^2)
A_{24}	Área específica de vapor superaquecido no condensador (m^2)
A_{45}	Área de transferência de calor em duas fases no condensador (m^2)
A_{56}	Área específica de subresfriamento da fase líquida no condensador (m^2)
A_{tot}	Área de transferência de calor total do sistema (m^2)
A_i	Área de transferência de calor da subseção “i” (m^2)
B	Coeficiente da equação cúbica de estado, $B = bP/RT$
BUBP	Subrotina de cálculo da pressão do ponto de bolha
BUBT	Subrotina de cálculo da temperatura do ponto de bolha
B	Taxa de fluxo de exergia (kW)
B^*	Custo exergético da taxa de fluxo B (kW)
\mathbf{B}^*	Vetor de custos exergéticos (kW)
B_i	Número de Biot
$B_{dis,j}$	Taxa de destruição de exergia na unidade “i” (kW)
BB	Aumento da exergia física do ar refrigerado (kW)
BB^*	Custo exergético da taxa de fluxo de exergia BB (kW)
BP	Taxa de fluxo de exergia relacionada com o componente de pressão da exergia física (kW)
BP^*	Custo exergético da taxa de fluxo de exergia BP (kW)
BT	Taxa de fluxo de exergia relacionado com o componente térmico da exergia física (kW)
BT^*	Custo exergético da taxa de fluxo BT (kW)
BW	Taxa de fluxo de exergia relacionada com o trabalho mecânico ou o elétrico (kW)
BW^*	Custo exergético da taxa de fluxo BW (kW)
COMP	Subrotina de cálculo do processo de compressão
COP	Coeficiente de desempenho do fluido no sistema de refrigeração
C	Capacidade calorífica específica aparente (kJ/kgK)

C_p	Calor específico do fluido à pressão constante (kJ/kgK)
	Calor específico aparente da carne (kJ/kgK)
C_v	Calor específico do fluido à volume constante (kJ/kgK)
C_p^v	Calor específico da fase vapor do fluido refrigerante (kJ/kgK)
C_p^l	Calor específico da fase líquida do fluido refrigerante (kJ/kgK)
C_p^o	Calor específico do fluido refrigerante no estado de referência do sistema (kJ/kgK)
C_{p0}	Primeira constante do polinômio de ajuste da curva de calor específico do fluido refrigerante
	Calor específico da carne descongelada (kJ/kgK)
C_{p1}, C_{p2}, C_{p3}	Constantes do polinômio de ajuste da curva de calor específico do fluido refrigerante
C_{pa}	Calor específico da água (kJ/kgK)
	Calor específico do ar (kJ/kgK)
C_{ph}	Calor específico do gelo (kJ/kgK)
C_{pw}	Calor específico do vapor saturado no ar (kJ/kgK)
CFC_s	fluido refrigerante composto de cloro-flúor-carbono
D	Constante do modelo de congelamento que representa o número de moles de soluto por quilograma de substância seca (mol/kg)
DAV	Volume de ar circulado no condensador (m^3/h)
$DEWP$	Subrotina de cálculo da pressão do ponto de bolha
$DEWT$	Subrotina de cálculo da temperatura do ponto de bolha
DFA	Área total de troca de calor no condensador (m^2)
E	Variável do modelo de congelamento de carne
\underline{E}	Vetor de custo dos recursos externos da planta de refrigeração (kW ou $\$ s^{-1}$)
EAV	Volume de ar circulado no evaporador (m^3/h)
EER	Relação de eficiência energética do sistema baseada no gasto total de energia (Btu/h/W)
EFA	Área total de troca de calor no evaporador (m^2)
$EXPA$	Subrotina de cálculo do processo de expansão isoentálpica
F	Variável do modelo de congelamento de carne
F_i	Combustível para a unidade “i” da planta de refrigeração (kW)
F_{ar}	Fluxo volumétrico de ar úmido no trocador de calor (m^3/s)
$FLASH$	Subrotina de cálculo da composição de equilíbrio do fluido refrigerante
$FUGAL$	Subrotina de cálculo da fugacidade da fase líquida
$FUGAV$	Subrotina de cálculo da fugacidade da fase vapor
$HCFC_s$	fluido refrigerante composto de hidrogênio-cloro-flúor-carbono
$HFCs$	fluido refrigerante composto de hidrogênio-flúor-carbono
HSL	Subrotina de cálculo da entalpia e da entropia da fase líquida

HSV	Subrotina de cálculo da entalpia e da entropia da fase vapor
HTF	Fluido de transferência de calor do equipamento
K	Condutividade térmica da carne (W/mK)
K _i	Correlação entre o coeficiente de fugacidade da fase líquida e aquele da fase vapor
K _a	Condutividade térmica da água (W/mK)
K _c	Condutividade térmica das fibras (W/mK)
K ₀	Condutividade térmica da carne descongelada (W/mK)
K _h	Condutividade térmica do gelo (W/mK)
K _t	Variável do modelo de condutividade térmica da carne
K _{Zi}	Razão entre o custo de amortização da unidade “i” e o seu produto (\$ GJ ⁻¹)
K*	Variável adimensional do modelo de condutividade térmica da carne
L	Espessura total (m)
LMTD	Diferença de temperatura média logarítmica entre as correntes de fluxo de fluido (K)
LMTD ₁₈	Diferença de temperatura média logarítmica entre os pontos de vapor saturado no evaporador e de vapor superaquecido na entrada do compressor (K)
LMTD ₈₇	Diferença de temperatura média logarítmica entre o ponto de entrada e aquele de vapor saturado no evaporador (K)
LMTD ₂₄	Diferença de temperatura média logarítmica entre o pontos de vapor superaquecido na entrada do condensador e aquele de vapor saturado (K)
LMTD ₄₅	Diferença de temperatura média logarítmica entre o ponto de vapor saturado no condensador e o ponto de líquido saturado na sua saída (K)
LMTD ₅₆	Diferença de temperatura média logarítmica entre o ponto de líquido saturado no evaporador e aquele ponto de líquido subresfriado (K)
P	Pressão (Pa)
P1	Pressão do sistema de evaporação (Pa)
P ₁	Pressão do fluido refrigerante na entrada do compressor, mostrado na Figura VI.2 (Pa)
P2	Pressão do sistema de condensação (Pa)
P ₂	Pressão do fluido refrigerante na saída do compressor, mostrado na Figura VI.2 (Pa)
P _{exp}	Valor de pressão experimental (Pa)
P _{calc}	Valor de pressão calculado (Pa)
P _c	Pressão crítica do fluido refrigerante (Pa)

P_v	Pressão de vapor do fluido (Pa)
P_w	Pressão de vapor d'água (Pa)
P_{ar}	Pressão total do ar (Pa)
P_s	Pressão de saturação (Pa)
PD_i	Produto da unidade "i" (kW)
P_i	Pressão no ponto de referência "i" (bar)
P_0	Pressão na condição de equilíbrio de 'estado morto' (bar)
Q	Quantidade de calor transferido no sistema (kW)
Q_d	Quantidade de calor de condensação (kW)
Q_e	Quantidade de calor de evaporação (kW)
Q_{tot}	Quantidade de calor total trocado no sistema (kW)
Q_i	Quantidade de calor trocado na subseção "i" do trocador de calor (kW)
R	Constante universal dos gases, 8.3143 (kJ/kmol.K)
	Raio
R-XXX	Denominação típica dos fluidos refrigerantes (ver Tabela II.1)
S	Fluxo de negentropia (kW)
S^*	Custo exergético do fluxo de negentropia S (kW)
SW	Volume deslocado pelo compressor (m^3/h)
SRK	equação de estado de Soave-Redlich-Kwong
T	Temperatura absoluta (K)
T_0	Temperatura do fluido refrigerante no estado de referência (K)
	Temperatura de congelamento da água pura (K)
T_c	Temperatura crítica do fluido refrigerante (K)
T_0	Temperatura na condição de 'estado morto' (K)
T_1	Temperatura do fluido refrigerante na entrada do compressor (K)
T_2	Temperatura do fluido refrigerante na saída do compressor (K)
T_3	Temperatura do fluido refrigerante na saída do compressor, sob uma condição de compressão isoentrópica (K)
T_4	Temperatura do fluido refrigerante na condição de início de condensação (K)
T_5	Temperatura do fluido refrigerante no estado de líquido saturado no condensador (K)
T_6	Temperatura do fluido refrigerante subresfriado na saída do condensador (K)
T_7	Temperatura do fluido refrigerante na entrada do evaporador (K)
T_8	Temperatura do fluido refrigerante na condição de vapor saturado no evaporador (K)
T_i	Temperatura no ponto de referência "i" (K)
	Temperatura inicial da carne (K)
T_f	Temperatura final da carne (K)

TE	Temperatura do refrigerante calculada na entrada do evaporador (K)
T_{cond}	Temperatura de condensação (K)
U	Coeficiente global de transferência de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
U_d	Coeficiente global médio de transferência de calor no condensador ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
U_e	Coeficiente global médio de transferência de calor no evaporador ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
V	Volume (m^3)
V_1	Volume específico do fluido refrigerante na entrada do compressor, mostrado na Figura VI.2 (m^3/kg)
V_2	Volume específico do fluido refrigerante na saída do compressor, mostrado na Figura VI.2 (m^3/kg)
V_a	Velocidade média do fluxo de ar (m/s)
X	Conteúdo de umidade total ($\text{kg}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$)
X_b	Conteúdo de água ligada (b.s.)
W	Trabalho de compressão do fluido refrigerante (kW) Taxa de fluxo de trabalho mecânico ou de fonte elétrica (kW)
W_e	Consumo de potência do compressor (kW)
W_t	Somatório das potências de compressão e de circulação forçada de ar no sistema (W)
W_{pol}	Trabalho de compressão politrópica (kW)
Y_o	Conteúdo de umidade do produto (b.s.)
<u>Y</u>	Vetor de quantidades desconhecidas: custos exergéticos (kW) ou custos econômicos ($\$ \text{s}^{-1}$)
Z	Fator de compressibilidade do fluido
Z_i	Custo econômico da unidade “i” (\$)
Z_c	Fator crítico de compressibilidade do fluido

Letras arábicas minúsculas:

a, b	Parâmetros da equação cúbica de estado de SRK Variáveis do modelo de congelamento de carne
abs	Abreviação de pressão absoluta
a_m	Parâmetro da equação cúbica de estado aplicado para misturas refrigerantes
av	Abreviação de um valor médio
av-nbp	Abreviação de ponto de bolha médio da mistura refrigerante ($^{\circ}\text{C}$)

b_m	Parâmetro da equação cúbica de estado aplicado para misturas refrigerantes
b_i	Exergia física específica no ponto “i” (kJ/kg)
b_{exer}	Exergia específica do fluido refrigerante (kJ/kg)
b_{pi}	Componente de pressão da exergia física específica no ponto “i” (kJ/kg)
b_{tj}	Componente térmico da exergia física específica no ponto “i” (kJ/kg)
cd	Abreviação de condensador
c	Custo exergoeconômico, razão entre o custo econômico e a taxa de fluxo de exergia ou negentropia ($\$ \text{GJ}^{-1}$)
c_0	Custo unitário da energia elétrica consumida ($\$ \text{GJ}^{-1}$)
d	Variável do modelo de congelamento de carne
dt(dp)	Diferença de temperatura entre o ar e o fluido refrigerante no ponto “pinch” do condensador ($^{\circ}\text{C}$)
dt(ep)	Diferença de temperatura entre o ar e o fluido refrigerante no ponto “pinch” do evaporador ($^{\circ}\text{C}$)
dt(sbc)	Subresfriamento do fluido refrigerante na saída do condensador ($^{\circ}\text{C}$)
dt(sph)	Superaquecimento da fase vapor que deixa o evaporador ($^{\circ}\text{C}$)
ev	Abreviação de evaporador
f	Fugacidade das fases (N/m)
f^*	Variável adimensional do modelo de congelamento de carne
g	Constante gravitacional, 9.8 m/s^2
h	Entalpia específica do fluido refrigerante (kJ/kg)
h_v°	Coeficiente convectivo na superfície da carne (W/mK)
h_l°	Entalpia específica da fase vapor do fluido no estado de referência (kJ/kg)
h_l°	Entalpia específica da fase líquida do fluido no estado de referência (kJ/kg)
h^{id}	Entalpia específica de gás ideal (kJ/kg)
h_m	Entalpia específica da mistura refrigerante (kJ/kg)
h_m^v	Entalpia específica da mistura na fase vapor (kJ/kg)
h_m^l	Entalpia específica da mistura na fase líquida (kJ/kg)
h(h)	Entalpia do ar na condição de alta temperatura (kJ/kg)
h(l)	Entalpia do ar na condição de baixa temperatura (kJ/kg)
h_a	Coeficiente de transferência de calor por convecção no ar (W/mK)
h_r	Coeficiente de transferência de calor por convecção no fluido refrigerante (W/mK)

h_w	Entalpia da fração de umidade do ar (kJ/kg)
h_{ar}^{ent}	Entalpia do ar na entrada do trocador de calor (kJ/kg)
h_{ar}^{sai}	Entalpia do ar na saída do trocador de calor (kJ/kg)
h_1	Entalpia específica do fluido refrigerante na entrada do compressor do um circuito simplificado, mostrado na Figura A.1 (kJ/kg)
h_1	Entalpia específica do fluido refrigerante na entrada do compressor do circuito de refrigeração, mostrado na Figura VI.2 (kJ/kg)
h_2	Entalpia específica do fluido refrigerante na saída do compressor do circuito simplificado, mostrado na Figura A.1 (kJ/kg)
h_2	Entalpia específica do fluido refrigerante na saída do compressor do circuito de refrigeração, mostrado na Figura VI.2 (kJ/kg)
h_3	Entalpia específica do fluido refrigerante após uma compressão isoentrópica, mostrada na Figura A.1 (kJ/kg)
h_6	Entalpia específica do fluido refrigerante antes do processo de expansão, na saída do condensador indicado na Figura A.1 (kJ/kg)
h_7	Entalpia específica do fluido refrigerante na entrada do evaporador do circuito simplificado, indicado na Figura A.1 (kJ/kg)
k	Expoente do modelo de compressão isoentrópico do fluido refrigerante
k_{ij}	Constante de interação binária dos componentes da mistura utilizada na resolução da equação de estado de SRK
k_i	Consumo de energia unitário, razão entre produto/combustível, para a unidade “i”
k_i^*	Custo exergético unitário, razão entre o custo exergético e a taxa de fluxo de exergia ou negentropia de fluxo “i”
m	taxa de fluxo de massa de fluido refrigerante (kg/s)
m, n	Constantes ajustáveis da equação cúbica de estado de SRK
n	Índice politrópico
$maxtd$	Diferença de temperatura máxima entre ponto de orvalho e ponto de bolha do fluido refrigerante (°C)
m_{ev}	Taxa de fluxo de ar no evaporador (kg/s)
m_{cond}	Taxa de fluxo de ar no condensador (kg/s)
nbp	Abreviação de ponto de bolha normal
r	Correlação entre a área de aleta e a área do tubo da serpentina de transferência de calor
s	Entropia específica do fluido refrigerante (kJ/kg.K)
s_i	Entropia específica no ponto de referência “i” (kJ/kgK)

s^{id}	Entropia específica de gás ideal (kJ/kg.K)
s_l^o	Entropia específica da fase líquida no estado de referência (kJ/kg.K)
s_v^o	Entropia específica da fase vapor no estado de referência (kJ/kg.K)
s_{m1}	Entropia específica da mistura refrigerante (kJ/kg.K)
s_{m^l}	Entropia específica da mistura na fase líquida (kJ/kg.K)
s_{m^v}	Entropia específica da mistura na fase vapor (kJ/kg.K)
$s1$	Entropia específica do fluido refrigerante na entrada do compressor (kJ/kg.K)
$s2$	Entropia específica do fluido refrigerante na saída do compressor (kJ/kg.K)
t	Tempo (s)
t_{ar}	Temperatura do ar no trocador de calor (°C)
$ta1$	Temperatura do ar na entrada o evaporador ((K)
$ta2$	Temperatura do ar na saída do condensador (K)
$ta4$	Temperatura do ar correspondente àquela do ponto “pinch” do condensador (K)
$ta6$	Temperatura do ar na entrada do condensador (K)
$ta7$	Temperatura do ar na saída do evaporador (K)
tap	Temperatura do ar calculada, correspondente ao ponto “pinch” do condensador (K)
v	Volume específico de fluido refrigerante
v_{ar}	Volume específico do ar úmido (m ³ /kg)
v_f	Volume específico da fase líquida (m ³ /kg)
v_{fg}	Diferença de volume específico entre as fases do fluido (m ³ /kg)
v_g	Volume específico da fase vapor (m ³ /kg)
w	Umidade absoluta do ar (kg/kg _{ar seco})
x	Variável do modelo de congelamento de carne
x	Composição global da fase líquida
$x(i)$	composição da fase líquida
$xf(i)$	Composição da fase líquida no cálculo do “flash” (kg/kg)
x_i	Variável genérica de projeto da unidade a ser otimizada
	Fração molar do componente “i” da mistura na fase líquida
y	Composição global da fase vapor (kg/kg)
y_i	Fração molar do componente “i” da mistura na fase vapor
$y(i)$	Composição da fase vapor
$yf(i)$	Composição da fase vapor no cálculo do “flash”
z	Composição global do refrigerante (kg/kg)
$z(i)$	Composição global de fluido refrigerante na mistura refrigerante (kg/kg)

Letras gregas:

α	Parâmetro dependente da temperatura na equação de estado de SRK Variável do modelo de condutividade térmica da carne
β	Fração de vapor total na corrente de fluxo do fluido refrigerante (kg/kg) Variável do modelo de condutividade térmica da carne
β_m	Fração de vapor na corrente de fluxo da mistura refrigerante (kg/kg)
ϕ	Umidade relativa do ar (%)
ϕ_{ref}	Fluxo de massa de refrigerante bombeada pelo compressor (kg/s)
γ	Fator de compressão isoentrópica
φ	Coefficiente de fugacidade das fases
θ	Ângulo
ξ	Termo adimensional de espaço
ξ	Fator de amortização (s ⁻¹)
τ	Termo adimensional de tempo
ε	Efetividade térmica do sistema Desvio de cálculo da pressão do ponto de bolha do fluido refrigerante
η	Eficiência eletromecânica Termo adimensional de temperatura do modelo de congelamento de carne
η_{isen}	Eficiência isoentrópica do compressor
η_{pol}	Eficiência politrópica do compressor
η_{vol}	Eficiência volumétrica do compressor
Π_j	Custo econômico do fluxo “j” (\$ s ⁻¹)
$\underline{\Pi}$	Vetor de custos econômicos (\$ s ⁻¹)
ρ	Densidade (kg/m ³)
ρ_h	Densidade do gelo (kg/m ³)
ρ_0	Densidade da carne descongelada (kg/m ³)
ρ_a	Densidade da água (kg/m ³)
ΔC_p	Diferença de calor específico, $C_{pa} - C_{ph}$ (kJ/kgK)
$\Delta h'$	Função desvio de entalpia
Δw	Varição de umidade absoluta do ar (kg/kg _{ar seco})
Δh_{ar}	Varição de entalpia do ar no trocador de calor (kJ/kg)
$\Delta s'$	Função desvio de entropia
ΔP	Diferencial de queda de pressão total do fluido (Pa)

ΔT	Diferença de temperatura entre os sistemas de condensação e de evaporação (K)
ΔT_{tot}	Diferença de temperatura efetiva média do trocador de calor (K)
ΔT_i	Diferença de temperatura efetiva média da subseção “i” do trocador de calor (K)
ΔH_{17}	Diferença de entalpia do fluido entre os pontos de entrada e de saída do evaporador (kJ/kg)
ΔH_{18}	Diferença de entalpia entre a região de vapor saturado no evaporador e aquela da entrada do compressor (kJ/kg)
ΔH_{26}	Diferença de entalpia total de condensação do fluido refrigerante (kJ/kg)
ΔH_{24}	Diferença de entalpia de vapor superaquecido no condensador (kJ/kg)
ΔH_{45}	Diferença de entalpia do fluido refrigerante entre os pontos de vapor saturado e de líquido saturado no condensador (kJ/kg)
ΔH_{56}	Diferença de entalpia do fluido refrigerante entre os pontos de líquido saturado e de líquido subresfriado no condensador (kJ/kg)
λ	Variável do modelo de condutividade térmica da carne
λ_o	Calor de cristalização da água à 0°C (kJ/kg)
ψ_{CP}	Taxa de deslocamento do êmbolo do compressor (m ³ /s)

Subscritos:

0	Valor inicial
a	Referente à água
ar	Ar ambiente
b	Componente de água ligada
c	Condição de estado crítico
calc.	Valor calculado
exp.	Valor experimental
CO	Condensador
CP	Compressor
exer	Abreviação de exergia
EV	Evaporador
EM1	Motor elétrico, #1
EM2	Motor elétrico, #2
f	Referente ao fluxo de líquido
g	Referente ao fluxo de vapor
i,j	Componentes da mistura

isen	Processo isoentrópico
i,j,k	Índice numérico específico
l	Referente à fase líquida
la	Referente ao calor latente
m	Mistura de componentes
max	Valor máximo
min	Valor mínimo
o	Condição de estado de referência
p	Processo isobárico
r	Constante de parâmetro reduzido
REF	Fluido refrigerante
s	Índice isoentrópico
	Condição de saturação
sat	Referente à condição de saturação
tot	Valor total
T	Relacionado com a temperatura atual do sistema
	Referente à planta de refrigeração global
v	Referente à fase vapor
VA	Válvula de expansão

sobrescritos:

i	Índice relativo dos dados
id	Gás ideal
l	Fase líquida
lat	Referente ao calor latente
m	Mistura de fluidos refrigerantes
ref	Refrigerante
v	Fase vapor
'	Relacionado com as funções desvio
o	Condição de estado de referência

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO E OBJETIVOS DO TRABALHO

A maioria dos projetos de sistemas de refrigeração são desenvolvidos sob uma condição de operação em regime de estado estacionário. Contudo, é raro se obter uma condição de operação do sistema neste regime e mesmo os sistemas mais simples requerem algum tipo de controle de sua capacidade.

Desta forma, introduz-se o conceito característico básico para a definição do comportamento dinâmico de um sistema de refrigeração que deve compreender tanto as condições de operação do estado estacionário quanto aquelas do regime dinâmico, onde ocorrem variações substanciais de carga térmica ao longo do tempo.

Esta condição de carga térmica flutuante é claramente descrita por Cleland (1990), referindo-se a um sistema de refrigeração de uma grande indústria de processamento de carne, em operação na Nova Zelândia. A planta de refrigeração dá suporte para três condições de operação do evaporador, proporcionando, então, diferentes condições de operação para as câmaras frias integradas ao sistema. A demanda diária de carga térmica associada a cada condição de trabalho pode variar entre 50% e 90% da capacidade total do sistema ao longo do dia. Ela é maior durante os picos máximos de temperatura de refrigeração ocorridos durante o dia (tipicamente -10°C) e reduz sensivelmente durante os picos mínimos de temperatura de refrigeração (-35°C) que são observados durante a noite.

O conhecimento do regime dinâmico da planta de refrigeração permite que o projetista visualize o comportamento dinâmico do sistema, sob uma condição de carga térmica variável ao longo do tempo. Isto possibilitará a utilização de uma ação de controle da capacidade do sistema para se ajustar às flutuações da carga térmica.

A simulação do sistema de refrigeração neste regime permite também que o projetista identifique o comportamento específico de cada unidade do sistema, sob diferentes regimes de operação. Desta forma, é possível que se encontre uma configuração de operação ótima que mais se aproxime daquela que é estabelecida para um sistema real. Este procedimento é importante porque ele pode ser facilmente conduzido com segurança e com baixo custo, contrapondo-se àquele outro que é restrito à tentativa de modificação estrutural de uma planta de refrigeração real.

Neste contexto, Lovatt et al. (1998) observam que durante o estágio inicial de projeto da planta de refrigeração é difícil realizar os ensaios práticos. Desta forma, a simulação é considerada a única ferramenta que possibilita a investigação dos possíveis regimes de operação do sistema, antes de se investir qualquer capital relevante na montagem do projeto.

Mas, os estudos direcionados para o desenvolvimento de modelos dinâmicos da planta e o aperfeiçoamento de ambientes de programação (simuladores) adequados para este segmento da indústria de alimentos, ainda são considerados incipientes. Isto pode ser atribuído à grande complexidade dos modelos estruturais e à diversidade de configurações da planta, que tornam o procedimento de cálculo restrito a uma aplicação específica. Ressalta-se, entretanto, que o desenvolvimento tecnológico e a popularização

dos computadores digitais, observados a partir de 1970, possibilitaram a resolução numérica de modelos matemáticos complexos que aparecem durante a simulação dinâmica de sistemas de refrigeração industrial.

I.1- Estrutura básica dos modelos representativos de um sistema de refrigeração industrial

A Figura I.1 ilustra a estrutura física básica do sistema de refrigeração de uma grande indústria de processamento de carne, em operação na Nova Zelândia, que é utilizada para abastecimento de mercado interno e também para exportação. O sistema é composto de uma linha de abate de bovinos, duas linhas de abate de ovelhas/carneiros e de zonas de preparo dos produtos, onde eles são normalmente resfriados antes das operações de corte ou desossa. Além disso, algumas peças de carne são congeladas ainda na forma de carcaça, utilizando para isto os congeladores de carcaça contínuos. Mas a maioria dos produtos é embalada em caixas de papelão de aproximadamente 27 kg de capacidade e então, são processados em congeladores de caixa contínuos. Uma pequena quantidade do produto é mantida resfriada e então, é vendida para o mercado local.

A carga térmica da planta de refrigeração é suportada por um sistema de refrigeração com amônia, operando em 3 estágios de compressão. Neste sistema, um total de 14 compressores foram utilizados para aplicação em diferentes processos, sendo interligados com 10 condensadores de vários tipos, mantidos numa temperatura de condensação de aproximadamente 30°C. O circuito termodinâmico básico da planta de refrigeração pode ser acompanhado na Figura I.1, que caracteriza os principais componentes do sistema.

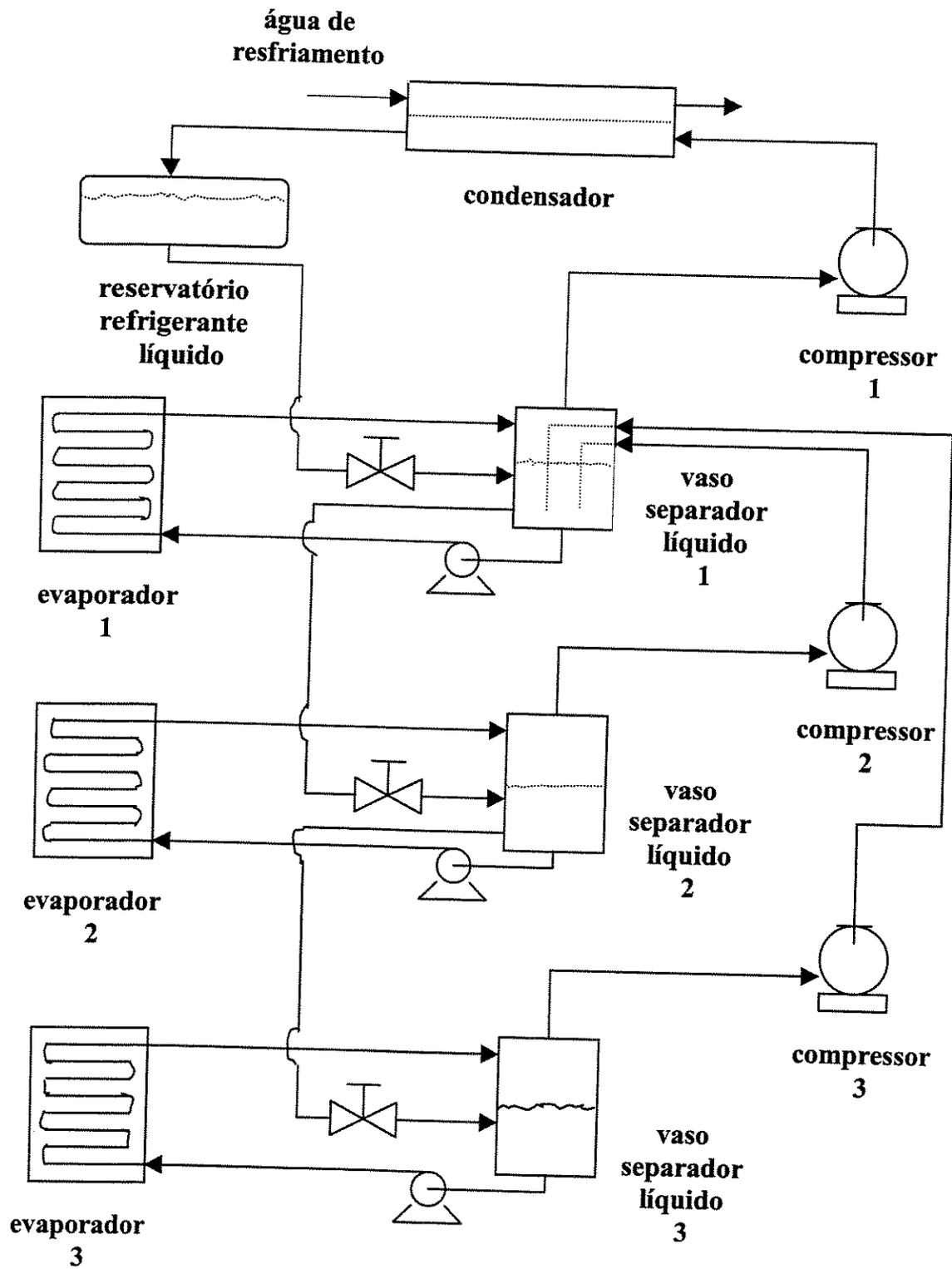


Figura I.1- Diagrama esquemático de uma planta de refrigeração industrial com múltiplos estágios de compressão (Cleland, 1983)

O vaso de recepção/separação do estágio de compressão superior (alta pressão de evaporação) opera com uma temperatura nominal de -8°C para servir às câmaras de refrigeração de carne, às salas de operações de corte e aos refrigeradores. O vaso de recepção/separação do estágio intermediário opera com uma temperatura nominal de -28°C , que é utilizada nas câmaras frias, nos congeladores contínuos de carcaças e nos congeladores em batelada. Finalmente, o vaso receptor/separador do estágio de compressão inferior opera com uma temperatura nominal de -40°C , que é utilizada nos congeladores contínuos de produtos encaixotados.

I.1.1- Modelos dos componentes da planta de refrigeração industrial

Os componentes do sistema de refrigeração são modelados essencialmente da mesma forma, para os diferentes ambientes de simulação apresentados na literatura. Os compressores e as tubulações são representados de forma algébrica, assumindo que não existem atrasos de tempo dentro deles. A capacidade térmica da tubulação de sucção é agrupada com aquela do vaso separador/recebedor que serve o compressor. A queda de pressão nas tubulações é assumida constante. Os condensadores e os vasos de recepção/separação são modelados como uma zona simples na qual a capacidade térmica da fase vapor foi considerada desprezível quando comparada com aquela da fase líquida.

A simulação de uma planta de refrigeração industrial de grande porte requer uma significativa quantidade de dados iniciais (aproximadamente 200 kb), conforme relatado por Lovatt et al. (1998). Geralmente, os dados de cálculo do rendimento termodinâmico de compressores, condensadores, evaporadores e tubulações são obtidos a partir de contato com empresas

fabricantes destas unidades, ou através de modelos empíricos específicos. As medidas físicas da câmara, o conhecimento do material de construção e de fatores de deterioração permitem estimar a perda de calor pelas paredes. Além disso, as informações sobre a frequência e a duração de abertura das câmaras frias são obtidas através de pesquisa com operadores do local, bem como as informações sobre o fluxo de produto e as condições iniciais de temperatura. O sistema dinâmico, que foi implementado por Lovatt et al. (1998), compreende 702 tipos de modelos de estruturas e requer a solução de 354 equações diferenciais ordinárias e muitas equações algébricas.

Contudo, as incertezas dos dados iniciais e os desvios atribuídos aos modelos da troca de ar da câmara foram considerados os fatores restritivos da precisão de cálculo do sistema. A metodologia de programação orientada a objeto, no entanto, foi considerada importante para a inserção de novos modelos dentro do ambiente de simulação.

I.1.2- Modelos de simulação das aplicações da planta de refrigeração

Os modelos de simulação das aplicações específicas da indústria de alimentos têm sido menos estudados do que os modelos dos componentes da máquina de refrigeração, ainda que estas aplicações sejam consideradas uma fonte primária para a caracterização do regime transiente de plantas de refrigeração e de congelamento de produtos alimentícios.

Os simuladores comerciais de plantas de refrigeração industrial descritos na literatura utilizam basicamente os mesmos modelos para a simulação do sistema de refrigeração, diferenciando-se, principalmente, através dos modelos de cálculo da carga térmica do produto.

Neste contexto, Lovatt et al. (1992a,b) propuseram um modelo de cálculo da carga térmica do objeto (produto), no qual as diferentes aplicações são definidas através da seleção de módulos de dados característicos para cada condição de operação. Isto possibilita uma maior flexibilidade do algoritmo para as diferentes aplicações do sistema.

Desta forma, se o produto estiver exposto a uma condição de operação superior a sua temperatura de congelamento, então o modelo automaticamente aciona o módulo correto de resfriamento. Se as condições ambientes da câmara indicam uma situação de transição de fase dentro do produto, então ocorre uma alteração para outro módulo de operação que foi definido para esta condição de operação. Entretanto, se o produto já está congelado então o modelo ativa o módulo de produto solidificado. Além disso, as estruturas internas da câmara (pilares de concreto e metal) são modeladas com dados específicos, no entanto, são igualmente tratadas como se fossem objetos congelados dentro da câmara. O modelo é, desta forma, implementado para caracterizar a maneira como um material sólido poderia reagir quando exposto às variações das condições ambiente da câmara, levando em consideração também as resistências interna e externa à transferência de calor das estruturas físicas da câmara.

O fluxo de calor entre o produto e o sistema de refrigeração é muitas vezes realizado através de um fluido mediador, usualmente o ar. O modelo de cálculo das condições do ar na câmara considera que a massa de ar ambiente é caracterizada pela temperatura e o conteúdo de umidade. Para isto, duas equações diferenciais ordinárias são definidas: uma para determinar o balanço de umidade do ar e a outra para determinar a sua temperatura, através do balanço de energia. O modelo utilizado por Lovatt et al. (1998) inclui também

algumas considerações sobre a massa de água condensada na câmara durante a saturação do ar, sendo avaliada como perfeitamente distribuída ao longo de todo o espaço interno.

Ressalta-se, contudo, que o modelo de umidade do ar da câmara refrigerada pode se tornar muito complexo quando todas as interações possíveis entre as variáveis do sistema são consideradas, até mesmo para aquelas representações de modelos de zona simples. Assim, por exemplo, quando ocorre uma mudança de temperatura do ar na câmara, observa-se uma mudança na sua densidade, induzindo a troca de ar com o ambiente para manter a pressão constante. Isto provoca a variação dos valores originais de umidade relativa e de massa de ar seco, aumentando a complexidade de cálculo do balanço de energia do sistema. Entretanto, no ambiente de simulação da planta industrial descrito por Cleland (1985a), assume-se que a mudança da massa de ar pode ser ignorada e apenas o efeito do calor latente (desprezando o calor sensível) associado com o vapor de água que entra na câmara foi incorporado ao balanço de energia. Já, no ambiente de simulação descrito por Lovatt et al. (1998), utiliza-se uma aproximação simples para incluir o efeito de variação da massa de ar seco do sistema.

O modelo de troca da massa de ar da câmara é baseado na equação de Tamm (1965), que estabelece a igualdade para a taxa de fluxo volumétrico de ar, em ambas as direções, através da porta. Um fator de proteção foi utilizado nos diferentes simuladores para quantificar os efeitos de alta frequência de abertura de portas e do uso de técnicas de proteção (fitas plásticas, cortinas de ar). Entretanto, para evitar o aumento de complexidade do sistema, assume-se que existe igualdade na taxa de fluxo de massa.

O modelo implementado no ambiente RADS, descrito por Cleland (1985a), opera de uma forma contínua, de modo que o usuário define o intervalo de tempo em que a porta da câmara será considerada na condição ativa e também a fração de tempo de abertura durante o atual período de atividade. Desta forma, em cada passo de integração numérica do sistema, é gerado um número aleatório entre 0 e 1 para cada porta que está na condição ativa, sendo que cada porta é considerada na posição aberta, durante o próximo intervalo de tempo, se o número aleatório gerado for menor que aquela fração de tempo estabelecida inicialmente. Isto indica que o passo de tempo de integração fica amarrado com o tempo de abertura da porta (tipicamente 30 segundos). A condição intermitente da carga térmica, através da porta, é amortecida pelo uso de um filtro de caixa com cinco elementos, onde a carga térmica transferida para a câmara, em qualquer espaço de tempo, representa a média das cargas térmicas calculadas nos últimos quatro espaços de tempo anteriores. No entanto, o simulador RefSim descrito por Lovatt et al. (1998) utiliza um modelo em que a abertura de portas ocorre em intervalos de tempo irregulares, definidos pela distribuição de Poisson. O espaço de tempo entre cada abertura segue uma distribuição exponencial e a extensão do tempo de abertura de porta acompanha uma distribuição normal. O método de amortecimento do pico de carga térmica, contudo, não foi utilizado no modelo de abertura de portas implementado no RefSim, já que este procedimento foi considerado de responsabilidade do modelo de cálculo de energia do ar da câmara.

Finalmente, o modelo de transferência de calor através das paredes, do piso e do teto da câmara pode ser representado como um conjunto de propriedades intrínsecas do sistema, caracterizadas pelo coeficiente de transferência de calor em ambos os lados da parede e também pela

condutividade térmica do material (Lovatt et al., 1998). A implementação deste modelo na versão anterior do simulador RADS considerou somente a resistência externa de transferência de calor para o meio ambiente, com uma temperatura constante. O modelo não pode ser aplicado para paredes que separam dois ambientes refrigerados, nem permite quantificar o efeito de variação diurna da temperatura do meio externo.

Uma versão modificada do RADS considera também a condição de variação da temperatura externa com o tempo, mas não permite a condição de interface entre duas câmaras refrigeradas. No ambiente RefSim, entretanto, este problema foi resolvido pela possibilidade de identificação de cada lado da parede com um determinado modelo, que pode ser um modelo de ambiente simples para representar uma condição de temperatura externa constante, ou um sofisticado modelo de ambiente para representar o perfil de temperatura variável durante o dia, ou ainda, uma outra câmara refrigerada disposta lado a lado.

I.2- Motivação para o desenvolvimento deste trabalho

A indústria de alimentos é altamente dependente dos processos de conservação que são baseados no abaixamento de temperatura. Esta tecnologia de conservação é considerada de grande interesse para a indústria moderna, pois permite a estocagem dos alimentos perecíveis por um longo período de tempo, mantendo as características originais do produto.

A conservação de alimentos pelo processo de abaixamento de temperatura tem recebido um expressivo interesse dos setores produtivos de grande escala, principalmente devido à crescente demanda da sociedade atual

por produtos de preparo rápido e que são conservados em refrigeradores domésticos. Além disso, esta tecnologia propicia uma condição de conservação que não necessita da utilização de compostos químicos conservantes, favorecendo, desta forma, a obtenção de produtos de alta qualidade e sem aditivos químicos.

No entanto, a preservação das características de qualidade dos alimentos congelados depende do controle das condições de operação dos equipamentos industriais. Os produtos processados sob uma condição de operação irregular podem apresentar sensíveis modificações físico-químicas e bioquímicas que reduzem drasticamente as características de qualidade desejáveis no alimento.

Contudo, a tecnologia de refrigeração e de congelamento de alimentos é onerosa, devido ao alto consumo de energia durante a operação do equipamento, além do alto investimento inicial de projeto e de implantação do sistema.

Este efeito de consumo de energia é ainda mais realçado em países de clima tropical (como, por exemplo, o Brasil) onde, normalmente, ocorrem condições de alta temperatura ambiente, as quais dificultam os processos de conservação e de distribuição dos produtos, aumentando significativamente os custos globais do processo.

Portanto, pode-se constatar que existe uma necessidade fundamental de conhecer as condições de operação de plantas de refrigeração em regime dinâmico. Isto possibilita a identificação de fatores que regulam o consumo de energia e o custo de projeto do equipamento industrial, facilitando também a

identificação de condições de operação que favorecem a manutenção de qualidade dos produtos industrializados.

Ressalta-se que os simuladores comerciais que foram desenvolvidos recentemente para o estudo do comportamento dinâmico de plantas de refrigeração industrial mostram uma série de restrições que dificultam a interface com o usuário.

Inicialmente, constatou-se que mesmo aqueles sistemas mais simples podem apresentar uma grande complexidade de modelos que dificultam o entendimento e a manipulação do programa de simulação. Isto é particularmente importante devido ao fato de que os modelos representativos dos elementos componentes da planta de refrigeração apresentam idealizações que necessitam ser corrigidas, em função do fluido refrigerante que opera no sistema. Ressalta-se que a utilização de novos fluidos refrigerantes possibilita a adaptação do sistema àqueles fluidos alternativos que têm sido propostos para amenizar os distúrbios ambientais causados pelos fluidos halogenados, possibilitando, desta forma, um maior potencial de aplicação do simulador.

A grande complexidade dos modelos numéricos que representam o sistema mecânico da planta de refrigeração e a diversidade de modelos representativos da carga térmica deste sistema dificultam a interface com o usuário. Aqui, observa-se que a facilidade de manipulação dos modelos do sistema de refrigeração é uma característica muito importante para a simulação, principalmente para a utilização de técnicas de otimização numérica que visam identificar as variáveis de projeto que minimizam os custos totais das diversas unidades da planta e o consumo de energia do sistema.

Observa-se ainda, que a metodologia de simulação da planta de refrigeração descrita por Lovatt et al. (1998) apresenta características de flexibilidade que favorecem a interação do usuário com o simulador e, desta forma, será adotada neste trabalho. O modelo de programação do sistema de refrigeração orientado a objeto proporciona uma maior versatilidade para o ambiente de simulação, tendo em vista que os modelos de cada componente do sistema podem ser manipulados independentemente uns dos outros. Além disso, ele permite a inserção de novos modelos que procuram aumentar a capacidade preditiva do comportamento dinâmico da planta.

Entretanto, o modelo de simulação da planta de refrigeração que foi desenvolvido para o RefSim é muito complexo. Observa-se também que ele apresenta algumas simplificações relativas aos modelos específicos dos componentes da planta mecânica de refrigeração, como por exemplo, aquele modelo de zona simples que é usado para representar o comportamento termodinâmico do sistema de condensação. Estas simplificações de modelo podem causar alterações significativas durante a avaliação do desempenho termodinâmico da unidade, dificultando a identificação das variáveis operacionais ótimas do projeto.

Isto é particularmente importante durante a avaliação do comportamento termodinâmico do sistema, quando este está sujeito a condições de operação específicas e com diferentes fluidos refrigerantes. Esta característica de flexibilidade do algoritmo de programação é muito desejada durante o estudo de sistemas de refrigeração industrial que trabalham com mais de um estágio de compressão, utilizando especificamente a amônia como fluido refrigerante. Além disso, ela favorece também o estudo de sistemas de refrigeração aplicados a congeladores comerciais de pequena escala de

produção, além dos refrigeradores domésticos, que estão sendo projetados para trabalhar com fluidos refrigerantes alternativos.

Ressalta-se que a utilização de modelos com diferentes estágios de compressão do fluido refrigerante possibilita uma condição favorável para o desenvolvimento de projetos de sistemas de refrigeração com vários ciclos de compressão em cascata, que operam com diferentes fluidos refrigerantes. Esta condição de operação com estágios de compressão em cascata permite um alívio das condições de pressão de cada subsistema e favorece a utilização de outros fluidos refrigerantes, que geralmente provocam a modificação do dimensionamento físico das diferentes unidades da planta de refrigeração.

Desta forma, a grande complexidade e a diversidade de estruturas dos modelos de simulação de sistemas de refrigeração industrial, bem como as restrições dos submodelos específicos que representam a estrutura da planta, impõem alguns limites para a utilização dos atuais simuladores e o desenvolvimento de técnicas de otimização numérica aplicadas na determinação das condições ótimas de operação e de projeto do sistema.

Neste trabalho, decidiu-se desenvolver um novo procedimento de modelagem e simulação de um sistema de refrigeração básico, visando obter uma maior flexibilidade durante a simulação do comportamento termodinâmico da planta de refrigeração e identificar um procedimento numérico de otimização das condições de operação da planta. Além disso, o sistema de refrigeração básico é modelado criteriosamente com o objetivo de se identificar as principais transformações termodinâmicas que ocorrem com o fluido refrigerante dentro do circuito de refrigeração.

A modelagem das transformações termodinâmicas que ocorrem no interior do circuito de refrigeração é um procedimento elaborado e longo. Ela depende de uma série de ajustes das condições de equilíbrio termodinâmico do sistema de refrigeração, que é conseguido por meio de um complexo procedimento numérico, sendo oportunamente discutido durante o desenvolvimento deste estudo. Contudo, a topologia básica do algoritmo de simulação destas transformações termodinâmicas do sistema de refrigeração representa uma condição elementar de operação que permite o desenvolvimento de novas configurações da planta de refrigeração.

Portanto, neste trabalho, é proposto um procedimento inovador para o estudo das condições ótimas de operação da planta de refrigeração, aplicada para sistemas de congelamento de alimentos. Para isto, divide-se o estudo em duas etapas: a primeira procura estudar as condições de operação de um congelador de alimentos que permite o controle das características de qualidade desejáveis no produto congelado. Na segunda etapa procura-se identificar um procedimento básico de otimização de um circuito de refrigeração simples, mas que possibilita a identificação de um modelo numérico de otimização das variáveis de projeto do sistema, operando com diferentes fluidos refrigerantes.

Além disso, procura-se desenvolver a modelagem termodinâmica do circuito de refrigeração utilizando a metodologia sugerida por Lovatt et al. (1998), que permite uma grande flexibilidade para o sistema e favorece a inserção de modelos mais elaborados dentro do circuito. Esta metodologia de simulação do sistema orientado a objeto possibilita uma condição favorável para a aplicação de técnicas numéricas de otimização, tendo em vista que o sistema fica representado por uma associação de subsistemas interligados.

I.3- Objetivos

Os principais objetivos deste trabalho de tese são, portanto, assim resumidos:

1. Modelar as transformações termodinâmicas que ocorrem dentro de um ciclo de compressão de vapor básico que utiliza fluidos refrigerantes puros e também misturas não-azeotrópicas de alto desempenho termodinâmico.
2. Simular o comportamento termodinâmico do circuito de refrigeração utilizando modelos para representar os processos de compressão, condensação, expansão e evaporação do fluido refrigerante.
3. Estudar o desempenho termodinâmico do circuito de refrigeração operando com fluidos refrigerantes puros e também com misturas de refrigerantes, procurando identificar um procedimento de seleção do fluido refrigerante do sistema.
4. Aplicar uma técnica de otimização termoeconômica para identificar as condições de operação do sistema que minimizam o custo de projeto e o consumo de energia da planta de refrigeração.
5. Estudar o comportamento transiente da carga térmica de uma planta de congelamento de alimentos, utilizando para isto um modelo de transferência de calor do produto dentro de um congelador de placas de contato.

6. Identificar as condições de operação do congelador de placas que favorecem a manutenção das características de qualidade do produto congelado.

7. Propor um procedimento de otimização do perfil de carga térmica do equipamento de congelamento com objetivo de reduzir os custos operacionais do sistema e preservar as características de qualidade do produto.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

II.1- Identificação dos modelos de simulação da planta de refrigeração industrial aplicada para o congelamento de alimentos

O desenvolvimento de modelos para a simulação de sistemas de refrigeração industrial de alimentos foi extensivamente revisado por Cleland (1990). Observou-se que o primeiro relato de simulação de uma planta de refrigeração complexa foi apresentado por Marshall & James (1975). O sistema foi composto de 46 equações diferenciais ordinárias e aproximadamente 100 equações algébricas utilizadas para representar uma planta de congelamento de vegetais e seu sistema mecânico de refrigeração. Este modelo, no entanto, foi implementado como um programa de simulação específico para uma determinada condição de operação da planta. Além disso, eles utilizam modelos simplificados para representar o estado dinâmico do sistema.

Cleland (1983,1985a,b) também apresentou estudos de simulação de um sistema de refrigeração de uma grande indústria de processamento de carne, com uma capacidade térmica total de 2.3 MW. A estrutura física da planta de refrigeração foi composta por 18 aplicações significativas (congeladores, câmaras de estocagem, etc.) controladas de uma forma independente, além de uma planta central suportada por 8 compressores. Este simulador denominado RADS, representado esquematicamente na Figura II.1, permite que a planta de refrigeração seja especificada pela seleção de alguns modelos clássicos já incorporadas no simulador. Além disso, as diferentes aplicações suportadas

pela planta de refrigeração podem ser simuladas através da especificação de diferentes arquivos de dados para cada modelo selecionado.

O RADS V3.1, mostrado esquematicamente na Figura II.1, é uma versão modificada do RADS V2.2 que foi desenvolvido em linguagem de programação FORTRAN 77. Ele permite o estudo do comportamento dinâmico de uma grande indústria de refrigeração que pode ser representada por um modelo fixo da planta (sistema mecânico de refrigeração) associado com os diferentes modelos de aplicação de carga térmica. Além disso, o modelo de cálculo da carga térmica do produto, definido para as diferentes aplicações (congeladores com circulação forçada de ar, congeladores de placa, câmaras de estocagem, etc.), foi implementado com diferentes arquivos de dados. Contudo, as subrotinas de cálculo das condições de troca da massa de ar na câmara, transferência de calor pelas paredes, sistemas de evaporação e de válvulas de controle, foram comuns para cada tipo de aplicação. Já, o modelo físico da planta de refrigeração foi representado pelo compressor e seu mecanismo de controle, pelo condensador e seu mecanismo de controle, além de tanques (vasos) de equilíbrio e tubulações correlatas.

Neste aspecto, James & James (1986) observaram que existem algumas restrições para a utilização dos simuladores comerciais aplicados a grandes plantas de refrigeração industrial. Eles apresentam uma alta especificidade para um dado estudo de caso, além de uma difícil interface com o usuário. Isto dificulta as operações de correção dos modelos representativos do sistema e a inserção de novos modelos. Além disso, o usuário necessita de um extenso conhecimento dos modelos matemáticos aplicados na resolução do sistema integrado, tendo em vista uma eventual ocorrência de problemas de

convergência numérica e a adaptação dos modelos que representam a estrutura da planta.

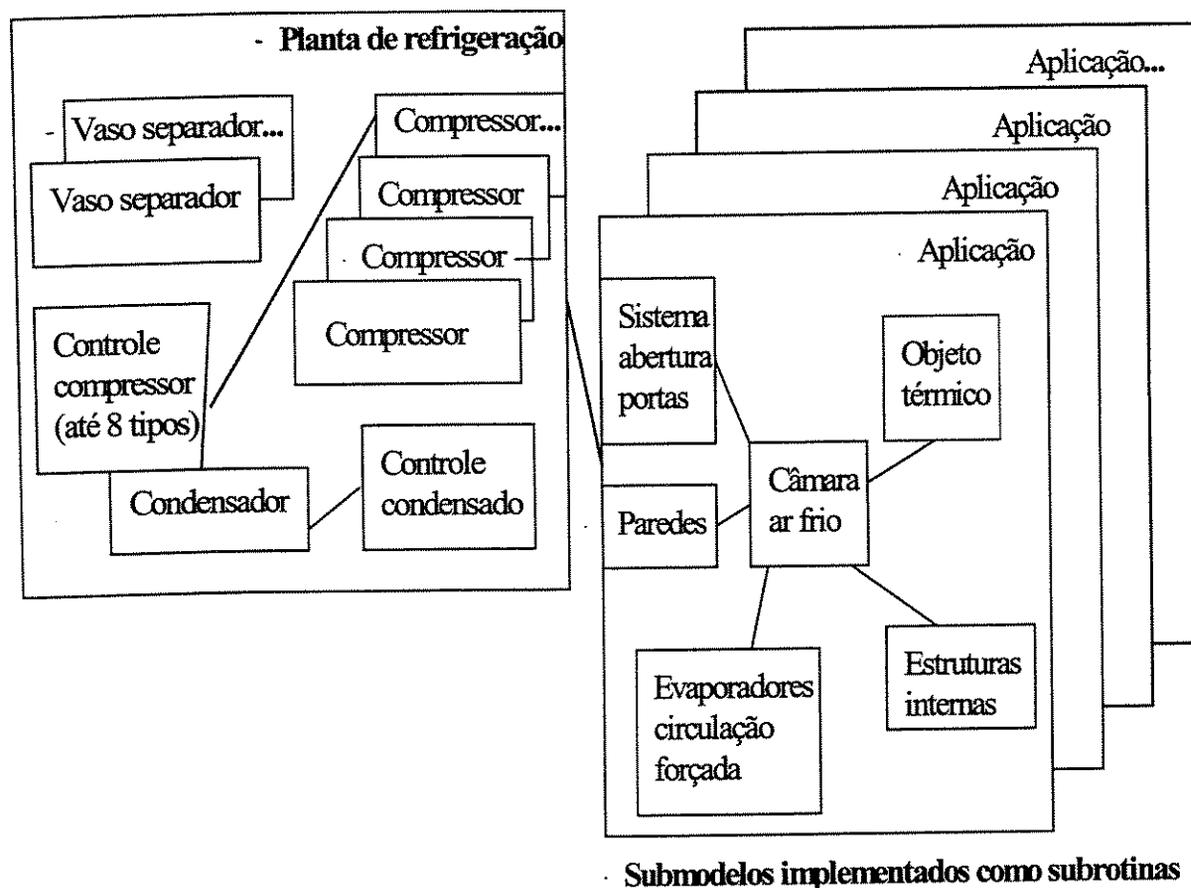


Figura II.1- Representação estrutural do ambiente de simulação RADS V3.1, ilustrando um modelo fixo da planta de refrigeração interligada com diferentes modelos de aplicação (Cleland, 1985a)

Estas restrições típicas da modelagem e da simulação de sistemas de refrigeração foram observadas por James (1988), durante o estudo de simulação dinâmica de uma bomba de calor. Ele observa que a modelagem do sistema no regime dinâmico deve compreender uma clara definição dos modelos de contorno, da padronização e da compatibilidade destes modelos.

Portanto, os fatores que restringem o desenvolvimento de simuladores para sistemas de refrigeração industrial podem ser considerados sob dois aspectos: a limitação da precisão de cálculo do comportamento dinâmico do sistema, devido às imperfeições do modelo representativo da planta e também o pequeno avanço tecnológico da estrutura de interface com o usuário.

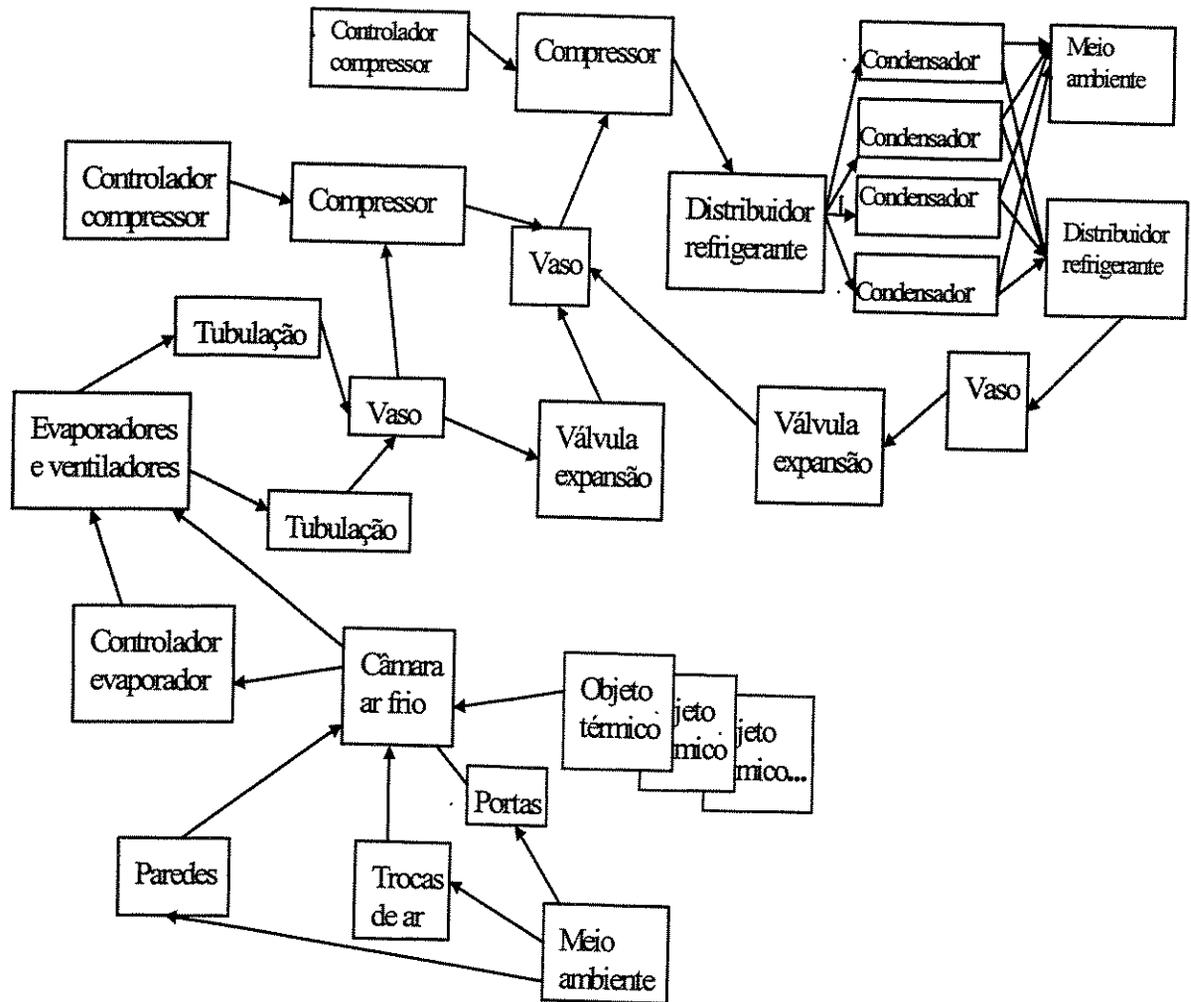


Figura II.2- Representação esquemática do ambiente de simulação RefSim, ilustrando a flexibilidade dos modelos orientados a objeto, discriminados dentro de um complexo sistema de refrigeração (Lovatt, et al., 1998)

Recentemente, Lovatt et al. (1998) aplicaram uma metodologia de programação do ambiente orientado a objeto para a simulação de um sistema de refrigeração industrial. O simulador denominado RefSim, levou em consideração as limitações estabelecidas no trabalho de James (1988), incluindo ainda uma maior definição para os modelos de interface, a incorporação de um evento discreto manipulável e um adequado integrador de equações diferenciais que descrevem o comportamento transiente do sistema de refrigeração. Além disso, ele apresenta uma clara definição das estruturas da planta e da implementação do ambiente de simulação. Este ambiente de simulação orientado a objeto, representado esquematicamente na Figura II.2, e a estrutura de modelos independentes dentro da planta de refrigeração permitem uma grande flexibilidade durante a utilização do simulador. No entanto, a grande complexidade dos modelos representativos do sistema é considerada um fator restritivo para o uso deste simulador.

II.2- Análise da estrutura física de sistemas de refrigeração industrial

O projeto básico de plantas de refrigeração industrial tem sido caracterizado por apenas dois tipos de ciclos de refrigeração: o ciclo de absorção e o ciclo de compressão de vapor (Stamm, 1984). Os dois ciclos de refrigeração trabalham com o mesmo princípio, ou seja, o calor é absorvido no evaporador que provoca a vaporização do fluido. No entanto, uma energia externa deve ser adicionada ao sistema para proporcionar esta condição de operação. A carga de energia do sistema é posteriormente rejeitada para o ambiente ou pode ser usada para fazer algum trabalho útil, conforme demonstrado por Rossi (1993), através de uma análise experimental de uma bomba de calor aplicada para a secagem de produtos alimentícios.

Os sistemas que trabalham com o ciclo de compressão de vapor obtiveram uma grande aceitação da indústria de refrigeração atual e, desta forma, são amplamente aplicados nos projetos de plantas de refrigeração industrial.

De forma geral, a maioria dos equipamentos de refrigeração industrial utiliza o ciclo de compressão de vapor em função da sua simplicidade, o menor custo e a maior eficiência energética. Dificilmente, uma outra tecnologia deverá apresentar características competitivas para este setor e, assim, o ciclo de compressão de vapor deve continuar sendo a tecnologia dominante na indústria de refrigeração (Peixoto et al., 1993).

Stoecker & Jabardo (1994) citam que o ciclo de compressão de vapor possui basicamente os seguintes componentes: o evaporador, o compressor, o condensador, os aparelhos de expansão, as tubulações de interconexão e uma variedade de componentes auxiliares. A operação deste sistema frigorífico básico é caracterizada pela retirada de calor da carga de refrigeração agregada ao evaporador, onde o refrigerante troca calor e se vaporiza. O vapor resultante é succionado pelo compressor. Então, uma quantidade de energia mecânica é adicionada ao compressor, elevando a pressão e a temperatura do gás de descarga. Este gás flui para o condensador, trocando calor com o fluido de interface do trocador de calor e sai na condição de líquido saturado ou subresfriado, ainda sob alta pressão. Este líquido passa posteriormente por um aparelho de expansão onde uma parte do líquido evapora instantaneamente, promovendo o resfriamento da fase líquida remanescente, além da redução de pressão do fluido que é utilizado novamente no evaporador, fechando, desta forma, o circuito termodinâmico.

Uma descrição detalhada das estruturas físicas que representam as unidades da planta de refrigeração industrial está mostrada no Apêndice A, juntamente com a descrição dos modelos numéricos que procuram representar o processo de transferência de energia no sistema.

Observa-se no Apêndice A, que a modelagem numérica do sistema de refrigeração industrial é baseada normalmente em modelos simplificados que procuram representar o comportamento termodinâmico do sistema. No entanto, estes modelos de zona simples podem apresentar algumas restrições para a análise do processo de transferência de calor. Especificamente, pode-se realçar a necessidade de utilizar um modelo de transferência de calor com várias zonas de equilíbrio, que permite desenvolver uma análise precisa do comportamento termodinâmico do sistema. Isto é particularmente importante durante o projeto de sistemas de refrigeração que operam com fluidos refrigerantes alternativos.

Este aumento do número de zonas de equilíbrio termodinâmico permite uma avaliação crítica do comportamento termodinâmico do sistema, operando com misturas refrigerantes que mostram um perfil não-linear de transição de fase. Desta forma, o modelo com várias zonas de equilíbrio possibilita uma maior versatilidade de projeto da planta de refrigeração e permite também a otimização rigorosa das condições operacionais do equipamento.

Neste ponto, ressalta-se que o compressor não pode operar com o fluido refrigerante na fase líquida (Stamm, 1984). Esta restrição possibilitou o desenvolvimento de três tipos de sistemas de compressão de vapor: o sistema de expansão direta, o sistema de tanque inundado e o sistema com circulação forçada de líquido, que serão analisados ainda neste capítulo.

II.2.1- Estrutura dos modelos típicos de sistemas de refrigeração industrial

O primeiro sistema de compressão de vapor projetado foi o de expansão direta (Apêndice A.4.3), apresentando uma condição de operação simples e um baixo custo inicial. Neste sistema, o aparelho de expansão típico é representado por uma válvula de expansão térmica que controla a pressão de líquido saturado dentro do evaporador. Isto é feito em função da temperatura do gás que deixa o evaporador, controlando a vazão de líquido que entra neste sistema e procurando manter o superaquecimento desejado para o fluido.

A maioria destes evaporadores trabalham com aproximadamente 13°C de superaquecimento, sendo que para cada grau de superaquecimento ocorre 3% de redução da capacidade do evaporador (Stamm, 1984). Nesta condição, apenas 76% da superfície de transferência de calor do evaporador é usada para refrigeração útil, ao passo que 24% da superfície restante é usada para o superaquecimento do gás de sucção, evitando a entrada de líquido no compressor.

No entanto, esta válvula trabalha eficientemente somente quando ela não apresenta desgastes mecânicos, ou quando ela opera sob uma condição de queda de pressão constante e, ainda, quando o fluxo de refrigerante é relativamente constante através dela.

De outro modo, uma operação irregular, com uma carga diferente daquela especificada, provoca um abaixamento da pressão de condensação e uma elevação da pressão de sucção, desencadeando uma operação ineficiente

nos diversos componentes do sistema, além de uma possível quebra do compressor.

O segundo tipo de sistema de refrigeração é aquele com evaporador de tanque inundado (Apêndice A.4.2), onde um reservatório de refrigerante líquido, que fica conectado ao evaporador e à válvula de expansão, é utilizado como um controlador de nível de líquido. Desta forma, a válvula permite uma operação estável dentro de uma larga faixa de condições de operação. Entretanto, como fatores negativos, observa-se que o evaporador pode concentrar o óleo que está presente na mistura refrigerante, sendo necessária uma purga freqüente do sistema. Além disso, a enorme massa de líquido no evaporador dificulta o procedimento de degelo temporário do sistema, aumentando o gradiente de pressão no evaporador, ocupando muito espaço físico e aumentando o custo inicial do sistema. Contudo, toda a superfície de transferência de calor é usada para o resfriamento e as condições de sucção do gás do compressor ficam próximas àquela de saturação. Todavia, a pressão do sistema pode ser alterada com facilidade.

O terceiro tipo de sistema de refrigeração é representado pelo evaporador com bomba de circulação de líquido (Apêndice A.4.1), que tem sido muito utilizado para projetos de plantas de refrigeração industrial. Neste caso, o gás proveniente do evaporador é recebido em um tanque de baixa pressão, contendo uma mistura de refrigerante líquido e eventualmente óleo, onde ocorre a separação do vapor. O líquido é bombeado de volta para o evaporador a uma taxa maior do que aquela de evaporação e o vapor é bombeado pelo compressor. Assim, após o processo de compressão e de condensação, o líquido condensado sob alta pressão passa por um aparelho de expansão e retorna para o tanque de baixa pressão.

Este sistema é caracterizado por uma grande eficiência de utilização da superfície de troca de calor. Além disso, o processo de sucção é feito nas condições de saturação do vapor, permitindo um alívio das condições de operação do compressor. O fluxo de massa de líquido no evaporador também pode ser controlado para proporcionar um rápido degelo do sistema, possibilitando um controle adequado da pressão de operação. Além disso, o compressor pode ser desligado no inverno, possibilitando que o sistema de refrigeração funcione como um sifão térmico.

Ressalta-se, ainda, que estes três tipos de sistemas de refrigeração podem estar associados dentro de um modelo geral que compreende o projeto de uma planta industrial mantida por um sistema de refrigeração com múltiplos estágios de pressão (Figura I.1). A grande vantagem da utilização desta configuração é que ela permite o alívio das condições de operação do compressor, aumentando também a eficiência energética do sistema de refrigeração.

O custo energético de operação do sistema é reduzido quando se utiliza diferentes compressores para servir determinadas aplicações da planta de refrigeração. O exemplo típico é caracterizado por uma unidade de estocagem de produtos alimentícios. Inicialmente, observa-se que existe, normalmente, uma alta demanda de carga térmica para estocagem de produtos congelados (como por exemplo, a conservação de pescados e de sorvetes a -30°C), ou, ainda, para conservação de peças de carne congeladas a -18°C , conservação de frutas, verduras e produtos lácteos a 2°C , além da refrigeração de áreas de embalagens e de processamento de produtos (10°C).

Um alto rendimento energético deste sistema pode ser conseguido quando opera-se o compressor a uma temperatura de sucção próxima àquela especificada para cada aplicação. Tipicamente, pode-se observar até 40% de redução de consumo de energia em uma planta de refrigeração mantida sob condições de operação adequadas ao sistema (Stamm, 1984).

II.3- Projeto da planta básica do sistema de refrigeração

O comportamento termodinâmico de sistemas de refrigeração é uma área de estudo que tem sido amplamente discutida na literatura científica, principalmente para aqueles sistemas básicos de refrigeração comercial. Esta diversidade de estudos tem revelado um significativo avanço tecnológico para o setor de conservação de alimentos, proporcionando, desta maneira, um ponto de referência para os estudos de simulação e de otimização da planta de refrigeração que serão considerados neste trabalho de tese.

Além disso, enfatiza-se que os congeladores domésticos são equipamentos muito importantes para manutenção da rede de conservação dos alimentos e, desta forma, eles representam um segmento importante para o projetista de sistemas de refrigeração e de congelamento de produtos perecíveis.

Os aparelhos refrigeradores/congeladores domésticos têm passado por um consistente e rápido desenvolvimento tecnológico. Contudo, esta evolução tecnológica é particularmente influenciada pelas características intrínsecas das diferentes regiões em que se opera com o sistema, propiciando uma diversificação dos projetos. Mas a tecnologia de refrigeração básica é sempre a mesma para todos os sistemas (Radermacher & Kim, 1996).

Basicamente, o fluido refrigerante R-12 foi extensivamente utilizado em todos os sistemas de compressão de vapor de equipamentos comerciais de pequena capacidade de refrigeração. No entanto, as atuais restrições de uso deste fluido, que é considerado muito agressivo ao meio ambiente, levaram a um considerável aumento de esforços para o estudo de novos fluidos alternativos. Além disso, destaca-se também a necessidade de obtenção de sistemas de refrigeração que consumam uma menor quantidade de energia.

Atualmente, verifica-se que o desenvolvimento de projetos de refrigeradores domésticos tem sido voltado para a utilização de dois ciclos de refrigeração acoplados. O primeiro é utilizado no compartimento de resfriamento dos alimentos, onde opera com um nível de pressão significativamente maior do que o segundo evaporador, que serve o congelador de alimentos, utilizando como fluido de trabalho as misturas refrigerantes alternativas. Estas transformações estruturais têm sido propostas com o objetivo de otimizar o consumo de energia do equipamento.

Neste aspecto, verifica-se que a minimização da carga térmica é um fator importante no projeto de sistemas de refrigeração. Ela permite a redução de custo total do equipamento, o alívio das condições de ignição, além de aumentar a eficiência de carga parcial do equipamento devido à menor carga de refrigerante em circulação. Desta forma, numerosas investigações foram desenvolvidas para identificar a carga mínima do sistema, sendo baseadas principalmente na condição ideal de não arraste do fluido (Daniels & Davies, 1975), ou utilizam modelos que consideram uma fração de vazios conhecida na região de duas fases que é formada dentro do trocador de calor (Rice, 1987).

Além disso, existem correlações simples que descrevem a dependência da carga de refrigerante ótima em função da capacidade do evaporador e do condensador de refrigeradores domésticos, que foram sugeridas por Dimitriyev & Pisarenko (1984). Destaca-se, também, a influência da temperatura ambiente sobre a carga de refrigerante necessária no refrigerador, que foi investigada por Kuijpers et al. (1988), levando em consideração a condição de desligamento intermitente do sistema.

Consideráveis progressos técnicos têm sido obtidos no estudo da eficiência de refrigeradores, especialmente no estudo de desempenho do ciclo e no desenvolvimento de material de isolamento da cabina do refrigerador. Aliado a isto, significativos ganhos de eficiência podem ser conseguidos nos componentes do sistema de refrigeração, como por exemplo nos ventiladores que circulam o ar através do evaporador e do condensador, que são responsáveis por um consumo significativo da potência global (Radermacher & Kim, 1996). O ventilador do evaporador é especialmente importante porque o seu consumo de potência provoca dupla penalidade no sistema, uma vez que o calor liberado pelo motor do ventilador terá que ser eventualmente removido pelo compressor, junto com a carga de refrigeração. Os fabricantes destes equipamentos estão atualmente introduzindo motores de ventiladores com alta eficiência, possibilitando uma redução no consumo de potência a partir dos valores padrões de 10-15 W para valores negligenciáveis de até 2-5 W.

Aliado a estes aspectos, verifica-se que o desenvolvimento de novos compressores tem proporcionado um considerável ganho de eficiência aos refrigeradores, sendo que o desenvolvimento dos motores elétricos e das válvulas de controle são também fatores adicionais que favorecem este ganho de eficiência. O melhoramento dos motores elétricos contribui, desta forma,

com a redução da demanda de potência, além de possibilitar um baixo superaquecimento do refrigerante no compressor. Estes fatores aumentam tanto a capacidade quanto a eficiência do sistema (Riffe, 1994, van der Walt & Unger, 1994).

Constata-se, além disso, que existe uma diversidade de sistemas de refrigeração que foram desenvolvidos com o objetivo de identificar alguns mecanismos alternativos de recuperação de energia. Estes mecanismos alternativos devem ser examinados dentro do contexto de projeto do sistema de refrigeração.

II.3.1- Tipos alternativos de sistemas de refrigeração

Apresenta-se aqui uma rápida descrição dos sistemas de refrigeração alternativos que foram desenvolvidos paralelamente com o ciclo de compressão de vapor.

Primeiramente, introduziu-se o ciclo de difusão/absorção que foi patenteado por Platen & Munters, em 1928. O sistema é operado com energia térmica (calor), combinando a circulação de um gás inerte (hidrogênio) entre o evaporador e o absorvedor com o uso de uma “bomba de bolha” que permite a circulação da mistura de água/amônia. Então, a amônia evapora e proporciona o efeito de refrigeração desejado, sendo que posteriormente o vapor é absorvido pela mistura de água/amônia. Isto ocorre em baixas pressões parciais de vapor de amônia. A amônia pura é gerada, então, pela adição de calor para a mistura amônia/água sob alta temperatura, sendo que a pressão total é mantida constante pelo uso de um gás inerte (hidrogênio). As principais vantagens deste sistema são a ausência de partes móveis e de ruído associado

com as vibrações, além da versatilidade para operar sem qualquer consumo de potência elétrica. Esta condição do sistema favorece a operação em localidades remotas, além das aplicações para ambientes de hotéis e áreas de recreação.

O sistema de absorção com amônia só foi abandonado em projetos de refrigeradores domésticos após o apogeu do sistema de compressão de vapor para a indústria de refrigeradores (Radermacher & Kim, 1996). Atualmente, a utilização deste sistema de refrigeração tem sido reconsiderada porque ele possibilita uma operação segura, sem o uso de CFCs (Narayankhedkar & Maiya, 1985; Kouremenos et al., 1994).

O segundo sistema descrito na literatura é o sistema de refrigeração por adsorção que utiliza fontes de energia de diferentes origens, tais como a energia solar ou a energia térmica proveniente da combustão de combustíveis fósseis, de biomassa ou resíduos térmicos. Para utilizar estas energias, um fluido térmico troca calor com a fonte energética e o transfere para um reator, contendo carvão ativado e amônia, durante a etapa de aquecimento (dessorção). O mesmo fluido térmico, em temperaturas mais baixas, é usado na etapa de resfriamento do reator, durante a etapa de adsorção (Oliveira, 1999).

Ao contrário do sistema de absorção, o sistema de adsorção não precisa de temperaturas muito altas para funcionar, sendo adequado para operar com energia solar. Além disso, ele não utiliza refrigerantes poluentes como os CFCs que prejudicam a camada de ozônio e por não apresentar partes móveis, facilita o procedimento de manutenção do sistema de refrigeração. Contudo, este sistema não é competitivo com o sistema de compressão convencional.

Um outro sistema de refrigeração alternativo é o refrigerador termoeletrico que foi desenvolvido entre 1909 e 1911 por Altenkirch (Angrist, 1982). Esta aplicação necessita de materiais com alta condutividade elétrica para minimizar o aquecimento devido ao efeito Joule, além de uma baixa condutividade térmica para reduzir a transferência de calor através do equipamento. Esses requerimentos, entretanto, são contraditórios, já que uma alta condutividade elétrica é acompanhada por uma alta condutividade térmica. Ressalvas devem ser feitas com respeito ao potencial de utilização de novos materiais, como os semicondutores, que proporcionam melhores perspectivas para este segmento.

As características interessantes dos refrigeradores termoeletricos são atribuídas à não existência de partes móveis, ausência de desgaste físico e um infinito tempo de vida útil. Entretanto, devido ao baixo rendimento, estes sistemas são adequados somente para aplicações militares, científicas e instrumentos médicos, além de outras aplicações nas quais a carga de refrigeração ou o abaixamento de temperatura sejam pequenos.

Um dos desenvolvimentos mais notáveis que ocorreram nos últimos anos foi o ressurgimento do interesse pelo ciclo Stirling, que recebe este nome devido aos seus inventores Robert e James Stirling (Walker, 1965). O equipamento que utiliza este ciclo opera em um circuito termodinâmico regenerativo fechado, com uma compressão cíclica e uma expansão do fluido de trabalho em diferentes níveis de temperatura. O fluxo é controlado pela mudança de volume, que promove uma conversão líquida de calor em trabalho e vice versa. Atualmente, este ciclo tem recebido um renovado interesse de estudo, com ênfase ao advento do controle ambiental dos fluidos refrigerantes (Lundquist, 1993; Manor et al., 1992).

O desenvolvimento tecnológico de sistemas de refrigeração tem sido baseado também na proposição de ciclos de refrigeração alternativos que procuram aumentar a eficiência termodinâmica do fluido refrigerante que opera no circuito de refrigeração.

II.3.2- Ciclos de refrigeração alternativos

As maiores transformações tecnológicas que foram propostas nos projetos de sistemas acoplados de refrigeradores/congeladores estão concentradas na redução de irreversibilidades termodinâmicas resultantes de uma operação ineficiente do ciclo de refrigeração e também na introdução de fluidos refrigerantes não agressivos ao meio ambiente.

Neste contexto, em 1975, Lorenz & Meutzner propuseram um ciclo alternativo com o objetivo de considerar as vantagens termodinâmicas inerentes do perfil de transição de temperatura de misturas refrigerantes não-azeotrópicas. O ciclo de Lorenz-Meutzner trabalha com dois evaporadores associados a dois subresfriadores, apresentando uma economia de energia superior a 20%, utilizando para isto a mistura refrigerante R-22/R-11.

Liu et al. (1995) observaram que a conversão de um refrigerador vertical convencional para utilizar um ciclo de Lorenz-Meutzner possibilita uma redução de 9% nas medidas de consumo de energia, utilizando a mistura não-azeotrópica R-22/R-123. A simulação deste circuito, contudo, mostrou um aumento de 16-20% no coeficiente de desempenho (COP) do sistema de refrigeração.

Uma versão modificada do ciclo de Lorenz-Meutzner foi patenteada por Radermacher & Jung (1993), onde os evaporadores do congelador e do compartimento de conservação de alimentos servem como três formas de trocadores de calor. Elas são essencialmente unidades convencionais com um tubo menor conectado à linha de líquido, que é inserido dentro de um tubo grande conectado à linha de sucção. A massa de ar que circula em torno dos tubos (grande e pequeno) rejeita calor para uma massa bifásica de refrigerante, fluindo em contracorrente através do anel de tubos concêntricos. Os resultados experimentais deste sistema, obtidos por Zhou et al. (1994), identificaram uma economia de 16,5% de energia em um refrigerador operando com uma mistura refrigerante alternativa. Um expressivo ganho de energia de 17,3% foi reportado por Liu et al. (1995), utilizando uma mistura ternária de hidrocarbonetos propano/n-butano/pentano.

Contudo, a melhor forma de reduzir as irreversibilidades termodinâmicas resultantes da operação com um evaporador simples, que serve a um refrigerador/congelador doméstico, é através da utilização dos dois ciclos de refrigeração separadamente. Este sistema de ciclo duplo possui 2 circuitos independentes que proporcionam o efeito de refrigeração desejado para os compartimentos de refrigeração e de congelamento de alimentos. A eficiência termodinâmica deste sistema, contudo, pode ser menor do que aquela obtida a partir de cálculos teóricos, sendo que a degradação da eficiência é atribuída ao uso de dois compressores, que são, geralmente, menos eficientes do que o modelo único original. A maior desvantagem deste sistema é o custo, já que o aumento de volume provocado pelo uso de dois circuitos pode aumentar a superfície externa do equipamento ou reduzir o volume útil do refrigerador. Isto é verificado a partir dos resultados teóricos obtidos por Bare et al. (1991) que indicaram uma economia de energia de

20%, enquanto que os resultados experimentais obtidos por Pedersen et al. (1987) identificaram uma economia de energia de 16%.

Existem também outras configurações de dois estágios que podem ser investigadas. Geralmente, estes sistemas apresentam um condensador, dois evaporadores, dois compressores e pelo menos um trocador de calor na linha de sucção. Nestes termos, duas versões para um sistema de duplo estágio para refrigeradores/congeladores domésticos foram patenteadas (Jaster, 1990a,b). A grande vantagem do sistema de estágio duplo é a pequena demanda de trabalho resultante da baixa razão de pressão para cada um dos compressores. Desta forma, um ganho teórico de energia de 48,6% pode ser obtido quando comparado com um sistema de estágio simples.

Um outro tipo possível de circuito de refrigeração é aquele com válvula de controle, possuindo dois evaporadores mas somente um compressor e um condensador. Este sistema utiliza dois tubos capilares de comprimentos diferenciados e uma válvula de controle instalados entre a entrada de cada evaporador que serve o congelador e o refrigerador, e a saída do condensador. O fluxo de refrigerante é direcionado para cada evaporador, conforme a temperatura de cada compartimento, enquanto que o compressor é mantido em operação constante. Os dados experimentais de Onishi (1980) identificaram um aumento de desempenho deste sistema com relação àquele de estágio simples.

Uma das perdas intrínsecas do ciclo de refrigeração por compressão de vapor é devido ao estreitamento do fluxo de refrigerante em um tubo capilar. No sistema de refrigeração com ejetor, a energia perdida no tubo capilar é utilizada, pelo menos uma parte, para aumentar a pressão de sucção do

compressor. Desta forma, um ciclo de refrigeração por expansão com ejetor e dois evaporadores foi estudado por Tomasek & Radermacher (1994) que observaram um aumento de 12,4% no coeficiente de desempenho (COP) do ciclo em relação a um refrigerador com estágio simples.

Um aparelho refrigerador/condensador convencional com um controle de temperatura feito em cada compartimento, através de um amortecedor térmico, foi proposto por Lee et al. (1994). Este sistema trabalha sem vantagem termodinâmica durante a operação normal do circuito. Ele apresenta um efeito de economia de energia apenas durante os períodos de desativação do ciclo para as operações de degelo, nas quais se utiliza o ar do compartimento de refrigeração de alimentos. Desta maneira, um eficiente refrigerador/congelador com degelo automático pode ser obtido (Bohman & Harrison, 1982; Topping & Vineyard, 1982). Ele consiste de um evaporador de convecção forçada, que serve ao congelador, associado em série com um evaporador de convecção natural, que por sua vez serve ao compartimento de refrigeração. Os testes de laboratório com este sistema mostraram um ganho de energia de 58%, quando comparado com uma unidade de refrigeração avançada contendo um ótimo isolamento de paredes e também dois evaporadores associados.

Recentemente, a utilização de um sistema em série de dois evaporadores com dois ventiladores foi proposta por (Kim et al., 1995). Este sistema permite o controle dos ventiladores do evaporador de modo que cada um entra em operação conforme as condições de operação do compressor. Os dois evaporadores são conectados em série sendo que logo no início da operação do compressor, ocorre a ligação do ventilador que serve o compartimento de refrigeração. Desta forma, o compartimento de alimentos fica adequadamente

refrigerado antes do sistema alcançar o estado estacionário. Então, finalmente ocorre o desligamento do atual ventilador e a entrada em operação do ventilador que serve o compartimento de congelamento. Este procedimento permite que se utilize o período de parada de cada ciclo, que não é adequado para refrigeração, para resfriar o compartimento de alimentos. Este sistema possibilita uma substancial economia de energia de 18% quando comparado com uma unidade básica convencional.

Observa-se finalmente que esta grande diversidade de estruturas e de detalhes de projeto do sistema de refrigeração proporciona algumas formas alternativas para a otimização do consumo de energia da planta de refrigeração. A utilização de modelos em ciclo de estágio duplo acoplados, aplicado para os equipamentos comerciais de conservação de alimentos, tem sido considerada uma boa alternativa para a operação do sistema com os fluidos refrigerantes alternativos. Além disso, pode-se conseguir um ganho extra de energia através da utilização do ciclo de Lorenz & Meutzner, que possibilita a recuperação de energia proveniente da mudança de fase de misturas não-azeotrópicas, além do alívio das condições de operação do compressor.

Neste trabalho, é proposta uma análise termodinâmica criteriosa do ciclo de compressão de vapor básico que opera com misturas refrigerantes não-azeotrópicas. Este procedimento permite uma boa avaliação do comportamento termodinâmico do sistema de refrigeração, tendo em vista que ele contempla todas as operações elementares de simulação do sistema de refrigeração. Além disso, o procedimento serve como um ponto de referência para o projeto detalhado da planta de refrigeração e favorece o estudo de otimização do consumo de energia do equipamento.

II.4- Análise do fluido refrigerante do sistema

Os fluidos refrigerantes que têm sido utilizados freqüentemente na indústria de refrigeração podem ser classificados em quatro grupos principais (Stoecker & Jabardo, 1994): hidrocarbonetos halogenados (como por exemplo, R-12, R-13, R-22), misturas azeotrópicas (como por exemplo, R-22/R-115, R-23/R-13), compostos orgânicos (como por exemplo, R-170, R-290, R-600) e os compostos inorgânicos (como por exemplo, R-717, R-744).

A escolha do fluido refrigerante adequado para a planta de refrigeração deve ser baseada, inicialmente, na definição das condições de operação do sistema. Desta forma, pode-se identificar aqueles fluidos que apresentam as condições termodinâmicas adequadas para operar neste sistema.

Isto pode ser bem definido pela análise da operação do sistema sob condições de pressão superiores àquela máxima permitida para o fluido, exigindo, desta maneira, a utilização de tubulações e de reservatórios com paredes de espessura superior aos padrões normais. De outro modo, a utilização de condições de pressão inferiores àquela atmosférica deve ser evitada para impedir que o ar externo penetre no sistema, através de eventuais aberturas, prejudicando o seu desempenho termodinâmico.

As propriedades físicas dos refrigerantes também são importantes durante a avaliação do comportamento do fluido no sistema. Aqueles refrigerantes que apresentam um baixo ponto de ebulição são caracterizados pela manutenção de valores de pressão superiores à pressão atmosférica, mesmo quando operado na condição de baixa temperatura de evaporação. Por

outro modo, o ponto de congelamento do refrigerante restringe o limite inferior para as condições de operação do sistema.

Além disso, um ciclo que rejeita calor em condições de operação acima da temperatura crítica, não permitirá a condensação do refrigerante e, portanto, as vantagens térmicas da sua mudança de fase não serão aproveitadas. Desta forma, um fluido refrigerante que apresenta uma temperatura crítica relativamente baixa é considerado adequado para as aplicações de refrigeração e de congelamento de alimentos.

Verifica-se, ainda, que o desempenho termodinâmico de um ciclo real depende de diversas propriedades características do fluido refrigerante. Um dos parâmetros mais importantes é o calor latente de vaporização. Ele afeta significativamente a vazão de refrigerante no circuito, onde um valor elevado do mesmo implica numa vazão reduzida do refrigerante. Um outro parâmetro importante é a vazão volumétrica de vapor na saída do evaporador que é calculada em função do volume específico do refrigerante. Ela está relacionada com o dimensionamento de tubulações e do aparelho de compressão.

Portanto, uma das características importantes durante a seleção do fluido refrigerante adequado ao sistema está relacionada com a pressão de saturação do fluido que opera dentro do trocador de calor, sob uma temperatura definida. Especificamente, quando se quiser operar com temperaturas de congelamento inferiores a -40°C , pode-se escolher o dióxido de carbono, o etano, o R-503 ou o R-13. Entretanto, para operar este sistema com a temperatura de condensação característica do clima tropical, a pressão de saturação correspondente destes fluidos seria excessivamente elevada.

Desta forma, estes refrigerantes seriam adequados apenas para utilização nos sistemas de refrigeração em cascata, onde a temperatura de condensação varia entre -40°C e 0°C , para o circuito de baixa pressão.

A segunda categoria de refrigerantes é a dos hidrocarbonetos: etano, propano e butano, caracterizados por sua elevada inflamabilidade. A sua aplicação fica restrita às instalações frigoríficas que são preparadas para operar com estes fluidos, sendo dotadas de programas de segurança que envolvem o manuseio de materiais combustíveis e o controle de faíscas.

Um terceiro grupo de fluidos refrigerantes compete nas aplicações envolvendo temperaturas de evaporação que variam entre -40°C e 0°C : o R-12, o R-22, o R-502 e a amônia (R-707). O R-12 apresenta características intrínsecas que o distinguem dos demais, tais como moderadas pressões de condensação, mesmo a temperaturas elevadas, e solubilidade em óleo para temperaturas típicas inferiores às das do R-22 e do R-502, o que facilita o seu arraste nos evaporadores e nos reservatórios. Por outro lado, as instalações com R-12 exigem uma vazão volumétrica de refrigerante superior às dos outros fluidos, o que implica no uso de um compressor de maior capacidade e de maior custo.

No caso dos refrigerantes R-22 e R-502, a sua diferenciação é difícil porque o R-22 apresenta um coeficiente de desempenho (COP) da ordem de 7% superior ao do R-502 (Stoecker & Jabardo, 1994). Este último, entretanto, apresenta algumas vantagens como por exemplo, uma maior solubilidade em óleo para as baixas temperaturas de operação do sistema de refrigeração e, ainda, uma menor temperatura de descarga do compressor, tanto em relação ao R-22 quanto à amônia. Esta vantagem o faz muito popular entre as aplicações

comerciais, como em equipamentos de supermercados, onde um estágio de compressão simples serve aos evaporadores de baixa temperatura. Entretanto, para aqueles sistemas industriais de múltiplos estágios de compressão, o R-22 tem sido o fluido preferido.

Observa-se, contudo, que a indústria de equipamentos de refrigeração está passando por uma condição de transição motivada por restrições ambientais relativas à emissão de gases indesejáveis para a atmosfera. Particularmente, os compostos químicos contendo cloro e bromo estão sendo substituídos gradualmente e a produção de clorofluorcarbonos (CFCs) já está paralisada desde 1995. Estas normas foram impostas aos países membros das Nações Unidas, no Encontro de Copenhague, que regulamentou a utilização de fluidos refrigerantes agressivos ao meio ambiente (UNEP, 1996).

Os gases CFCs têm recebido um grande enfoque de estudo devido ao seu efeito danoso para o meio ambiente. As primeiras suspeitas sobre o efeito dos CFCs na atmosfera apareceram em 1974 (Molina & Rowland), quando foi verificado que o radical de cloro livre, proveniente de compostos do tipo R-12, poderia efetivamente destruir a camada de ozônio da estratosfera. Estes compostos afetam a distribuição global de ozônio e também absorvem a radiação infravermelha.

Atualmente, atenção está sendo dada também para o estudo dos problemas de aquecimento global da atmosfera (efeito estufa). Neste caso, os compostos químicos que apresentam um longo tempo de vida na atmosfera e um alto conteúdo de flúor são classificados como gases de alto potencial de aquecimento global. Ressalta-se, neste ponto, que os compostos tradicionais que contêm apenas carbono e flúor são considerados banidos pela comunidade

científica internacional. Além disso, uma grande parte dos fluidos hidrocloro fluorcarbonos que são atualmente empregados nos equipamentos industriais de refrigeração (como por exemplo o R-22) estão com disposições restritivas ainda em curso, mas deverão ser substituídos a longo prazo.

Desta forma, as misturas refrigerantes apresentam-se como uma boa solução para o limitado número de gases alternativos que podem ser utilizados. A combinação de refrigerantes permite o ajuste de propriedades desejáveis para a mistura, variando a combinação dos componentes. Neste contexto, existem três categorias de misturas que podem ser usadas como fluido de trabalho: as misturas azeotrópicas, as misturas quase-azeotrópicas e as misturas não-azeotrópicas.

As misturas azeotrópicas são usualmente constituídas de binários e têm sido muito usadas na indústria de refrigeração. As misturas quase-azeotrópicas têm um grande potencial de desenvolvimento e de aplicação mas apresentam algumas modificações de composição e de propriedades sobre certas condições de operação do equipamento. Já, as misturas não-azeotrópicas têm um grande potencial para aumentar a eficiência energética e a capacidade de modulação do sistema, mas elas requerem o redimensionamento das estruturas do circuito. Didion & Bivens (1990) ressaltam, contudo, que as misturas não-azeotrópicas terão uma grande influência sobre a indústria de refrigeração, principalmente devido às atuais restrições para os gases CFCs.

II.4.1– Escolha do fluido refrigerante do sistema

Os fluidos refrigerantes foram introduzidos em 1834, por Jacob Perkins, com a invenção da máquina de compressão de vapor de éter (Calm et al.,

1998). No entanto, todos os fluidos refrigerantes utilizados naquela época apresentavam problemas de flamabilidade, toxidez e alta reatividade. Neste aspecto, as primeiras publicações científicas sobre compostos químicos, à base de cloro e de flúor, procuraram elucidar a maneira pela qual o processo de cloração e de fluoração dos hidrocarbonetos poderia ser manipulado para permitir as condições desejáveis do ponto de bolha, além de influenciar a flamabilidade e a toxidez do fluido. Estas pesquisas facilitaram a produção comercial do refrigerante R-12, em 1931, seguida pelo R-11, em 1932. A partir desta data, estes compostos químicos (CFCs) se tornaram os refrigerantes dominantes, até finalmente serem associados com distúrbios para o meio ambiente. Uma notável exceção, entretanto, é a amônia (R-717), que continua sendo o refrigerante preferido em aplicações industriais de alta capacidade de refrigeração.

O primeiro problema ambiental identificado com os fluidos CFCs foi relacionado com a diminuição da camada de ozônio da estratosfera (Molina & Rowland, 1974). Eles verificaram que os radicais de cloro e de bromo reagem cataliticamente com as moléculas de ozônio, reduzindo a proteção natural contra os raios ultra-violeta que penetram na atmosfera.

O indicador desta capacidade reativa do fluido refrigerante é dado pelo nível de ODP (Potencial redutor de Ozônio) e os fluidos com altos valores de ODP estão sendo banidos das aplicações de refrigeração (UNEP, 1987). Além disso, eles estão sendo relacionados com a absorção de energia das emissões de infra-vermelho que provoca o aumento global de temperatura (efeito estufa). Os refrigerantes que apresentam um longo tempo de vida na atmosfera e com um grande número de ligações carbono-fluor são identificados com um alto nível de potencial de aquecimento global (GWP).

O aumento do conteúdo de hidrogênio de um composto geralmente reduz o seu tempo de vida na atmosfera, mas, no entanto, isto aumenta o seu potencial de inflamabilidade. Desta forma, os CFCs que não contêm hidrogênio, apresentam um longo tempo de permanência na atmosfera mas não são inflamáveis. Em contraste, os hidrocarbonetos apresentam um tempo de vida mais curto, mas são inflamáveis. Os fluidos refrigerantes HCFCs e HFCs estão entre estes dois grupos. Eles podem ser identificados na Tabela II.1, onde mostra-se também o seu potencial de toxicidade e de inflamabilidade. Observa-se, nesta tabela, que os fluidos com um alto conteúdo de hidrogênio (como por exemplo o R-152a) tende a ser mais inflamável. E aqueles que apresentam um conteúdo médio de hidrogênio (como por exemplo o R-141b, R-142b e R-143a) mostram um nível de inflamabilidade inferior. Já, aqueles com baixo conteúdo de hidrogênio (como por exemplo o R-22, R-23, R-123, R-124, R-125 e R-134a) não apresentam riscos de inflamabilidade sob condições normais de operação do sistema.

Richard and Shankland (1992) observaram que o fluido refrigerante é geralmente inflamável quando o número de átomos de hidrogênio constitui a metade do número de átomos ligados aos átomos de carbono da molécula. De outro modo, o aumento do conteúdo de cloro provoca um aumento na temperatura do ponto de bolha (McLinden & Didion, 1987). Contudo, o aumento do conteúdo de cloro, em substituição ao hidrogênio, reduz a sua inflamabilidade (Smith & Tufts, 1994), enquanto que a substituição do átomo de cloro da molécula aumenta o seu tempo de vida na atmosfera. Observa-se, ainda, que o aumento do conteúdo de cloro da molécula do refrigerante geralmente provoca o aumento do índice de ODP. Já, o aumento do conteúdo de flúor provoca o aumento do seu GWP.

Tabela II.1- Identificação da composição dos principais fluidos refrigerantes e o seu índice relativo de poluição ambiental

Substância	Fórmula química	ODP	GWP
R-11	CCl_3F	1,00	3800
R-12	CCl_2F_2	1,00	8100
R-22	CHF_2Cl	0,05	1500
R-23	CHF_3	0,00	-
R-32	CH_2F_2	0,00	650
R-113	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$	0,80	-
R-114	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$	1,00	-
R-115	CClF_2CF_3	0,60	-
R-123	CHCl_2CF_3	0,02	1300
R-124	CF_3CHClF	-	-
R-125	CHF_2CF_3	0,00	2500
R-13B1	CF_3Br	10,00	-
R-133a	CH_2ClCF_3	-	-
R-134	CHF_2CHF_2	0,00	1300
R-134a	CH_2FCF_3	0,00	1300
R-C318	C_4F_8	0,00	-
R-141b	CCl_2FCH_3	0,10	630
R-142b	$\text{CH}_3\text{CF}_2\text{Cl}$	0,06	2000
R-143	$\text{CHF}_2\text{CH}_2\text{F}$	0,00	-
R-143a	CH_3CF_3	0,00	-
R-152a	CH_3CHF_2	0,00	1300
R-404A	R-125/R-143a/R-134a	-	-
R-407C	R-32/R-125/R-134a	0,00	1520
R-410A	R-32/R-125	0,00	1725
R-500	R-12/R-152a	-	-
R-502	R-22/R-115	-	-
R-507	R-125/R-143a	-	-
R-707	NH_3	0,00	0,00
R-744	CO_2	0,00	1,00

Neste aspecto, os CFCs apresentam valores altos de ODPs e de GWPs. No entanto, a maioria dos HCFCs apresentam valores baixos de ODP e de GWP. Contudo, os HFCs têm valores de ODPs de aproximadamente zero, mas os valores de GWPs variam entre intervalos extremos.

Desta forma, o desenvolvimento de novas misturas refrigerantes foi direcionado para atender a três objetivos básicos: a obtenção de uma baixa temperatura no evaporador, utilizando uma moderada razão de compressão do sistema e a conservação de energia dentro do ciclo de refrigeração, trabalhando com uma larga faixa de temperatura de operação, além do baixo índice de poluição ambiental. Assim, o refrigerante R-134a foi considerado o substituto ideal para o R-12 em equipamentos domésticos, apesar de apresentar um desempenho termodinâmico de 4-10% menor do que o R-12 (Wilson & Basu, 1988; Vineyard et al., 1989).

No entanto, as alternativas propostas para suprir as deficiências de desempenho termodinâmico de fluidos refrigerantes que operam nos equipamentos atuais têm apontado para o uso de misturas binárias e ternárias (McLinden & Radermacher, 1985; Jung & Radermacher, 1991; Won & Radermacher, 1993; He et al., 1992). Entre os fluidos alternativos propostos está a mistura do fluido R-22 com o fluido R-142b, sendo que este último é prejudicado pela relativa flamabilidade dentro do sistema. Mas o R-22 apresenta uma boa compatibilidade com os lubrificantes comuns e quando utilizado na composição desta mistura, reduz as condições de flamabilidade do sistema (Chen, 1992).

II.4.2– Análise do impacto de utilização de fluidos refrigerantes alternativos

Os equipamentos de refrigeração e de congelamento de alimentos consomem uma grande quantidade de energia durante a sua operação. Isto representa uma contribuição extra para o agravamento do efeito estufa da atmosfera, tendo em vista que a energia consumida pelo sistema pode estar relacionada com a emissão de dióxido de carbono e de outros gases gerados durante o processo de obtenção desta energia.

Uma expressão que combina este efeito indireto com aquele atribuído aos fluidos refrigerantes halogenados é caracterizada, então, pelo Impacto de Aquecimento Equivalente Total (TEWI). Desta forma, considerando que os valores de ODP e de GWP podem ser determinados a partir das medidas de concentração dos compostos envolvidos e de outros dados atmosféricos (efeitos diretos), as determinações de TEWI também requerem a avaliação de dados de consumo de potência do sistema, eficiência de conversão, eficiência dos equipamentos, cargas, perdas, usos de energia para rejeição de calor, e outros (Calm et al., 1998). Estes efeitos indiretos representam uma contribuição sensivelmente maior do que aquela atribuída aos efeitos danosos causados pela emissão do fluido refrigerante.

Desta forma, existem poucas possibilidades efetivas para a redução de TEWI, controlando somente o efeito direto, particularmente para aqueles fluidos refrigerantes com baixos valores de GWP. Portanto, uma maneira alternativa de reduzir as condições de impacto ambiental deve vir das contenções de vazamentos da planta de refrigeração, das reduções de carga térmica e do aumento de desempenho do sistema de refrigeração.

Atwood and Hughes (1990) salientam que a eficiência do sistema não é uma propriedade inerente do fluido, mas a análise do ciclo é útil para estabelecer os potenciais candidatos que proporcionam um aumento de desempenho do sistema.

Neste contexto, o refrigerante R-11 foi o mais largamente utilizado em refrigeradores industriais de compressores centrífugos porque ele apresenta um alto desempenho termodinâmico. O seu substituto (R-123) também oferece um alto desempenho termodinâmico, apresentando ainda uma baixa pressão de operação e uma boa miscibilidade com os óleos lubrificantes. Entretanto, ele é classificado como um refrigerante que provoca uma toxicidade crônica às pessoas que ficam sob sua exposição, por um longo período de tempo. Desta forma, alguns outros refrigerantes alternativos têm sido desenvolvidos. O R-134a tem substituído o R-12 em aplicações de refrigeração industrial e de transporte, além dos circuitos de refrigeração de automóveis, geladeiras e de outros congeladores.

Os hidrocarbonetos e suas misturas também têm sido utilizados em algumas aplicações. O R-410A, o R-407C e o R-407E, são bons candidatos para substituir o R-22 em projetos de bombas de calor e de ar condicionado. Já o R-404A e o R-507A são os possíveis substitutos para o R-502, em aplicações de baixas temperaturas. O R-407A e várias outras misturas também têm sido propostos em certas aplicações. Desta forma, estes substitutos para o R-12, R-22 e R-502, junto com o R-717 têm sido de amplo uso na indústria de refrigeração atual (Calm et al., 1998).

Os principais fluidos refrigerantes utilizados nos equipamentos atuais, para as diferentes aplicações térmicas, podem ser identificadas na Figura II.3,

onde observa-se também uma escala de utilização dos fluidos refrigerantes tradicionais (CFCs, HCFCs e HFCs) para uma larga faixa de temperatura de operação do sistema. Nesta figura, encontra-se, ainda, uma indicação provável para aqueles fluidos refrigerantes alternativos que têm sido propostos para substituir os fluidos tradicionais, dentro de um longo prazo (Gopalnarayanan, 1998).

Verifica-se, finalmente, que a escolha definitiva do fluido refrigerante adequado para um sistema de refrigeração envolve uma análise de incompatibilidade com o meio ambiente. Além disso, o refrigerante ideal deverá possuir as desejáveis propriedades termodinâmicas, ser não-tóxico, não-inflamável, totalmente estável dentro do sistema, compatível com o meio ambiente, abundante e de baixo custo. Ele deverá também ser compatível com os lubrificantes comuns, compatível com outros materiais usados na fabricação dos equipamentos de refrigeração e, ainda, não deverá apresentar extremos de pressão de operação.

Neste trabalho, propõe-se a análise das condições termodinâmicas do fluido refrigerante que opera no sistema, através da modelagem das propriedades termodinâmicas de fluidos refrigerantes puros e de misturas refrigerantes alternativas que podem ser utilizadas nos atuais projetos de sistemas de refrigeração. Escolhe-se para isto, o fluido R-22 que ainda é muito utilizado nos equipamentos industriais de refrigeração e também uma mistura refrigerante não-azeotrópica composta pelos fluidos R-22 e R-142b, que é considerada um fluido alternativo para os atuais sistemas de refrigeração (Chen, 1992).

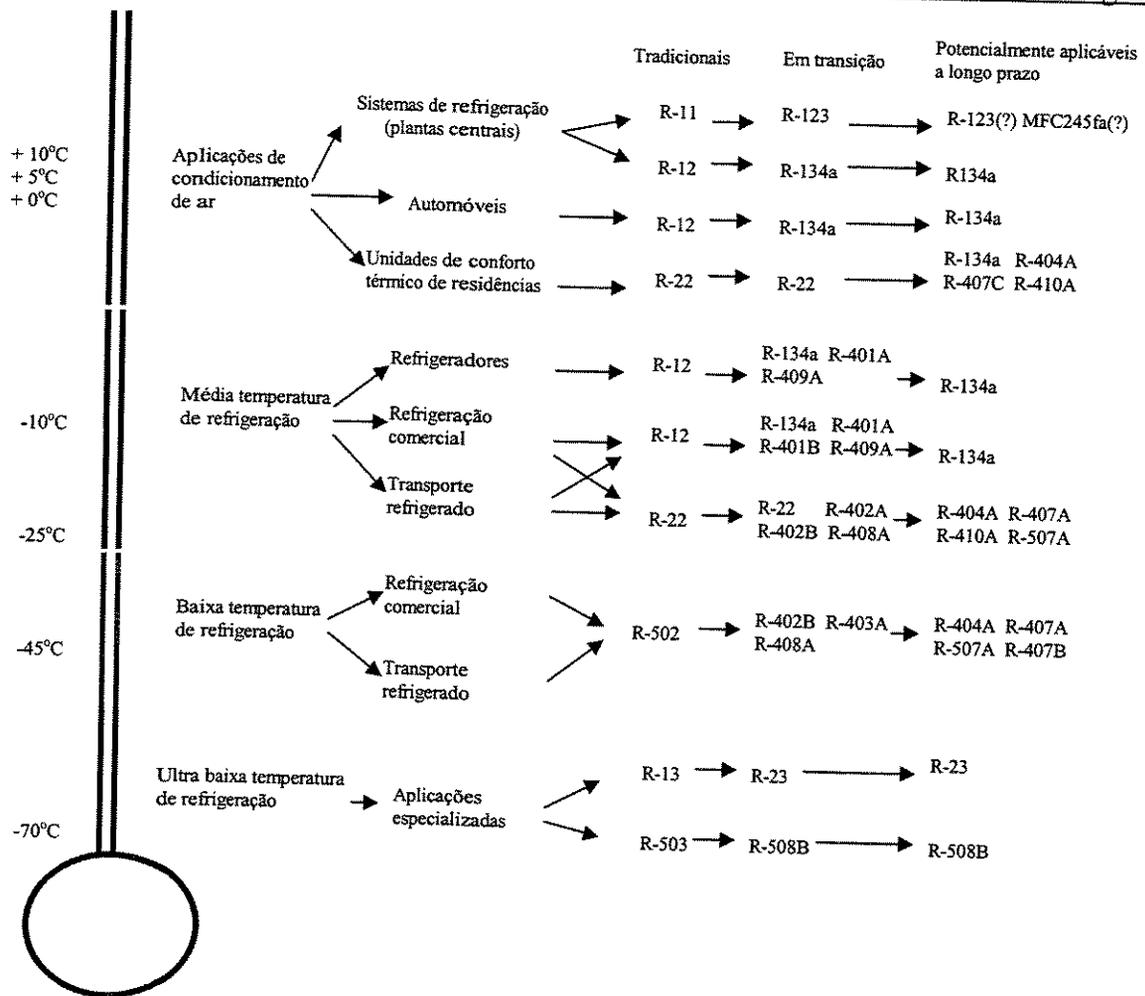


Figura II.3- Escalonamento das diversas aplicações térmicas da planta de refrigeração, identificando os fluidos refrigerantes (CFCs, HCFCs e HFCs) tradicionais e aqueles propostos como fluidos alternativos de uso a longo prazo (Gopalnarayanan, 1998)

Além disso, os conceitos básicos que identificam o estado da arte para a modelagem do equilíbrio de fases do fluido refrigerante serão descritos (Capítulo V). Isto possibilita um maior entendimento das transformações termodinâmicas que ocorrem no sistema, servindo também como um ponto de partida para o projeto da planta de refrigeração. Este tópico será abordado em detalhes no Capítulo VI, onde desenvolve-se a análise termodinâmica do sistema de refrigeração. Entretanto, a análise termodinâmica da planta de refrigeração prescinde de um estudo da carga térmica do sistema, que será abordado em detalhes nos Capítulos III e IV.

CAPÍTULO III

ANÁLISE DAS VARIÁVEIS DE CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DE CONGELADORES INDUSTRIAIS DE ALIMENTOS

O projeto de equipamentos de congelamento compreende duas partes. A primeira parte relaciona-se com o projeto da transferência de calor entre o produto e o meio de congelamento, que será mostrado em detalhes no Capítulo IV. A segunda parte inclui o projeto mecânico e termodinâmico da remoção de calor do equipamento, dos sistemas de degelo e de carga do produto durante a operação da planta de refrigeração. Aliado a isto, inclui-se, ainda, a minimização da demanda de energia, a seleção de sistemas de controle do processo, além da segurança e da qualidade do produto, que são os outros fatores levados em consideração nas especificações de projeto, sendo apreciados com mais detalhes nos Capítulos VI e VII. Ambas as partes são vitais para o sucesso do projeto do equipamento.

Neste Capítulo se enfatiza a primeira parte, ressaltando que existem três metodologias básicas para o projeto da carga térmica de sistemas de congelamento. Um procedimento muito utilizado é aquele baseado na construção de um equipamento similar a um outro que trabalha com um produto conhecido e de características semelhantes. Uma segunda prática comum é baseada no projeto de um congelador industrial usando as medidas de tempo de congelamento de uma planta piloto, obtidas em função dos parâmetros de projeto do equipamento.

O grande volume de dados obtidos por esses dois procedimentos anteriores tem proporcionado o desenvolvimento de projetos específicos de

cálculo do tempo de congelamento em função da velocidade e da temperatura do ar, para diferentes grupos de produtos. Estas informações, entretanto, estão restritas aos fabricantes de equipamentos industriais que asseguram o controle dos detalhes técnicos de desenvolvimento destes projetos.

Uma terceira metodologia, entretanto, procura desenvolver as predições de tempo de congelamento através de modelos teóricos e empíricos que foram obtidos através de medidas típicas de uma planta modelo (Cleland & Özilgen, 1998). Contudo, apesar do substancial suporte de pesquisas para o desenvolvimento de métodos de predição de tempo de congelamento, este terceiro procedimento ainda é pouco utilizado nas aplicações industriais.

Neste trabalho, propõe-se uma análise deste procedimento básico que é caracterizado pela resolução numérica do modelo representativo do processo de transferência de calor do produto para o sistema de congelamento. Ele possibilita uma maior flexibilidade para o projeto do sistema porque permite a identificação imediata das condições de operação do congelador.

III.1- Fatores restritivos do projeto da carga térmica de congeladores

A qualidade dos produtos congelados é significativamente sensível ao tamanho e à localização dos cristais de gelo formados dentro do produto durante o processo de congelamento. Desta forma, o projeto do equipamento necessita levar em consideração o alto grau de especificidade de determinadas operações de congelamento, visando preservar as características de qualidade desejadas no alimento.

Uma grande diversidade de produtos alimentícios é caracterizada fisicamente por uma solução aquosa envolvida em uma matriz sólida. Nestes produtos, a imobilização efetiva da fração de água não congelada confere uma maior resistência aos danos provocados pelo processo de congelamento. Destaca-se aqui aqueles danos causados pelos cristais de gelo sobre a membrana celular e o conseqüente rompimento de estruturas físicas, que promovem uma acentuada exsudação de substâncias solúveis e a alteração de textura do produto processado. Cleland & Özilgen (1998) observam que é surpreendentemente difícil controlar esses efeitos nos alimentos sólidos que são submetidos a diferentes taxas de congelamento. Além disso, um processo de recristalização pode ocorrer durante as etapas de estocagem e distribuição no varejo, particularmente quando o controle de temperatura é precário, contribuindo ainda mais para o agravamento destes danos.

Aliado a isto também, uma inaceitável ou muito elevada temperatura de descarga do produto de congeladores industriais são dificuldades comuns observadas na prática. No entanto, em algumas circunstâncias (como por exemplo o congelamento de pequenos pedaços de vegetal em leite fluidizado) existe uma grande variação de tamanho das unidades processadas. Nestas condições, a variação de temperatura de descarga do produto congelado pode ser compensada por um subsequente equilíbrio térmico. Contudo, para aqueles produtos de grande dimensão (como por exemplo as peças de carne de 27 kg), o congelamento das unidades individuais é um fator muito importante (Pham, 1988). O problema é mais acentuado quando os produtos são diferenciados, ou seja, quando apresentam uma composição não homogênea, uma forma irregular e diferentes espaços vazios internos.

A maior conseqüência destes problemas é relacionada com um projeto inadequado do congelador, já que ele opera sob condições irregulares de transferência de calor em todas as partes do ambiente de congelamento. Isto pode ser bem identificado através da análise dos parâmetros básicos que influenciam o mecanismo de transferência de calor do sistema.

Neste contexto, as incertezas sobre o coeficiente de transferência de calor na superfície do produto e a sua correlação com as condições operacionais do meio de congelamento, bem como as incertezas das medidas de propriedades termofísicas do produto também contribuem para dificultar o projeto da carga térmica do sistema. Uma análise teórica do efeito das variações ou incertezas dos dados de projeto, tais como o tamanho do produto, as propriedades termofísicas, a temperatura e o coeficiente de transferência de calor na superfície podem indicar algumas características básicas.

O efeito do tamanho do produto pode ser facilmente analisado (Cleland, 1996). Ele mostra que se o número de Biot é pequeno ($Bi \rightarrow 0$), o tempo de congelamento se torna uma função linear da dimensão do produto. Mas, quando o número de Biot aumenta ($Bi \rightarrow \infty$), esta relação assume uma forma quadrática. E ainda, quando o $Bi \rightarrow 0$, o tempo de congelamento se torna inversamente proporcional ao coeficiente de transferência de calor na superfície e quando o $Bi \rightarrow \infty$, o tempo de congelamento se torna praticamente independente deste coeficiente. Desta forma, é mais importante conhecer precisamente o coeficiente de transferência de calor quando o seu valor é baixo. Esta condição, normalmente, ocorre quando a velocidade de fluxo do fluido de congelamento é baixa ou quando existe um pronunciado isolamento do produto dentro da embalagem.

A presença de uma camada de ar entre a embalagem e o produto pode contribuir com uma significativa parte da resistência total à transferência de calor. Isto dificulta a estimativa exata do coeficiente de transferência de calor, aliado ao fato de que as suas medidas são mais complicadas em baixas taxas de fluxo do que em regimes turbulentos bem desenvolvidos.

Cleland et al. (1994) mostraram que os métodos comuns de medidas do coeficiente de transferência de calor na superfície do produto devem ser cuidadosamente avaliados para evitar significativos erros de medida. Incertezas de $\pm 10-20\%$ são normalmente encontradas em valores típicos deste coeficiente, sendo que na condição de $Bi \rightarrow 0$, o tempo de congelamento é afetado nesta mesma proporção (Cleland, 1990).

A diferenciação do coeficiente de transferência de calor da superfície com relação à posição dentro do congelador pode ocorrer em função de variações na taxa de fluxo do fluido de resfriamento. As diferentes orientações espaciais com as quais o produto e o meio de resfriamento estão contatados também devem ser consideradas nesta análise.

Constata-se, desta forma, que o comportamento instável da carga térmica de congeladores industriais provoca variações significativas nas medidas de tempo de congelamento, dificultando o desenvolvimento do projeto do sistema. Ressalta-se, ainda, que as medidas de tempo de congelamento dos produtos alimentícios podem apresentar erros significativos que são atribuídos às falhas de adaptação das condições de operação do congelador industrial (p.e. durante adaptação de uma planta piloto), ou à imprecisão dos dados experimentais e de ajuste dos métodos de predição das propriedades termofísicas do produto.

III.2- Influência das propriedades termofísicas sobre o projeto da carga térmica do congelador

A medida das propriedades termofísicas dos alimentos é um procedimento difícil e dispendioso. Desta forma, uma grande ênfase tem sido dada ao desenvolvimento de modelos para predição dessas propriedades como uma função da composição, especialmente o conteúdo de água. Os dados experimentais publicados até então têm sido usados para o ajuste de modelos teóricos, conforme mostrado nas diversas revisões encontradas na literatura (Miles et al., 1983; Succar, 1986; Lind, 1991).

Atualmente, um grande enfoque tem sido dado para a elaboração de projetos que se baseiam no desenvolvimento de programas de simulação do modelo de cálculo das propriedades termofísicas de alimentos, abrangendo uma larga variedade de produtos. Cleland & Özilgen (1998) salientam que os resultados destes estudos serão significativos para o avanço da metodologia de predição das propriedades termofísicas e o aperfeiçoamento do projeto de carga térmica do equipamento de congelamento.

A influência das incertezas das propriedades termofísicas sobre a determinação do tempo de congelamento de alimentos foi experimentalmente demonstrada por Tocci & Mascheroni (1994). Eles estudaram três grupos de alimentos, apresentando diferentes propriedades termofísicas, utilizando para isto os diversos métodos de predição de tempo de congelamento disponíveis na literatura. Um desvio médio de 10% com relação aos dados experimentais de tempo de congelamento foi identificado para os diferentes métodos de predição. Isto foi atribuído exclusivamente ao efeito da variação das propriedades termofísicas específicas de cada grupo de alimento.

Um resultado semelhante foi identificado por Wang & Kolbe (1994) durante os estudos de simulação do perfil de temperatura do produto mantido sob condições básicas de congelamento. Eles utilizaram um método numérico de elementos finitos para o cálculo do tempo de congelamento, que possibilitou a identificação da influência das incertezas das propriedades termofísicas sobre o perfil de temperatura. O mesmo comportamento foi verificado por Resende et al. (1996a) que aplicaram um método de colocação ortogonal em elementos finitos para identificar o efeito das propriedades termofísicas sobre o histórico de temperatura do produto congelado. Estes resultados serão descritos ao longo deste trabalho.

III.3- Influência do coeficiente de transferência de calor na superfície do produto sobre o projeto da carga térmica do equipamento

Uma ampla revisão sobre os modelos de cálculo do coeficiente de transferência de calor na superfície do produto é apresentada no ASHRAE Fundamentals Handbook (1993). Esta referência contém correlações de ajuste de dados experimentais de alguns produtos alimentícios que foram obtidas em função das condições específicas de fluxo do fluido de congelamento.

Particularmente, restrições específicas são observadas sobre algumas condições de operação e também sobre o mecanismo de transferência de calor (como por exemplo: radiação, evaporação) utilizado na obtenção do coeficiente de transferência de calor efetivo na superfície, que geralmente é associado com um processo convectivo. Os modelos, entretanto, podem apresentar uma grande complexidade em função das condições de transferência de calor que ocorre nos congeladores industriais.

Cleland (1996) verificou que o ar retido na embalagem exerce uma grande influência sobre as medidas de transferência de calor. Além disso, Mannapperuma et al. (1994a,b) identificaram que o plástico da embalagem que reveste as peças individuais de um produto (p.e. cortes de carne bovina) retém inevitavelmente o ar sob a embalagem e, além disto, a embalagem de algumas unidades (p.e. peças de frango) do produto em caixas proporcionam uma geometria complicada. Eles investigaram a potencialidade de utilização de uma correlação de ajuste da curva do coeficiente de transferência de calor para predição do tempo de congelamento do produto, mas não caracterizaram as medidas de dispersão do modelo com relação ao perfil de entalpia do produto.

Tocci & Mascheroni (1995) estudaram as diferentes correlações apresentadas na literatura para predição de coeficientes de transferência de calor e de massa dos produtos cárneos, sem a embalagem. Eles conduziram as medidas utilizando três configurações de orientação de fluxo de ar sobre o produto, considerando ainda uma faixa de operação do fluxo do ar para o sistema. Entretanto, não foram mostradas informações quantitativas sobre a precisão da estimativa do coeficiente de transferência de calor ou do coeficiente de transferência de massa utilizados. Uma correlação básica foi proposta no trabalho anterior de Tocci & Mascheroni (1994). No entanto, eles não avaliaram o efeito das incertezas do coeficiente de transferência de calor sobre a precisão de predição do tempo de congelamento, realizando apenas uma avaliação qualitativa do problema. A influência da orientação do produto e as falhas de alguns sistemas de medida do mecanismo de transferência de energia são discutidos criteriosamente por Cleland et al. (1994).

III.4- Modelos de predição da carga térmica do produto congelado

O cálculo do perfil de entalpia em função da temperatura do produto tem sido exaustivamente estudado com o objetivo de proporcionar uma condição de trabalho próxima àquela da carga térmica real do congelador. Observa-se que existem basicamente dois procedimentos de cálculo do perfil de entalpia do produto congelado: os modelos empíricos e modelos baseados nas leis de conservação ou até mesmo os semi-empíricos (Cleland, 1990).

III.4.1- Modelos empíricos

A predição de tempo de congelamento de alimentos pode ser baseada no mecanismo de condução de calor dentro do produto, sendo uma área de estudo vastamente desenvolvida. Ainda em 1913, Plank (citado por Cleland & Özilgen, 1998) propôs uma equação para predição do tempo de congelamento que mostrou uma precisão de cálculo de 20-40% para uma larga variedade de formas geométricas do produto. A grande contribuição deste modelo foi atribuída à inclusão da forma do produto na fórmula de predição do tempo de congelamento. Este fator de forma é caracterizado por dois parâmetros que são correlacionados por uma função peso, onde o primeiro fator é aplicado quando a transferência de calor for totalmente controlada pelo meio de congelamento ($Bi \rightarrow 0$) e o segundo é utilizado quando a transferência de calor for controlada internamente ($Bi \rightarrow \infty$). Os valores destes parâmetros foram descritos para uma grande variedade de formas: placa plana infinita, cilindro infinito, esfera infinita, haste retangular, cilindro finito, bloco retangular.

Entretanto, Cleland & Earle (1979) mostraram que esses fatores de forma não apresentavam uma boa correção para problemas práticos porque

foram obtidos sob considerações não realísticas, sugerindo então uma nova avaliação do conceito de fator de forma universal que utiliza distintos valores de fator de forma para $Bi \rightarrow 0$ e $Bi \rightarrow \infty$, com uma função peso definida para valores finitos de Bi . A maior importância atribuída a este procedimento é que ele separa a forma do produto de outros efeitos que interferem na predição do tempo de congelamento. Na realidade, a separação deste fator de forma com relação àqueles outros fatores que afetam a determinação do tempo de congelamento é um procedimento ainda pouco estudado.

Contudo, Cleland (1985) mostrou que os erros envolvidos no desvio do valor de tempo de congelamento são pequenos, porém ele sugere um maior esclarecimento dos efeitos de outros fatores tais como: o superaquecimento inicial do produto, as propriedades termofísicas variáveis com a temperatura e a transferência de calor por radiação na superfície do produto, sobre o cálculo do tempo de congelamento.

Uma grande diversidade de métodos de predição de tempo de congelamento foi identificada por Cleland & Earle (1984) que propuseram três critérios de rigorosidade para a seleção destes métodos: a) diferença de percentagem média das predições de tempo de congelamento experimental, utilizando dados da literatura que apresentam condições experimentais detalhadas; b) desvio padrão dessas diferenças de percentagem; c) coeficiente de correlação das diferenças de percentagem com relação àquelas que ocorrem quando é aplicado um método numérico preciso para a resolução de modelos baseados nas leis de conservação. Neste contexto, os autores observam que o critério (c) é relevante sobre o ponto de vista de que qualquer método analítico ou empírico de boa precisão deve prever valores de tempo de congelamento, que diferem dos valores experimentais, de maneira similar àqueles valores

obtidos pela resolução numérica das equações da lei de conservação. A garantia de utilização de dados termofísicos consistentes, nas duas formas de cálculo do tempo de congelamento, permite que o critério (c) seja caracterizado como uma forma de separação das incertezas dos dados, durante a avaliação dos métodos de predição de tempo de congelamento, além de possibilitar também uma avaliação do erro de aproximação de cálculo da carga térmica.

Neste contexto, Cleland & Özilgen (1998) avaliaram os diferentes métodos de predição apresentados na literatura e observaram que existe uma grande semelhança na capacidade de predição de tempo de congelamento de produtos com formas geométricas simples, comparando-os através de um método numérico de diferenças finitas. O método de Pham (1986a) foi ressaltado por sua sensível capacidade de predição, dentro das diversas condições de ensaio estudadas. Contudo, os autores observam que estes modelos empíricos foram obtidos sob considerações de homogeneidade do alimento, alto conteúdo de umidade e pouco ou nenhum espaço vazio.

A irregularidade da forma geométrica de alguns produtos pode ser contemplada com um fator de forma generalizado, conforme aqueles obtidos por Hossain et al. (1992a,b,c), que aproxima esta forma irregular por uma forma conhecida (elíptica, cilíndrica/elíptica, cilíndrica/esférica). Cleland (1991) utilizou esta metodologia de cálculo do fator de forma em associação com o método de Pham (1986a) e observou que a diferença de percentagem média do tempo de congelamento de uma larga variedade de formas geométricas foi de 1%, obtendo também uma diferença de cálculo de -0,8% pelos métodos numéricos de diferenças finitas ou de elementos finitos. O desvio padrão foi de 7,4% (7,9% pelos métodos numéricos), as diferenças

mínimas e máximas dos valores calculados foram de -23,7% e 28,8% respectivamente, obtendo ainda a diferença mínima de -20,7% e a máxima de 30,6% pelos métodos numéricos. O coeficiente de correlação com o método numérico foi de 0,83.

Aliado também com os fatores que influenciam a determinação do tempo de congelamento, deve-se considerar que muitos produtos perdem uma quantidade significativa de calor por evaporação durante o congelamento, provocando uma substancial perda de peso (Pham, 1987). O efeito das condições operacionais variáveis com o tempo de congelamento, que não é contemplado pelos métodos empíricos tradicionais, pois trabalham com uma carga térmica média, também deve ser levado em consideração (Pham, 1986b). Esta estimativa da taxa de liberação de calor em função do tempo de congelamento de produtos com formas geométricas complexas é apresentada nos trabalhos de Lovatt et al. (1993a,b).

Recentemente, Miki & Hayakawa (1996) encontraram uma boa correlação para o ajuste de um modelo empírico de cálculo da curva de entalpia, utilizando para isto um grupo de dados experimentais obtidos para uma larga variedade de alimentos. Já, Pham (1996) utilizou o conhecido modelo de Schwartzberg para determinar o perfil de entalpia a partir do ajuste de dados experimentais obtidos por Fleming (1969), Pham et al. (1994) e Lindsay & Lovatt (1994), que são representativos de 43 tipos de produtos alimentícios mantidos dentro de uma larga faixa de temperatura de operação, variando de -40°C até +40°C. O ajuste deste modelo através dos dados experimentais permitiu a determinação do desvio padrão representativo de cada grupo. Isto foi posteriormente transformado em uma diferença de percentagem de tempo de congelamento que poderia ocorrer se o material

fosse congelado sob condições de operação industrial. Uma diferença de $\pm 10\%$ foi encontrada nesta avaliação.

III.4.2- Predição da carga térmica do produto

O cálculo do tempo de congelamento pode ser obtido com o auxílio de métodos numéricos de diferenças finitas ou de elementos finitos, resguardando a utilização de dados precisos para as propriedades termofísicas (Mannapperuma & Singh, 1989).

Uma revisão extensa e detalhada sobre os métodos numéricos e suas aplicações para predição de tempo de congelamento é apresentada por Cleland (1990). Neste trabalho, ele observa que a precisão de cálculo depende da escolha adequada do esquema de discretização, particularmente devido à necessidade de estimativas das propriedades termofísicas localizadas no centro do produto. Além disso, necessita-se também da seleção correta dos passos de tempo e de espaço para o esquema de diferenças finitas, ou da discretização de espaço usada nos elementos finitos. O trabalho desenvolvido por Saad & Scott (1997) ressalta a importância desta estimativa de propriedades termofísicas localizadas no centro do produto, durante a simulação numérica do processo de congelamento de alimentos.

Califano & Zaritzky (1997) utilizaram um método de grade, ajustado na superfície de contorno, para predição de tempo de congelamento e descongelamento de alimentos que apresentam forma bidimensional irregular. O estudo comparativo com um método de elementos finitos mostrou uma grande similaridade nos resultados obtidos pelos dois procedimentos de cálculo.

Em geral, a aplicação de métodos numéricos para predição de tempo de congelamento, em projetos práticos da indústria de refrigeração, é limitada pelos seguintes fatores: alto custo de aquisição do simulador, difícil implementação prática devido às dificuldades encontradas no cálculo das propriedades termofísicas dependentes da temperatura e na geração da malha (grade), além da necessária familiaridade com a metodologia utilizada no procedimento numérico e uma boa interpretação dos resultados. Cleland & Özilgen (1998) enfatizam que o desenvolvimento de simuladores com boa interface de aplicação prática poderá aumentar a utilização destes métodos nos procedimentos industriais. Contudo, a maior barreira para este desenvolvimento tem sido relacionada com o custo de aperfeiçoamento da interface do simulador (custo de programação) e o baixo volume de vendas dos simuladores existentes no mercado, que provocam um aumento do custo unitário do serviço.

Neste trabalho, está sendo proposto o desenvolvimento de uma nova metodologia de cálculo da carga térmica do produto congelado que é baseada na discretização do modelo de transferência de calor do produto, utilizando o método de Colocação Ortogonal em Elementos Finitos. Este método é caracterizado pela grande capacidade de identificação do perfil de temperatura nos pontos internos do produto, favorecendo a avaliação das propriedades termofísicas nestes pontos e permitindo uma resolução precisa do modelo de transferência de calor.

CAPÍTULO IV

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO PERFIL DE CARGA TÉRMICA DE SISTEMAS DE CONGELAMENTO DE ALIMENTOS

O processo de congelamento de alimentos pode ser feito de uma forma contínua ou em batelada (por cargas), utilizando alguns equipamentos que são classificados em três categorias de processos: congeladores de ar por convecção natural ou forçada, congeladores de placas de contato e congeladores de imersão em fluido criogênico. Cada um destes processos tem características próprias que determinam o coeficiente de transferência de calor na superfície do produto, influenciando diretamente a taxa de transferência de calor e o tempo de congelamento .

Os congeladores de placas de contato funcionam, normalmente, por meio de operações de batelada ao passo que os túneis de congelamento podem ser operados de forma contínua, semi-contínua e também em batelada, sendo que cada uma destas formas de operação apresentam características próprias de comportamento da carga térmica, conforme mostrado por Cleland (1990).

Propõe-se, neste trabalho, o estudo do comportamento termodinâmico do perfil de carga térmica de um congelador de placas. A operação deste congelador caracteriza-se por uma condição de transição que favorece o estudo do comportamento transiente do sistema frigorífico. Além disso, ele é considerado um equipamento importante para o processamento de produtos alimentícios de alta qualidade, tendo em vista as altas taxas de congelamento proporcionadas por este sistema de placas contatadas.

O equipamento pode ser representado fisicamente por uma série de pratos metálicos em cujo interior circula o fluido refrigerante. Estes pratos estão montados paralelamente uns aos outros, na posição vertical ou na horizontal e com uma distância variável entre eles. No início da operação do equipamento, os pratos são abertos para inserir o produto a ser congelado e posteriormente são fechados para forçar um maior contato entre o produto alimentício e a superfície do prato, possibilitando, desta forma, uma condição favorável para a transferência de calor em ambas as partes do produto. A pressão exercida pelos pratos sobre o produto é da ordem de 0,1 a 0,3 kg/cm². No entanto, para facilitar as operações de carga e descarga, utiliza-se bandejas de alumínio que são protegidas da compressão através de espaçadores sólidos. Este conjunto de pratos está contido em um gabinete largo que constitui a parte externa do equipamento (Méndez et al., 1981).

Verifica-se que, após a realização da operação de carga de produto, o sistema entra em funcionamento e, desta forma, uma grande quantidade de calor é transferido para o fluido refrigerante do congelador. Este calor é proveniente da massa total do produto. Contudo, uma pequena parte é absorvida do meio ambiente devido às deficiências de isolamento do sistema. Portanto, se a temperatura da placa for mantida constante, a taxa de fluxo de calor do produto para o sistema de refrigeração apresenta um pico de carga no início da sua operação, reduzindo progressivamente ao longo do tempo de congelamento.

Entretanto, a operação do sistema de refrigeração pode ser manipulada através do controle do pico de carga, onde a temperatura da placa é reduzida continuamente em função do estado dinâmico do congelador. Desta forma, os congeladores de placa raramente operam sob condições de estado

estacionário. Esta condição dificulta o dimensionamento do sistema devido aos desvios sensíveis que ocorrem durante a análise do estado dinâmico do congelador.

Além disso, se o sistema de refrigeração estiver projetado para um requerimento de carga de resfriamento constante e com uma temperatura constante da placa do congelador, poderá ainda assim, ocorrer um comportamento variável que é devido a fatores externos (como por exemplo as perturbações das condições ambientais) que afetam as condições de operação da unidade de condensação.

O fator de projeto mais importante, contudo, é o equilíbrio entre as condições de operação do equipamento de congelamento e a sua carga térmica. A potência instalada do equipamento nem sempre está em equilíbrio termodinâmico com a sua carga térmica. Desta forma, se existir um excesso de capacidade instalada no sistema mecânico, ocorrerá fatalmente uma redução da temperatura do evaporador ao passo que, se existir uma capacidade insuficiente no sistema mecânico, a temperatura do evaporador aumentará. Em consequência disso, a potência do compressor, a eficiência térmica do condensador, o coeficiente de rendimento e a temperatura de operação do compressor apresentarão mudanças sensíveis (Fleming, 1976).

Verifica-se, finalmente, que os parâmetros que influenciam o projeto da carga térmica do congelador de placas podem ser classificados em três tipos (Méndez et al., 1981):

- 1) Variáveis de processamento, que são caracterizadas pela dimensão do produto, quantidade de produto processado, tempo de congelamento, temperatura de início e de fim de congelamento;
- 2) Características físicas do equipamento, que são identificadas pela capacidade instalada de número de pratos, área ocupada pelo produto, temperatura do meio refrigerante, limitações físicas do equipamento, coeficiente de transferência de calor na superfície do produto e a eficiência mecânica do aparelho;
- 3) Propriedades físicas e térmicas do produto, que são caracterizadas pela densidade, o calor específico, a condutividade térmica, a temperatura de início de congelamento, o calor latente de congelamento, a composição e a dimensão do produto.

Neste trabalho, desenvolve-se uma análise criteriosa do mecanismo de transferência de calor que ocorre durante o processo de congelamento de alimentos, desenvolvido em um congelador de placas de contato. Esta análise serve de base para o estudo de otimização das condições de operação do equipamento e também permite uma avaliação consistente para as variáveis de projeto do sistema.

IV.1- Modelagem do perfil de carga térmica característica de um congelador de placas

O congelamento de alimentos provoca a liberação de uma grande quantidade de calor latente e isto pode ser caracterizado graficamente através de um pico de capacidade calorífica específica aparente em função da temperatura do produto, $C(T)$. Similarmente, existe uma variação contínua da condutividade térmica, $K(T)$, aumentando proporcionalmente com a fração de

gelo formado durante o processo. Desta forma, a mudança de temperatura do produto com o tempo pode ser calculada através da resolução da equação geral de condução de calor unidimensional (Cleland, 1990):

$$C(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(K(T) \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (IV.1)$$

A resolução numérica da equação (IV.1) por diferenças finitas ou por elementos finitos está sujeita a erros de aproximação de cálculo (como por exemplo, os erros de arredondamento e erros de truncamento) e erros de aproximação física atribuídos à forma imprecisa do modelo numérico que representa a curva de $C(T)$ e de $K(T)$.

Particularmente, a forma de pico do calor específico é acentuada e estreita, evidenciando os erros de aproximação numérica que aparecem durante a determinação do tamanho do passo de integração escolhido para o método. Entretanto, o uso de métodos numéricos eficientes tornaram esses erros de aproximação negligenciáveis.

A modelagem da curva de $K(T)$ é muito complexa. Ela depende da densidade, da porosidade e da homogeneidade do produto, além da temperatura, da composição e de outros fatores (Sweat, 1985). No entanto, a maioria dos dados experimentais de condutividade térmica citados na literatura não apresentam correlações diretas com a composição e nem mesmo com o conteúdo de umidade do produto. Isto, contudo, representa um fator importante no processo de congelamento de carne e de produtos de laticínios. Nestes produtos, o conteúdo de gordura pode variar significativamente ainda que o conteúdo de umidade permaneça constante, sendo que aqueles produtos

ricos em gordura mostram efetivamente um menor valor de condutividade térmica.

Os dados compilados por Sweat (1985) permitem verificar que existe uma correlação linear entre o conteúdo de água e a condutividade térmica. Observa-se, ainda, que ela é menor em alimentos porosos. Nos produtos cárneos, particularmente, observa-se um suave aumento da condutividade térmica com respeito à temperatura. Entretanto, durante o congelamento observa-se uma descontinuidade desta curva na região de mudança de fase e um gradual aumento de seus valores com o abaixamento da temperatura. Nota-se também que a densidade tem pouco efeito sobre a condutividade térmica dos alimentos não porosos e que o efeito de aumento da densidade está interrelacionado com o conteúdo de umidade.

Os modelos de propriedades termofísicas dos alimentos submetidos ao processo de congelamento foram revistos por Succar (1985). Verifica-se que as equações teóricas são usualmente desenvolvidas sob as bases de definição das propriedades termofísicas dos componentes do alimento e/ou assumindo que o produto comporta-se como um sistema ideal de solução binária. Contudo, Heldman (1974) observa que é necessário predizer a relação entre a fração de água congelada e a fração descongelada, como uma função da temperatura. Para isto, ele propõe a utilização de uma equação de depressão do ponto de início de congelamento que é baseada no potencial químico do soluto puro e do líquido puro. No entanto, este modelo só é válido para soluções diluídas. Entretanto, durante o congelamento de carnes, a fração de substâncias solúveis em água se torna mais concentrada e, desta forma, se afasta das condições de idealidade, provocando desvios no modelo de

predição da fração de água congelada. Isto pode ser atribuído principalmente à forte interação entre a água e os componentes solúveis do produto.

Desta forma, Schwartzberg (1977) cita que em baixas concentrações de soluto, os alimentos podem ser tratados como soluções ideais e a variação da fração aquosa durante o congelamento pode ser calculada através de uma função termodinâmica definida pela atividade de água. Este modelo permite o cálculo do calor específico efetivo de alimentos compostos por diferentes teores de gordura, de umidade e de conteúdo de água ligada (fração de água não congelada). Neste contexto, Succar & Hayakawa (1983) adaptaram o modelo de Schwartzberg para os dados calorimétricos de vários grupos de alimentos, determinando, então, as constantes empíricas específicas para cada grupo, a partir de uma técnica de ajuste de parâmetros não lineares.

A maioria dos modelos teóricos para predição de propriedades termofísicas do produto, no intervalo de temperatura de congelamento, são baseados no estado transiente dos componentes do alimento (fração de água congelada, fração de água não congelada, sólidos solúveis) e nas respectivas propriedades termofísicas de densidade e de condutividade térmica destes constituintes (Succar, 1985).

Contudo, para aqueles produtos de carne bovina, a condutividade térmica é relatada também com respeito à direção das fibras, conforme previsto pelos modelos de Heldman & Gorby (1975) e Heldman (1982). Neste modelo, a fração de água não congelada é calculada admitindo que o alimento é constituído por uma solução binária ideal. No entanto, Succar & Hayakawa (1983) observaram que este procedimento pode provocar desvios

significativos com relação aos valores experimentais, principalmente para operações com baixas temperaturas de congelamento.

Desta maneira, Schwartzberg (1977) desenvolveu uma expressão alternativa que foi baseada na condutividade térmica do produto totalmente congelado e também no seu conteúdo de água congelada. Este modelo mostrou um pequeno desvio de cálculo com relação aos dados experimentais.

No entanto, Levy (1982) obteve ótimos resultados de simulação da condutividade térmica, utilizando um modelo que é baseado nas propriedades termofísicas de salmouras comerciais. Ele utiliza para isto uma equação modificada de Maxwell-Eucken (Levy, 1981), que é aplicada para um sistema composto por fibras secas e salmoura. Neste modelo, as propriedades termofísicas das fibras são obtidas a partir de dados experimentais publicados.

Finalmente, um modelo mais preciso foi obtido por Succar & Hayakawa (1983) que utilizaram uma técnica de otimização de parâmetros não lineares aplicada ao modelo de Schwartzberg (1977).

Além disso, verifica-se que existem dados limitados sobre a densidade dos alimentos e, portanto, existem poucos métodos de predição desta propriedade termofísica, principalmente para aquelas condições de mudança de fase do produto. Desta forma, Heldman (1982) e Hsieh et al. (1977) admitem que a densidade do produto congelado é proporcional à densidade das frações dos componentes do produto: água não congelada, sólidos solúveis e gelo. No entanto, Succar & Hayakawa (1983) utilizaram uma equação empírica para representar a densidade que é baseada na técnica de ajuste de parâmetros não lineares.

Neste trabalho, contudo, utiliza-se o modelo termofísico descrito por Mascheroni & Calvelo (1980) que quantifica a dependência das propriedades termofísicas do produto com relação ao conteúdo de gelo formado durante o congelamento da carne bovina. Ele é caracterizado por um número mínimo de constantes típicas do produto e possibilita uma grande flexibilidade de estudo das condições operacionais do equipamento, apresentando também uma boa capacidade de predição das propriedades termofísicas do produto congelado.

IV.1.1- Modelo de cálculo das propriedades termofísicas do produto

Os produtos cárneos parcialmente congelados são constituídos basicamente de gelo, água e tecido seco. Desta forma, as propriedades termofísicas do produto podem ser calculadas em função da fração de água congelada (w) ao longo do processo, conforme um modelo de decaimento crioscópico obtido por Mascheroni & Calvelo (1978):

$$w = E - F \left(\frac{T}{T_o - T} \right) \quad (\text{IV.2})$$

onde:

$$E = 1 - \frac{X_b}{X}$$

$$F = \frac{DR T_o}{1000 \lambda_o X}$$

Densidade

$$\rho(w) = \frac{\rho_o}{1 + w \frac{Y_o \rho_o}{\rho_a} \left(\frac{\rho_a}{\rho_h} - 1 \right)} \quad (\text{IV.3})$$

Calor Específico Aparente

$$C_p(w) = C_{p0} - w Y_o \Delta C_p - Y_o [\lambda_o + \Delta C_p (T - T_o)] \frac{dw}{dT} \quad (\text{IV.4})$$

Condutividade Térmica

O modelo de condutividade térmica foi proposto por Mascheroni et al. (1977), sendo dado em função da temperatura e considerando também a direção das fibras do tecido da carne. Desta forma, durante o congelamento na direção radial e paralela às fibras, a condutividade térmica é dada por:

$$K(w) = K_h \lambda + (1 - \lambda) [K_h \lambda^2 + K_t (1 - \lambda)^2 + \frac{4\lambda(1 - \lambda)}{1/K_t + 1/K_h}] \quad (\text{IV.5})$$

onde:

$$\lambda = 1 - \sqrt{1 - w Y_o \rho / \rho_h} \quad (\text{IV.6})$$

$$K_t = K_c \frac{1 - (1 - \alpha K_a / K_c) \beta}{1 + (\alpha - 1) \beta} \quad (\text{IV.7})$$

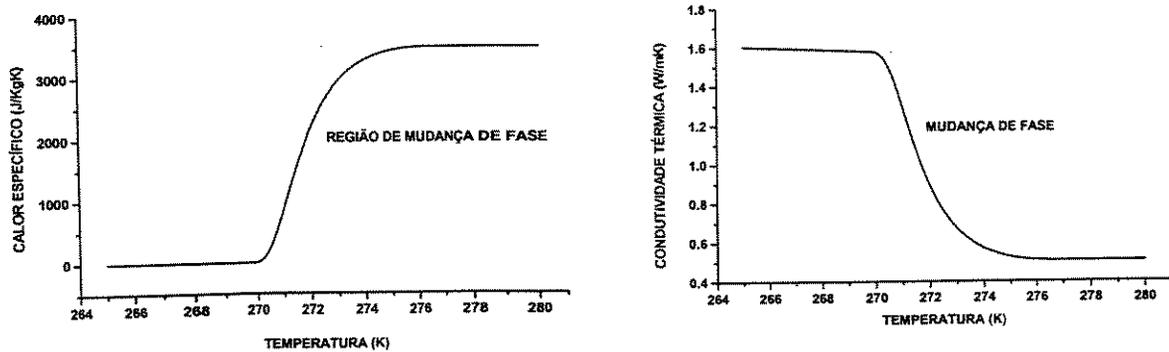
$$\alpha = 3 K_c / (2 K_c + K_a) \quad (\text{IV.8})$$

$$\beta = \frac{(1 - w)(Y_o \rho_o / \rho_a)}{1 - w(Y_o \rho_o / \rho_a)} \quad (\text{IV.9})$$

IV.1.2- Resolução do modelo de transferência de calor do produto

A resolução do modelo de transferência de calor é baseada inicialmente na determinação das propriedades termofísicas como uma função da temperatura interna do produto. Isto é particularmente importante durante a resolução numérica do fenômeno de mudança de fase da fração de água do

alimento, sendo caracterizada por uma expressiva variação da condutividade térmica e da capacidade calorífica específica, conforme mostrado na Figura IV.1.



- a) Calor específico aparente em função da temperatura do produto cárneo b) Condutividade térmica em função da temperatura do produto cárneo

Figura IV.1- Efeito da condição de mudança de fase sobre as propriedades termofísicas típicas de um modelo de congelamento de alimentos

O modelo de transferência de calor do produto é resolvido através do método numérico de Colocação Ortogonal em Elementos Finitos (Finlayson, 1980). Desta forma, as propriedades termofísicas são reavaliadas em cada passo de integração, através da utilização dos valores de temperatura interna do produto, obtidas nas raízes dos pontos de colocação ortogonal fixados previamente. Além disso, entre cada elemento finito foi admitida uma condição de igualdade de fluxo de calor, onde a condutividade térmica foi calculada na temperatura do respectivo elemento.

Contudo, a aplicação deste método deve ser baseada na forma adimensionalizada do modelo de transferência de calor, obtida conforme Mascheroni & Calvelo (1980):

$$f^* \frac{\partial \eta}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial \xi} \left(K^* \frac{\partial \eta}{\partial \xi} \right) \quad (\text{IV.10})$$

com a seguinte condição inicial:

$$\tau = 0 \quad \eta = 0 \quad 0 \leq \xi \leq 1 \quad (\text{IV.11})$$

e a condição de contorno convectiva na superfície do produto:

$$\xi = 1 \quad K^* \frac{\partial \eta}{\partial \xi} = B_i (\eta - 1) \quad \tau > 0 \quad (\text{IV.12})$$

$$\xi = 0 \quad \frac{\partial \eta}{\partial \xi} = 0 \quad \tau > 0 \quad (\text{IV.13})$$

Neste modelo, as variáveis adimensionais são definidas por:

$$K^* = \frac{K}{K_o} \quad \eta = \frac{T_i - T}{T_i - T_f} \quad \xi = \frac{X}{L} \quad \tau = \frac{K_o t}{\rho_o C_{po} L^2} \quad (\text{IV.14})$$

$$f^* = \frac{a + b / |\eta(\eta_i + \eta_f) - \eta_i|^2}{d - g / |\eta(\eta_i + \eta_f) - \eta_i|} \quad (\text{IV.15})$$

sendo que:

$$a = 1 - \Delta C_p Y_o (E + F) / C_{po} \quad (\text{IV.16})$$

$$b = \lambda_o Y_o F / C_{po} T_o \quad (\text{IV.17})$$

$$d = 1 + \frac{Y_o \rho_o}{\rho_a} \left(\frac{\rho_a}{\rho_h} - 1 \right) (E + F) \quad (\text{IV.18})$$

$$g = F \frac{Y_o \rho_o}{\rho_a} \left(\frac{\rho_a}{\rho_h} - 1 \right) \quad (\text{IV.19})$$

$$\eta_i = (T_i - T_o) / T_o \quad (\text{IV.20})$$

$$\eta_f = (T_o - T_f) / T_o \quad (\text{IV.21})$$

$$B_i = hL / K_o \quad (\text{IV.22})$$

A variável espacial do modelo de transferência de calor foi discretizada em 12 elementos finitos, com um ponto de colocação interno em cada elemento. Esta configuração do método permite uma boa convergência de cálculo do modelo, facilitando também uma boa aproximação do perfil de temperatura.

O sistema fica caracterizado, desta forma, por treze equações diferenciais que descrevem o fluxo de calor em cada elemento finito e na interface com a placa de congelamento e também pelas 12 equações algébricas que descrevem as condições de fluxo de calor na interface dos elementos finitos. Este sistema é integrado no tempo, utilizando um integrador numérico (LSODAR) que permite uma integração de passo variado e aplica-se bem a este processo, onde existe uma acentuada variação das propriedades termofísicas durante a mudança de fase da água de composição do produto.

IV.2- Simulação do perfil de carga térmica de um congelador de placas

A resolução numérica do modelo de transferência de calor de um produto alimentício utilizando o Método de Colocação Ortogonal em Elementos Finitos foi proposta neste trabalho (Resende et al., 1996b). Os

resultados das simulações do modelo numérico de congelamento de carne estão apresentados na Tabela IV.1. Neste trabalho, o equipamento é avaliado sob diferentes condições de operação da placa de congelamento e de temperatura inicial do produto, além de um distanciamento definido entre estas placas.

Na Tabela IV.1, o tempo característico representa o tempo (minutos) necessário para uma determinada posição radial da peça do produto sofrer um abaixamento de temperatura de $-1,1^{\circ}\text{C}$ para -8°C , quando, então, considera-se que 80% da fração de água do produto está efetivamente congelada e a cristalização do gelo já está plenamente desenvolvida.

O programa de simulação foi testado, então, com os resultados experimentais obtidos por Mascheroni e Calvelo (1980), que avaliaram o perfil de temperatura de congelamento de peças de carne em um congelador de placas de contato, onde o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) foi mantido constante em $187,0 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Verifica-se, inicialmente, na Tabela IV.1, que o Método de Colocação Ortogonal em Elementos Finitos permite a simulação do modelo de transferência de calor com uma maior aproximação do que o Método de Diferenças Finitas. Isto é atribuído a sua capacidade de avaliar com precisão as propriedades termofísicas do produto nos pontos internos de colocação, possibilitando, desta forma, uma maior definição do perfil de temperatura do produto ao longo do processo de congelamento.

Tabela IV.1- Comparação entre o tempo característico calculado e aquele obtido pelas medidas experimentais das condições de operação de um congelador de placas (Mascheroni & Calvelo, 1980)

condições/ operação/ congelador	Posição radial (ξ)	Tempo característico (min)		Desvio (%)		
		experimental	calculado		E*	E**
L = 4,5 cm T _i = 11,8°C T _f = -23,5°C	0,1	10,7	DF*	COL**	E*	E**
	0,2	24,0	10,7	11,8	-0,50	+10,30
	0,3	42,0	19,4	19,08	-19,20	-20,50
	0,4	58,0	30,0	30,3	-28,50	-27,90
	0,5	76,0	42,5	48,5	-26,70	-16,40
	0,6	91,5	57,0	67,4	-25,00	-11,30
L = 5,0cm T _i = 8,6°C T _f = -44,3°C	0,2	8,3	72,5	93,4	-20,80	+2,10
	0,4	15,0	5,4	8,6	-34,90	+3,60
	0,6	22,5	11,7	14,3	-22,00	-4,70
	0,7	27,0	20,6	22,0	-8,40	-2,20
	0,8	33,4	25,5	28,0	-5,60	+3,70
L = 5,8cm T _i = 6,0°C T _f = -43°C	0,4	16,5	31,5	37,3	-5,70	+11,70
	0,5	21,5	24,5	15,1	+48,5	-8,40
	0,65	30,5	27,5	19,1	+27,9	-11,20
	0,75	32,0	31,0	32,2	+1,60	+5,6
L = 4,7cm T _i = 8,0°C T _f = -37,0°C	0,1	4,2	38,0	39,8	+18,8	+24,4
	0,2	10,1	4,7	3,7	+11,9	-11,9
	0,4	20,4	7,8	9,0	-22,80	-10,9
	0,6	31,5	16,5	16,4	-19,10	-19,6
desvio médio				18,8%	11,0%	

$$\text{desvio médio} = (\sum |E_i|)/n$$

* Método de Diferenças Finitas (calculado por Mascheroni & Calvelo, 1980)

** Método de Colocação Ortogonal em Elementos Finitos

Os desvios apresentados pelos dois métodos de simulação numérica, com relação aos resultados experimentais de tempo de congelamento, podem ser atribuídos às limitações do modelo das propriedades termofísicas. Assim,

o modelo de predição da quantidade de água congelada de soluções ideais, calculada conforme a equação de Clapeyron-Clausius (Mascheroni & Calvelo, 1978), pode apresentar grandes desvios durante o congelamento devido ao aumento da concentração da solução intercelular (Cleland et al., 1982). Além disto, o ajuste de constantes empíricas do modelo foi feito através de dados calorimétricos obtidos em condições de estado estacionário (Riedel, 1957). Ressalta-se, portanto, que estes desvios do modelo podem ser aumentados sob altas taxas de congelamento.

Paralelamente, algum desvio do cálculo do perfil de temperatura pode ser atribuído ao modelo de condutividade térmica, no qual admite-se que a água está distribuída como esferas em uma matriz contínua, segundo um modelo ideal de Maxwell-Eucken (Mascheroni & Calvelo, 1977). Deve-se observar que este modelo assume resistência de contato desprezível entre as duas fases e que as partículas da fase dispersa estão suficientemente separadas, tanto que, o fluxo de calor através de uma partícula não afeta o fluxo através daquela outra. Além disso, o ajuste de constantes do modelo é feito utilizando os dados experimentais de Lentz (1961). No entanto, Lentz & Van den Berg (1977) citam que a rápida mudança da condutividade térmica durante o congelamento dificulta a obtenção de resultados experimentais confiáveis.

Pode-se verificar, ainda, na Tabela IV.1, que as condições de operação do congelador de placas têm uma grande influência sobre o perfil de temperatura do produto. Assim, a temperatura da placa de congelamento, a temperatura inicial do produto e a sua dimensão característica constituem algumas condições de projeto que necessitam ser bem definidas pelo projetista do sistema.

Estas variáveis de projeto são particularmente importantes para a identificação da quantidade de produto que pode ser congelado no equipamento e da taxa de transferência de calor do sistema, caracterizando, desta maneira, a carga térmica elementar do congelador. Neste contexto, Méndez et al. (1981) ressaltam que a produção diária de um congelador de placas depende do número de operações de carga do equipamento e da massa de produto processado em cada carga, além do tempo gasto nas operações de carga e de descarga, bem como nas operações de limpeza e de sanitização das placas.

Basicamente, a quantidade de produto congelado em cada operação de carga pode ser calculada diretamente pela multiplicação do número de placas do equipamento pela massa de produto contida entre cada placa de transferência de calor. Para isto, deve-se conhecer a densidade do produto e admitir também a existência de espaços vazios internos, além da definição da área de cada placa e o distanciamento entre elas, caracterizando, então, a massa de produto contida entre as placas de transferência de calor.

De outro modo, o cálculo do número de operações de carga do equipamento, que são realizadas durante o período total de funcionamento do sistema, pode ser obtido pela correlação entre o tempo de operação diária do equipamento e aquele tempo gasto nas operações de congelamento do produto e nas operações de limpeza e de sanitização. Ressalta-se que estas operações de limpeza e de sanitização são definidas exclusivamente pela eficiência dos operadores do sistema.

Desta forma, a definição da produção diária do equipamento depende intrinsecamente da determinação do tempo de congelamento do produto. Este

tempo de congelamento, contudo, é restrito pela taxa de transferência de calor do sistema. Pode-se observar, entretanto, que ele depende essencialmente das características termofísicas específicas de cada produto alimentício e também da taxa de transferência de calor do sistema.

Particularmente, esta taxa de transferência de calor pode ser controlada para evitar a formação de grandes cristais de gelo dentro do produto, durante o processo de congelamento, facilitando a definição das condições de operação do equipamento que são adequadas para o processo de congelamento do produto. Este procedimento será descrito com detalhes no Capítulo VII, onde estará sendo proposta uma metodologia básica de otimização das condições de operação da planta mecânica de refrigeração que favorecem a manutenção das características de qualidade desejáveis no produto congelado, além da identificação do consumo de energia do equipamento.

O mecanismo de transferência de calor do sistema é influenciado diretamente pela eficiência termodinâmica da planta mecânica de refrigeração. A sua análise depende de uma avaliação criteriosa das transformações termodinâmicas do fluido de transferência de calor do sistema e também da eficiência mecânica das unidades físicas que o constitui. Este procedimento é muito complexo e será abordado com detalhes no Capítulo VI.

Avaliou-se, então, que o tempo de congelamento depende da posição radial interna do produto, conforme pode-se observar na Tabela IV.1, evidenciando o efeito das propriedades termofísicas do produto. Além disso, o

perfil pode ser fortemente influenciado pelas condições de operação do equipamento.

Desta forma, a influência das propriedades termofísicas do produto sobre a determinação do perfil de carga térmica foi prontamente identificada, utilizando para isto uma condição de operação específica do equipamento de congelamento, que está caracterizada na curva padrão da Figura IV.2, conforme descrito por Resende et al (1996a).

As diversas curvas que estão indicadas na Figura IV.2 representam uma alteração de 10% nos valores das constantes termofísicas do modelo de transferência de calor. Ressalta-se, no entanto, que as constantes de condutividade térmica das fibras, o conteúdo de água não congelada e o calor latente de fusão da água não estão representados aqui porque não apresentaram desvios significativos com relação à curva padrão de dados experimentais.

Observou-se, contudo, que o conteúdo de umidade, a densidade, o calor específico e a condutividade térmica do produto descongelado mostraram pouca influência sobre o perfil de congelamento quando comparados com aquele efeito da alteração da temperatura de congelamento e da temperatura inicial do produto.

Os resultados deste estudo de sensibilidade dos parâmetros termofísicos do modelo de transferência de calor do produto concordam com aqueles obtidos por Hsieh et al, (1977).

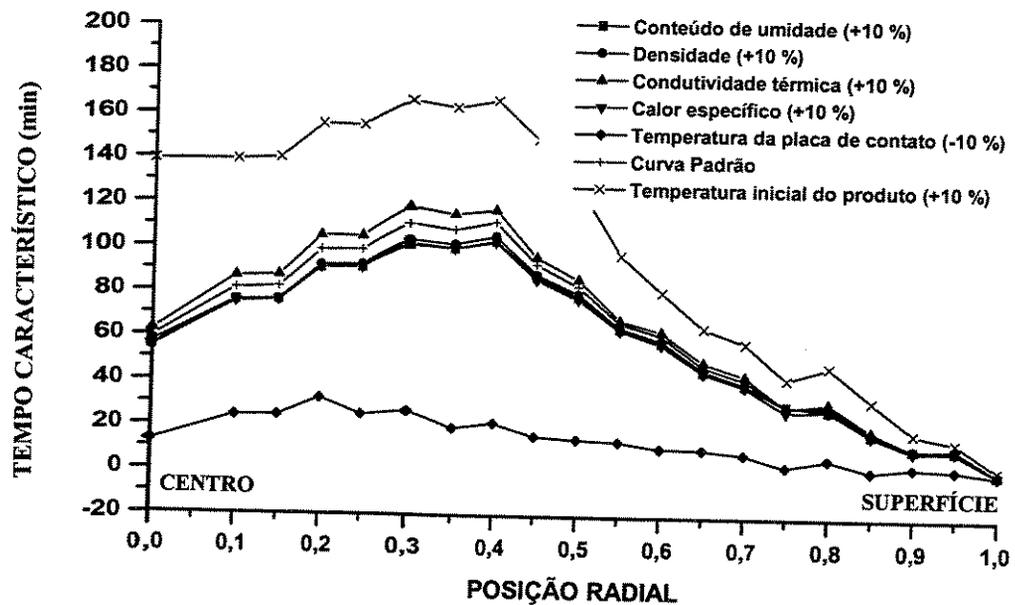


Figura IV.2- Efeito da perturbação de 10% nas constantes termofísicas do modelo de congelamento sobre o perfil de tempo característico obtido em um congelador de placas mantido à 245,15K, com uma espessura de produto de 9,0cm e com uma temperatura inicial de 276,15K

Constata-se, ainda, na Figura IV.2, que a temperatura de operação da placa de congelamento e a temperatura inicial do produto são os principais fatores que sensibilizam o perfil de tempo característico do produto processado. Isto evidencia a necessidade de controle das condições de operação do congelador para manter um histórico de temperatura desejado no produto congelado.

Além disso, observa-se também a necessidade de controle da temperatura inicial do produto, que influencia significativamente o perfil de tempo característico do sistema. Ressalta-se, contudo, que os alimentos submetidos ao processo de congelamento são, normalmente, resfriados

anteriormente, durante as etapas de manipulação e de preparo do produto, proporcionando uma condição de baixa temperatura inicial.

Finalmente, pode-se constatar também a importância da utilização de uma matéria prima homogênea, com uma composição físico-química bem definida, que possibilita a caracterização exata do perfil de tempo característico do produto, facilitando a definição das condições de operação do equipamento, que mantém as características de qualidade desejáveis no produto congelado.

A obtenção do perfil de tempo característico possibilita a determinação da carga térmica do sistema, que pode ser obtida através da integração numérica do perfil de entalpia do produto ao longo do tempo de operação do equipamento de congelamento. Este procedimento será descrito no Capítulo VII, onde identifica-se o perfil de carga térmica ótimo de um congelador de placas.

O perfil de carga térmica flutuante provoca a alteração da capacidade térmica do sistema, modificando, desta maneira, as condições termodinâmicas do fluido refrigerante que circula na planta mecânica de refrigeração. Desta forma, introduz-se o Capítulo V que apresenta uma análise criteriosa do equilíbrio termodinâmico do fluido refrigerante, sujeito àquelas condições de operação típicas dos equipamentos de congelamento de alimentos, proporcionando, assim, uma ferramenta útil para o posterior estudo do comportamento termodinâmico da planta de refrigeração.

CAPÍTULO V

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DE FLUIDOS REFRIGERANTES

A modelagem do equilíbrio de fases do fluido refrigerante é importante para a análise do projeto de sistemas de refrigeração. Desta forma, as equações de estado cúbicas, como por exemplo, a de Soave-Redlich-Kwong e a de Peng-Robinson, com regras de mistura polinomiais convencionais e um simples parâmetro de interação binário, têm sido eficientes para correlacionar e extrapolar as condições de equilíbrio de fases de misturas refrigerantes compostas de componentes não-polares e também daqueles componentes ligeiramente polares. Entretanto, elas mostram uma baixa capacidade para representar o comportamento termodinâmico de misturas que contém componentes altamente polares.

As novas abordagens utilizadas para suprir esta deficiência da regra de mistura têm focado sobre a dependência dos parâmetros da equação de estado com respeito à composição do fluido refrigerante. A abordagem mais notável propõe o desenvolvimento de regras de mistura que combinam a equação de estado com um modelo de excesso de energia livre de Gibbs proposto inicialmente por Huron & Vidal (1979) e posteriormente refinado por outros pesquisadores, conforme o estudo apresentado na revisão de Peng et al. (1995).

Estes modelos referenciados pelas equações de estado cúbicas são muitas vezes usados iterativamente dentro de subrotinas de cálculo das condições de equilíbrio termodinâmico do sistema. Desta forma, os diversos algoritmos de solução do sistema de equações têm sido apresentados na

literatura científica, sendo que os procedimentos mais recentes têm concentrado esforços no sentido de aliviar os problemas de convergência numérica do sistema de equações (Michelsen, 1982a,b; Trangenstein, 1987; Whitson & Michelsen, 1989; Eubank et al., 1992; Sun & Seider, 1992; Schnepfer et al., 1994; Heidemann & Abdel-Ghanni, 1994; McDonald and Floudas, 1995).

Uma abordagem alternativa para a solução do problema de equilíbrio de fases utiliza os métodos numéricos que operam no domínio dos números complexos, conforme foi sugerido inicialmente por Lucia et al. (1990) e desenvolvido posteriormente por Lucia & Xu (1992) e Lucia et al. (1993). Ela foi aplicada no estudo do modelo de cálculo do equilíbrio de fases, descrito por Lucia e seus colaboradores (Lucia & Taylor, 1992; Lucia & Wang, 1995; Taylor et al., 1996). Eles mostraram que a modelagem feita no domínio dos números complexos proporciona uma boa aproximação para a região de contorno das fases, sob diferentes condições de operação do sistema. Além disso, as soluções de valor real podem ser calculadas a partir de pontos de valores complexos e, ainda, a convergência para soluções de valores complexos proporciona informações físicas úteis com respeito à existência das fases. Os resultados numéricos mostram que o método das regiões confiáveis no domínio dos complexos é muito preciso, muitas vezes proporcionando uma forma de resolver problemas numéricos que são difíceis de calcular por algoritmos confinados no domínio dos reais.

Estas abordagens numéricas de cálculo das condições de equilíbrio termodinâmico do fluido refrigerante são importantes durante o procedimento de seleção dos diferentes fluidos refrigerantes alternativos e as possíveis misturas factíveis entre eles, proporcionando, então, o conhecimento de suas

propriedades termodinâmicas. Ressalta-se, no entanto, que as medidas experimentais destas propriedades apresentam um alto custo de obtenção, dificultando, assim, a sua aplicação prática. Desta forma, é muito importante a definição de um procedimento de pré-seleção destes fluidos através de ferramentas numéricas que possibilitam a predição do comportamento termodinâmico do fluido refrigerante, com uma boa precisão de cálculo. Para isto, os modelos clássicos de contribuição de grupo não são adequados porque eles podem ser aplicados apenas para aquelas condições de operação de baixa pressão, enquanto que as pressões usuais de circuitos de refrigeração podem atingir valores superiores a 40 atmosferas (Elvassore et al., 1998).

De outra forma, as equações de estado cúbicas que utilizam as clássicas regras de mistura mostram um limitado poder de predição, requerendo, ainda, a utilização de dados experimentais para ajuste de parâmetros empíricos. Mas, elas não são suficientemente flexíveis para representar o comportamento termodinâmico de misturas de componentes polares. Neste contexto, Morrison & McLinden (1993) sugerem que os parâmetros de interação binária sejam dependentes da composição da mistura, possibilitando, desta maneira, uma representação precisa do equilíbrio de fases do sistema.

O primeiro método preditivo de cálculo do equilíbrio de fases de fluidos refrigerantes halogenados, baseado no modelo numérico de contribuição de grupos, foi proposto por Fransson et al. (1993). Eles utilizaram uma abordagem numérica de contribuição de grupos que foi desenvolvida previamente por Abdoul et al. (1991). De forma semelhante, Kleiber (1995), sob as bases de uma abordagem de equilíbrio γ - ϕ e seguindo a sugestão de Wu & Sandler (1991), apresentou algumas regras simples que podem ser usadas para construir o procedimento de otimização de grupos UNIFAC. Mas ele não

esclarece como estas regras podem ser estendidas para os novos fluidos refrigerantes.

Então, uma abordagem numérica que utiliza a equação de estado cúbica, em associação com o modelo de excesso de energia de Gibbs, foi avaliada por Barolo et al. (1995). Eles utilizaram a equação de estado cúbica de Soave-Redlich-Kwong com a regra de mistura de Huron-Vidal, derivando, assim, os parâmetros de mistura, a partir dos dados do coeficiente de atividade à diluição infinita. Uma extensão deste procedimento pode ser acompanhada no trabalho de Elvassore et al.(1998).

No presente trabalho, contudo, desenvolve-se a modelagem do equilíbrio de fases do fluido refrigerante através de uma abordagem termodinâmica clássica que utiliza a equação de estado cúbica de Soave-Redlich-Kwong com dois parâmetros de ajuste, obtidos através da minimização do erro de cálculo das condições de saturação do fluido refrigerante (Soave, 1980). Este procedimento é baseado na determinação das raízes da equação cúbica de estado que indicam as condições de saturação das duas fases do fluido. Além disso, utilizou-se também uma regra de mistura quadrática, em função da composição dos componentes da mistura, que permite uma boa capacidade de cálculo do comportamento termodinâmico de misturas refrigerantes alternativas (Chen, 1992).

V.1- Descrição e análise do modelo de cálculo do equilíbrio de fases do fluido refrigerante

O cálculo do equilíbrio de fases do fluido refrigerante é feito a partir da resolução da equação de estado cúbica modificada de Soave-Redlich-Kwong

que é adequada para determinar as condições de equilíbrio termodinâmico, em diferentes condições de operação do sistema (Soave, 1980; Camporese et al., 1985):

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a(T)}{v(v+b)} \quad (\text{V.1})$$

onde:

$$a(T) = a\alpha(T)$$

$$a = 0,4275 \frac{R^2 T_c^2}{P_c}$$

$$\alpha(T) = 1 + \left(1 - \frac{T}{T_c}\right) \left(m + n \frac{T_c}{T}\right)$$

$$b = 0,08664 \frac{RT_c}{P_c}$$

Particularmente, referindo-se ao coeficiente dependente de temperatura $a(T)$, os valores de m e de n são usados para ajustar a curva de pressão de vapor do fluido refrigerante. Eles podem ser determinados pela minimização do somatório do quadrado do erro entre a pressão calculada e aquela obtida de k pontos experimentais:

$$\varepsilon = \sum_{i=1}^k \left(\frac{P_{\text{exp.}}^i - P_{\text{calc.}}^i}{P_{\text{exp.}}^i} \right)^2 \quad (\text{V.2})$$

A obtenção dos parâmetros m e n deve ser feita minimizando-se a expressão (V.2) sujeita a restrições dos modelos de cálculo da pressão de saturação e restrições físicas. Isto corresponde a um problema de programação

não linear. Aqui, para obtermos os parâmetros m e n utilizamos o algoritmo de Schittowski (1985). Contudo, devido a forte não linearidade e não convexidade do problema de otimização e também devido possivelmente a existência de descontinuidades ou gradientes de restrições com curvaturas acentuadas, o algoritmo usado apresentou problemas de convergência e diversas estimativas iniciais tiveram de ser feitas até que se obtivesse a convergência desejada. Resultados similares foram obtidos com o pacote de Schmid & Biegler (1994), o que era esperado já que ambos os algoritmos trabalham com aproximações convexas dos problemas da Programação Não-linear (PNL). Cabe ressaltar que os algoritmos empregados não tem a garantia de convergência para a solução global da PNL e assim as soluções obtidas podem corresponder a mínimos locais.

Os valores ótimos das constantes m e n da equação de estado cúbica foram obtidos com base nos dados experimentais de Chen (1992). Eles foram calculados para o fluido R-22, utilizando os algoritmos de Biegler e de Schittkowski, que possibilitaram o cálculo dos valores ótimos de $m = 0,6448$ e $n = 0,2148$. Contudo, estas constantes foram ligeiramente diferenciadas para o fluido refrigerante R-142b, que apresentou valores ótimos de $m = 0,7564$ e $n = 0,1532$.

Estes valores de m e de n permitem um ajuste mais preciso para a equação de estado de Soave-Redlich-Kwong do que aqueles valores ótimos descritos por Camporese et al., (1985). Isto pode ser acompanhado nas curvas específicas da Figura V.1, que mostra um estudo do erro relativo de cálculo da pressão de vapor do fluido refrigerante, utilizando os respectivos valores das constantes empíricas da equação de pressão de vapor. Constata-se através desta figura, que o erro relativo pode ser significativo quando se utiliza os

valores de parâmetros ligeiramente diferentes daqueles valores ótimos, sendo que este erro é aumentado expressivamente quando se opera com baixos valores de temperatura.

Assim, os valores de m e de n podem ser otimizados para reproduzir a pressão de vapor, na região compreendida entre o ponto triplo e o ponto crítico do fluido, mantendo uma precisão de cálculo adequada. O ajuste pode ainda ser concentrado em uma região particular, onde um par local de valores de m e de n podem dar uma maior precisão. Isto pode ser visualizado na Figura V.1, que mostra o erro relativo de cálculo da pressão do ponto de saturação do refrigerante R-22, utilizando os dados críticos e as condições de saturação do fluido, publicadas por Stewart et al. (1986).

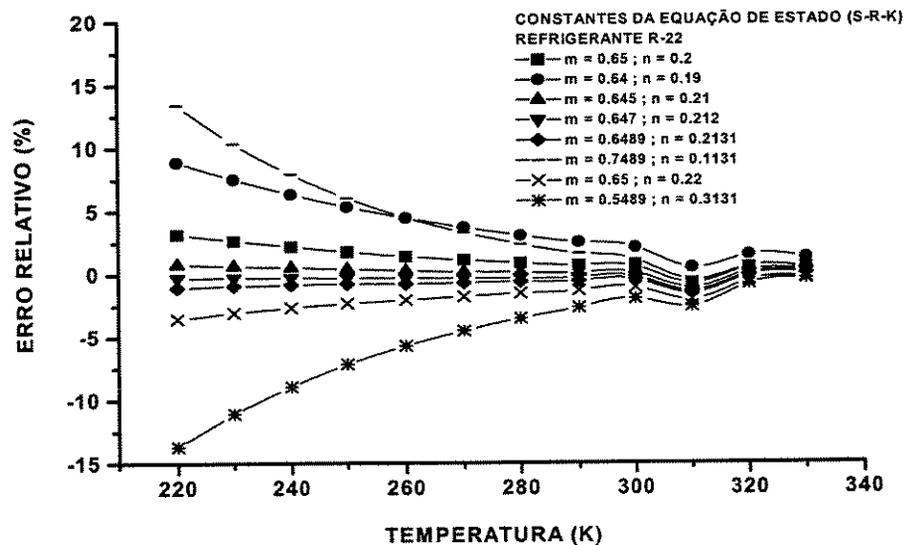


Figura V.1- Efeito da alteração das constantes da equação de estado cúbica (SRK) sobre o erro de cálculo da pressão de saturação do R-22

O cálculo do ponto de saturação de um fluido refrigerante puro requer a solução do sistema de equações que descreve a fugacidade do fluido nas fases líquida e vapor (Prausnitz, 1969, Smith & Van Ness, 1987):

$$f^l(T,P) = f^v(T,P) \quad (\text{V.3})$$

Através da definição do coeficiente de fugacidade:

$$\phi = \frac{f}{P} \quad (\text{V.4})$$

pode-se obter a seguinte equação geral:

$$\ln \phi = \frac{1}{RT_0} \int_0^P \left(v - \frac{RT}{P} \right) dP \quad (\text{V.5})$$

Este modelo pode ser integrado, prontamente, utilizando a equação de estado cúbica de Soave-Redlich-Kwong:

$$\ln \phi^l = Z^l - \ln(Z^l - B) - \frac{A}{B} \ln \left(1 + \frac{B}{Z^l} \right) \quad (\text{V.6})$$

$$\ln \phi^v = Z^v - 1 - \ln(Z^v - B) - \frac{A}{B} \ln \left(1 + \frac{B}{Z^v} \right) \quad (\text{V.7})$$

onde:

$$A = \frac{a(T)P}{R^2 T^2} \quad \text{e} \quad B = \frac{bP}{RT}$$

A resolução deste sistema é baseada em um procedimento numérico iterativo que determina as condições do ponto de bolha e do ponto de orvalho do fluido refrigerante, apresentado em detalhes no Apêndice B.

Assim, foram definidas as condições do equilíbrio de fases do fluido refrigerante: a temperatura de saturação, a pressão de saturação e a composição do fluido, durante o processo de transição de fases. Isto permite a identificação do estado termodinâmico do fluido e também possibilita a

análise das transformações de energia que ocorrem com o fluido, operando dentro de um circuito de refrigeração.

V.2- Simulação das condições termodinâmicas do equilíbrio de fases do fluido refrigerante puro

A Figura V.2 mostra o cálculo da temperatura de saturação do refrigerante R-22, para uma larga faixa de pressão de operação do fluido. Nesta figura, pode-se constatar a capacidade de predição do equilíbrio de fases, através do ajuste de parâmetros empíricos da equação de estado cúbica de Soave-Redlich-Kwong. Ela possibilita um ajuste preciso das condições de saturação do fluido refrigerante, ao longo de uma larga faixa de temperatura de operação usual do circuito de refrigeração.

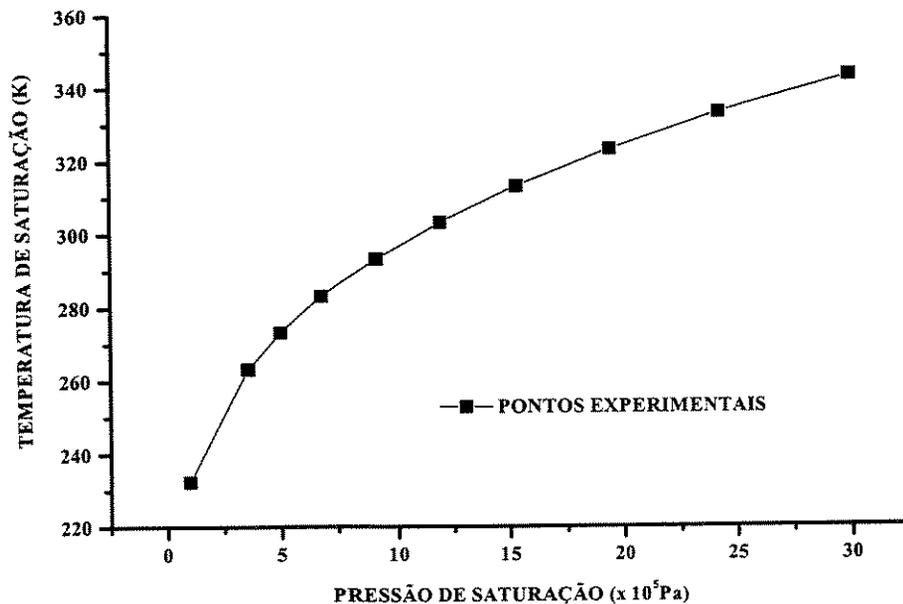


Figura V.2– Condições de equilíbrio de fases do refrigerante R-22, obtidas através do ajuste da equação de estado de Soave-Redlich-Kwong, utilizando os pontos experimentais de Chen (1992)

Este procedimento é muito importante para a análise do estado de energia do sistema, possibilitando, ainda, a identificação das condições

termodinâmicas do fluido durante o processo de transição de fases. Então, o cálculo da quantidade de energia do fluido refrigerante na fase vapor pode ser obtido prontamente, conforme Wallas (1985) e Reid et al. (1987). Genericamente, o comportamento termodinâmico de um fluido refrigerante puro ou de uma mistura refrigerante de composição conhecida, pode ser identificado pela sua variação de entalpia e de entropia. Elas podem ser expressas, respectivamente, pelas seguintes equações:

$$dh = C_p dT + \left(T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v + v \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T \right) dv \quad (\text{V.8})$$

$$ds = \frac{C_p}{T} dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dP = \frac{C_v}{T} dT - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v dv \quad (\text{V.9})$$

Nas expressões V.8 e V.9 estão representadas também as funções residuais que permitem quantificar o desvio do comportamento de gás ideal em função de valores elevados de pressão de operação do fluido. A função residual da entalpia é definida explicitamente pela seguinte expressão:

$$\Delta h' = h^{id} - h(T, P) \quad (\text{V.10})$$

sendo que $\Delta h'$ é definida por:

$$\Delta h' = - \int_{\infty}^v \left(T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v + v \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T \right) dv \quad (\text{V.11})$$

Similarmente, a função residual da entropia é definida por:

$$\Delta s' = s^{id} - s(T, P) = \int_{\infty}^v \left(\frac{R}{v} - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v \right) dv - R \ln T \quad (\text{V.12})$$

Assim, através da integração da equação de estado cúbica de Soave-Redlich-Kwong, pode-se obter as respectivas equações de função residual do fluido refrigerante:

$$\Delta h' = RT \left(1 - Z + \frac{a}{bRT} \left(a(T) - T \frac{da}{dT} \right) \ln \left(1 + \frac{B}{Z} \right) \right) \quad (\text{V.13})$$

$$\Delta s' = R \left(\ln \left(Z \left(1 - \frac{B}{Z} \right) \right) + \frac{a}{bR} \frac{da}{dT} \ln \left(1 + \frac{B}{Z} \right) \right) \quad (\text{V.14})$$

onde:

$$\frac{da}{dT} = -\frac{m}{T_c} - n \frac{T_c}{T^2}$$

As expressões termodinâmicas que definem o comportamento de gás ideal do fluido refrigerante, durante o cálculo da entalpia e da entropia, podem ser identificadas, respectivamente, por:

$$h^{id} = h_v^o + \int_{T^o}^T C_p^o dT \quad (\text{V.15})$$

$$s^{id} = s_v^o + \int_{T_o}^T \frac{C_p^o}{T} dT - R \ln \left(\frac{P}{P_o} \right) \quad (\text{V.16})$$

Aqui, os parâmetros h_v^o e s_v^o definem as condições do estado termodinâmico de referência do fluido, à pressão atmosférica. C_p^o representa o calor específico da fase gasosa, sob condição de pressão atmosférica. Ele pode ser calculado através da diferenciação da curva característica dos pontos experimentais de calor específico na condição de pressão atmosférica, que está indicada na Figura V.3. Esta curva é definida por um polinômio de terceiro grau que representa a curva de calor específico em função da temperatura do fluido (Reid et al., 1987):

$$C_p^o = \frac{d}{dT} C_p(T) = \frac{d}{dT} (C_{p0} + C_{p1} T + C_{p2} T^2 + C_{p3} T^3) \quad (\text{V.17})$$

Desta forma, pode-se obter as expressões que definem as condições termodinâmicas de gás ideal, em relação a um estado termodinâmico de referência:

$$h^{id} = h_v^o + C_{p0}(T - T_o) + C_{p1} \frac{T^2 - T_o^2}{2} + C_{p2} \frac{T^3 - T_o^3}{3} + C_{p3} \frac{T^4 - T_o^4}{4} \quad (V.18)$$

$$s^{id} = s_v^o + C_{p0} \ln\left(\frac{T}{T_o}\right) + C_{p1}(T - T_o) + C_{p2} \frac{T^2 - T_o^2}{2} + C_{p3} \frac{T^3 - T_o^3}{3} - R \ln\left(\frac{P}{P_o}\right) \quad (V.19)$$

Então, combinando-se as expressões que descrevem o comportamento de gás ideal com aquelas que definem o desvio de idealidade do gás, obtêm-se os valores de entalpia e de entropia da fase vapor do fluido refrigerante:

$$h(T, P) = h^{id} - \Delta h' \quad (V.20)$$

$$s(T, P) = s^{id} - \Delta s' \quad (V.21)$$

O procedimento de ajuste polinomial da curva de calor específico de vapor saturado do refrigerante R-22, em função da temperatura, está representado na Figura V.3. Aqui, observa-se que a curva de gás ideal é obtida pela reta tangente à curva de calor específico, em um ponto de referência equivalente ao ponto de saturação do fluido ($T = 232,33K$) e à pressão de 1 atm. Nesta condição de baixa pressão, considera-se que o fluido refrigerante tem comportamento ideal e o calor específico é diretamente proporcional à temperatura do fluido refrigerante. A reta tangente, no ponto de inflexão da curva de ajuste de calor específico, pode ser manipulada para aumentar a precisão de cálculo das condições termodinâmicas do fluido, ao longo de uma larga faixa de pressão de operação.

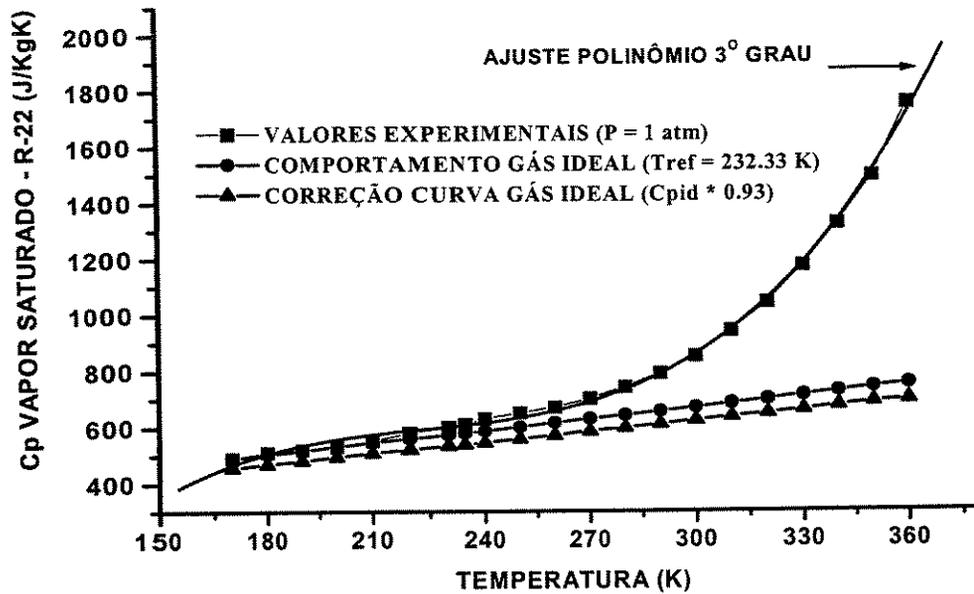


Figura V.3- Curva de calor específico de vapor saturado do fluido refrigerante R-22, obtida através de dados experimentais (Stewart et al. 1986)

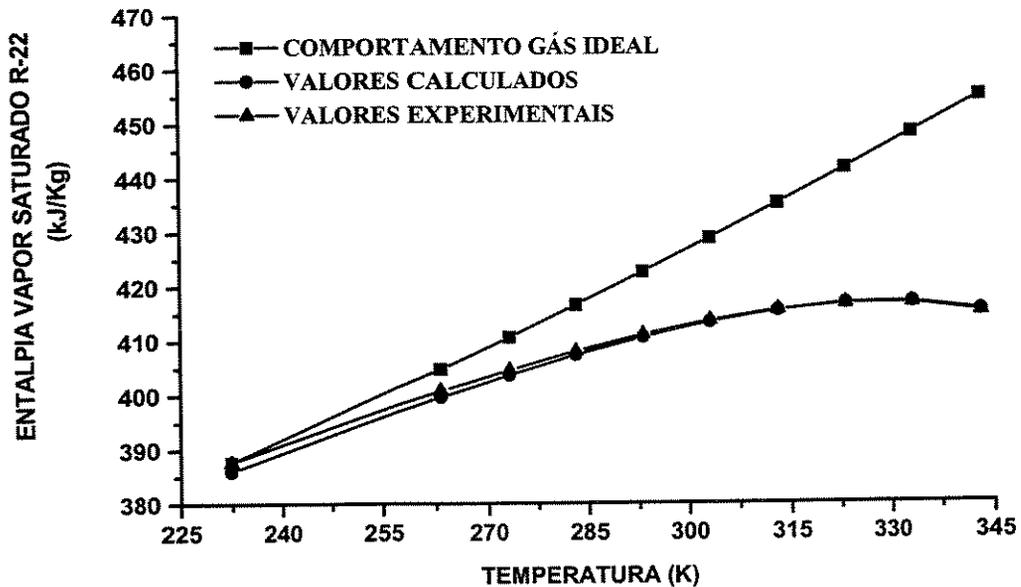


Figura V.4- Curva de entalpia do vapor saturado do fluido refrigerante R-22, em função da temperatura, comparada com os dados experimentais descritos por Chen (1992)

Esta metodologia numérica de análise do comportamento termodinâmico é importante para os cálculos da entalpia e da entropia de vapor saturado do fluido refrigerante, conforme se pode observar nas Figuras V.4 e V.5, respectivamente. Aqui identifica-se, também, o efeito da função residual sobre a correção da não idealidade do fluido, permitindo, assim, um ótimo ajuste do cálculo da energia de saturação, em comparação com os valores experimentais.

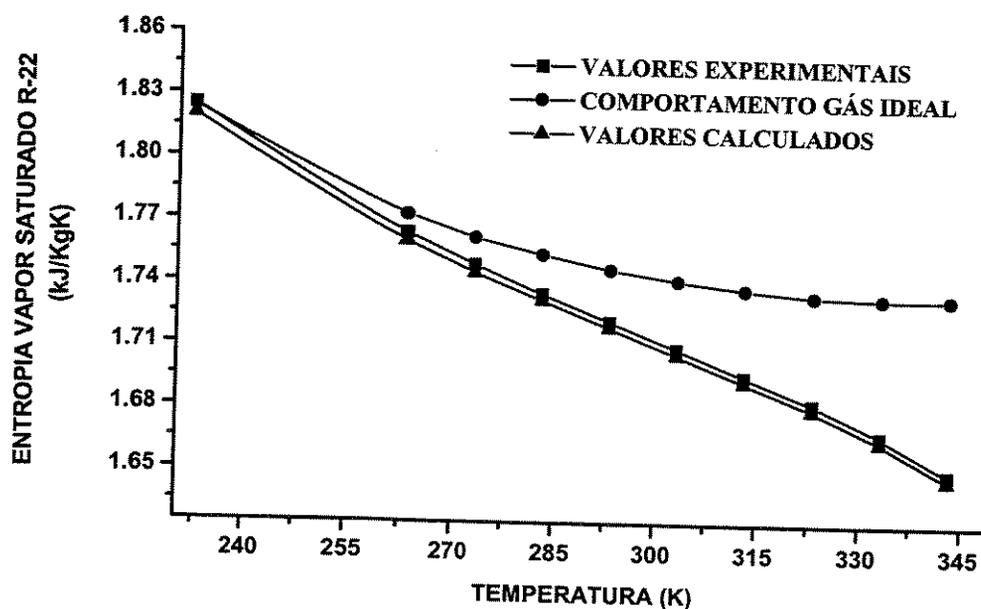


Figura V.5- Curva de entropia do vapor saturado do refrigerante R-22 em função da temperatura, comparada com os dados experimentais descritos por Chen (1992)

De uma forma semelhante, o cálculo de entalpia e de entropia do fluido refrigerante na fase líquida pode ser feito como uma função da temperatura (Chen, 1992):

$$dh = C_p^l dT \tag{V.22}$$

$$ds = \frac{C_p^l}{T} dT \tag{V.23}$$

Nestas expressões, C_p^l é calculado como uma função da temperatura do fluido, sendo, então, ajustado por um polinômio de terceiro grau. Assim, as formas integrais das expressões de entalpia e de entropia da fase líquida podem ser calculadas da seguinte maneira:

$$h_l = h_l^o + \int_{T^o}^T C_p^l dT \quad (V.24)$$

$$s_l = s_l^o + \int_{T^o}^T \frac{C_p^l}{T} dT \quad (V.25)$$

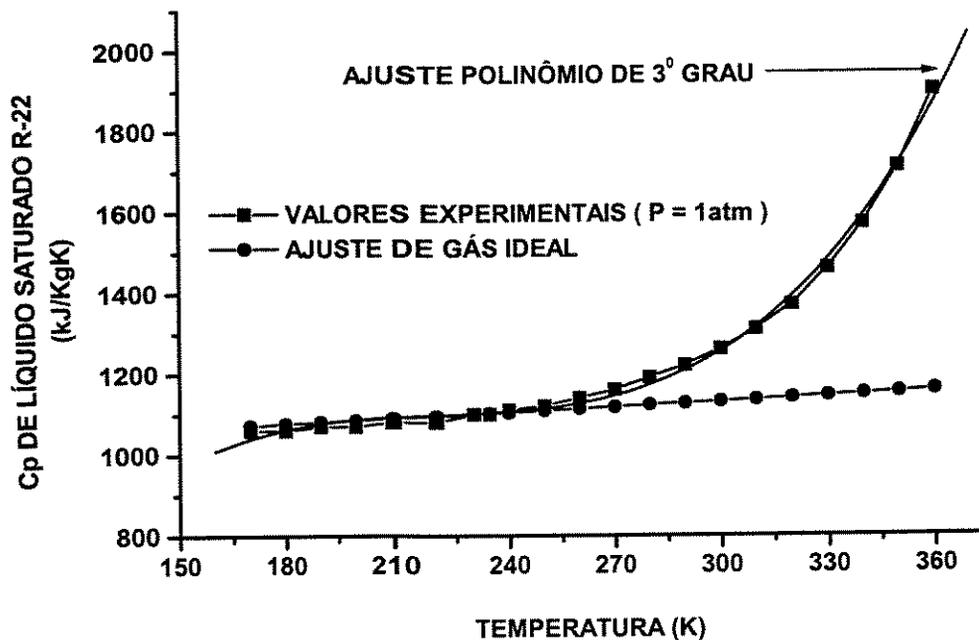


Figura V.6- Curva de calor específico de líquido saturado do fluido refrigerante R-22, em função da temperatura, obtida através de dados experimentais (Stewart et al. 1986)

Os valores de referência, h_l^o e s_l^o , são especificados para uma condição de pressão atmosférica onde, normalmente, observa-se o ponto de inflexão do polinômio que representa a curva de calor específico. Isto é identificado na Figura V.6, que mostra o procedimento de ajuste polinomial da curva de calor específico da fase líquida em função da temperatura do fluido. O estado de

referência, portanto, é identificado pelo ponto de inflexão da curva de calor específico na condição de pressão atmosférica e na temperatura de 232,33K. Neste ponto, construi-se a reta tangente que define o comportamento ideal do fluido refrigerante em função da temperatura, possibilitando, desta maneira, o cálculo da integral da curva de calor específico.

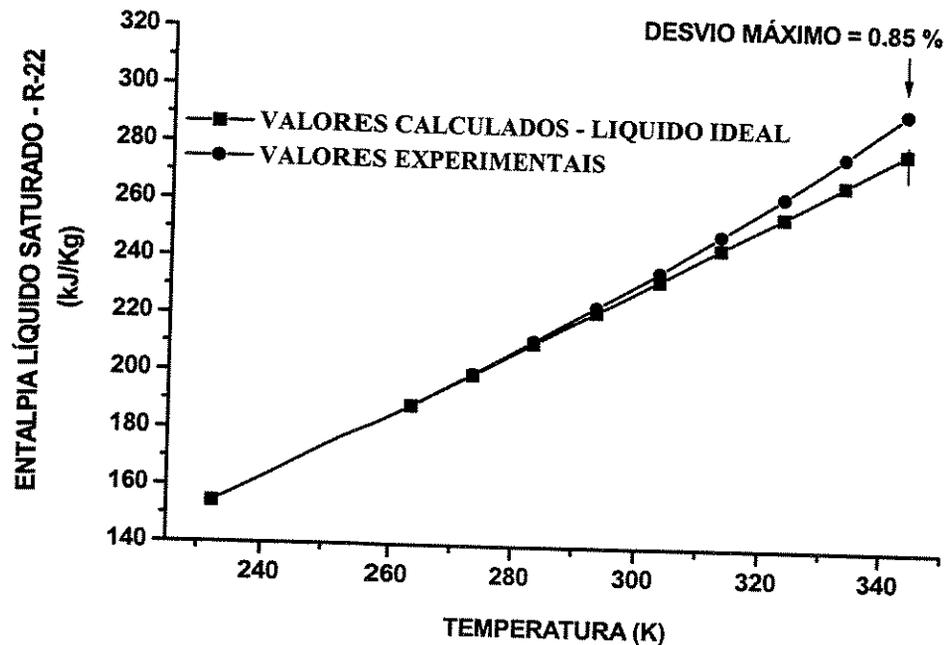


Figura V.7- Curva de entalpia de líquido saturado do fluido refrigerante R-22, em função da temperatura, comparada com os dados experimentais (Chen, 1992)

O cálculo da entalpia e da entropia de líquido saturado do refrigerante R-22 pode ser acompanhado nas Figuras V.7 e V.8, respectivamente. Elas permitem verificar que este modelo numérico de cálculo de energia possibilita uma boa representação do comportamento termodinâmico da fase líquida. Além disso, observa-se que os desvios deste modelo, com relação aos valores de dados experimentais, podem ser considerados desprezíveis, mesmo para aqueles valores extremos de temperatura do fluido.

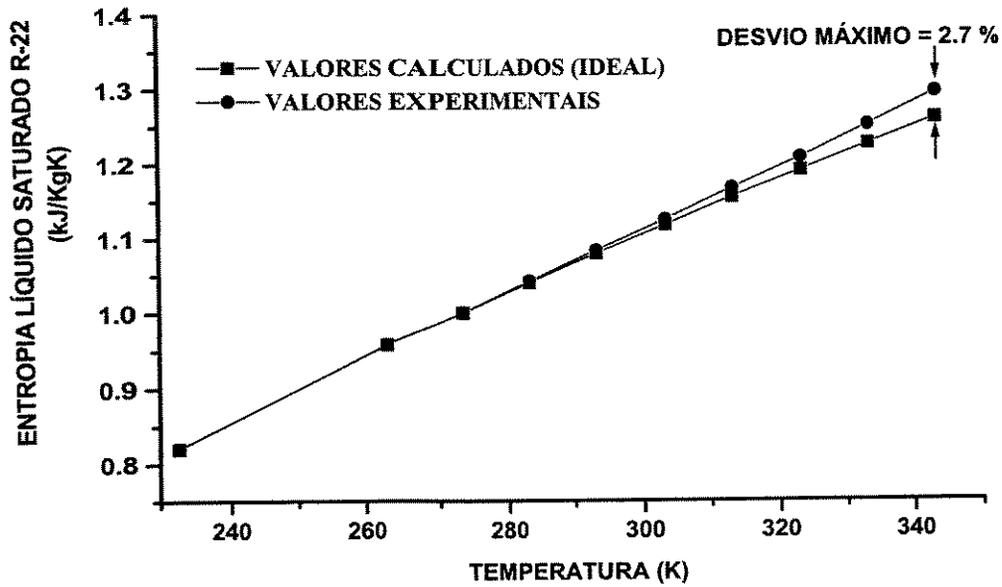


Figura V.8- Curva de entropia de líquido saturado do fluido refrigerante R-22, em função da temperatura, comparada com dados experimentais (Chen, 1992)

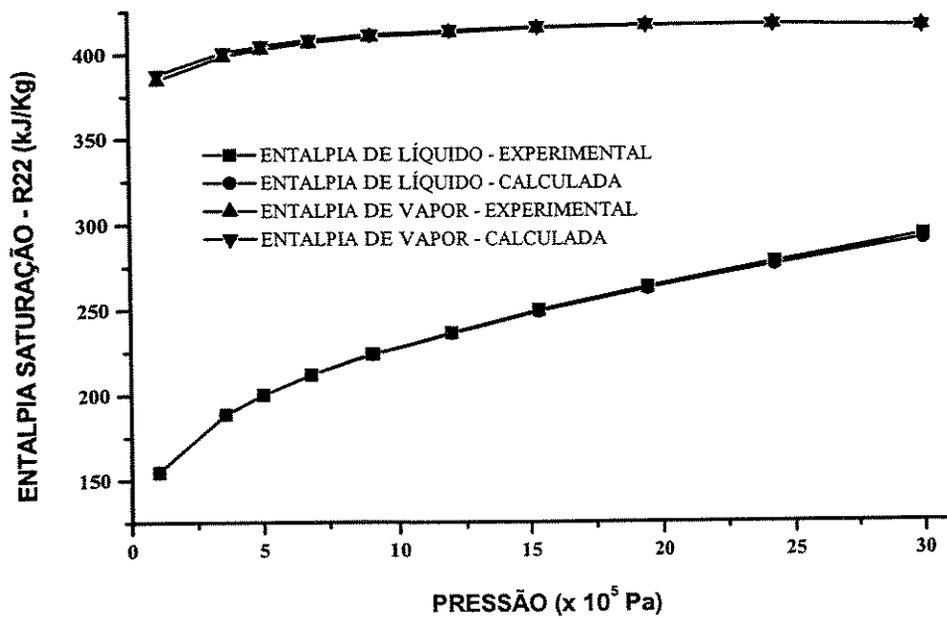


Figura V.9- Perfil de entalpia de saturação do fluido refrigerante R-22, em função da pressão, comparado com dados experimentais (Chen, 1992)

O efeito da pressão de operação do sistema sobre o cálculo das propriedades termodinâmicas de saturação do fluido refrigerante R-22 está mostrado nas Figuras V.9 e V.10, respectivamente, para as funções de entalpia e de entropia do fluido refrigerante. Estes resultados foram publicados recentemente por Resende & Maciel (1998), identificando desta maneira que o aumento de pressão de operação do sistema não provoca desvios sensíveis no cálculo das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante R-22.

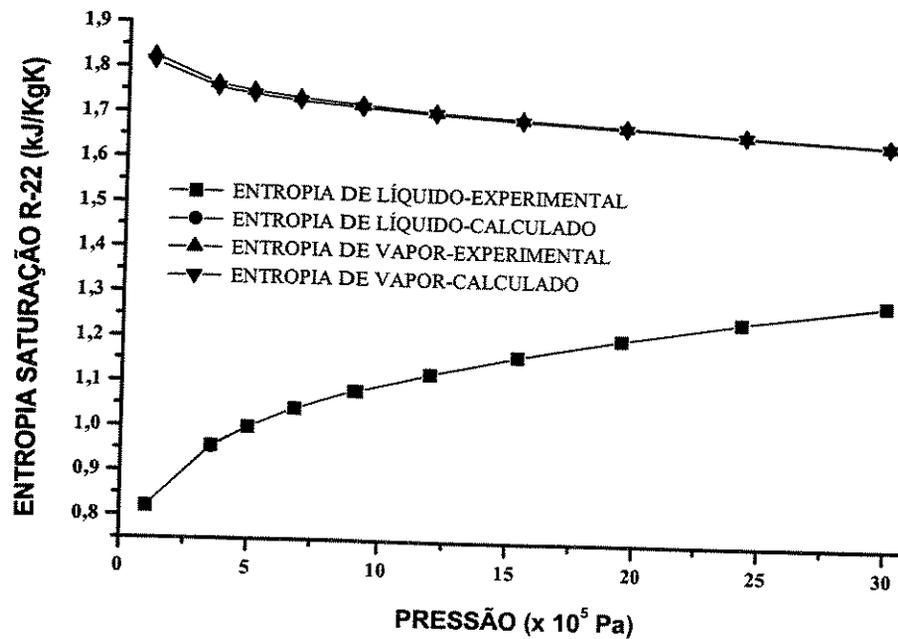


Figura V.10- Perfil de entropia de saturação do fluido refrigerante R-22, em função da pressão, comparada com dados experimentais (Chen, 1992)

V.3- Simulação do equilíbrio de fases de misturas refrigerantes com diferentes tipos de componentes

O mesmo procedimento de cálculo das propriedades termodinâmicas de fluidos refrigerantes puros pode ser utilizado para as misturas de refrigerantes, de composição conhecida, x_i . No entanto, a equação de estado cúbica de Soave-Redlich-Kwong deve ser empregada com a seguinte regra de mistura (Schultz, 1986; Wright, 1985 e Nakaiwa, 1987):

$$a_m = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 x_i x_j a_{ij} \quad (\text{V.26})$$

$$b_m = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 x_i x_j b_{ij} \quad (\text{V.27})$$

onde:

$$a_{ij} = \sqrt{a_i \alpha_i a_j \alpha_j (1 - k_{ij})} ; \quad b_{ij} = \frac{b_i + b_j}{2}$$

sendo que:

$$a_i = 0,4275 \frac{R^2 T_{Ci}^2}{P_{Ci}} ;$$

$$b_i = 0,08664 \frac{R T_{Ci}}{P_{Ci}} ;$$

$$\alpha_i = 1 + \left(1 - \frac{T}{T_{Ci}}\right) \left(m_i + n_i \frac{T_{Ci}}{T}\right) ;$$

Inicialmente, a constante de interação dos componentes, k_{ij} , pode ser determinada pela minimização do quadrado da soma dos desvios de cálculo da pressão do ponto de orvalho da mistura refrigerante, para um grupo de medidas independentes (Kruse et al., 1989). Este procedimento de otimização é semelhante àquele descrito para a determinação das constantes da equação de estado cúbica.

A constante de interação binária, K_{ij} , foi ajustada através das medidas experimentais das condições termodinâmicas do ponto de orvalho da mistura R-22/R-142b, mantida sob uma composição global em massa de R-22 igual a 0,55. O valor ótimo de $K_{ij} = 0,0036$ foi obtido prontamente, em conformidade com aquele valor de ajuste obtido por Chen (1992), assegurando, desta maneira, uma boa sensibilidade para este algoritmo de cálculo das propriedades termodinâmicas de misturas refrigerantes. Isto pode ser verificado na Figura V.11, que mostra as condições de equilíbrio

termodinâmico do ponto de orvalho da atual mistura refrigerante, sob uma larga faixa de condições de operação do fluido de refrigeração.

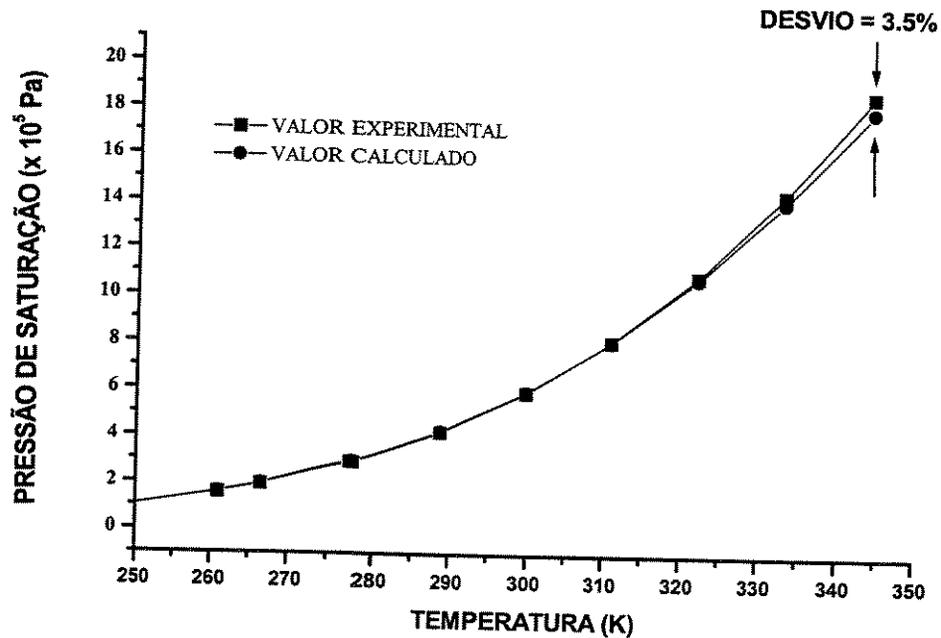


Figura V.11- Pressão do ponto de orvalho da mistura R-22/R-142b em função da temperatura, utilizando uma fração em massa de R-22 igual a 0,55, comparada com dados experimentais (Chen, 1992)

Então, o cálculo do equilíbrio de fases da mistura refrigerante pode ser conduzido através da resolução simultânea do seguinte sistema de equações (Herres & Gorenflo, 1990; Cannon & Drew, 1981):

$$T^l = T^v \quad (V.28)$$

$$P^l = P^v \quad (V.29)$$

$$f_i^l = f_i^v \quad i=1,2 \quad (V.30)$$

Aqui é conveniente utilizar o coeficiente de fugacidade dado por (Chen, 1992):

$$RT \ln \phi_i = \int_{P_0}^P \left(\left(\frac{\partial P}{\partial n_i} \right)_{T,P,n_j} - \frac{RT}{P} \right) dP \quad (V.31)$$

Assim, substituindo a equação de estado de Soave-Redlich-Kwong na expressão (V.31) e integrando, obtém-se a seguinte equação do coeficiente de fugacidade dos componentes:

$$\ln \phi_i = \frac{b_m(i)}{b_m} (z-1) - \ln \left(z \left(1 - \frac{B_m}{Z} \right) \right) - \frac{a_m}{RTb_m} \left(\frac{a_m(i)}{a_m} - \frac{b_m(i)}{b_m} \right) \ln \left(1 + \frac{B_m}{Z} \right) \quad (\text{V.32})$$

onde:

$$b_m(i) = \sum_{k=1}^2 x_k (b_i + b_k) - b_m \quad (\text{V.33})$$

$$a_m(i) = \sum_{k=1}^2 2x_k a_{ik} \quad (\text{V.34})$$

Combinando-se as equações acima, obtém-se a equação do equilíbrio de fases líquido-vapor dos componentes do fluido refrigerante:

$$x_i \phi_i^l = y_i \phi_i^v \quad (\text{V.35})$$

Nesta equação, o coeficiente de fugacidade da fase líquida, ϕ_i^l , pode ser obtido tomando-se a menor raiz para o volume, na equação de estado cúbica, além da respectiva temperatura e pressão. O coeficiente de fugacidade da fase vapor, ϕ_i^v , pode ser obtido similarmente, através da utilização da maior raiz da equação de estado cúbica.

O fluxograma de cálculo das condições de equilíbrio termodinâmico da mistura refrigerante está mostrado no Apêndice B. Neste trabalho, enfoca-se o estudo do equilíbrio de fases da mistura não-azeotrópica R-22/R-142b, mantida sob diferentes condições de operação do sistema. O algoritmo de cálculo do equilíbrio de fases foi testado com outras misturas de fluidos

refrigerantes utilizando, para isto, os parâmetros de interação binária e as constantes empíricas da equação de estado, descritas por Camporese et al.(1985).

Estas simulações, portanto, visam ilustrar as características termodinâmicas específicas de algumas misturas refrigerantes que apresentam um comportamento termodinâmico diferenciado em função das condições de operação do sistema, proporcionando uma análise elementar para a identificação da mistura refrigerante. Ressalta-se, contudo, que uma análise precisa do desempenho termodinâmico da mistura refrigerante no sistema de refrigeração depende de um procedimento mais elaborado, levando em consideração as suas variáveis de projeto. Isto será estudado com mais detalhes no Capítulo VI, onde se avalia o desempenho termodinâmico do fluido, dentro de um circuito básico de refrigeração.

Inicialmente, será analisada a Figura V.12, que mostra a curva de equilíbrio de fases para a mistura refrigerante R-22/R-C318. Observa-se que o aumento da fração molar do fluido refrigerante R-22 na composição global da mistura provoca uma sensível redução nas condições de saturação, identificada pela curva de temperatura do ponto de bolha e de ponto de orvalho, mantendo-se uma condição fixa de pressão de operação do sistema.

A influência das condições de operação do sistema pode ser identificada na Figura V.13, onde se observa que a temperatura altera sensivelmente o perfil de equilíbrio de fases da mistura refrigerante R-14/R-23. Isto provoca uma diferenciação da carga de energia total da mistura, tendo em vista que a fração de líquido e de vapor do fluido é alterada pela temperatura de operação do sistema. Além disso, o aumento da temperatura provoca a elevação da

pressão de evaporação, sendo que este efeito é acentuado na faixa de composição que compreende uma maior concentração do componente R-14. Este comportamento, entretanto, não é observado para aquele valor mais baixo de temperatura.

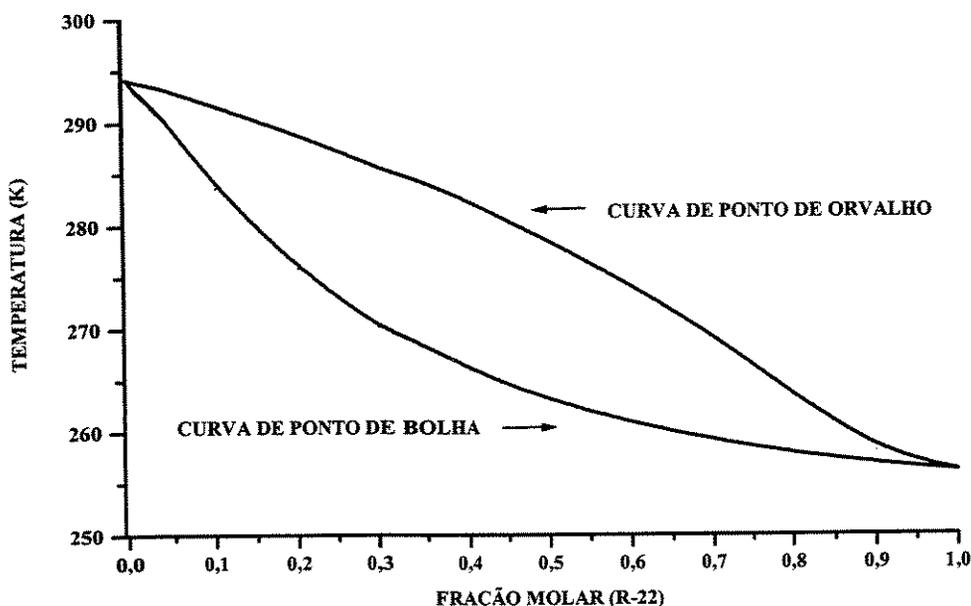


Figura V.12- Curva de equilíbrio de fases da mistura refrigerante R-22/R-13C18, mantida sob uma condição de pressão de $2,75 \times 10^5$ Pa

Um comportamento semelhante ao anterior pode ser observado para a mistura refrigerante R-13/R-11, conforme pode-se verificar na Figura V.14. A pressão do ponto de orvalho da mistura é muito sensível à mudança de temperatura do sistema, ao passo que a pressão do ponto de bolha apresenta uma baixa sensibilidade com a variação de temperatura, ao longo de uma larga faixa de composição da mistura. Contudo, esta sensibilidade aumenta quando se utiliza uma mistura de maior concentração do componente R-13.

Observa-se, desta forma, que a identificação do perfil de equilíbrio termodinâmico da mistura refrigerante proporciona uma maneira simples de avaliar as condições de operação do fluido, que favorecem o aumento do

desempenho termodinâmico do sistema de refrigeração. A estratificação do perfil de equilíbrio termodinâmico do fluido refrigerante, em função das condições de operação do sistema, é um bom indicativo do comportamento termodinâmico do fluido.

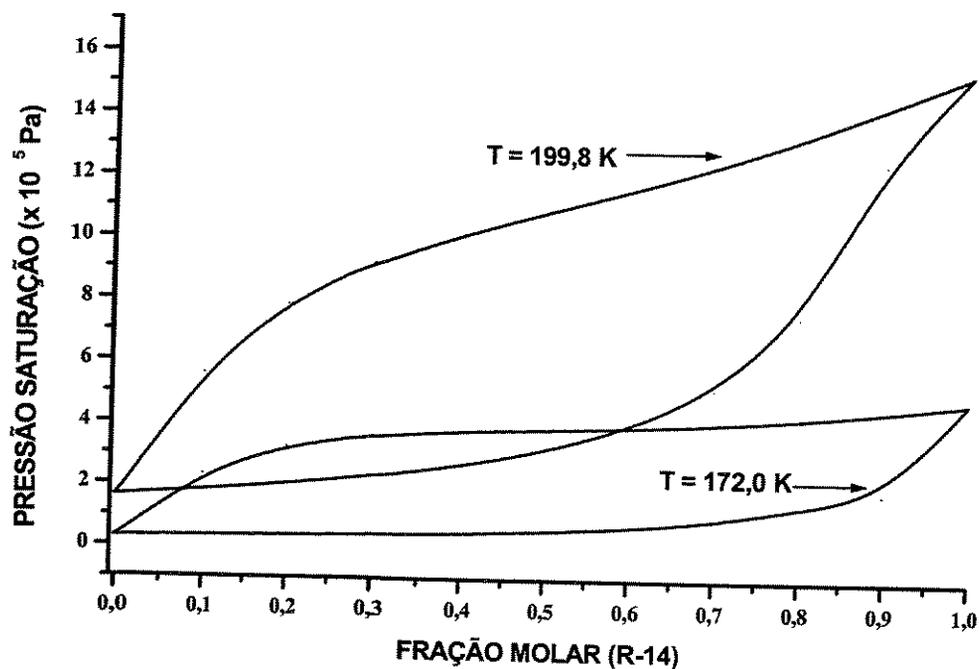


Figura V.13- Curva de equilíbrio de fases da mistura refrigerante R-14/R-23 em diferentes condições de temperatura

O perfil de equilíbrio termodinâmico da mistura R-22/R-142b está indicado na Figura V.15, para algumas condições de temperatura típicas dos equipamentos de refrigeração. Observa-se que o perfil termodinâmico do fluido não se altera sensivelmente pelo efeito de temperatura de operação do sistema.

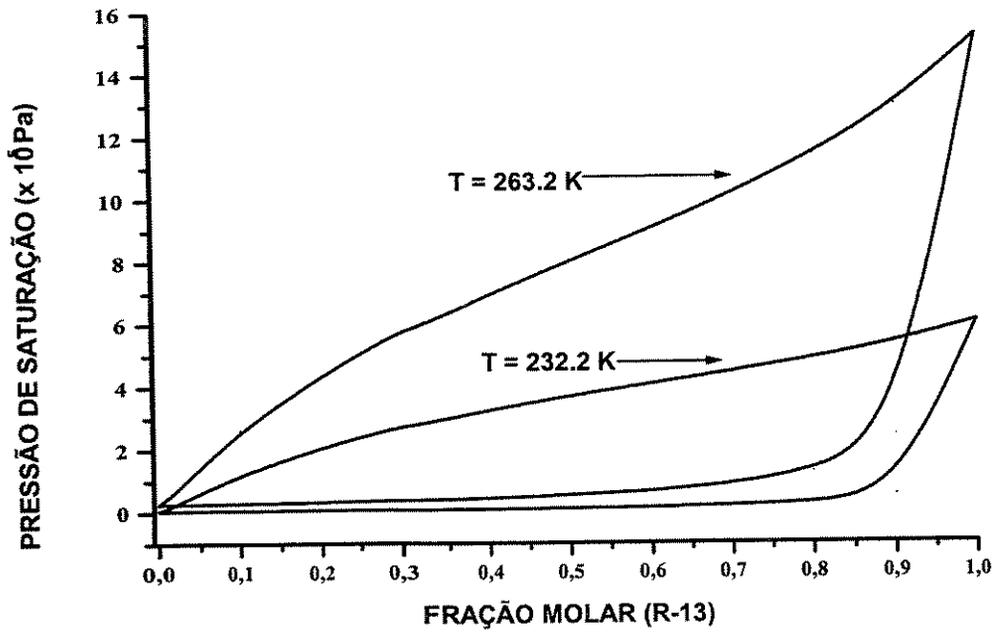


Figura V.14- Curva de equilíbrio de fases da mistura refrigerante R-13/R-11, em diferentes condições de temperatura

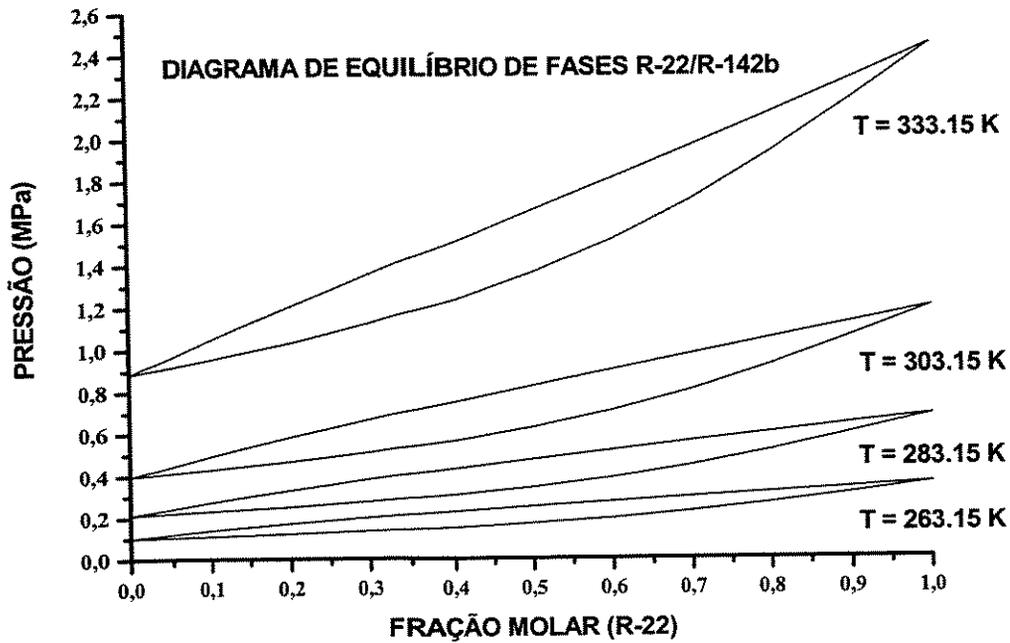


Figura V.15- Curva de equilíbrio de fases da mistura refrigerante R-22/R-142b, em diferentes condições de temperatura

E finalmente, pode-se conhecer o estado termodinâmico de entalpia e de entropia da mistura refrigerante a partir do cálculo da fração de vapor presente na corrente de fluxo do fluido refrigerante. Esta fração de vapor, β , pode ser obtida por meio de uma subrotina específica de cálculo da composição de equilíbrio de fases da mistura, FLASH, descrita no Apêndice B. Este cálculo é importante para o projetista de sistemas de refrigeração pois permite a avaliação exata da distribuição de fases do fluido, facilitando o procedimento de simulação do circuito de refrigeração integrado e possibilitando a identificação precisa das condições ideais dos parâmetros de projeto dos trocadores de calor. Este estudo é abordado com mais detalhes no Capítulo VI.

A composição da mistura é definida para aquelas condições fixas de temperatura e de pressão do fluido refrigerante, possibilitando o cálculo da entalpia e da entropia do fluido pelas expressões que se seguem:

$$h_m = h_m^v + (1 - \beta) h_m^l \quad (V.36)$$

$$s_m = s_m^v + (1 - \beta) s_m^l \quad (V.37)$$

O cálculo da propriedade de mistura na fase vapor, h_m^v e s_m^v , deve considerar uma função residual que quantifica o efeito da não-idealidade desta fase, conforme definido nas expressões abaixo:

$$h_m^v = \sum_{i=1}^2 y_i h_i^{id} - \Delta h' \quad (V.38)$$

$$s_m^v = \sum_{i=1}^2 y_i s_i^{id} - \Delta s' \quad (V.39)$$

onde, as funções residuais de entalpia e de entropia, $\Delta h'$ e $\Delta s'$, podem ser obtidas pela forma integrada da equação de estado cúbica de Soave-Redlich-Kwong:

$$\Delta h' = RT - P_v - \int_{\infty}^v \left[P - T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v \right] dv \quad (\text{V.40})$$

$$\Delta s' = \int_{\infty}^v \left[\frac{R}{v} - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v \right] dv - R \ln Z \quad (\text{V.41})$$

Desta maneira, introduzindo a equação de estado cúbica, pode-se obter:

$$\Delta h' = RT \left[1 - Z^v + \frac{a_m - T \frac{da_m}{dT}}{b_m RT} \ln \left(1 + \frac{B_m}{Z^v} \right) \right] \quad (\text{V.42})$$

$$\Delta s' = R \left\{ \ln \left[Z^v \left(1 - \frac{B_m}{Z^v} \right) \right] + \frac{da_m}{dT} \frac{1}{R b_m} \ln \left(1 + \frac{B_m}{Z^v} \right) \right\} \quad (\text{V.43})$$

onde:

$$\frac{da_m}{dT} = \frac{\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 y_i y_j a_{ij}}{2} \left(\frac{1}{\alpha_j} \frac{d\alpha_j}{dT} + \frac{1}{\alpha_i} \frac{d\alpha_i}{dT} \right) \quad (\text{V.44})$$

$$\frac{d\alpha_i}{dT} = -\frac{1}{T_{Ci}} \left(m_i + n_i \frac{1}{T_{ri}^2} \right) \quad (\text{V.45})$$

De outro modo, os cálculos de entalpia e entropia da mistura na fase líquida podem ser obtidos pela contribuição parcial de cada componente da mistura, conforme o modelo ideal descrito a seguir:

$$h_m^1 = \sum_{i=1}^2 x_i h_i^1 \quad (\text{V.46})$$

$$s_m^1 = \sum_{i=1}^2 x_i s_i^1 \quad (\text{V.47})$$

Ressalta-se, no entanto, que este procedimento de cálculo de entalpia e de entropia da fase líquida não pode ser aplicado para misturas refrigerantes não-ideais. Neste caso, deve-se considerar os efeitos de tamanho e interação molecular que influenciam as condições de equilíbrio de fases da mistura refrigerante. Contudo, neste trabalho utiliza-se o modelo ideal descrito pelas expressões V.46 e V.47, que apresenta uma boa capacidade de predição do perfil termodinâmico da fase líquida da mistura R-22/R-142b (Chen, 1992).

A análise dos perfis de entalpia e entropia de saturação da mistura refrigerante R-22/R-142b foi conduzida com base nos dados experimentais de equilíbrio de fases da mistura com uma fração em massa de R-22 igual a 0,55. Esta análise está mostrada na Figura V.16, identificando a grande sensibilidade do modelo de cálculo de entalpia de vapor saturado ao longo de uma larga faixa de temperatura.

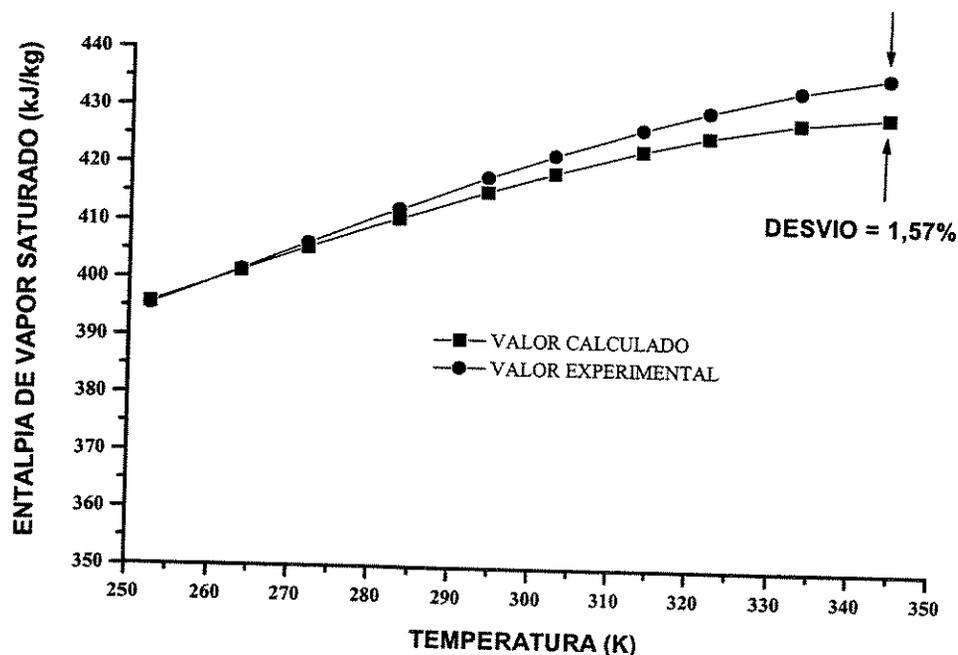


Figura V.16- Perfil de entalpia de vapor saturado da mistura refrigerante R-22/R-142b, calculado em função da temperatura, comparado com dados experimentais (Chen, 1992)

Desta forma, foi elaborado um procedimento básico de cálculo das condições termodinâmicas do fluido refrigerante que permitem o desenvolvimento de um modelo integrado de cálculo das condições de operação do circuito de refrigeração. Esta metodologia serve de base para o estudo de novas configurações de projeto da planta de refrigeração, tendo em vista que ela garante os subsídios básicos para a determinação das transformações termodinâmicas do fluido refrigerante no circuito.

CAPÍTULO VI

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO CIRCUITO TERMODINÂMICO DE REFRIGERAÇÃO

Neste trabalho é desenvolvida a modelagem de um circuito de refrigeração básico que permite o estudo das principais transformações termodinâmicas observadas durante a operação do sistema com um fluido refrigerante puro ou com uma mistura refrigerante alternativa, possibilitando uma maior flexibilidade de utilização do modelo do circuito com diferentes fluidos de refrigeração que são potencialmente utilizáveis nos equipamentos atuais.

O modelo de simulação do circuito é considerado flexível porque ele permite a utilização de diferentes fluidos refrigerantes, através do auxílio de subrotinas específicas de cálculo das condições de equilíbrio termodinâmico do fluido ao longo do circuito de refrigeração. Estas subrotinas básicas também foram desenvolvidas neste trabalho e permitem a determinação das condições de equilíbrio termodinâmico do fluido nas diferentes etapas do processo (Resende & Maciel, 1998). Especificamente, pode-se ressaltar as seguintes condições de operação do fluido: a região de líquido subresfriado que pode aparecer antes do processo de expansão, a região de fluxo de duas fases que se observa dentro dos trocadores de calor, além da região de vapor superaquecido onde ocorre o processo de compressão.

Este modelo de simulação do sistema de refrigeração foi desenvolvido com base no trabalho experimental descrito por Chen (1992), onde a planta de



refrigeração é caracterizada por uma unidade básica de evaporação e de condensação com circulação forçada de ar, que está representada na Figura VI.1.

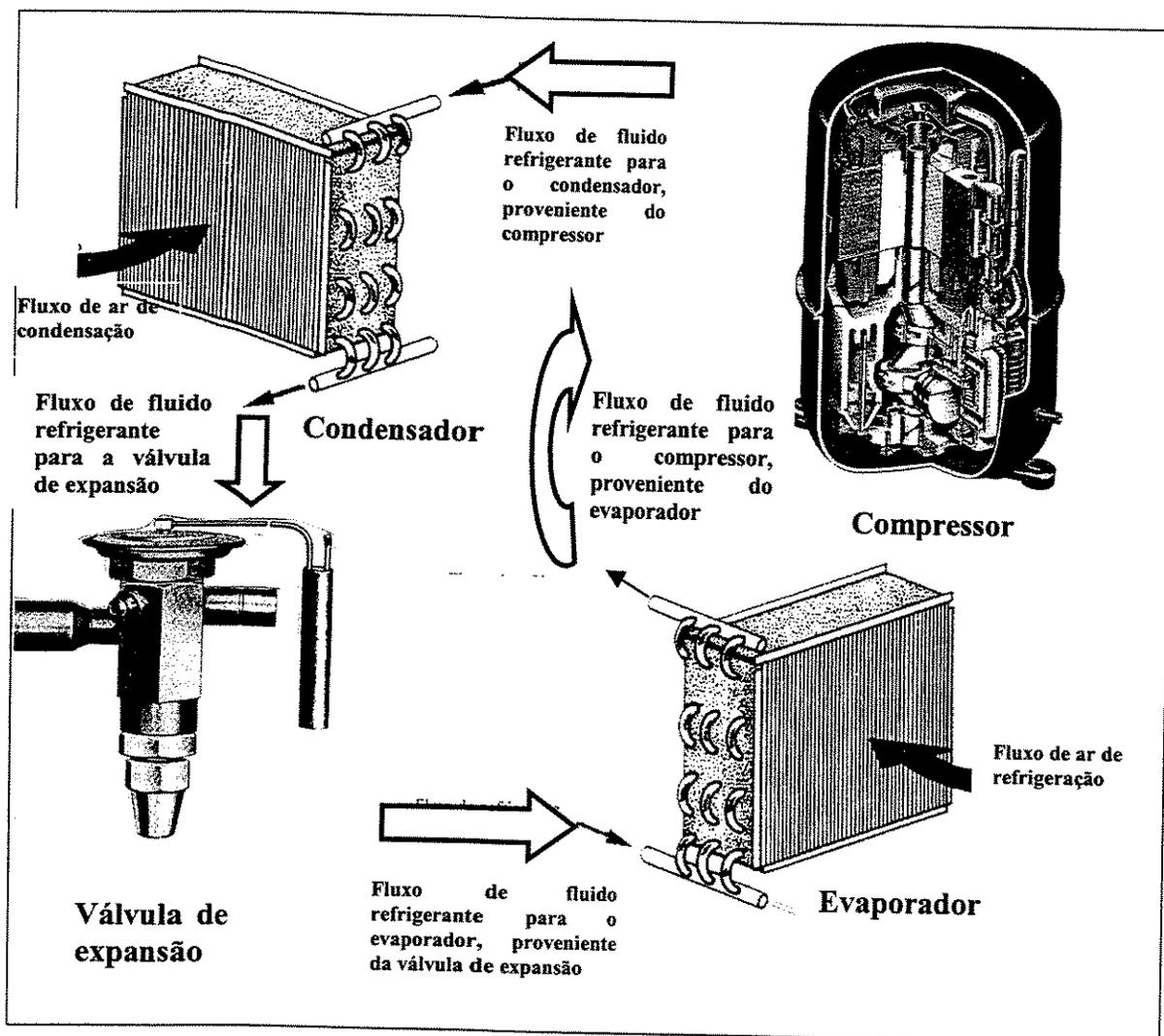


Figura VI.1- Representação esquemática dos componentes da planta de refrigeração com circulação forçada de ar (Stoecker & Jabardo, 1994; Costa & Parise, 1993, Chege et al., 1979)

O circuito básico é caracterizado pelo compressor hermético, o condensador, a válvula de expansão termostática e o evaporador, sendo que as condições de operação deste circuito são controladas pela especificação das

condições termodinâmicas do ar no evaporador e no condensador, sujeitas, ainda, a um possível superaquecimento e também um subresfriamento do fluido refrigerante nos respectivos trocadores de calor. Além disso, a expansão é considerada como um processo isoentálpico e a compressão é inicialmente considerada como um processo isoentrópico, corrigido por um fator de eficiência mecânica do compressor.

O algoritmo de simulação deste sistema de refrigeração está descrito em detalhes no Apêndice C. Ele é construído de uma forma integrada, permitindo uma análise termodinâmica criteriosa dos diversos elementos componentes do circuito, que estão sujeitos àquelas condições operacionais do fluido de interface do sistema de refrigeração. A modelagem do circuito pode ser aperfeiçoada posteriormente pela inserção de novos modelos específicos dos elementos constituintes do sistema. Além disso, esta forma integrada de programação do circuito serve como um ponto de partida para o estudo de novas configurações da planta de refrigeração, principalmente aquelas configurações de plantas industriais com vários estágios de compressão do fluido refrigerante.

A simulação do circuito é conduzida inicialmente através da fixação das condições operacionais do ar de refrigeração e do fluido refrigerante na entrada do evaporador e ainda avaliando as condições termodinâmicas do ar de condensação. Assim, pode-se obter uma condição de convergência para a operação do sistema no estado estacionário, definindo, portanto, uma carga térmica específica do sistema. Esta condição de convergência é controlada pela quantidade de energia do fluido refrigerante que está em equilíbrio termodinâmico com o ar de condensação. Para isto, especificou-se um ponto

de equilíbrio termodinâmico conhecido dentro do condensador (ponto de orvalho do fluido refrigerante) no início da simulação. Desta forma, o estado estacionário do sistema é obtido quando a carga térmica do fluido refrigerante no condensador se iguala àquela do ar de condensação.

Contudo, o procedimento de simulação do circuito não é trivial, principalmente para as misturas refrigerantes. Neste caso, necessita-se da determinação das condições de equilíbrio termodinâmico (“flash condition”) do fluido na entrada do evaporador. Isto pode ser conseguido através de uma subrotina específica (FLASH) que foi desenvolvida neste trabalho e está mostrada esquematicamente no Apêndice B.6. Ela permite o cálculo de composição da mistura a partir das condições de pressão e de temperatura do fluido neste ponto.

Além disso, utilizou-se também uma temperatura de equilíbrio no ponto de entrada do evaporador para identificar uma condição termodinâmica de referência para o cálculo da expansão isoentálpica. Este procedimento é simples quando aplicado para um fluido refrigerante puro, mas torna-se complexo para o trato com misturas refrigerantes. Neste caso, deve-se determinar, ainda, as condições de pressão e de composição do fluido. Isto é conseguido através da utilização de um método iterativo de ajuste das condições de equilíbrio da mistura, mantida sob aquelas condições de expansão isoentálpica. Este cálculo é, no entanto, muito instável em função da não-linearidade do perfil de entalpia neste ponto e, por isto, deve-se utilizar um procedimento auxiliar (método da bissecção) para facilitar a convergência de cálculo das raízes do sistema.

As condições termodinâmicas do ar nos trocadores de calor são obtidas através de um modelo clássico aplicado para o ar úmido (ASHRAE, 1985), em que a entalpia é dada pela seguinte expressão:

$$h_{\text{ar}} = t_{\text{ar}} + w(2501 + 1,805 t_{\text{ar}}) \quad (\text{VI.1})$$

Nesta equação, a variável w representa a umidade absoluta do ar, sendo calculada por:

$$w = 0,62198 \left(\frac{\phi P_w}{P_{\text{ar}} - \phi P_w} \right) \quad (\text{VI.2})$$

onde P_w e ϕ representam a pressão de vapor d'água à temperatura do ar e a sua umidade relativa, respectivamente.

O volume específico do ar úmido pode ser obtido pela seguinte expressão:

$$v_{\text{ar}} = \frac{R t_{\text{ar}}}{P_{\text{ar}}} (1,0 + 1,6078w) \quad (\text{VI.3})$$

Desta forma, obtém-se a vazão volumétrica de ar no trocador de calor, que pode ser determinado pela seguinte correlação:

$$F_{\text{ar}} = \frac{Q}{\Delta h_{\text{ar}} / v_{\text{ar}}} \quad (\text{VI.4})$$

onde a mudança de entalpia do ar úmido, Δh_{ar} , é dada por:

$$\Delta h_{ar} = h_{ar}^{ent} - h_{ar}^{sai} - h_w \Delta w \quad (VI.5)$$

Neste trabalho, utilizou-se uma vazão volumétrica de ar no evaporador de $0,944 \text{ m}^3/\text{s}$ e uma taxa de transferência de calor de $18,79 \text{ kJ/s}$, descritos por Chen (1992). As condições de operação do ar no condensador são obtidas pela simulação do circuito termodinâmico (Apêndice C), que satisfazem as condições de equilíbrio termodinâmico do sistema. Neste caso foram fixadas apenas a temperatura e a umidade relativa do ar de condensação, mantendo as mesmas condições de taxa de transferência de calor dos trocadores de calor.

As condições operacionais da planta no estado estacionário estão indicadas na Tabela VI.1, sendo calculadas para o fluido refrigerante puro R-22 e para uma mistura não-azeotrópica R-22/R-142b de composição definida (50/50 %peso). Ressalta-se, entretanto, que estes resultados são obtidos para uma condição de operação ideal que desconsidera as perdas de carga do fluido no sistema, além de assumir aquela condição de transformação termodinâmica ideal aplicada para os processos de compressão e de expansão. Esta condição de operação, contudo, serviu de base para o ajuste do procedimento de simulação do circuito termodinâmico de refrigeração, seguindo a mesma metodologia descrita por Chen (1992), que obteve um valor de COP de 3,1 para o fluido R-22. Uma análise semelhante foi descrita para a mistura R-22/R-142b, que apresentou um valor de COP de 4,22, para as mesmas condições de operação do ar indicadas na Tabela VI.1.

Tabela VI.1- Condições operacionais da planta de refrigeração obtidas através da simulação de um modelo teórico do circuito, operando com o fluido refrigerante puro R-22 e com a mistura não-azeotrópica R-22/R-142b (50/50 %peso)

Condições de operação do circuito termodinâmico	R-22	R-22/R-142b
Temperatura do ar na saída do condensador (°C)	52,75	52,55
Umidade relativa do ar na entrada do condensador (%)	50	50
Vazão de ar no condensador (m ³ /s)	1,196	1,189
Queda de pressão do ar no condensador (Pa)	nula	nula
Queda de pressão do ar no evaporador (Pa)	nula	nula
Temperatura do ar na entrada do evaporador (°C)	26,7	26,7
Umidade relativa do ar na entrada do evaporador (%)	50	50
Temperatura do ar na saída do evaporador (°C)	13,9	13,9
Umidade relativa do ar na saída do evaporador (%)	94	94
Eficiência de compressão isoentrópica do fluido (η_{isen})	0,661	0,661
Volume específico do fluido na entrada do compressor (m ³ /kg)	3,73E-2	6,06E-2
Pressão de sucção do fluido refrigerante no compressor (bar)	6,6009	3,9973
Temperatura do fluido no ponto de sucção (°C)	13,97	21,59
Pressão de descarga do compressor (bar)	21,73	11,54
Temperatura de descarga do compressor (°C)	101,93	86,53
Diferença de temperatura no ponto “pinch” do condensador (°C)	5,65	5,65
Temperatura do fluido no ponto “pinch” do condensador (°C)	54,97	55,24
Queda de pressão do fluido refrigerante no condensador (bar)	nula	nula
Grau de subresfriamento do fluido no condensador (°C)	2,0	2,0
Temperatura do fluido na saída do condensador (°C)	52,75	42,60
Calor total trocado no condensador (kW)	24,96	23,10
Temperatura do fluido na entrada do evaporador (°C)	8,97	9,02
Diferença de temp. das correntes na entrada evaporador (°C)	4,93	4,93
Queda de pressão do fluido refrigerante no evaporador (bar)	nula	nula
Grau de superaquecimento do fluido no evaporador (°C)	5,0	5,0
Carga térmica do fluido refrigerante no evaporador (kJ/kg)	18,75	18,75
Massa de fluido refrigerante circulada no evaporador (kg/s)	1,315	1,101
COP	3,02	4,24

A eficiência termodinâmica do fluido refrigerante que opera no sistema de refrigeração pode ser obtida com base em diversos parâmetros de operação tais como: a pressão de condensação, a razão de compressão, a temperatura de descarga do compressor, o perfil de temperatura no trocador de calor, o coeficiente de desempenho (COP) operacional do circuito e finalmente a sua eficiência exergética, que caracteriza o consumo de energia do compressor e da bomba de circulação de ar no sistema (Aprea et al., 1996).

Estas propriedades, no entanto, são efetivamente avaliadas quando se utiliza um modelo mais realístico para os diversos componentes que constituem a planta de refrigeração.

VI.1- Análise termodinâmica do circuito de refrigeração

As implicações dos refrigerantes CFCs na destruição da camada de ozônio e também as restrições de uso dos HCFCs, impostas por acordos internacionais que restringem a produção e a utilização destes fluidos refrigerantes (UNEP, 1996), têm motivado a elaboração de extensivos estudos para identificar os fluidos adequados para uma aplicação específica (Mongey et al., 1996; Miyara, et. al., 1992; Dorantès & Lallemand, 1995; Jung & Radermacher, 1991; Domanski & Didion, 1994; Itard, 1995; Venkatarathnam & Murthy, 1998; Trepp et. al., 1992; Gabriellii & Vamling, 1998; Sami Schnotale, 1993). Além disso, pode-se ressaltar a necessidade imediata de identificar os fluidos adequados para a substituição daqueles que estão em operação nos atuais equipamentos de refrigeração, mas que devem ser legalmente substituídos por outros fluidos de menor risco de impacto ambiental.

A seleção de um fluido refrigerante adequado para uma máquina de compressão de vapor é um procedimento elaborado e longo. O substituto em potencial deve satisfazer certas propriedades de qualificação, além de possuir propriedades termodinâmicas e de transporte favoráveis ao processo. Em particular, as propriedades termodinâmicas são as mais importantes na determinação da eficiência global do circuito, recebendo desta maneira uma atenção preliminar durante o procedimento de seleção.

Neste contexto, Domanski & McLinden (1992) relatam que existe basicamente cinco categorias de métodos de predição do desempenho da máquina de compressão:

1. análise do circuito de Carnot;
2. métodos simples baseados em observações de princípios termodinâmicos fundamentais;
3. análise do circuito com modelos teóricos e semi-teóricos;
4. programa de simulação detalhada do equipamento;
5. testes de laboratório.

A categoria 1, o circuito de Carnot, representa o limite máximo para o coeficiente de desempenho (COP) do circuito de refrigeração operando entre duas temperaturas diferentes e fixas. Este circuito assume que os processos de compressão e de expansão são reversíveis, além de absorção e de rejeição de calor em processo isotérmico. Isto requer trocadores de calor de área infinita bem como uma fonte térmica (“heat source”) e um sorvedouro de calor (“heat sink”) infinitos. Desta forma, o COP do circuito de Carnot apresenta-se independente das propriedades do fluido e, assim, não é adequado para os estudos de comparação dos refrigerantes aplicados ao sistema. Contudo, ele serve como uma condição de referência para o limite máximo de desempenho operacional.

A categoria 2 consiste de métodos genéricos que poderiam ser usados para uma seleção limitada dos fluidos refrigerantes. Eles requerem somente a obtenção de dados restritos para as propriedades térmicas, tipicamente aqueles valores de propriedades chave para uma determinada temperatura de

referência. Observa-se, ainda, que mesmo sendo expressos em termos de regras simples ou equações, estes modelos podem ser baseados em significativas aproximações teóricas, conforme pode-se verificar nos diversos trabalhos publicados recentemente (Chen & Wu, 1996; Gordon et. al., 1997; Chen et. al., 1995; Chen et. al., 1997).

Inicialmente, eles fazem um estudo da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica para derivar uma equação simples para o COP. A seguir, a eficiência de Carnot do circuito é modificada por termos que envolvem a eficiência isoentrópica do compressor, as propriedades do fluido e a temperatura do evaporador. Entretanto, a determinação das propriedades termodinâmicas do fluido se baseia somente na relação entre a capacidade calorífica do líquido e o calor latente de vaporização.

Estas implicações foram apreciadas por Angelino & Invernizzi (1988), que avaliaram os méritos termodinâmicos dos refrigerantes em termos da qualidade do circuito. A qualidade foi definida como a relação entre o COP atual e aquele do circuito de Carnot. O estudo mostrou que os principais parâmetros que afetam a qualidade do circuito são a complexidade da estrutura molecular do fluido, a temperatura reduzida na qual a evaporação é promovida e o levantamento de temperatura fracionário do sistema, $\Delta T/T_{\text{cond}}$.

McLinden (1988) obteve um resultado semelhante àquele citado anteriormente, durante o estudo de avaliação de fluidos refrigerantes adequados para um circuito de compressão de vapor. Utilizando as propriedades reduzidas, ele mostrou que o COP do circuito é uma função da temperatura reduzida do condensador, do levantamento de temperatura e da

capacidade calorífica do gás ideal (C_p no limite de pressão zero). Ressalta-se, contudo, que a estrutura molecular, enfatizada no estudo de Angelino & Invernizzi, está relacionada com a capacidade calorífica de gás ideal. Isto é devido ao fato de que cada ligação química da molécula de refrigerante proporciona uma certa contribuição para o calor específico da molécula.

Mas, diferentemente dos métodos descritos anteriormente, aqueles métodos de avaliação do desempenho do circuito representados pela categoria 3 requerem um completo conjunto de propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante. Este nível de avaliação compreende desde aquele circuito teórico composto de transformações termodinâmicas ideais até um circuito prático que pode incluir os efeitos de subresfriamento da fase líquida no condensador, superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador, queda de pressão nos trocadores de calor e, ainda, uma representação da diferença de temperatura entre os dois fluidos que operam nos trocadores de calor. A aplicação desta metodologia de avaliação do sistema será desenvolvida posteriormente, para uma planta de refrigeração básica.

Pode-se, ainda, especificar com rigor o sistema de refrigeração, introduzindo desta forma a penúltima categoria de métodos de avaliação do circuito. Esta categoria 4 consiste no desenvolvimento de modelos detalhados para o cálculo do perfil termodinâmico das diferentes unidades que compõem o sistema. Nesta área de estudo específica, pode-se constatar que existe uma grande variedade de modelos numéricos que estão sendo propostos para a predição do comportamento termodinâmico do fluido refrigerante nas diferentes unidades do sistema. Mas o desenvolvimento destes modelos numéricos estão restritos àquelas condições experimentais específicas em que

foram realizados os ensaios práticos de operação do sistema, onde se obtém uma condição de referência para o ajuste de constantes empíricas de cada modelo.

No entanto, as restrições de uso de fluidos refrigerantes agressivos ao meio ambiente têm motivado a elaboração de novos estudos para identificar o comportamento termodinâmico e as condições de fluxo de misturas refrigerantes alternativas, operando na planta de refrigeração.

Assim, pode-se constatar a existência de uma diversidade de modelos numéricos que foram propostos para identificar o mecanismo de transferência de calor, de massa e de quantidade de movimento que ocorre no equipamento de evaporação e de condensação. Especificamente, o modelo de cálculo do perfil de temperatura do sistema de evaporação tem sido objeto de estudo de várias pesquisas desenvolvidas recentemente (Pate et. al., 1991; Kedzierski, 1997; Dutra & Brum, 1998; Machado et. al., 1998; Wang & Touber, 1991; Willatzen et. al., 1998; Pettit et. al., 1998; Ghaleb, 1998; Jia et. al., 1995; Corberán & Melón, 1998; Bensafi et. al., 1997), sendo evidenciadas pelas atuais perspectivas de modificação dos sistemas de refrigeração comerciais e industriais. E, da mesma forma, pode-se constatar também uma grande variedade de estudos do aparelho de condensação (Sami & LeBlanc, 1991; Shao & Granryd, 1995; Farzad & O'Neal, 1994; Kim & O'Neal, 1994; Sami & Schnotale, 1992; Sami & Song, 1997; Sami et. al., 1994; Costa & Parise, 1993) que propõem a identificação precisa do mecanismo de transporte do fluido refrigerante no sistema, bem como do processo de transferência de energia.

Além disso, constata-se, ainda, um extensivo interesse no desenvolvimento de modelos numéricos para representação do processo de compressão (Catto & Prata, 1998; Heinzelmann & Ussyk, 1991; Sartre et. al., 1994), além do processo de expansão (Fiorelli et. al., 1998; Peixoto et. al., 1998; Seixlack et. al., 1998; Tassou & Al-Nizari, 1993; Escanes et. al., 1995; Wang & Wu, 1990; Tamainot-Telto et. al., 1996; Sami & Tribes, 1998), que complementam todo o esquema básico de uma planta de refrigeração.

Na categoria 4, portanto, são necessários os dados completos sobre as propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido refrigerante, que podem ser obtidas a partir de uma base de dados conhecida, para uma grande variedade de fluidos (Klomfar et. al., 1993; Krauss & Stephan, 1998; Friend & Huber, 1994; Watanabe, 1990; Tsvetkov et. al., 1996). Além disso, necessita-se de uma descrição minuciosa dos modelos numéricos de simulação dos elementos constitutivos do sistema. Estes modelos podem proporcionar informações realistas sobre o desempenho do equipamento, permitindo também avaliar corretamente a eficiência térmica de diferentes fluidos refrigerantes em operação, além de identificar o impacto de modificações dos elementos constitutivos da máquina sobre o seu desempenho.

Neste ponto, uma análise concisa do comportamento termodinâmico do fluido no sistema de refrigeração deve considerar também o efeito de miscibilidade do óleo lubrificante do compressor com a massa de fluido refrigerante. Este efeito é particularmente importante durante a análise do processo de transferência de calor e de massa que ocorre nos trocadores de calor, onde a concentração de óleo lubrificante na fase líquida pode provocar

uma significativa alteração das propriedades de condução de calor e de transporte de fluidos refrigerantes alternativos (Chang & Nagashima, 1993; Shao & Granryd, 1995).

Finalmente, a verificação efetiva do desempenho do fluido refrigerante pode ser realizada durante o teste experimental da planta de refrigeração (categoria 5). Este procedimento de avaliação é o mais dispendioso e, desta forma, é feito em estágios avançados do processo de seleção. No entanto, estes testes podem ser feitos também nos estágios iniciais do procedimento de avaliação do fluido porque eles não necessitam de dados detalhados sobre as propriedades termodinâmicas e de transporte.

Os méritos relativos destas cinco categorias de métodos de avaliação citadas anteriormente dependem do objetivo da análise. Assim, se o propósito de estudo for comparar o comportamento termodinâmico de um grupo de fluidos refrigerantes compatíveis com um sistema de refrigeração, os modelos de circuito teórico e semi-teórico são os mais apropriados (Domanski & McLinden, 1992). A análise simples do circuito de Carnot não pode ser utilizada em tal estudo comparativo. E, no entanto, aqueles métodos representados pela categoria 2 poderiam ser úteis apenas no julgamento inicial dos fluidos de trabalho mais apropriados para o sistema. Ressalta-se, contudo, que estes métodos genéricos não podem discernir pequenas diferenças entre aqueles fluidos refrigerantes similares.

E de outro modo, os modelos da categoria 3, bem como aqueles modelos detalhados do equipamento (categoria 4) e ainda os testes específicos da máquina (categoria 5), são progressivamente influenciados pelos detalhes

de especificações do projeto, particularmente nas condições em que o equipamento é projetado para trabalhar com um fluido refrigerante específico.

Observa-se que as propriedades de transporte do fluido refrigerante não estão envolvidas no modelo de simulação do circuito utilizado neste trabalho (categoria 3). No entanto, estas incertezas do modelo influem minimamente na capacidade de predição de desempenho do sistema, conforme foi verificado por Domanski & Didion, (1986). Em uma análise de sensibilidade de um modelo detalhado para uma bomba de calor, eles observaram que uma variação de 50% do valor de condutividade térmica do líquido provoca uma alteração mínima de 5% no COP do sistema. A mesma magnitude de variação da viscosidade de líquido alterou o COP em apenas 4%. Particularmente, estes resultados são relatados pelo estudo do desempenho global do sistema. As propriedades de transporte do fluido são sabidamente mais importantes para o projeto do equipamento, especialmente aquele dos trocadores de calor.

A viscosidade e a condutividade térmica do líquido, que são as propriedades de transporte de maior influência no processo de transferência de calor, exercem pouca influência sobre a análise do desempenho termodinâmico de misturas refrigerantes à base de R-22 e R-142b (Domanski et al.,1994). Ressalta-se, no entanto, que estes fluidos refrigerantes apresentam uma diferença significativa entre os valores das propriedades de condutividade térmica e de viscosidade do líquido, mas a análise de sensibilidade destas propriedades de transporte indicam que elas proporcionam um baixo efeito sobre a eficiência do circuito, principalmente

quando se utiliza um pequeno fluxo de calor e de massa de fluido refrigerante no sistema.

VI.2- Descrição e análise do modelo de simulação da planta de refrigeração

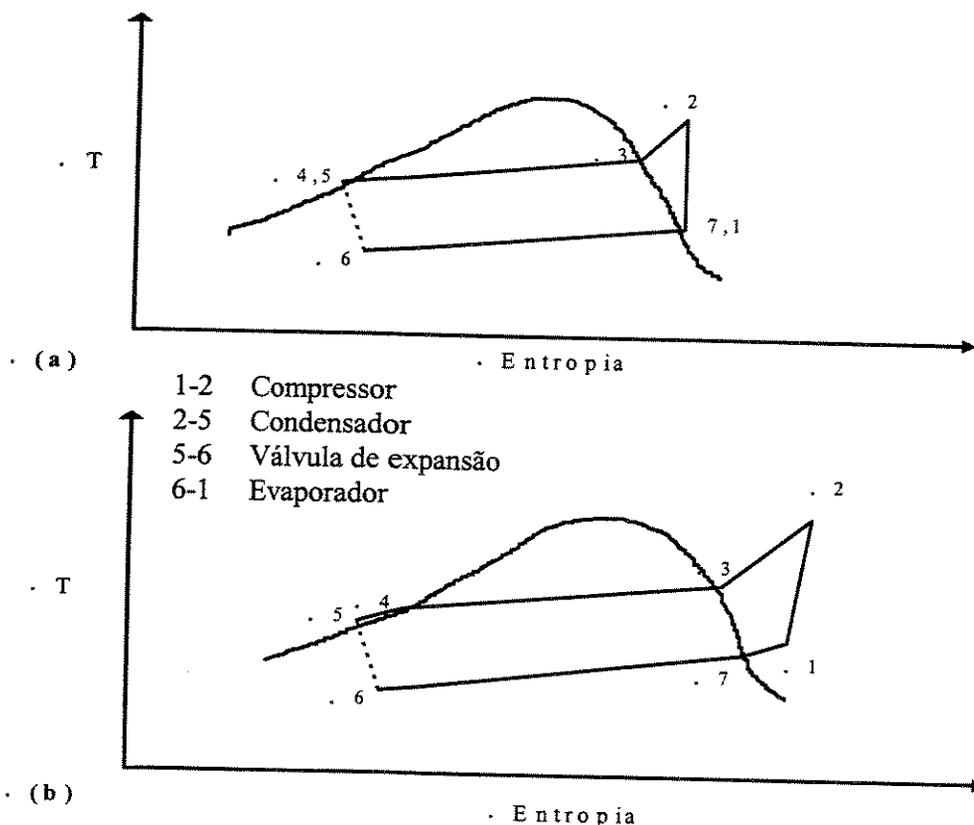


Figura VI.2- Representação esquemática do INCICLO no diagrama T-S, caracterizando as opções do modelo de simulação do circuito: (a) modelo do circuito teórico ideal (b) modelo adaptado para um sistema de refrigeração

O modelo do circuito termodinâmico de refrigeração descrito neste trabalho foi denominado **INCICLO**. Ele permite a identificação do comportamento termodinâmico de fluidos puros e de misturas refrigerantes que operam no circuito, utilizando para isto os modelos teóricos e semi-teóricos que descrevem as transformações termodinâmicas do sistema. As

opções de simulação disponíveis no INCICLO estão representadas na Figura VI.2 na forma de um circuito termodinâmico característico de uma mistura não-azeotrópica.

O circuito teórico (Figura VI.2a) consiste de uma compressão isoentrópica, uma transferência de calor isobárica nos dois trocadores de calor e uma expansão adiabática e irreversível. O modelo de circuito mais elaborado (Figura VI.2b) inclui a condição de superaquecimento do fluido na saída do evaporador e o subresfriamento da fase líquida na saída do condensador, além de um modelo rudimentar para um compressor hermético e uma queda de pressão homogênea nos trocadores de calor. Este circuito aproxima-se daquele realizado por um sistema de ar condicionado ou uma bomba de calor, onde pode-se especificar um apropriado superaquecimento do fluido refrigerante na entrada do compressor e um adequado subresfriamento da fase líquida na saída do condensador. Estes estados termodinâmicos do circuito estão mostrados na Figura VI.2b e correspondem aos seguintes pontos:

1. condição de vapor superaquecido do fluido refrigerante no ponto de sucção do compressor;
2. condição de vapor superaquecido do fluido refrigerante no ponto de descarga do compressor;
3. condição de saturação da fase vapor do refrigerante no condensador;
4. condição de saturação da fase líquida do refrigerante no condensador;
5. condição de líquido subresfriado na saída do condensador e na entrada da válvula de expansão;

6. condição de equilíbrio de fases (“flash”) do fluido refrigerante na saída da válvula de expansão e na entrada do evaporador;
7. condição de estado de vapor saturado do fluido refrigerante na saída do evaporador.

VI.2.1- Modelo termodinâmico do compressor

O modelo do INCICLO tem 2 opções para a simulação do processo de compressão: o processo isoentrópico e o processo politrópico que será descrito posteriormente. Estes dois procedimentos foram aperfeiçoados pela inclusão de um modelo rudimentar para estudo de eficiência volumétrica aplicada a um compressor hermético, conforme foi descrito por Domanski & McLinden (1992).

Neste trabalho, considera-se simplesmente que o processo de compressão é adiabático, mas um procedimento de cálculo de transferência de calor pode ser facilmente introduzido na subrotina de cálculo do compressor para caracterizar as trocas térmicas observadas entre a válvula de sucção e aquela de descarga do gás, bem como a absorção de calor do motor elétrico. Isto pode ser obtido a partir da avaliação dos dados operacionais do equipamento com um fluido de referência que permite a determinação de fatores de condutância empíricos, utilizados no ajuste do modelo do compressor.

A análise da compressão politrópica, mais do que aquela análise da compressão isoentrópica, é usada na simulação do compressor. A eficiência isoentrópica varia com a razão de compressão do sistema enquanto que a eficiência politrópica descreve com mais fidelidade o desempenho do

compressor em várias condições de operação (Schultz, 1962). Desta forma, obtém-se uma maior precisão para uma avaliação comparativa dos fluidos refrigerantes que operam no circuito, sob diferentes razões de compressão.

O estado termodinâmico do fluido refrigerante após o processo de compressão é calculado com o auxílio de um fator de eficiência politrópica (η_{pol}), fornecido como um dado de entrada do programa. Além disso, utilizando a pressão de descarga do compressor e as condições termodinâmicas do ponto de sucção, pode-se calcular a entalpia do gás após a compressão, h_2 , conforme o seguinte modelo:

$$h_2 = h_1 + \frac{W_{pol}}{\eta_{pol}} \quad (VI.6)$$

$$W_{pol} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} - 1 \right] \quad (VI.7)$$

onde o índice politrópico, n , é definido por:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{(\gamma-1)/\eta_{pol}}{\gamma} \quad (VI.8)$$

Pode-se observar que se o índice isentrópico, γ , for avaliado para um gás real pela relação entre as capacidades caloríficas à pressão constante e à volume constante, $\gamma = C_p/C_v$, ele não satisfaz a equação do trabalho isentrópico derivada do modelo termodinâmico de um gás ideal:

$$(h_2 - h_1)_s = \frac{\gamma}{\gamma-1} (P_2 V_2 - P_1 V_1)_s \quad (VI.9)$$

onde o subscrito “s” indica que a transformação termodinâmica é isoentrópica. Portanto, uma representação consistente do processo de compressão deve compreender aquele índice isoentrópico, γ , definido pela expressão VI.9. Domanski & McLinden (1992) citam que o refrigerante R-12 pode apresentar uma redução de até 14% no valor de γ calculado por esta expressão, quando comparado com aquele valor obtido da expressão de gás ideal ($\gamma = C_p/C_v$), nas condições de pressão de operação de um refrigerador doméstico.

Finalmente, a capacidade volumétrica do compressor pode ser obtida pelo quociente da capacidade de refrigeração por unidade de massa de refrigerante que circula no sistema dividido pelo volume específico do fluido no cilindro, antes do processo de compressão. Assim, por exemplo, durante a análise comparativa dos diferentes fluidos refrigerantes, o parâmetro de capacidade volumétrica é um indicativo das capacidades relativas de cada refrigerante que opera no sistema. O INCICLO utiliza a capacidade volumétrica de um compressor ideal que apresenta um espaço vazio nulo, ausência de perda de carga nas válvulas e nenhum vazamento de gás nas partes inferior e superior do cilindro, caracterizando uma eficiência volumétrica igual a um ($\eta_{vol} = 1$). Todavia, o modelo permite também o cálculo do valor da eficiência volumétrica e do respectivo valor da capacidade volumétrica, através do uso de um volume de espaço vazio típico de um sistema de compressão de vapor e de uma taxa de vazamento típica de compressores alternativos (Hirsch, 1973). A eficiência volumétrica é dada pela seguinte expressão:

$$\eta_{vol} = 0,96 \left\{ 1 - 0,04 \left[(P_2/P_1)^{1/n} - 1 \right] \right\} \quad (VI.10)$$

onde a constante 0,96 é um fator empírico que quantifica os vazamentos e 0,04 é aquele fator que quantifica o volume de espaço nocivo do compressor.

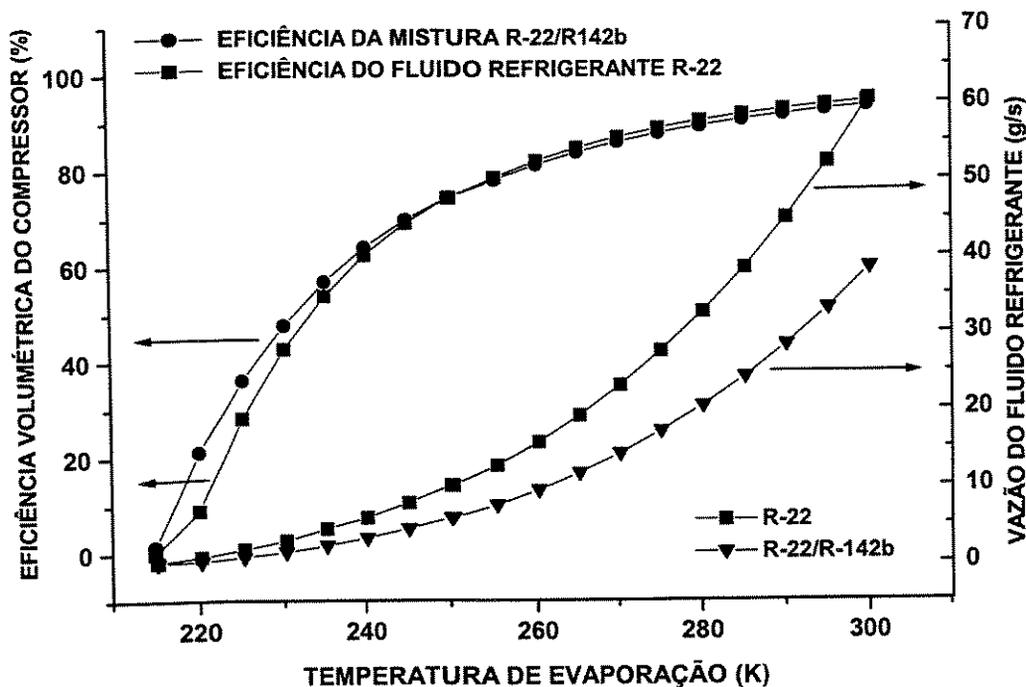


Figura VI.3- Vazão de fluido refrigerante e eficiência volumétrica de um compressor hermético operando com o fluido refrigerante R-22 e com a mistura não-azeotrópica R-22/R-142b, dentro de uma larga faixa de temperatura de evaporação

A eficiência volumétrica e o fluxo de massa de fluido refrigerante bombeada pelo compressor hermético, operando com o fluido refrigerante R-22 e com a mistura não-azeotrópica (R-22/R-142b), está representada na Figura VI.3. O estudo é desenvolvido com base nos dados operacionais da planta de refrigeração descritos na Tabela VI.1, mantendo, no entanto, a temperatura do ar no ponto “pinch” do condensador igual a 45°C e uma taxa de deslocamento do êmbolo do compressor de 0,146 m³/s, que define o fluxo de massa de refrigerante no circuito. Além disso, admite-se também que o

processo de compressão é feito com uma eficiência de compressão politrópica de 0,85, conforme descrito por Domanski et al. (1994) para a atual mistura refrigerante.

O fluxo de massa de fluido refrigerante é dado pela seguinte expressão (Stoecker & Jabardo, 1994):

$$\phi_{\text{ref}} = \frac{\psi_{\text{CP}} \eta_{\text{vol}}}{100 v_1} \quad (\text{VI.11})$$

onde ψ_{CP} é a taxa de deslocamento do compressor.

Observa-se na Figura VI.3 que, sob as mesmas condições de operação do evaporador, a mistura não-azeotrópica apresenta uma menor vazão de fluido bombeado pelo compressor, sendo que esta vazão aumenta exponencialmente com a temperatura de evaporação do fluido refrigerante. Isto é devido à redução do gradiente de pressão do sistema e à redução do volume específico do fluido refrigerante na entrada do compressor. Observa-se, ainda, que a eficiência volumétrica do compressor é superior quando se opera com o fluido refrigerante R-22, dentro de uma faixa de temperatura de evaporação menor que 250K. Entretanto, a mistura R-22/R142b apresenta uma eficiência volumétrica superior à do fluido R-22, quando se opera com uma temperatura de evaporação superior a 250K, favorecendo aqueles processos de condicionamento de ar onde se trabalha com maiores temperaturas de evaporação.

VI.2.2- Modelo termodinâmico dos trocadores de calor

O sistema de intercâmbio de calor em contra-corrente foi assumido em ambos os trocadores: evaporador e condensador. O modelo utilizado no INCICLO foi especificado em termos de uma diferença de temperatura efetiva média e de uma queda de pressão conhecida do fluido refrigerante ao longo do trocador de calor, conforme foi sugerido por Domanski & McLinden (1992). Além disso, foram também especificados os dados de temperatura de entrada e de saída do fluido que troca calor com o refrigerante, bem como aquelas condições de subresfriamento e de superaquecimento do fluido refrigerante no condensador e no evaporador, respectivamente.

A diferença de temperatura efetiva média do trocador de calor, ΔT_{tot} , é definida pela seguinte equação:

$$\Delta T_{\text{tot}} = \frac{Q_{\text{tot}}}{U A_{\text{tot}}} \quad (\text{VI.12})$$

Esta expressão deve considerar as possíveis seções de área do trocador de calor que apresentam diferentes regimes de fluxo. Especificamente, três tipos de comportamento termodinâmico podem existir no condensador: vapor superaquecido, fluido de duas fases e líquido subresfriado. O modelo utilizado no INCICLO assume o mesmo coeficiente de transferência de calor global igual a $62 \text{ W/m}^2\text{K}$, conforme descrito por Chen (1992), para cada uma das três seções básicas do trocador de calor e considera ainda que $Q_{\text{tot}} = \sum Q_i$, sendo que $Q_i = U A_i \Delta T_i$ para a qual A_i e ΔT_i representam a área de

transferência de calor e a diferença de temperatura efetiva média de cada subseção, respectivamente.

Desta forma, uma equação algébrica é obtida na qual a diferença de temperatura efetiva média total é representada pela média aritmética daquelas diferenças de temperatura calculadas para as seções individuais, balanceadas pelas respectivas frações de área de transferência de calor de cada seção do trocador de calor:

$$\Delta T_{\text{tot}} = \frac{A_1}{A_{\text{tot}}} \Delta T_1 + \frac{A_2}{A_{\text{tot}}} \Delta T_2 + \frac{A_3}{A_{\text{tot}}} \Delta T_3 = \frac{\sum A_i \Delta T_i}{A_{\text{tot}}} \quad (\text{VI.13})$$

Entretanto, $A_i = Q_i / \Delta T_i$ e, assim, pode-se obter uma expressão alternativa, onde a diferença de temperatura efetiva média do trocador de calor seja expressa por uma média harmônica balanceada pelas frações de calor transferido das diversas seções do trocador de calor:

$$\frac{1}{\Delta T_{\text{tot}}} = \frac{Q_1}{Q_{\text{tot}} \Delta T_1} + \frac{Q_2}{Q_{\text{tot}} \Delta T_2} + \frac{Q_3}{Q_{\text{tot}} \Delta T_3} = \frac{1}{Q_{\text{tot}}} \sum \frac{Q_i}{\Delta T_i} \quad (\text{VI.14})$$

A expressão anterior pode ser aplicada especificamente para os refrigerantes puros. Aqui, observa-se que a diferença de temperatura média efetiva de cada seção é calculada através de uma média logarítmica de diferença de temperatura (LMTD) entre as duas correntes de fluxo de calor. Contudo, esta metodologia de avaliação, que se baseia somente nos valores de temperatura dos pontos de extremidade das seções principais, pode apresentar significativas limitações durante a análise de desempenho termodinâmico da

mistura no trocador de calor. Isto pode ser evidenciado durante a mudança de fase de misturas não-azeotrópicas, onde observa-se o aparecimento de um perfil não-linear de temperatura.

Desta forma, o modelo do trocador de calor usado no INCICLO permite a divisão da seção de fluxo bifásico em um determinado número de subseções, conforme a sensibilidade desejada durante a avaliação do desempenho do fluido refrigerante no sistema. Este procedimento permite, então, a determinação dos valores de temperatura nas extremidades de cada subseção e, por conseguinte, o cálculo da diferença de temperatura média logarítmica. Assim, pode-se avaliar a diferença de temperatura efetiva média do trocador de calor, utilizando para isto a expressão VI.14 estendida para n seções de área do trocador de calor.

Ressalta-se, contudo, que o procedimento de cálculo do perfil de temperatura do fluido refrigerante no trocador de calor não é trivial pois ele depende da determinação das condições de equilíbrio termodinâmico entre as correntes de fluxo do sistema. O procedimento é semelhante àquele descrito para o cálculo da expansão isoentálpica, onde foi utilizada uma subrotina específica (“FLASH”) para determinar as condições de equilíbrio termodinâmico da mistura refrigerante. Utilizou-se, além disso, um valor de carga térmica específica de cada subseção para obter uma condição de ajuste da temperatura de equilíbrio do subsistema. Isto é conseguido através de um procedimento iterativo de cálculo da temperatura e da composição da mistura, fixando a pressão e a carga térmica específica. A estabilidade do modelo de cálculo é obtida através da aplicação do método da Bissecção para o intervalo

de temperatura que contém a raiz do sistema, sendo que o ajuste de temperatura é obtido pelo método de Newton-Raphson.

A carga térmica específica de cada subseção é calculada pela distribuição homogênea do calor total de mudança de fase da mistura, entre as diversas subseções do fluxo de duas fases. Esta carga térmica total do fluxo de duas fases é influenciada pelas condições operacionais do fluido em contracorrente no trocador de calor, sendo obtidas a partir das condições de equilíbrio do estado estacionário do sistema.

A queda de pressão do refrigerante pode ser especificada como um dado de entrada do programa de simulação do trocador de calor. Neste trabalho, foi especificada uma queda de pressão do fluido refrigerante no condensador e no evaporador de 20,7 kPa e 6,9 kPa, respectivamente, conforme sugerido por Domanski et al. (1994). Ela é distribuída de forma proporcional ao fluxo de calor de cada subseção do equipamento.

Nota-se, aqui, que foram utilizadas duas aproximações ideais na elaboração deste modelo: um coeficiente global de transferência de calor constante e uma queda de pressão independente do regime de fluxo do fluido refrigerante. Domanski & McLinden (1992) observam, entretanto, que este procedimento é conciso quando utilizado na avaliação das condições operacionais do sistema de condensação de refrigeradores domésticos, onde a maior resistência à transferência de calor ocorre no lado do ar e a queda de pressão do fluido refrigerante é desprezível. Contudo, o procedimento atual pode apresentar desvios sensíveis durante a avaliação das condições

termodinâmicas do fluido refrigerante nos evaporadores de convecção forçada, aplicados em sistemas de grande capacidade de refrigeração.

Finalmente, utilizou-se um modelo de expansão adiabática e irreversível para completar a modelagem numérica do circuito termodinâmico de refrigeração. Esta modelagem do circuito permite uma análise satisfatória do comportamento termodinâmico do fluido refrigerante que opera no sistema (Domanski, 1994).

VI.3- Análise do comportamento termodinâmico do fluido refrigerante nos trocadores de calor

A eliminação dos compostos de clorofluorcarbono totalmente alogenados (CFCs) é um procedimento irreversível dentro da indústria de refrigeração, mas a sua substituição não está ainda bem estabelecida, principalmente com relação à escolha do fluido de refrigeração adequado para uma aplicação específica. Particularmente, o fluido refrigerante R-134a pode ser considerado como um substituto adequado para o R-12 nas aplicações de pequena capacidade de refrigeração, mas não existe uma solução unânime com relação ao substituto do R-502 que é muito utilizado nas plantas de maior capacidade de refrigeração, operando com uma temperatura de condensação de 35°C e uma temperatura de evaporação na faixa de -40°C até 0°C (Aprea et al., 1996).

A possibilidade de utilização de novos fluidos refrigerantes puros como uma solução alternativa para reduzir os problemas de impacto ambiental do fluido refrigerante R-22 e da mistura azeotrópica R-502, ambos

largamente utilizados nos atuais equipamentos de refrigeração e de congelamento, tem sido desconsiderada diante da potencialidade de aplicação de diferentes misturas refrigerantes não-azeotrópicas (ou zeotrópicas) disponíveis no mercado.

Ressalta-se, contudo, que o atraso na utilização comercial destas misturas refrigerantes pode ser atribuído às restrições tecnológicas e de projeto do equipamento, principalmente a tecnologia de vedação do sistema que permitiu o controle da instabilidade operacional provocada pelo vazamento preferencial do componente mais volátil da mistura (Venkatarathnam & Murthy, 1998). Desta forma, o desenvolvimento tecnológico de sistemas de refrigeração e as restrições ambientais impostas para os fluidos refrigerantes agressivos ao meio ambiente evidenciaram o potencial de utilização das misturas refrigerantes não-azeotrópicas.

As misturas refrigerantes, de uma forma geral, podem ser caracterizadas por três tipos de comportamento: azeotrópico, quase-azeotrópico e não-azeotrópico. As misturas azeotrópicas apresentam uma condição do ponto de bolha e de orvalho coincidente. Já as misturas quase-azeotrópicas são caracterizadas pela ocorrência de uma pequena diferença (até 3K) entre a temperatura de condensação (ponto de orvalho) e aquela de evaporação (ponto de bolha), para uma condição de pressão e de composição conhecida (Venkatarathnam et al., 1996). De outro modo, as misturas não-azeotrópicas podem apresentar uma significativa diferença de até 20K entre a temperatura do ponto de bolha e aquela do ponto de orvalho. Esta diferença entre o ponto de bolha e o ponto de orvalho é conhecida como uma transição

de temperatura. Ela está indicada na Figura VI.4, que mostra uma curva de equilíbrio de fases de uma mistura não-azeotrópica típica.

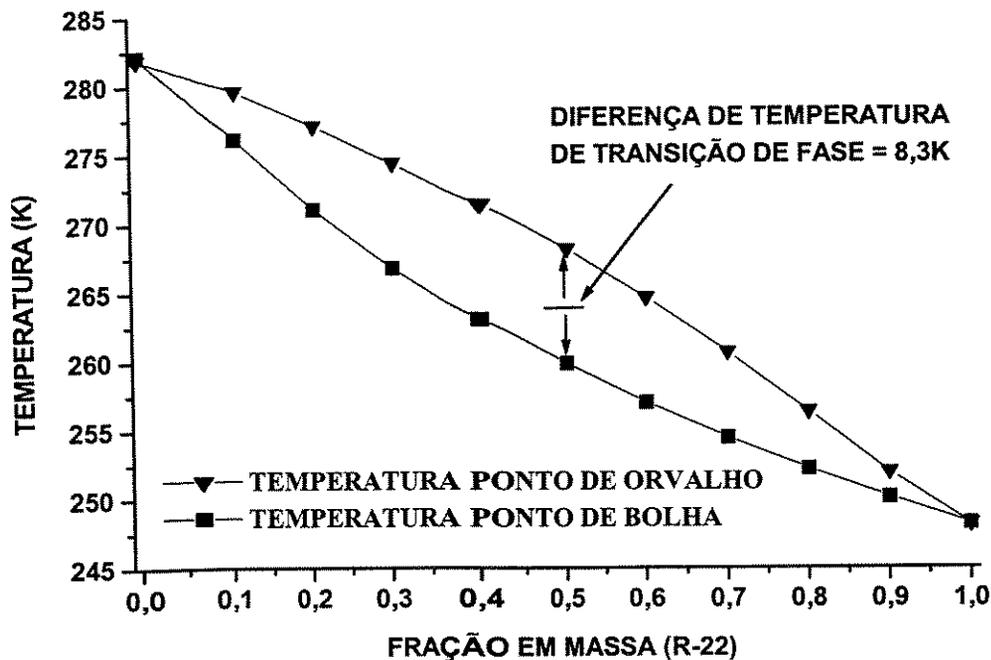


Figura VI.4- Gradiente de temperatura de transição de fase em função da composição da mistura não-azeotrópica R-22/R-142b (P= 2atm)

Esta condição de transição de temperatura da mistura refrigerante pode ser usada benéficamente para a redução da geração de entropia dos trocadores de calor, através da aproximação dos perfis de transição de temperatura da mistura refrigerante e do fluido de transferência de calor. Venkatarathnam et al. (1996) citam que o rendimento dos trocadores de calor que operam com misturas não-azeotrópicas é afetado por dois fatores: as condições de transição de temperatura do fluido refrigerante durante o processo de mudança de fase e a expressiva não-linearidade do perfil de entalpia de mudança de fase.

Além disso, o uso de misturas não-azeotrópicas pode resultar na melhoria do coeficiente de desempenho do ciclo, quando o perfil de temperatura do fluido refrigerante aproxima-se daquele do fluido de transferência de calor, em contracorrente, promovendo uma redução da irreversibilidade dos trocadores de calor (Mulroy et al. (1994)).

Esta aproximação dos perfis de transição de temperatura está ilustrada na Figura VI.5, onde observam-se os diagramas típicos do ciclo de Carnot que opera com um fluido refrigerante puro e do ciclo de Lorenz que opera com uma mistura não-azeotrópica, utilizando o mesmo perfil de temperatura do fluido de transferência de calor (HTF) do equipamento. As áreas sombreadas indicam as irreversibilidades inerentes a cada trocador de calor, mostrando que o ciclo de Carnot apresenta as maiores irreversibilidades, mesmo nesta condição ideal de área infinita de troca de calor. Contudo, no ciclo de Lorenz, o aumento da área de transferência de calor provoca uma redução das irreversibilidades do processo, conforme indicado pela menor área sombreada. Mulroy et al. (1994) ressaltam, entretanto, que o perfil de temperatura do fluido de transferência de calor mostrado na Figura VI.5 proporciona apenas uma condição de referência para comparar os dois ciclos termodinâmicos ideais, já que a variação de entropia do fluido de transferência de calor não está sendo considerada. Além disso, a transferência de calor sob uma diferença finita de temperatura provoca uma mudança desigual de entropia do HTF.

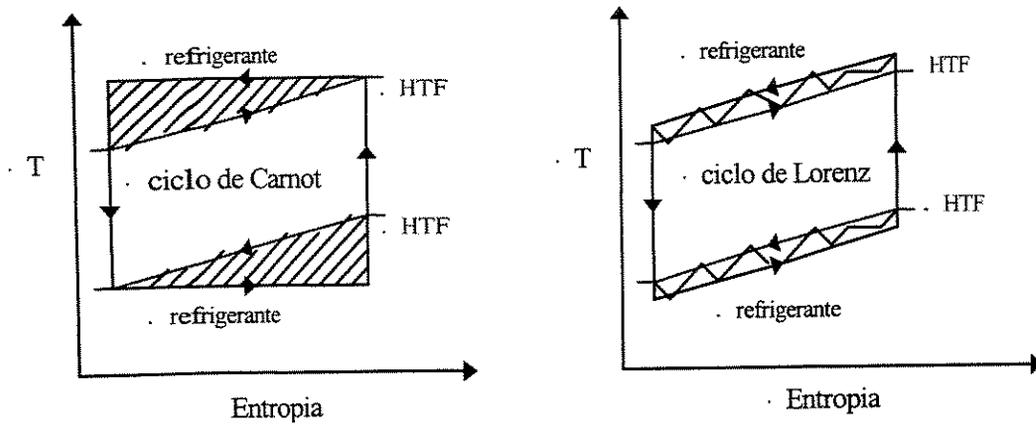


Figura VI.5- Representação esquemática da eficiência termodinâmica máxima dos fluidos refrigerantes puros (ciclo de Carnot) e de misturas refrigerantes não-azeotrópicas (ciclo de Lorenz), operando sob as mesmas condições externas do fluido HTF (Mulroy et al., 1994)

Os fluidos sensíveis (HTF) tais como a água, as soluções criogênicas e o ar (sem condensação) exibem um comportamento aproximadamente constante para o calor específico em função da temperatura de operação do trocador de calor, resultando num perfil de temperatura quase linear durante o processo de troca de calor. Ao contrário, as misturas não-azeotrópicas com grande transição de temperatura apresentam, geralmente, uma acentuada variação de calor específico em função da temperatura. Isto resulta num perfil não-linear de temperatura do fluido refrigerante, com possibilidade de estreitamento (“pinching”) dos perfis de temperatura ao longo do trocador de calor, conforme ilustrado na Figura VI.6. O estreitamento dos perfis de temperatura provoca dois tipos de concavidade para a curva de temperatura do fluido refrigerante, sendo que este comportamento é dependente do tipo de mistura refrigerante que opera no circuito de refrigeração.

A não-linearidade do perfil de temperatura da mistura refrigerante pode ser caracterizada através de um gráfico de áreas, conforme ilustrado na

Figura VI.7, onde a altura representa a temperatura de ponto de bolha e a largura indica a contribuição de entalpia de cada componente da mistura, sendo dada pelo produto da composição da mistura pela entalpia específica. A ilustração à esquerda representa uma mistura binária (R-22/R-142b) onde o componente térmico predominante é aquele mais volátil (menor ponto de bolha), resultando, desta forma, num perfil côncavo. Isto indica que uma grande parte do efeito de evaporação deve ocorrer antes que o efeito do componente menos volátil seja pronunciado.

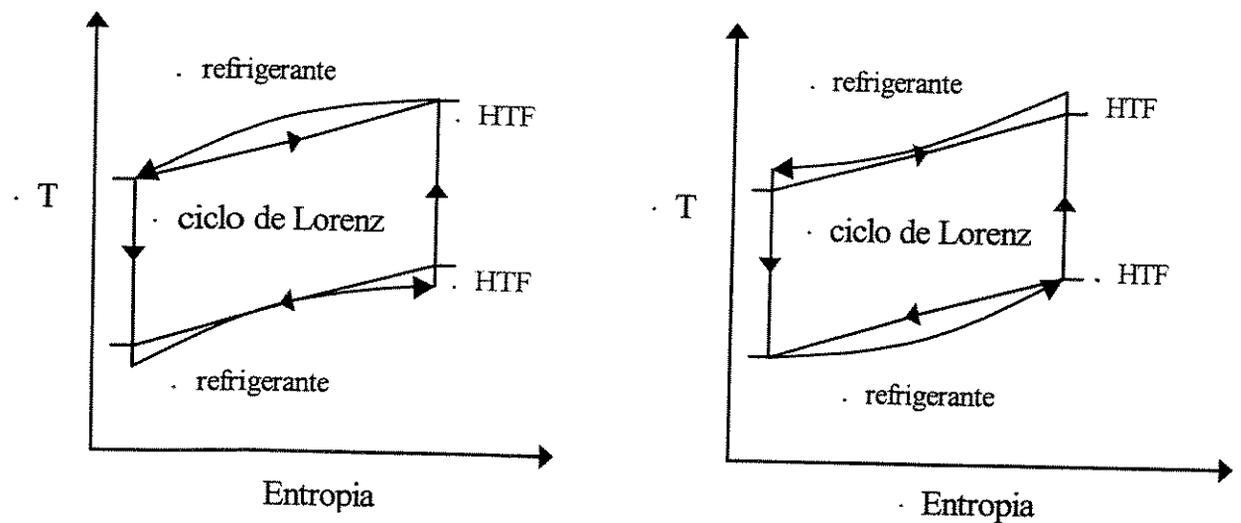


Figura VI.6- Ineficiência resultante da não-linearidade do perfil de temperatura do fluido refrigerante operando no ciclo de Lorenz (Mulroy et al., 1994)

Ao contrário, a ilustração à direita, indicada na Figura VI.7, representa um caso oposto onde o efeito do componente menos volátil é pronunciado logo no início do processo, provocando uma variação acentuada do perfil de temperatura de saturação da mistura ainda no início do processo de evaporação.

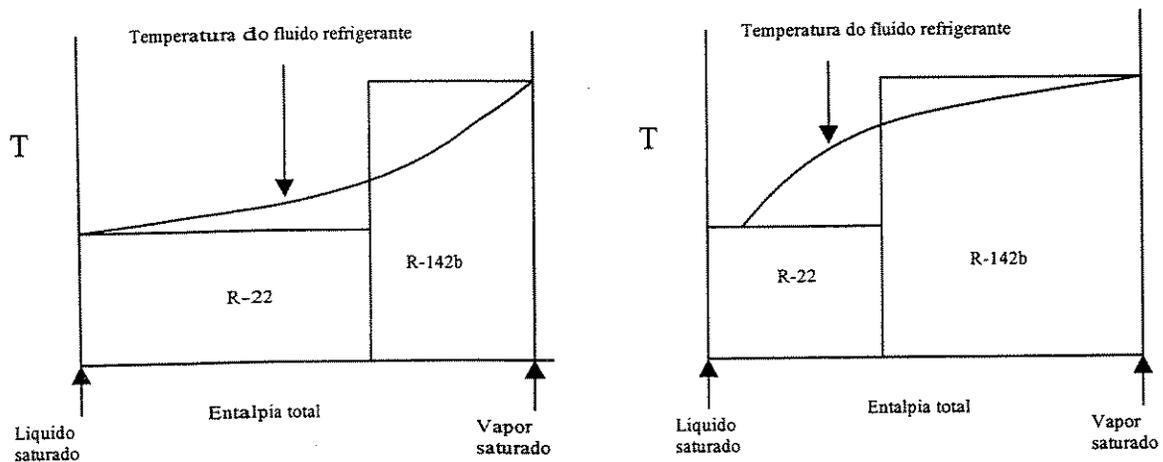


Figura VI.7- Interpretação conceptual da não-linearidade do perfil de temperatura do fluido refrigerante no trocador de calor (Mulroy et al., 1994)

Desta forma, Mulroy et al. (1994) verificaram que a adição de um terceiro componente à mistura, com valores intermediários de ponto de bolha e de entalpia específica, promove uma linearização do perfil de temperatura. A magnitude e a não-linearidade do perfil de transição de temperatura é acentuada quando os componentes da mistura refrigerante são seleccionados com uma larga diferença de ponto de bolha. A introdução de um terceiro fluido, com uma temperatura de evaporação intermediária, permite a suavização da taxa de variação do perfil de temperatura do refrigerante ao longo do trocador de calor.

Neste trabalho, avaliou-se o comportamento termodinâmico da mistura refrigerante R-22/R-142b no atual sistema de refrigeração, utilizando uma composição de mistura (50% em massa) que minimiza a geração de entropia do sistema (Chen, 1992). Os trocadores de calor são representados por uma diferença de temperatura efetiva média entre o fluido refrigerante e o

ar. Assim, especificando valores iguais para esta diferença de temperatura, assegurou-se o mesmo fluxo de calor para cada condição de simulação do circuito, já que o coeficiente de transferência de calor é assumido constante no modelo e $\Delta T_{\text{tot}} = Q/(UA)$. Este critério de igualdade de fluxo de calor foi postulado por McLinden & Radermacher (1985) como uma condição necessária para uma avaliação satisfatória do comportamento termodinâmico dos fluidos refrigerante puros e das misturas refrigerantes que operam no circuito.

As simulações do sistema de refrigeração padrão foram baseadas nas seguintes condições de operação:

- (a) Temperatura do HTF na entrada/saída do evaporador, 26,7°C/13,9°C;
 - (b) Temperatura do HTF na entrada/saída do condensador, 30,0°C/47,0°C;
 - (c) Diferença de temperatura efetiva média para o evaporador, 2,8°C;
 - (d) Diferença de temperatura efetiva média para o condensador, 2,8°C;
 - (e) O fluido refrigerante sai do evaporador na condição de vapor saturado;
 - (f) Eficiência de compressão politrópica, 0,85;
 - (g) Diferença de temperatura entre o fluido refrigerante que sai e o HTF que entra no condensador, 0,6°C. Esta condição foi controlada pela especificação de um sub-resfriamento adequado para o fluido refrigerante. A condição limite foi obtida quando os perfis de temperatura se aproximam no ponto de saída do refrigerante, com um sub-resfriamento igual a zero;
 - (h) Queda de pressão no evaporador, 6,9kPa;
 - (i) Queda de pressão no condensador, 20,7kPa.
-

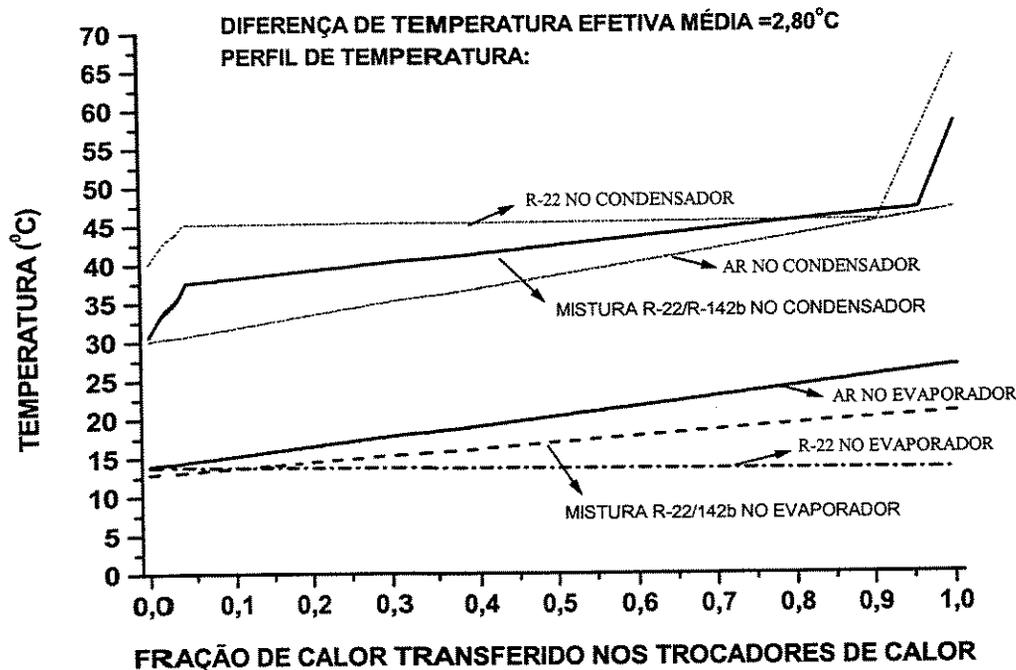


Figura VI.8- Perfil de temperatura da mistura refrigerante R-22/R-142b (50/50 %peso) e do fluido puro R-22 em função da fração de calor transferido nos trocadores de calor do sistema de refrigeração

As condições de estado estacionário do circuito de refrigeração padrão, operando com a mistura R-22/R-142b, estão representadas na Figura VI.8. Observa-se que ocorre um estreitamento dos perfis de temperatura no ponto de saída do ar de refrigeração, que opera em contracorrente com o fluido refrigerante no evaporador. E, de outro modo, pode-se observar também um estreitamento dos perfis de temperatura em um ponto interno do condensador, que caracteriza aquela condição de início de condensação do fluido refrigerante, operando em contracorrente com o ar de condensação. Estes resultados concordam com aqueles obtidos por Domanski et al. (1994) para as mesmas condições de operação do sistema com a atual mistura refrigerante.

Os perfis de temperatura da mistura refrigerante R-22/R-142b e do fluido de transferência de calor (ar atmosférico) foram obtidos em função da fração de calor transferido no evaporador e no condensador, que é dada pelo quociente do calor total dividido pelo número de subseções do trocador de calor. O perfil quase-linear de temperatura do fluido refrigerante ao longo do trocador de calor foi determinado conforme o procedimento descrito por Domanski et al. (1994), utilizando uma quantidade máxima de 128 subseções iguais de entalpia das correntes de fluido no equipamento. As condições de operação do circuito foram mantidas naquele ponto de irreversibilidade mínima do circuito de refrigeração, onde a transição de temperatura da mistura refrigerante no evaporador é de $8,3^{\circ}\text{C}$.

Finalmente, observa-se que o perfil de temperatura da mistura refrigerante mostrado na Figura VI.8 representa o ponto ótimo de operação do circuito de refrigeração padrão que minimiza as irreversibilidades combinadas do evaporador e do condensador. Isto é identificado pela menor diferença entre os perfis de temperatura dos trocadores de calor, quando comparado com o fluido refrigerante R-22. Esta análise, entretanto, é contemplada com maior ênfase no estudo de redução da exergia do sistema que será apresentado em detalhes no Capítulo VII.

CAPÍTULO VII

OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

A análise de exergia do sistema de refrigeração e o conceito de eficiência da Segunda Lei da termodinâmica têm recebido um considerável interesse nos últimos anos devido ao fato de que as suas aplicações levam a um maior entendimento dos processos de transferência de energia, ajudando a identificar as perdas termodinâmicas claramente. Contudo, estas análises podem somente complementar a análise convencional de energia do sistema e não podem ser utilizadas em sua substituição (Kumar et al, 1989).

A importância da análise da Segunda Lei, quando comparada com uma análise de conservação de energia convencional é, principalmente, devido ao fato de que esta última não distingue a qualidade da energia e, assim, atribui formas de energia de alta qualidade para propósitos de baixa qualidade. Desta forma, como ocorre nos processos de refrigeração e de bomba de calor, isto resulta numa atribuição de valores de eficiência maior que a unidade, distanciando do conceito de eficiência convencional. Ao contrário, a análise da Segunda Lei leva em consideração a quantidade de energia consumida e também a qualidade da conversão de energia, permitindo a identificação das perdas que ocorrem nos diferentes componentes do sistema, possibilitando uma avaliação eficaz da sua eficiência termodinâmica.

Os estudos que aplicam a análise da Segunda Lei para os processos de refrigeração são limitados para fluidos refrigerantes específicos e também são direcionados para condições de operação restritas, conforme pode ser verificado em diversos trabalhos publicados recentemente (Yaquub et al., 1995;

Zubair, 1994; Nikolaidis, 1992; Nikolaidis & Probert, 1998; Zubair et al., 1996; Chen et al., 1997; Khan & Zubair, 1993). Esta análise, entretanto, pode ser utilizada como uma ferramenta adicional para elaboração de procedimentos de otimização da planta de refrigeração.

VII.1- Análise exérgica do sistema de refrigeração

A análise exérgica tem a função primordial de descobrir as causas de imperfeições dos processos térmicos e estimar, quantitativamente, a sua magnitude. Ela leva a um melhor entendimento da influência do fenômeno termodinâmico com respeito à eficiência do processo, permitindo também uma comparação dos diferentes fatores termodinâmicos e a determinação da forma efetiva de otimizar o processo em consideração (Szargut et al., 1988).

Aqui deve-se considerar que a exergia do sistema em estudo, representa o trabalho máximo que pode ser obtido quando é permitido que o mesmo entre em equilíbrio termodinâmico com a sua vizinhança, sendo que o estado termodinâmico da vizinhança é descrito como um estado morto (“dead state”).

Neste contexto, existem dois tipos de estado morto: o primeiro é o tipo restrito que ocorre quando o sistema está em equilíbrio térmico e mecânico com a vizinhança. Neste caso, não ocorre mistura ou reação química do fluido do sistema com a sua vizinhança e a quantidade máxima de trabalho conseguida é denominada disponibilidade termo-mecânica. O segundo tipo é denominado estado morto absoluto que ocorre quando o sistema está em equilíbrio térmico, mecânico e químico com a vizinhança. Aqui, a diferença de concentração entre o sistema e a vizinhança, no estado morto absoluto,

poderia ser usada para produzir uma certa quantidade de trabalho que é denominado disponibilidade química. Esta disponibilidade química, entretanto, não é considerada na análise dos processos de compressão de vapor, que desta forma utiliza um estado de referência mantido em equilíbrio termomecânico com a vizinhança (Kotas, 1985).

E, ainda, considerando a operação de um sistema genérico, pode-se verificar que o fluxo de exergia de uma corrente de matéria pode ser considerado em função dos componentes de exergia cinética, exergia potencial, exergia física e exergia química (Szargut et al., 1988). Neste trabalho, contudo, considera-se apenas o componente de exergia física dos subsistemas já que não ocorre interação química deste sistema com sua vizinhança e, além disso, os demais componentes do balanço exergético são considerados negligenciáveis.

VII.1.1- Análise exergética dos componentes do circuito de refrigeração

A exergia física do sistema está relacionada com a máxima quantidade de trabalho obtida quando o mesmo é conduzido para um estado de equilíbrio restrito com a sua vizinhança, por meio de processos que envolvem somente interações térmicas com o meio ambiente. Ela pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$B_{\text{exer}} = H - H_0 - T_0(S - S_0) = \Delta H - T_0 S \quad (\text{VII.1.1})$$

onde o subscrito “0” indica a condição de equilíbrio termodinâmico do sistema com a vizinhança.

O estado de referência do sistema pode ser escolhido arbitrariamente no ponto de entalpia específica (h_0), entropia específica (s_0) e condições fixas de temperatura e de pressão ambiente. Especificamente, escolhe-se a menor pressão de ponto de bolha do fluido refrigerante como P_0 , onde h_{ref} e s_{ref} são considerados nulos (condição de referência padrão definida pela ASHRAE) e posteriormente a T_0 é obtida na condição de temperatura ambiente, para a atual pressão do fluido refrigerante. A exergia específica deste ponto é utilizada como estado de referência para a análise de fluxo de exergia do sistema. Este procedimento evita o aparecimento de valores negativos de exergia durante a análise do sistema de refrigeração (Nikolaidis & Probert, 1992). As variações de exergia do circuito podem ser obtidas com respeito a este estado de referência, conforme a seguinte expressão:

$$B_{exer} = (H - H_0) - T_0(S - S_0) = (H - T_0S) - C_{exer} \quad (\text{VII.1.2})$$

onde:

$$C_{exer} = H_0 - T_0S_0$$

A variação da exergia física específica de um fluxo de fluido pode ser, ainda, dividida em dois componentes: componente térmico e componente de pressão. O componente térmico é resultante da diferença de temperatura entre um ponto do processo analisado e a sua vizinhança. Ele pode ser calculado a partir da expressão V.15 e V.16, diferenciando o efeito de pressão que proporciona um fator de correção da curva de entropia de gás ideal. O efeito térmico pode ser representado pela seguinte expressão:

$$BT_{exer} = \left[\int_{T_0}^T \left(\frac{T - T_0}{T} \right) C_p(T) dT \right]_p \quad (\text{VII.1.3})$$

De forma alternativa, o componente de pressão representa o complemento da exergia específica do sistema, podendo ser calculado a partir das funções residuais descritas pelas expressões V.13 e V.14. Elas caracterizam o efeito termodinâmico da diferença de pressão entre um determinado ponto do processo e a sua vizinhança. Este efeito de pressão sobre a exergia específica do sistema pode ser determinado pela seguinte expressão:

$$BP_{\text{exer}} = \left[\int_{P_0}^P ((h-h_0) - T_0(s-s_0)) dP \right]_T \quad (\text{VII.1.4})$$

A exergia específica é dada pela combinação destes dois componentes:

$$b_{\text{exer}} = BT_{\text{exer}} + BP_{\text{exer}} \quad (\text{VII.1.5})$$

As perdas de exergia são calculadas através de um balanço de exergia para cada componente do sistema de refrigeração. Ao contrário do balanço de energia ideal, onde a taxa que entra é igual à taxa que sai e também não ocorre geração ou consumo de energia, no balanço de exergia sempre ocorre uma taxa de entrada maior do que aquela de saída, sendo que esta diferença é definida como uma perda de exergia do subsistema analisado. Estas perdas devem ser reduzidas para aumentar a eficiência termodinâmica do sistema (Kumar et al, 1989).

No presente trabalho, realiza-se uma análise exergética da corrente de fluxo de fluido refrigerante nos diversos subsistemas que estão suportados no circuito de refrigeração, procurando identificar as perdas termodinâmicas inerentes de cada componente do processo e estudar o procedimento de redução das perdas de exergia intrínsecas das transformações de energia do

sistema. As condições termodinâmicas do circuito de refrigeração padrão identificado na Figura VII.1 foram adotadas como o estado de referência da planta de refrigeração, tendo em vista que elas caracterizam uma boa condição de comparação do comportamento termodinâmico dos fluidos refrigerantes no atual sistema de refrigeração.

VII.1.2- Análise exérgica do ar de refrigeração

Quando o conteúdo de umidade do ar muda durante o processo, como ocorre no sistema de resfriamento de ar, a influência da umidade sobre a exergia não pode ser negligenciada (Szargut et al., 1988).

A exergia térmica do ar úmido pode então ser descrita em função da sua fração de umidade e de ar seco:

$$b_{\text{exer}} = C_{p_{\text{ar}}}(T - T_0) - T_0 \left[C_{p_{\text{ar}}} \ln \frac{T}{T_0} - R_{\text{ar}} \ln \frac{P - \phi P_s(T)}{P_0 - \phi_0 P_s(T_0)} \right] + X[h_w - h_{w0} - T_0(s_w - s_{w0})] \quad (\text{VII.1.6})$$

As condições de equilíbrio termodinâmico da vizinhança (ar atmosférico) são definidas no seguinte estado de referência: $T_0 = 298,15\text{K}$, $P_0 = 101,325\text{kPa}$ e $\phi_0 = 50\%$. A equação VII.1.5 pode ser aplicada também para as condições de ar saturado (“fog conditions”).

Mas, no sistema de refrigeração, a pressão dentro da instalação é relativamente próxima à pressão do meio ambiente. Assim, o componente de exergia dependente da temperatura pode ser caracterizado, sob uma condição de operação com ar não saturado, através da seguinte expressão:

$$b(T)_{\text{exer}} = (C_{p_{\text{ar}}} + X C_{p_{\text{w}}}) \left(T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right) \quad (\text{VII.1.7})$$

O componente de exergia dependente do conteúdo de umidade pode ser dado pela seguinte expressão:

$$\begin{aligned} b(X)_{\text{exer}} &= T_0 \left(R_{\text{ar}} \ln \frac{P_{\text{ar}}}{P_{\text{ar}0}} + X R_{\text{w}} \ln \frac{P_{\text{w}}}{P_{\text{w}0}} \right) \\ &= R_{\text{ar}} T_0 \left[(1 + 1,6078X) \ln \frac{0,62198 + X_0}{0,62198 + X} + 1,6078X \ln \frac{X}{X_0} \right] \end{aligned} \quad (\text{VII.1.8})$$

Finalmente, utiliza-se um balanço de fluxo de exergia total do sistema para identificar um procedimento de otimização simplificado que procura minimizar as perdas de exergia provenientes da operação da planta em estado estacionário, sujeito às restrições de custo e de eficiência operacional dos diversos componentes do sistema.

VII.2- Otimização termoeconômica da planta de refrigeração

A otimização de sistemas de refrigeração não pode ser sempre conduzida através de técnicas numéricas convencionais. Isto é ressaltado, inicialmente, devido à simplicidade do modelo matemático representativo do sistema. Aliado a isto, pode-se observar que as plantas de refrigeração apresentam normalmente uma grande complexidade, aumentando as dificuldades genéricas pertinentes ao tratamento matemático de otimização. A otimização numérica ou matemática pode ser simplesmente aplicada para uma estrutura específica do sistema, limitando, desta forma, a possibilidade de modificações estruturais que favorecem a avaliação da eficiência

termoeconômica da planta (Tsatsaronis & Moran, 1996). Sendo assim, o desenvolvimento de modelos numéricos para as prováveis configurações de projeto do sistema torna-se impraticável, notavelmente para aquelas plantas de maior complexidade física.

Neste aspecto, mesmo para aqueles sistemas que não apresentam uma complexidade física pronunciada, as técnicas de otimização termoeconômica baseadas na conhecida Teoria de Custo Exergético (Valero et al., 1986) são válidas e mostram algumas vantagens. A principal delas está relacionada com a sua capacidade de resolver muitos problemas práticos, não importando o quão complexo eles sejam, pois não necessita de sofisticados programas de simulação e análise numérica. O método se baseia na avaliação econômica dos fluxos de exergia interna e dos respectivos produtos que aparecem na representação termoeconômica da instalação indicada na Figura VII.2, somente requerendo algum tratamento matricial trivial. O processo global pode ser aproximadamente otimizado, sob certas condições, por meio de uma metodologia de otimização local seqüencial das unidades que constituem a planta. Em outros termos, cada unidade é considerada como se ela fosse isolada daquelas outras e o problema global é quebrado em uma seqüência de pequenos problemas. Este procedimento não envolve uma significativa perda de precisão, principalmente para aqueles sistemas de refrigeração em que a influência recíproca dos diferentes componentes não é particularmente forte (d'Accadia & de Rossi, 1998).

Além disso, diferentemente das técnicas de otimização baseadas em modelos matemáticos sofisticados, a análise termoeconômica pode eventualmente dar indicações e sugestões sobre mudanças estruturais potencialmente úteis para aumentar a eficiência econômica e termodinâmica

da planta, possibilitando um maior entendimento do processo de formação de custo e do fluxo de custo do sistema (Tsatsaronis & Moran, 1996).

Neste trabalho, utiliza-se a metodologia de otimização descrita por d'Accadia & de Rossi (1998). Ela é aplicada aqui, para o caso de uma simples planta de refrigeração de compressão de vapor, com o objetivo de minimizar o custo global do produto (carga de refrigeração), com respeito a um conjunto de variáveis de projeto do sistema. O efeito da troca do fluido refrigerante da planta sobre o desempenho termoeconômico do sistema também é investigado.

VII.3- Análise termoeconômica da planta de refrigeração

A representação esquemática da planta de refrigeração estudada neste trabalho está indicada na Figura VII.1, caracterizando as unidades básicas de um sistema de ar condicionado. As condições operacionais da planta foram obtidas a partir da simulação do circuito de refrigeração padrão que foi mantido sob uma condição de carga térmica constante no evaporador e no condensador, conforme indicado na Figura VI.8. Este estado estacionário da planta de refrigeração foi definido como uma condição de referência para o exemplo numérico que será desenvolvido posteriormente.

A análise da planta de refrigeração sob um ponto de vista termoeconômico deve considerar a sua estrutura produtiva de forma integrada, identificando o propósito real de produção de cada um dos subsistemas, atribuindo, então, uma regra bem definida para o combustível (“fuel”) e o produto (ou resíduo) de cada fluxo físico que entra e que sai das unidades do sistema, conforme o sentido de fluxo mostrado na Figura VII.2. Este

procedimento é relativamente simples para o compressor que é responsável pelo aumento de exergia do refrigerante e também para o evaporador que é responsável pela redução da temperatura do ar de refrigeração, aumentando, desta forma, a sua exergia. Entretanto, este procedimento não é trivial para as unidades de dissipação de exergia, tais como o condensador e a válvula de expansão.

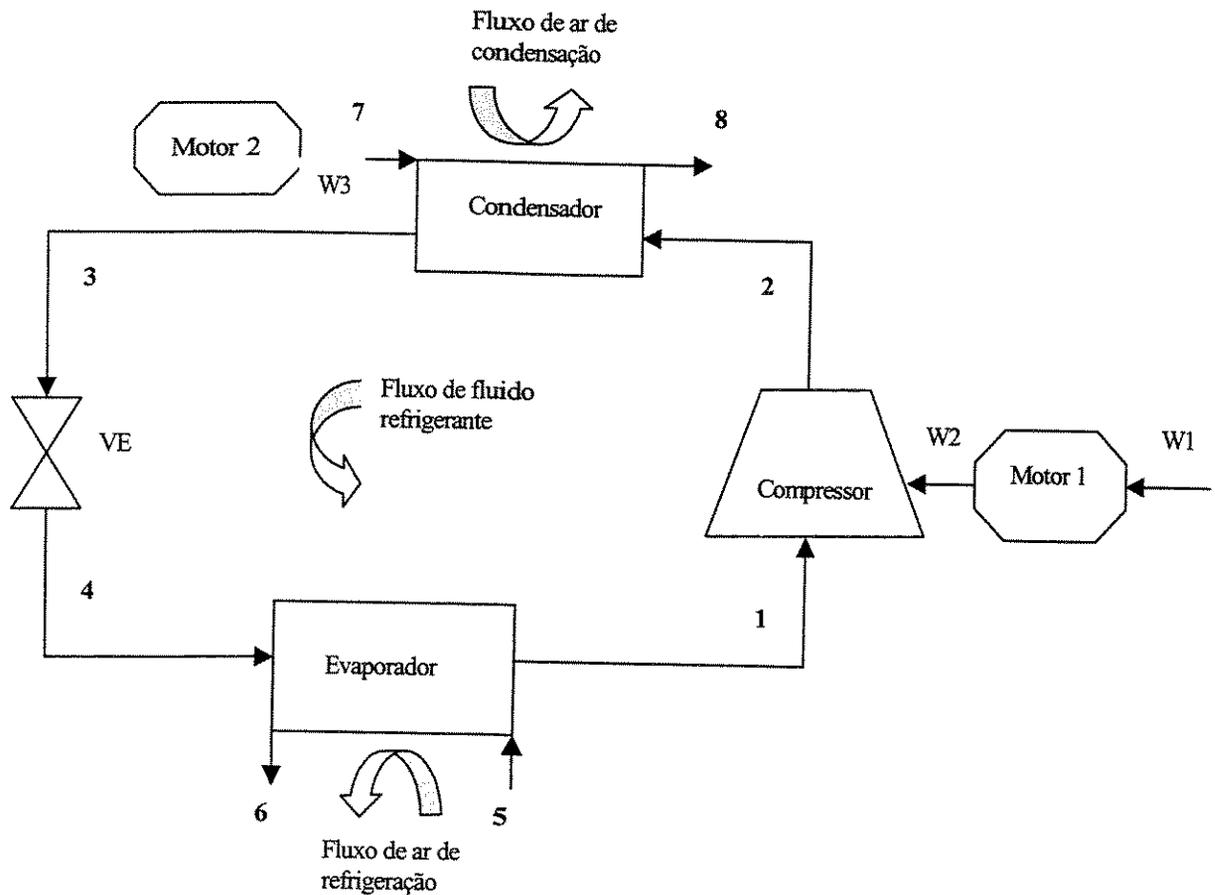
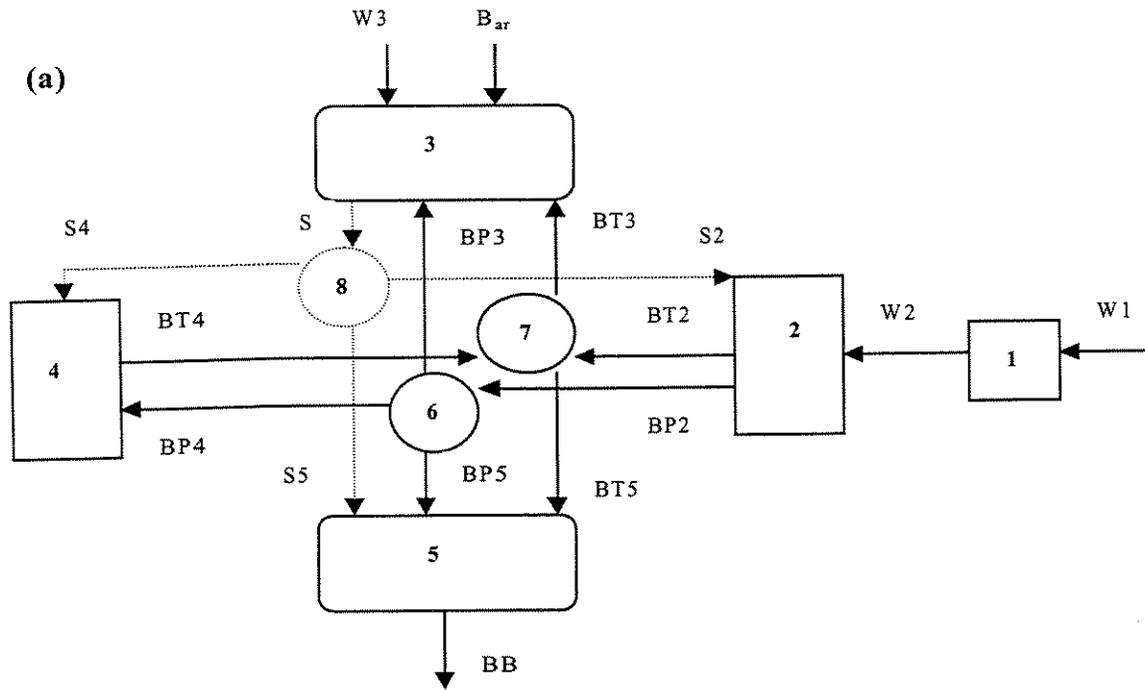


Figura VII.1- Representação esquemática da planta de refrigeração



(b)

Aparelho	Combustível		Produto
	Fluxo Exergia	Fluxo Negentropia	
1 (Motor elétrico)	$BW1 = W1$		$W2$
2 (Compressor)	$BW2 = W2$	$S2 = mT_0(s_2-s_1)$	$BP2 = m(b_{p2}-b_{p1})$ $BT2 = m(b_{t2}-b_{t1})$
3 (Condensador e Motor elétrico)	$BP3 = m(b_{p2}-b_{p3})$ $BT3 = m(b_{t2}-b_{t3})$ $BW3 = W3$ $B_{ar} = m_{cond}(s_7-s_8)$		$S = mT_0(s_2-s_3)$
4 (válvula de expansão)	$BP4 = m(b_{p3}-b_{p4})$	$S4 = mT_0(s_4-s_3)$	$BT4 = m(b_{t4}-b_{t3})$
5 (Evaporador)	$BP5 = m(b_{p4}-b_{p1})$ $BT5 = m(b_{t4}-b_{t1})$	$S5 = mT_0(s_1-s_4)$	$BB = m_{ev}(b_6-b_5)$
6 (Ponto de ramificação)	$BP2$		$BP3 + BP4 + BP5$
7 (Ponto de ramificação)	$BT2 + BT4$		$BT3 + BT5$
8 (Ponto de ramificação)		$S = mT_0(s_2-s_3)$	$S2 + S4 + S5$
9 (Planta de refrigeração)	$BW1 + BW3$		BB

Figura VII.2- (a) Representação esquemática da estrutura produtiva da planta de refrigeração; (b) Definição do fluxo de combustível e de produto nos diversos elementos do circuito

Neste ponto, durante a avaliação do sistema de rejeição de calor para o ambiente através do condensador, utiliza-se o conceito de negentropia

(“negentropy”), isto é, considera-se aquela redução de entropia induzida pelo refrigerante como um produto deste subsistema, conforme será discutido posteriormente. No entanto, para a válvula de expansão, pode-se admitir que o processo de expansão tem o objetivo de aumentar o componente térmico da exergia do fluido refrigerante, por meio de uma queda de pressão que possibilita a obtenção de um efeito de refrigeração adequado no evaporador.

Aqui é importante ressaltar que a exergia física de um fluxo de matéria, em uma condição de temperatura T e de pressão P , é naturalmente dividido em dois componentes (Kotas, 1985): o primeiro corresponde ao trabalho do processo isobárico reversível realizado a partir de um estado inicial do fluxo até aquele definido pela temperatura ambiente, T_0 , sendo denominado componente térmico, o qual é sempre maior que zero. Ao passo que o segundo componente, correspondente ao trabalho do processo isotérmico reversível, é obtido a partir de um estado inicial (P, T_0) até o estado de equilíbrio com o ambiente (P_0, T_0) , sendo denominado componente de pressão. Este componente de exergia pode ser positivo, negativo ou nulo, dependendo do sinal da diferença entre P e P_0 . Desta forma, quando $T_r < T_0$ então BT_{exer} é positivo mas quando $P < P_0$ então BP_{exer} é negativo.

A análise do mecanismo de formação de custo através dos diferentes componentes da planta pode ser caracterizada por meio de uma avaliação de todas as taxas de fluxo de exergia que estão sustentadas na corrente de fluxo de refrigerante, onde os componentes de pressão e de temperatura são desagregados e, assim, denominados de fluxos BP e BT , respectivamente. Essas considerações levam a uma definição da relação entre o combustível e o produto de cada subsistema. A representação desta estrutura produtiva está mostrada na Figura VII.2.

A estrutura física da planta de refrigeração é composta de cinco unidades produtivas e três aparelhos fictícios, dos quais os produtos homogêneos são distribuídos com mais de uma unidade. O circuito de refrigeração é, desta forma, caracterizado por vários subsistemas, a saber: subsistema 3, #3, que é responsável pela rejeição de calor do sistema e compreende o condensador, o seu sistema de circulação de ar, além do motor de propulsão elétrico. Este subsistema promove a rejeição de entropia do refrigerante para o meio ambiente, aliviando o aumento de entropia causado pelo compressor, #2, a válvula de expansão, #4 e o evaporador, #5, que propicia aquela negentropia (S_2) necessária para a operação cíclica do sistema ($S_2 + S_4 + S_5$). Numericamente, cada fluxo de negentropia é obtido pelo produto da sua variação de entropia pela temperatura ambiente, T_0 . Isto possibilita a homogeneidade dimensional de todos os fluxos físicos considerados neste estudo (d'Accadia & de Rossi, 1998).

Os fluxos que correlacionam as diversas estruturas da planta são definidos na Figura VII.2 como fluxos de exergia (denotado pela letra inicial B) e fluxos de negentropia que são denotados pela letra inicial S. Observa-se que, no ponto de ramificação fictícia #6, o aumento do componente de pressão da exergia do refrigerante, BP2, é distribuído em três fluxos: BP3, BP4 e BP5, sendo que estes fluxos são correspondentes ao decréscimo do componente de pressão da exergia do refrigerante. Isto é causado pela queda de pressão nos trocadores de calor e na válvula de expansão. Estes fluxos são utilizados como combustível para os sistema de condensação, expansão e evaporação, respectivamente.

O aumento do componente térmico da exergia do refrigerante, BT2, é considerado como um segundo produto do compressor. Este fluxo, juntamente

com aquele que é o produto da válvula de expansão, BT4, representam o combustível para o aparelho fictício #7, que por sua vez fornece os fluxos BT3 e BT5, representando o combustível para o condensador e o evaporador, respectivamente.

Além disso, observa-se, ainda, que o combustível requerido pelo subsistema #3 para produzir aquela negentropia S é dado pela soma dos fluxos BP3 e BT3, além de $BW3$ e B_{ar} que representam o efeito de exergia relativo àquele consumo de energia de circulação do ar de condensação e à variação de exergia do ar, respectivamente. Já a válvula de expansão usa os fluxos BP4 e S4 para proporcionar um aumento do componente térmico da exergia do refrigerante (BT4).

Finalmente, os fluxos BP5, BT5 e S5 são considerados os combustíveis requeridos pelo evaporador para realizar o aumento de exergia do ar de refrigeração, BB, o qual representa o propósito produtivo da planta de refrigeração.

A introdução do conceito de exergia é útil na formulação do balanço de custo, que sempre requer a definição de um produto do subsistema. Isto pode ser bem entendido para o subsistema de condensação, onde o decréscimo da exergia do refrigerante é o seu único produto. Esta definição de fluxo de negentropia não tem qualquer significado físico para uma operação real da planta, nem aparece nos balanços de energia e de exergia, mas representa um expediente para introduzir o fluxo físico S com relação aqueles atributos de custo do combustível que entram no subsistema de condensação. Estes custos são, portanto, distribuídos com os componentes remanescentes da planta, sendo representados na Figura VII.2 pelos fluxos S2, S4 e S5. Assim, por

exemplo, observa-se que o único combustível requisitado pelo compressor é aquele relativo ao trabalho mecânico BW2. Mas, a análise do custo econômico e exergético de seu produto (BP2 e BT2) será influenciada também pelo condensador por meio de um fluxo de negentropia S2.

A Teoria do Custo Exergético possibilita a determinação dos custos termoeconômico e exergético de todos os fluxos que aparecem interligados na estrutura produtiva da planta de refrigeração, assumindo-se que o estado de equilíbrio termodinâmico do sistema seja conhecido. É importante notar aqui que o custo exergético, B^* , e o custo termoeconômico, Π , relativo a um fluxo de exergia B , são respectivamente definidos como a quantidade de recurso exergético e econômico requerida para obter aquele fluxo. O critério para formular a equação de balanço requerida no cálculo do custo exergético e termoeconômico foi proposto por Valero et al. (1986) e pode ser sumariada pela conhecida proposição de correlação entre o combustível e o produto ou resíduo de fluxo, que está apresentada no Apêndice D.

Em particular, o balanço de custo exergético para o compressor é dado por:

$$BP2^* + BT2^* = BW2^* + S2^* \quad (\text{VII.3.1})$$

Entretanto, de acordo com aquela proposição D3 apresentada no Apêndice D, pode-se escrever:

$$\frac{BP2^*}{BP2} = \frac{BT2^*}{BT2} \Leftrightarrow k_{BP2}^* = k_{BT2}^* \quad (\text{VII.3.2})$$

O balanço do custo termoeconômico para o compressor será dado por:

$$\Pi_{BP2} + \Pi_{BT2} = \Pi_{BW2} + \Pi_{S2} + \xi Z_2 \quad (\text{VII.3.3})$$

Aqui, uma condição é imposta para que os custos exergoeconômicos unitários dos produtos do compressor, BP2 e BT2, sejam iguais:

$$\frac{\Pi_{BP2}}{BP2} = \frac{\Pi_{BT2}}{BT2} \Leftrightarrow c_{BP2} = c_{BT2} \quad (\text{VII.3.4})$$

Assim, aplicando as proposições de fluxo do sistema listadas no Apêndice D para todos os fluxos físicos descritos na Figura VII.2, pode-se construir um sistema esparso de equações lineares obtido a partir do modelo de cálculo dos custos termoeconômico e exergético. Ele é representado por:

$$\underline{Y} = \underline{A}^{-1} \times \underline{E} \quad (\text{VII.3.5})$$

onde \underline{A} é a matriz característica dos fluxos do sistema, \underline{E} é o vetor de custo dos fluxos externos do sistema e \underline{Y} é o vetor de quantidades a serem calculadas, isto é, o vetor de custo exergético ou termoeconômico, que no entanto depende da escolha do vetor \underline{E} .

A Figura VII.3 mostra a matriz característica \underline{A} correspondente à estrutura produtiva considerada neste trabalho. Nesta figura, cada coluna da matriz \underline{A} tem o nome do fluxo de custo que será calculado pela resolução do sistema de equações lineares representado pela expressão VII.3.5. Além disso, podem ser consideradas duas possibilidades de utilização do vetor de custo dos fluxos externos, \underline{E} . Primeiramente, quando $\underline{E} = \underline{E}'$ obtém-se o recurso de energia consumida pelo sistema em unidades de exergia. Desta forma, a resolução do sistema de equações proporciona a determinação do custo

exergético do fluxo ($\underline{Y} = \underline{B}^*$, vetor de custo exergético) e também o seu valor unitário, $k^* = \underline{B}^*/B$.

Matriz de Fluxo de Exergia: \underline{A}

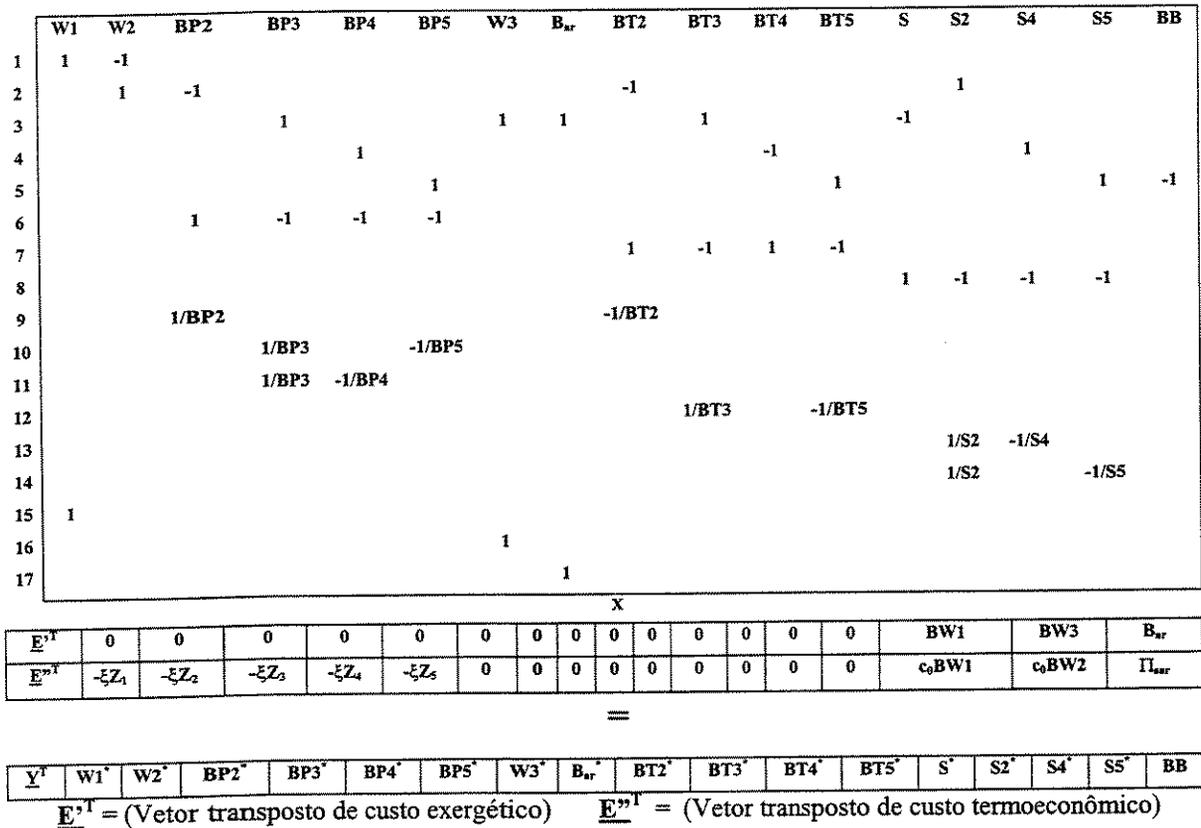


Figura VII.3— Representação do sistema de equações para o cálculo dos custos exergético e termoeconômico da planta de refrigeração

De outra forma, o recurso consumido pode ser avaliado em unidades monetárias conforme representado na Figura VII.3, fazendo $\underline{E} = \underline{E}''$, onde c_0 é o custo unitário da energia elétrica e ξZ_i identifica o custo de amortização das diferentes unidades de produção, sendo que Z_i representa o custo de cada unidade “i”, em unidades monetárias, e ξ é o fator de amortização por unidade de tempo. Assim, através da resolução do sistema de equações, pode-se determinar o custo termoeconômico dos diversos fluxos ($\underline{Y} = \underline{\Pi}$, vetor de

custos termoeconômico) e também o seu valor unitário, $c = \underline{\Pi}/B$, que representa o custo exergoeconômico do sistema.

Analisando a matriz \underline{A} da Figura VII.3, verifica-se que as linhas 1 até 8 representam os balanços de custo exergético dos diversos subsistemas que compõem a estrutura da planta de refrigeração. A nona linha impõe a condição de que os produtos do compressor, BP2 e BT2, tenham a mesma unidade de custo exergético (proposição D3). As próximas duas linhas impõem a condição de que os fluxos BP3, BP4 e BP5, originados a partir do fluxo BP2 no ponto fictício #6, tenham a mesma unidade de custo exergético e exergoeconômico. Similarmente, a linha 12 impõe a condição de que os produtos BT3 e BT5 tenham a mesma unidade de custo, e as linhas 13 e 14 impõem a condição de que as unidades de custo dos produtos do ponto fictício #8 sejam iguais. As últimas três linhas permitem a identificação dos recursos externos consumidos pela planta para obtenção do efeito de refrigeração desejado, ou seja, o trabalho do motor elétrico que define os fluxos BW1, BW3 e a mudança de exergia do ar no condensador, para os quais as unidades de custo exergético foram assumidas iguais à unidade, ou seja, $k^* = 1$.

VII.4- Metodologia de otimização do sistema de refrigeração

O custo exergoeconômico global da estrutura produtiva com recirculação de produto, que aparece durante a análise do sistema de refrigeração, pode ser formulado sob a hipótese de que todos os parâmetros de projeto das unidades são variáveis de decisão local, i.e. elas afetam somente a unidade para a qual está sendo referida. Assim, o custo exergoeconômico do produto final da planta de refrigeração pode ser minimizado por meio de uma otimização local e seqüencial das unidades individuais que a constituem, cada

qual sendo considerada como se fossem independentes umas das outras (d'Accadia & de Rossi, 1998). Em particular, a otimização pode ser realizada pela determinação do custo exergoeconômico mínimo de cada subsistema, com respeito a cada variável de decisão local, x_i , ou seja, para cada unidade “i” resolve-se o seguinte problema:

$$\text{Min}_{\{x_i\}} c_{PD_i} = \text{Min}_{\{x_i\}} \sum_i c_{F_i} k_i + k_{Z_i} \quad (\text{VII.4.1})$$

onde c_{F_i} é o custo exergoeconômico unitário dos combustíveis, F_i , que entram na unidade e PD_i é o produto desta unidade. Assim se obtém k_i , o consumo unitário de exergia necessário para produzir PD_i , ou seja, $k_i = F_i/PD_i = f(x_i)$ e $k_{Z_i} = \xi Z_i/PD_i$, com $Z_i = f(x_i, PD_i)$ representando aqui o custo global da unidade “i” e ξ é o fator de amortização de capital.

Em geral, quando se altera a variável de decisão x_i , ocorre uma mudança no custo exergoeconômico unitário c_{F_i} e também no produto PD_i , mas esse efeito pode ser negligenciado se a velocidade de convergência para o ponto ótimo do sistema for considerada alta. Nesta condição, ambos c_{F_i} e PD_i podem ser aproximadamente considerados constantes e, assim, o custo c_{F_i} transforma-se numa função de uma variável x_i , que é facilmente minimizada. Contudo, uma boa estimativa inicial para os valores das variáveis de decisão é importante neste procedimento de otimização.

Apresenta-se, a seguir, um exemplo numérico deste procedimento de otimização que é aplicado para a planta de refrigeração descrita neste trabalho. O estudo procura identificar também o efeito da mudança do fluido de refrigeração sobre o ponto ótimo de custo exergoeconômico do sistema,

possibilitando a avaliação das condições operacionais mais adequadas para o sistema.

VII.5- Estudo de caso de otimização

A estrutura física da planta de refrigeração que é analisada neste trabalho está mostrada na Figura VII.1, onde ressaltam-se as seguintes hipóteses:

- * Condições de operação em estado estacionário;
- * Perdas de pressão estão concentradas no evaporador e no condensador;
- * Inexistência de trocas de calor com o ambiente, exceto aquela rejeição de calor dos motores elétricos.

As equações utilizadas para definir o custo dos aparelhos, Z_i , e sua dependência com respeito à eficiência específica da unidade e à quantidade de produto associada, estão descritas no Apêndice D.

O custo dos recursos consumidos pela planta são obtidos conforme d'Accadia & de Rossi (1998), que assumiram um valor de custo unitário da energia elétrica, $c_0 = \$ 10 \text{ GJ}^{-1}$, e um fator de amortização $\xi = 5,54 \times 10^{-9} \text{ s}^{-1}$, correspondendo a uma taxa de desconto de 0,15, além de um tempo de vida do sistema de 10 anos e um tempo operacional de 1000 h/ano.

Uma vez que o estado termodinâmico do sistema foi determinado antecipadamente, a Teoria do Custo Exergético permite uma avaliação de custo exergético unitário e o custo específico do fluxo de exergia relacionado com cada estrutura. A Tabela VII.1 resume estes resultados obtidos através da

resolução do sistema de equações representado pela expressão VII.3.5. Estes valores de custo exergético dos componentes do sistema são assumidos como um estado de referência para o problema de otimização.

Tabela VII.1- Custo exergético e termoeconômico das unidades da planta de refrigeração, mantida sob a condição de operação padrão com o fluido R-22 e com a mistura não-azeotrópica R-22/R-142b

	Fluxo Exergia B (kW)		Custo Exergético B* (kW)		Custo Exergético Unitário, $k^* = B^*/B$		Custo Termo-econômico ($\$10^{-6} s^{-1}$)		Custo Exergo-econômico, c ($\$ GJ^{-1}$)	
	R-22	R-22/R-142b	R-22	R-22/R-142b	R-22	R-22/R-142b	R-22	R-22/R-142b	R-22	R-22/R-142b
W1	4,519	3,385	4,519	3,385	1,000	1,000	45,191	33,854	10,000	10,000
W2	4,067	3,047	4,519	3,385	1,111	1,111	48,609	36,514	11,952	11,984
BP2	1,246	1,116	1,971	1,657	1,582	1,485	25,251	21,278	20,266	19,066
BP3	≈ 0,0	≈ 0,0	≈ 0,0	≈ 0,0	≈ 0,0	≈ 0,0	≈ 0,0	≈ 0,0	≈ 0,0	≈ 0,0
BP4	1,216	1,075	1,923	1,595	1,581	1,483	24,640	20,478	20,263	19,049
BP5	3,02E-2	4,19E-2	4,77E-2	6,23E-2	1,580	1,486	0,611	0,799	20,232	19,069
W3	0,557	0,557	0,557	0,557	1,000	1,000	40,672	30,469	73,019	54,702
B _{ar}	0,750	0,750	1,183	1,169	1,577	1,559	5,568	5,569	20,262	7,425
BT2	1,748	1,247	2,764	1,851	1,581	1,484	35,418	23,768	20,262	19,060
BT3	1,635	1,238	3,150	1,973	1,926	1,593	40,946	25,442	25,043	20,551
BT4	0,761	0,915	2,068	1,595	2,717	1,743	27,379	20,676	35,974	22,596
BT5	0,873	0,925	1,681	1,474	1,926	1,593	21,852	19,003	25,031	20,544
S	15,388	16,033	4,890	3,699	0,318	0,231	87,362	61,663	5,677	3,846
S2	0,679	0,534	0,216	0,123	0,318	0,230	3,854	2,053	5,676	3,845
S4	0,455	0,28E-2	0,145	0,65E-3	0,318	0,232	2,584	1,08E-2	5,679	3,857
S5	14,254	15,502	4,530	3,575	0,318	0,231	80,925	59,599	5,677	3,845
BB	1,183	1,169	6,259	5,111	5,291	4,372	103,399	79,414	87,404	67,933

Observa-se na Tabela VII.1 que ocorre um aumento dos custos exergoeconômico e exergético unitários, desde o motor elétrico até atingir o evaporador, tanto para o fluido refrigerante R-22 quanto para a mistura não-azeotrópica R-22/R-142b. Os maiores valores são obtidos pelos fluxos BT3 e BT5, com valores aproximados de $k^* = 1,93$ e $1,59$, respectivamente e $c = \$ 20,55 GJ^{-1}$ e $\$ 20,59 GJ^{-1}$. O valor máximo é atribuído ao fluxo BT4, com $k^* = 2,72$ e $1,74$, e $c = \$ 35,97 GJ^{-1}$ e $\$ 22,60 GJ^{-1}$, respectivamente. Estes resultados concordam com aqueles obtidos por d'Accadia & de Rossi (1998).

Ressalta-se também que o custo exerético unitário do ar atinge valores elevados, com $k^* = 1,58$ e $1,56$, diferenciando-se do custo exergoeconômico unitário do motor do condensador, que atinge os valores máximos de $c = \$ 73,02 \text{ GJ}^{-1}$ e $\$ 54,70 \text{ GJ}^{-1}$. Ao contrário, os fluxos BP2, BP23, BP4 e BP5, relacionados com o componente de pressão do fluxo de exergia, apresentam os menores valores de custo unitário ($k^* = 1,58$ e $1,48$ e $c = \$ 20,26 \text{ GJ}^{-1}$ e $\$ 19,05 \text{ GJ}^{-1}$, respectivamente aos fluidos refrigerantes R-22 e R-22/R-142b. Estes resultados indicam que o desempenho do sistema é mais sensível à efetividade térmica dos trocadores de calor, dependendo mais das quantidades dos fluxos BT3 e BT5 e indiretamente de BT4, do que da queda de pressão que está representada pelas quantidades de fluxo BP3 e BP5.

Além disso, observa-se também na Tabela VII.1 que o custo exerético unitário do produto da planta de refrigeração (BB) é 17,37 % maior quando se opera com o fluido refrigerante R-22. E o custo exergoeconômico unitário é 22,27 % maior para o produto da planta de refrigeração, operando com o fluido refrigerante R-22, quando comparado com a mistura refrigerante não-azeotrópica.

Valero et al. (1986) enfatizam que, para um determinado subsistema “i”, o custo exerético unitário do seu combustível coincide aproximadamente com a variação do consumo marginal de recursos de exergia externa da planta total, em relação ao consumo de exergia unitário de um dado subsistema, mantendo as demais unidades constantes, conforme a seguinte expressão:

$$k_{Fi}^* \cong \left(\frac{\partial F_T}{\partial B_{dis,i}} \right)_{k_j = \text{const.}, j \neq i} \quad (\text{VII.5.1})$$

onde F_T é o combustível total requerido pela planta, $B_{dis,i}$ é a taxa de destruição de exergia na unidade “i” e k_j é o consumo de exergia unitário da unidade “j”, ou seja $k_j = F_j/PD_j$. Além disso, todos os fluxos internos apresentam custos exergoeconômico e exergético unitários que são homogêneos ao longo da planta, isto é, em qualquer dos aparelhos que a constituem não existem conflitos com o mecanismo de geração de custo.

Desta forma, desenvolve-se um procedimento de otimização que procura minimizar o custo termoeconômico total do produto BB com respeito aos parâmetros de projeto, que são considerados como variáveis de decisão do problema de minimização do custo. Essas variáveis de decisão são definidos como:

- * eficiência eletromecânica do motor elétrico do compressor, $x_1 = \eta_{motor1}$;
- * eficiência isoentrópica do compressor, $x_2 = \eta_{CP}$;
- * efetividade térmica do condensador, $x_3 = \varepsilon_{CO}$;
- * efetividade térmica do evaporador, $x_5 = \varepsilon_{EV}$

Em outras palavras, o objetivo deste procedimento é minimizar a seguinte função:

$$\Pi_{BB} = f(\eta_{EM1}, \eta_{CP}, \varepsilon_{CO}, \varepsilon_{EV}) \quad (\text{VII.5.2})$$

onde os valores iniciais foram definidos como:

$$\eta_{motor1} = 0,900 ; \eta_{CP} = 0,800 ; \varepsilon_{CO} = 0,700 ; \varepsilon_{EV} = 0,600$$

Particularmente, como foi observado por Wall (1991), não existe um método específico para encontrar o mínimo global do sistema devido à forte não-linearidade do problema matemático. Desta forma, as técnicas convencionais de cálculo computacional do ponto ótimo do sistema são consideradas como ferramentas importantes para esta avaliação.

Entretanto, utiliza-se aqui um procedimento alternativo que adota uma metodologia de otimização local e seqüencial. Neste procedimento, opera-se de unidade em unidade, obtendo individualmente para cada aparelho, “i”, o valor da variável de decisão x_i que minimiza o custo exergoeconômico unitário do produto PD_i , assumindo para isto os valores constantes destes mesmos produtos e também os valores dos respectivos custos exergoeconômicos dos combustíveis F_i . Estes valores foram calculados anteriormente e representam as condições operacionais de referência da planta de refrigeração, conforme indicado na Tabela VII.1. O estudo de otimização é baseado na análise da mistura não-azeotrópica R-22/R-142b que apresentou o maior desempenho termodinâmico e o menor custo exergoeconômico.

Então, para o motor elétrico (motor1), o valor de η_{motor1} que minimiza o custo c_{BW2} , mantendo constante c_{BW1} e $BW2$, é assumido como um valor ótimo. Este procedimento é igualmente feito para o compressor (variável de decisão η_{CP}), condensador e evaporador (variáveis de decisão: ε_{CO} e ε_{EV} , respectivamente).

Aqui é importante notar que, com exceção da eficiência do motor elétrico η_{motor1} , as variáveis de decisão escolhidas neste exemplo não podem ser consideradas rigorosamente como variáveis locais, já que existe uma certa influência de cada unidade sobre as condições de operação e de composição

de custo das outras unidades. No entanto, considera-se neste estudo que tal influência pode ser negligenciada com o objetivo de evitar complicações atribuídas à presença de variáveis de decisão globais. D'Accadia & de Rossi (1998) notaram que este procedimento de otimização é aceitável para os sistemas de refrigeração, levando à obtenção de valores ótimos da função objetivo que são próximos do valor mínimo obtido pela técnica numérica convencional.

VII.5.1- Motor elétrico (subsistema 1)

Para este equipamento o balanço de custo é representado por:

$$c_{BW2} BW2 = c_{BW1} BW1 + \xi Z_1 \quad (\text{VII.5.3})$$

onde o valor do ponto ótimo local é obtido pela minimização da função VII.5.4, com respeito à variável de decisão η_{motor1} :

$$c_{BW2} = c_{BW1} k_{BW1} + k_{Z_1} = \frac{c_{BW1}}{\eta_{\text{motor1}}} + k_{Z_1} \quad (\text{VII.5.4})$$

Assim, assumindo valores constantes para $c_{BW1} = c_0 = \$ 10 \text{ GJ}^{-1}$ e $BW2 = 3,05 \text{ kW}$ (obtido da Tabela VII.1), o custo unitário c_{BW2} torna-se uma função única de η_{motor1} . Então, pela simples diferenciação da equação VII.5.4 ($\partial c_{BW2} / \partial \eta_{\text{motor1}} = 0$) é possível determinar a seguinte condição do ponto ótimo local:

$$\eta_{\text{motor1,opt}} = 0,908$$

VII.5.2- Compressor (subsistema 2)

O balanço de custo do compressor é dado por:

$$c_{BP2} BP2 + c_{BT2} BT2 = c_{BW2} BW2 + c_{S2} S2 + \xi Z_2 \quad (VII.5.5)$$

então, fazendo $c_{BP2} = c_{BT2}$, obtém-se a função de custo a ser minimizada:

$$c_{BP2} = c_{BT2} = c_{BW2} k_{BW2} + c_{S2} k_{S2} + k_{Z2} \quad (VII.5.6)$$

onde $k_{BW2} = BW2 / (BP2 + BT2)$ e $k_{S2} = k_{BW2} - 1$, ou seja:

$$k_{S2} = \frac{S2}{(BP2 + BT2)} = \frac{BW2 - (BP2 + BT2)}{(BP2 + BT2)} = k_{BW2} - 1 \quad (VII.5.7)$$

E, ainda, aproximando-se a eficiência exergética $(BP2 + BT2) / BW2$ com aquela eficiência isoentrópica do compressor, pode-se obter um fator de correção de 1,006 que representa a relação entre a eficiência exergética e a eficiência isoentrópica obtida no estado de referência do sistema. O custo é calculado, então, pela seguinte expressão:

$$c_{BP2} = \frac{c_{BW2}}{1,006 \eta_{CP}} + c_{S2} \left(\frac{1}{1,006 \eta_{CP}} - 1 \right) + k_{Z2} \quad (VII.5.8)$$

na qual $c_{BW2} = \$ 11,98 \text{ GJ}^{-1}$, $c_{S2} = \$ 3,85 \text{ GJ}^{-1}$ e $(BP2 + BT2) = 2,36 \text{ kW}$, onde obtém-se, através da diferencial da função de custo ($\partial c_{BP2} / \partial \eta_{CP} = 0$), a seguinte condição de ótimo local:

$$\eta_{CP,opt} = 0,834$$

VII.5.3- Condensador e acessórios (subsistema 3)

O balanço de custo pode ser escrito da seguinte forma:

$$C_S S = C_{BW3} BW3 + C_{BP3} BP3 + \Pi_{ar} + C_{BT3} BT3 + \xi Z_3 \quad (\text{VII.5.9})$$

e, portanto,

$$C_S = C_{BW3} k_{BW3} + C_{BP3} k_{BP3} + \frac{\Pi_{ar}}{S} + C_{BT3} k_{BT3} + \xi \frac{Z_3}{S} \quad (\text{VII.5.10})$$

Nesta expressão, observa-se que os três primeiros termos do lado direito apresentam valores relativamente pequenos e, além disso, eles podem ser aproximadamente considerados sem qualquer dependência da variável de decisão ε_{CO} . Então, eles serão admitidos como constantes e de valor igual àquele das condições iniciais do sistema de referência. Já, a dependência de k_{BT3} com relação a ε_{CO} pode ser aproximada pela expressão $BT3 + BP3/S \cong \bar{T}_{23} / T_0 - 1$, com \bar{T}_{23} representando a temperatura termodinâmica média do refrigerante no processo 2-3, ou seja, $\bar{T}_{23} = (h_2 - h_3)/(s_2 - s_3)$ e, ainda, considerando que $BP3/S \cong 0$, obtém-se:

$$k_{BT3} \cong \frac{\bar{T}_{23}}{T_0} - 1 \quad (\text{VII.5.11})$$

Assim, aproximando \bar{T}_{23} com aquela temperatura na qual o processo de condensação inicia, T_2 , e considerando, ainda, o conceito de eficiência do condensador (ε_{CO}), pode-se escrever:

$$\bar{T}_{23} \cong T_7 + \frac{(T_8 - T_7)}{\varepsilon_{CO}} \quad (\text{VII.5.12})$$

onde T_7 e T_8 são valores fixos de temperatura do fluido de condensação.

Então, assumindo valores constantes para $c_{BW3} = c_0 = \$ 10 \text{ GJ}^{-1}$, $BW3 = 0,557 \text{ kW}$, $c_{BP3} = \$ 54,70 \text{ GJ}^{-1}$, $BP3 \approx 0,00 \text{ kW}$, $S = 16,03 \text{ kW}$ e $c_{BT3} = \$ 20,55 \text{ GJ}^{-1}$, c_S torna-se uma função única de ε_{CO} . A condição ótima deste subsistema é dada por:

$$\varepsilon_{CO, \text{opt}} = 0,78$$

VII.5.4- Evaporador (subsistema 5)

A partir do seguinte balanço de custo:

$$c_{BB} BB = c_{S5} S_5 + c_{BP5} BP_5 + c_{BT5} BT_5 + \xi Z_5 \quad (\text{VII.5.13})$$

pode-se escrever:

$$c_{BB} = c_{S5} k_{S5} + c_{BP5} k_{BP5} + c_{BT5} k_{BT5} + \xi Z_5 \quad (\text{VII.5.14})$$

O consumo unitário k_{BP5} é assumido com valor constante. Além disso, pode-se obter da equação do balanço de exergia na unidade, a seguinte expressão:

$$BT_5 = BB + B_{\text{dis,EV}} - BP_5 \quad (\text{VII.5.15})$$

onde $B_{\text{dis,EV}}$ é a taxa de destruição de exergia no evaporador, que pode ser expressa por (Kotas, 1985):

$$B_{\text{dis,EV}} = Q T_0 \left(\frac{1}{\bar{T}_{41}} - \frac{1}{\bar{T}_{56}} \right) \quad (\text{VII.5.16})$$

onde Q é a taxa de fluxo de calor trocado (fixado em 15,647 kW para a condição de referência), T_0 é a temperatura ambiente, \bar{T}_{41} e \bar{T}_{56} representam a temperatura termodinâmica média do refrigerante e do ar, respectivamente. E, assumindo, ainda, \bar{T}_{41} como sendo aproximadamente igual à temperatura inicial do processo de evaporação, pode-se obter a partir da definição de ε_{EV} a seguinte expressão:

$$\bar{T}_{41} \cong T_5 - \frac{(T_5 - T_6)}{\varepsilon_{\text{EV}}} \quad (\text{VII.5.17})$$

onde T_5 e T_6 são valores fixos de temperatura que podem ser considerados como sendo iguais a \bar{T}_{56} .

Além disso,

$$S_5 = Q + BP_5 + BT_5 \quad (\text{VII.5.18})$$

Desta forma, assumindo valores constantes para $c_{S_5} = \$ 3,85 \text{ GJ}^{-1}$, $c_{BP_5} = \$19,07 \text{ GJ}^{-1}$, $BP_5 = 4,19\text{E-}2 \text{ kW}$ e $BB = 1,169 \text{ kW}$, c_{BB} pode ser descrito,

aproximadamente, como uma função única da eficiência térmica do evaporador. O ponto ótimo do subsistema é, então, dado por:

$$\varepsilon_{EV,opt} = 0,67$$

VII.6- Otimização da carga térmica de equipamentos de congelamento de alimentos

As condições de operação do equipamento frigorífico devem ser definidas levando em consideração as restrições de taxa de congelamento que garantam os atributos de qualidade do produto. Neste trabalho, escolhe-se um valor limite de tempo característico mínimo de 90 minutos que permite o controle do escurecimento da superfície do produto, conforme descrito por Zaritzky et al. (1982). Além disto, deve-se utilizar também a maior taxa de congelamento possível, evitando, desta forma, o aparecimento de grandes cristais de gelo dentro do produto (Añón & Calvelo, 1980).

A Figura VII.4 mostra o comportamento do perfil de tempo característico para diferentes condições de operação do equipamento, utilizando uma temperatura final da placa de congelamento de 250,15 K, que caracteriza uma condição de congelamento rápido. Observa-se que o perfil de tempo característico alcança valores muito baixos, principalmente na superfície da carne, onde ocorre uma alta taxa de transferência de calor. A manipulação da temperatura da placa de congelamento no início do processo permite uma redução dos valores de tempo característico nos pontos internos do produto, conforme indicado pelas curvas (2) e (3). A Figura VII.5 mostra as respectivas perturbações de temperaturas do congelador utilizadas na Figura VII.4.

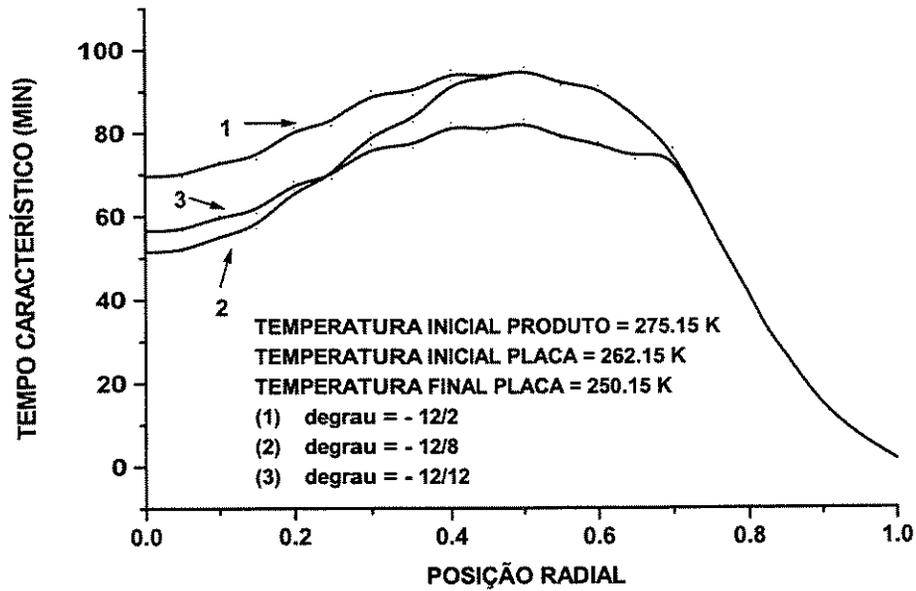


Figura VII.4- Perfil de tempo característico do produto obtido sob uma condição de congelamento rápido

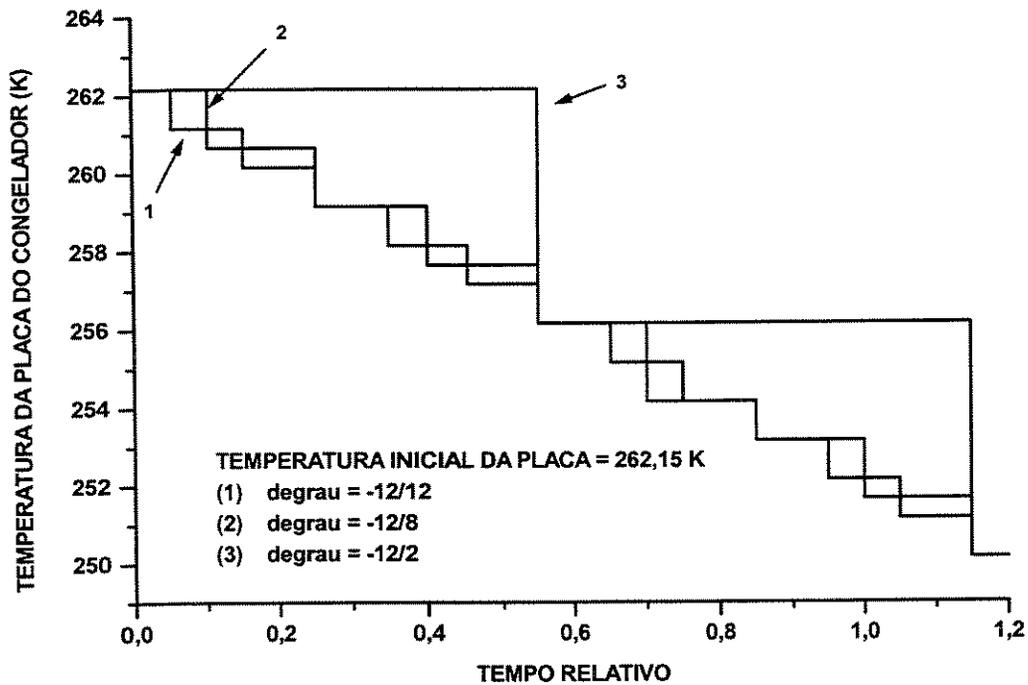


Figura VII.5- Perfil de temperatura da placa do congelador

A redução da taxa de congelamento induz um aumento do tempo característico na superfície da carne, conforme se pode observar na Figura VII.6. A condição de operação do equipamento foi padronizada utilizando uma temperatura da carne de 275,15 K que é a temperatura de armazenamento inicial do produto. A temperatura inicial da placa de congelamento foi mantida em 266,15 K e foi progressivamente abaixada até uma condição final de 250,15 K.

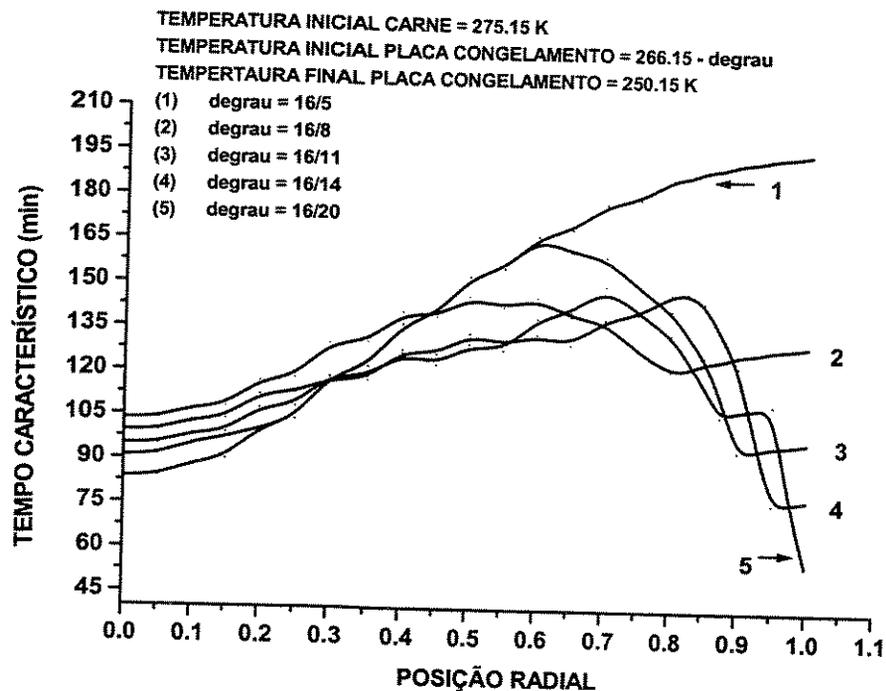


Figura VII.6- Perfil de tempo característico para diferentes taxas de congelamento do produto no congelador de placas

A Figura VII.7 mostra o perfil dos degraus de temperatura de congelamento utilizados nas simulações apresentadas na Figura VII.6. Verifica-se que uma mudança de temperatura da placa logo no início da operação do congelador, representada pela curva com inclinação constante, provoca uma redução do tempo característico na superfície do produto. A redução do número de degraus permite um aumento do tempo característico na

superfície, porém, provoca um aumento da taxa de congelamento para pontos internos da carne. Pode-se, desta forma, verificar que a condição desejada de operação do sistema pode ser obtida pela manipulação da temperatura da placa, utilizando perturbações de temperatura diferenciadas ao longo do tempo de operação do equipamento.

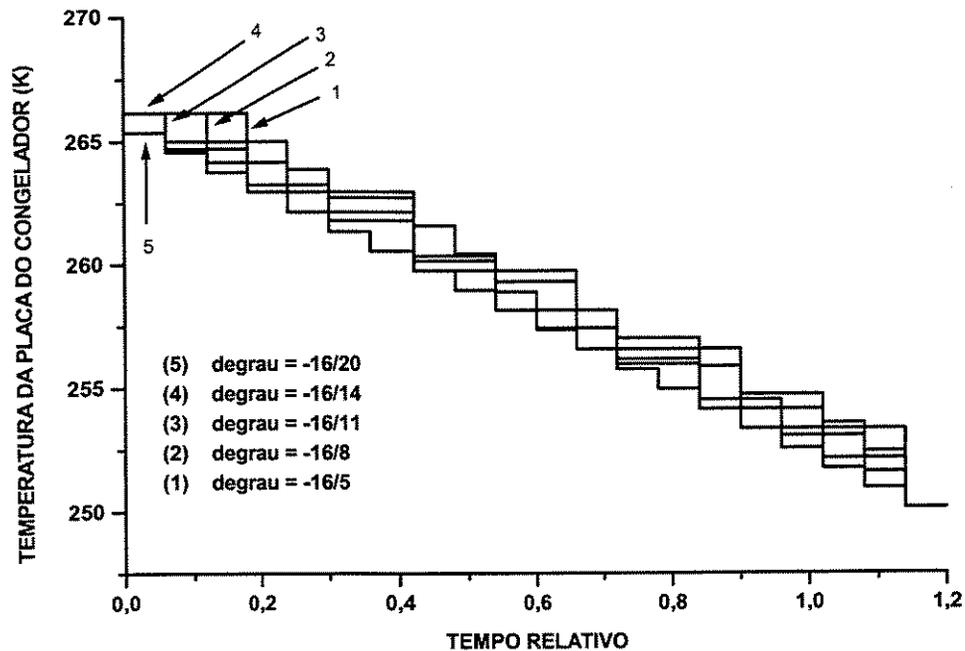


Figura VII.7- Perfil de temperatura na placa do congelador, relativo às condições de operação indicadas na Figura VII.6

O efeito da manipulação das condições de operação do congelador pode ser visualizado na Figura VII.8, onde observa-se uma resposta rápida do tempo característico em função de diferentes perturbações na temperatura de operação do sistema. Utiliza-se uma condição inicial de temperatura da placa de 266,15 K, sujeita a diferentes perturbações degrau na temperatura de congelamento ao longo do tempo. Verifica-se que uma maior perturbação de temperatura da placa, no início da condição de congelamento, provoca um abaixamento do tempo característico nos pontos próximos da superfície do

produto, conforme indicado pelas curvas (2), (3) e (4). Entretanto, um posterior degrau positivo da temperatura da placa provoca uma sensível redução da taxa de congelamento nos pontos mais internos do produto, conforme indicado pelo pico de tempo característico mostrado nas curvas (3) e (4).

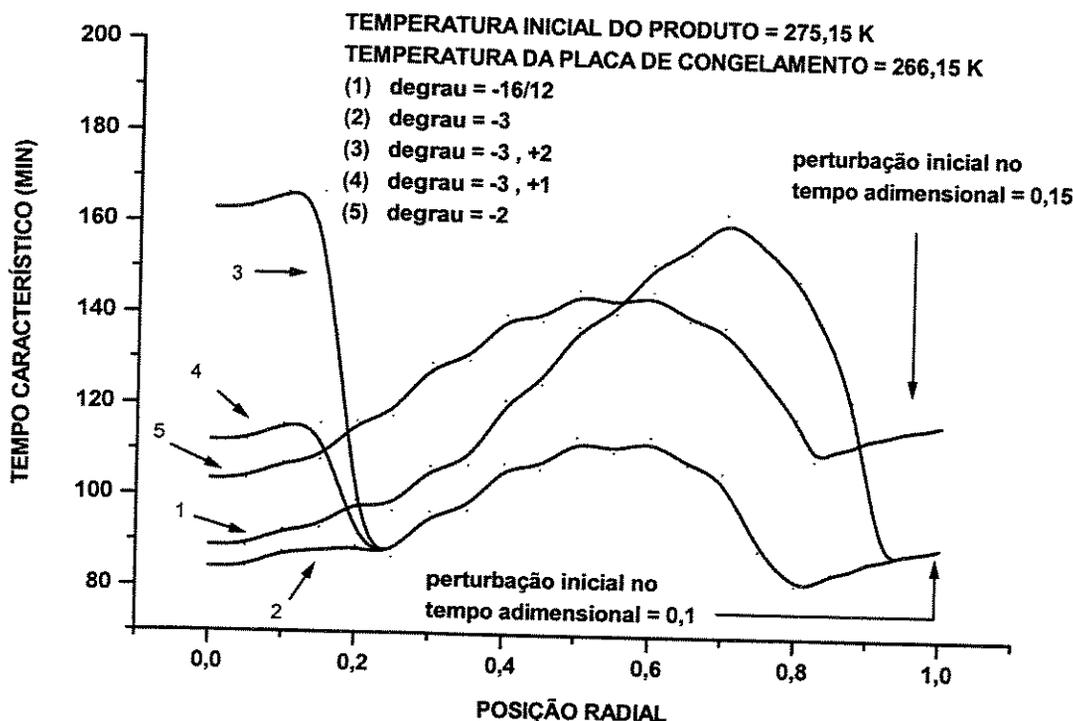


Figura VII.8- Perfil de tempo característico de congelamento do produto para diferentes degraus de temperatura do congelador de placas

A curva (5), indicada na Figura VII.8, representa uma condição de operação que preserva as características de qualidades do produto. Ressalta-se, aqui, a necessidade de aplicar uma otimização rigorosa porque existem muitos graus de liberdade no sistema. Os parâmetros de otimização seriam: o número de degraus e o valor da temperatura em cada degrau, além de uma restrição de tempo máximo de congelamento que assegura um controle da deterioração microbiológica do produto e evita grandes flutuações de temperatura no processo.

A variação da carga térmica do sistema ao longo do tempo de congelamento apresenta um comportamento diferenciado em função das condições de operação do congelador. Pode-se observar na Figura VII.9 que a utilização de maiores gradientes de temperatura de congelamento provoca um aumento da inclinação da curva de carga térmica do produto ao longo do tempo. Este aumento de variação da carga térmica indica um aumento da carga térmica total do sistema. Para medir este aumento de carga térmica utiliza-se um estado de referência definido numa temperatura abaixo daquela de congelamento do produto. O desvio absoluto entre a carga térmica de referência e a carga térmica instantânea foi definido como gradiente de carga térmica. Desta forma, o aumento do gradiente de carga térmica está relacionado com uma maior variação total da carga térmica do sistema que pode ser indicada pela área sob cada curva mostrada na Figura VII.9.

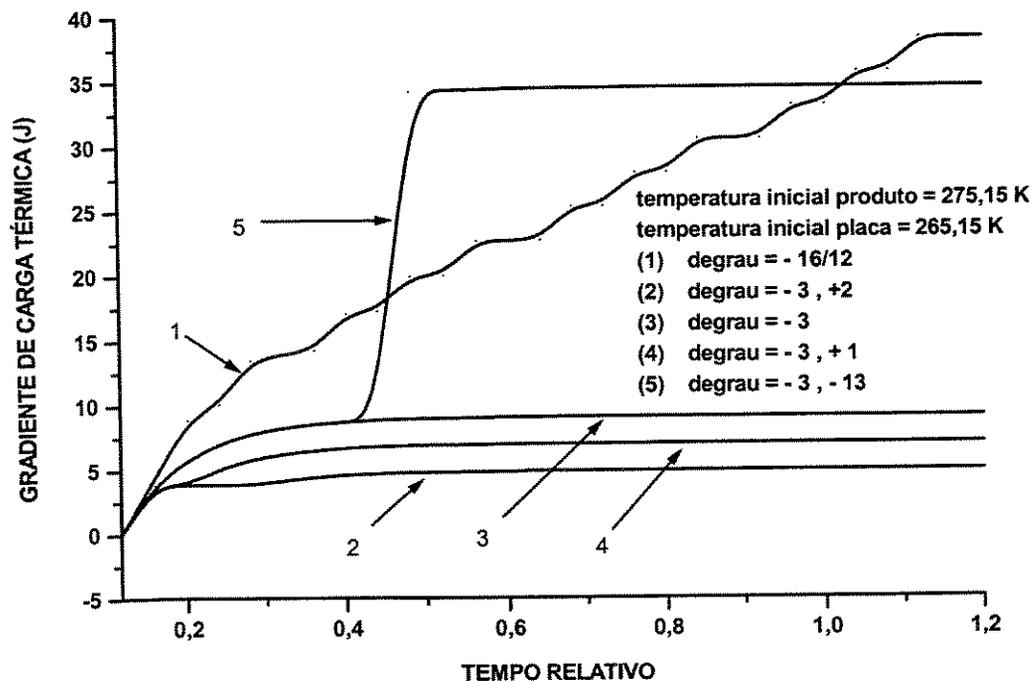


Figura VII.9- Gradiente de carga térmica do congelador de placas mantido sob as condições de operação indicadas na Figura VII.8

CAPÍTULO VIII

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Os objetivos propostos neste trabalho de tese foram atingidos, uma vez que a modelagem, a simulação e a otimização de sistemas de refrigeração e de congelamento foram contempladas satisfatoriamente.

Inicialmente, desenvolveu-se a modelagem do equilíbrio de fases de fluidos refrigerantes puros e de misturas não-azeotrópicas que são correntemente aplicadas para sistemas de refrigeração. O modelo apresentou uma boa capacidade de predição do perfil termodinâmico do fluido refrigerante ao longo de uma larga faixa de condições de operação do sistema, sendo considerado como uma ferramenta importante para o estudo de simulação da planta de refrigeração. Ressalta-se, contudo, que o modelo pode ser aperfeiçoado com o objetivo de contemplar a alta não-idealidade de misturas refrigerantes com vários componentes, possibilitando uma maior flexibilidade de aplicação do sistema de refrigeração com fluidos refrigerantes não-agressivos ao meio ambiente.

A determinação do perfil termodinâmico do fluido refrigerante possibilitou o desenvolvimento do modelo de simulação do circuito de refrigeração operando com fluidos refrigerantes puros e com misturas não-azeotrópicas. Este modelo foi aperfeiçoado pela inclusão de modelos específicos das unidade básicas da planta de refrigeração, utilizando um modelo de compressão politrópica que define com fidelidade o comportamento do fluido no compressor. Os trocadores de calor foram representados por uma diferença de temperatura média efetiva que mostrou

uma alta capacidade de identificação do perfil termodinâmico do fluido refrigerante, durante os processos de evaporação e de condensação.

A planta de refrigeração foi estudada sob uma condição de operação em estado estacionário, utilizando um modelo termodinâmico para o fluido de transferência de calor na interface dos trocadores de calor. Este modelo de interface serviu de base para a simulação da planta de refrigeração e possibilitou também a análise do consumo de energia do sistema de refrigeração.

A simulação da planta de refrigeração utilizando a condição de interface representa uma ferramenta importante para o projetista porque possibilita o desenvolvimento de novas configurações da planta de refrigeração, utilizando circuitos termodinâmicos acoplados e com aplicação de diferentes fluidos refrigerantes.

A teoria do custo exergético foi aplicada para a análise do sistema de refrigeração com o objetivo de encontrar uma condição ótima de projeto. A metodologia foi baseada em três passos principais:

- * Definição da representação do fluxo de combustível-produto-resíduo da planta de refrigeração;
- * Utilização de uma condição básica do projeto para calcular os custos exergoeconômicos de todos os fluxos fixos que aparecem na estrutura da planta;
- * Otimização local e sequencial dos subsistemas que constituem a planta, utilizando para isto os custos exergoeconômicos previamente calculados.

A análise de custo exergético possibilitou a elaboração de um procedimento de otimização do sistema de refrigeração, proporcionando também indicações da potencialidade de aumento da eficiência e do custo efetivo dos componentes da planta, obtido por meio de mudanças na sua estrutura. Este procedimento permite ao projetista identificar o processo de formação de custo das diversas unidades que constituem a planta de refrigeração.

Este trabalho apresentou também um estudo de modelagem e simulação do perfil de carga térmica de sistemas de congelamento de alimentos. O estudo foi baseado na resolução do modelo de transferência de calor em estado transiente, aplicado para um congelador de placas de contato, utilizando o método da Colocação Ortogonal em Elementos Finitos. Este método caracterizou com boa precisão o perfil de temperatura do produto, permitindo a identificação da taxa de congelamento ao longo de toda a sua espessura.

As condições de operação do equipamento influenciaram drasticamente a taxa de congelamento do produto. O controle destas condições possibilitou a identificação de um perfil de velocidade de congelamento que favorece a manutenção de quesitos de qualidade do produto congelado.

Finalmente, verificou-se que a utilização de uma taxa de congelamento ótima possibilita a redução da carga térmica total do sistema, permitindo a redução no consumo de energia de operação do equipamento.

Assim, este trabalho de tese enfocou todos os aspectos mais importantes para o desenvolvimento de projetos de sistemas de refrigeração e de congelamento de produtos alimentícios.

Como sugestões para continuidade deste trabalho propõe-se:

- Aperfeiçoar o procedimento de cálculo do perfil termodinâmico do fluido refrigerante que opera no sistema de refrigeração, procurando desenvolver um procedimento de cálculo que contemple os desvios de idealidade de uma larga variedade de misturas de fluidos refrigerantes disponíveis no mercado. Isto possibilita a análise do desempenho termodinâmico destas misturas operando na planta de refrigeração e finalmente a escolha do fluido refrigerante adequado ao sistema.
 - Desenvolver a modelagem termodinâmica de novas configurações de estrutura de plantas de refrigeração utilizadas em diferentes aplicações, como por exemplo, os sistemas de ar condicionado central de grandes edifícios, as diferentes aplicações industriais da indústria de alimentos e da indústria química, além dos projetos específicos de refrigeradores e de congeladores comerciais.
 - Desenvolver e aperfeiçoar os modelos de cálculo do perfil de carga térmica do fluido refrigerante nas diversas unidades que compõem a planta mecânica de refrigeração, proporcionando, assim, uma definição precisa das variáveis de projeto destas unidades e o desenvolvimento de técnicas de controle da operação da planta de refrigeração.
 - Desenvolver os modelos específicos de cálculo da carga térmica de processos típicos da indústria de alimentos, como por exemplo as câmaras e túneis de congelamento, proporcionando as condições de análise das aplicações de interface com a planta mecânica de refrigeração.
 - Desenvolver o procedimento de otimização das condições de operação da planta de refrigeração visando identificar as variáveis ótimas de projeto de cada unidade do sistema e avaliar o consumo de energia e o custo de implantação do projeto.
-

CAPÍTULO IX

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abdoul, W., Rauzy, E. and Péneloux, A. Group-contribution equation of state for correlating and predicting thermodynamic properties of weakly polar and non-associating mixtures binary and multicomponent systems. **Fluid Phase Equilibria**, **68**, 47-102, 1991.
- Angelino, G. & Invernizzi, C. General method for the thermodynamic evaluation of heat pump working fluids. **Int. J. Refrig.**, **11** (1), 16-25, 1988.
- Angrist, S.W. **Direct Energy Conversion**. Allyn and Bacon Inc., pp. 121-176, 1982.
- Añón, M.C. & Calvelo, A. Freezing rate effects on the drip loss of frozen beef. **Meat Science**, **4**, 1-14, 1980.
- Aprea, C., Mastrullo, M. and de Rossi, F. Behaviour and performances of R502 alternative working fluids in refrigerating plants. **Int. J. Refrig.**, **19** (4), 257-263, 1996.
- ASHRAE Handbook: Fundamentals. ASHRAE, Atlanta, GA, 1993.
- ASHRAE Handbook: Fundamentals. ASHRAE, Atlanta, GA, 1985.
- Atwood, T. & Hughes, H.M. Refrigerants and energy efficiency. In **Proceedings of the 1990 USN/IIR-Purdue Refrigeration Conference and ASHRAE-Purdue CFC Conference**, Purdue University, West Lafayette, pp. 80-89, 1990.
- Bare, J.C., Gage, C.L., Radermacher, R. and Jung, D.S. Simulation of nonazeotropic refrigerant mixtures for use in a dual-circuit

- refrigerator/freezer with countercurrent heat exchanger. **ASHRAE Trans.**, **97**, 447-454, 1991.
- Barolo, M., Bertucco, A. and Scalabrin, G. A method for the prediction of vapor-liquid equilibria of refrigerant mixtures at low and moderate pressure. **Int. J. Refrig.**, **18**, 550-556, 1995.
- Bensafi, A., Borg, S. and Parent, D. CYRANO: a computational model for the detailed design of plate-fin-and-tube heat exchangers using pure and mixed refrigerants. **Int. J. Refrig.**, **20**, (3), 218-228, 1997.
- Bensafi, A. & Haselden, G.G. Wide boiling refrigerant mixtures for energy saving. **Int. J. Refrig.**, **17**, 469-474, 1994.
- Boehm R.F. Design Analysis of Thermal Systems, Wiley, New York, 1987.
- Bohman, R.H. & Harrison, R.L. The engineering and manufacture of a high efficiency, automatic defrost refrigerator-freezer. **ASHRAE Trans.**, **88**, 1053-1063, 1982.
- Califano, A.N. & Zaritzky, N.E. Simulation of freezing or thawing heat conduction in irregular two dimensional domains by a boundary-fitted grid method. **Lebensmittel-Wissenschaft and technologie**, **30**, 70-76, 1997.
- Calm, J. M. & Didion, D. A. Trade-offs in refrigerant selections: past, present, and future. **Int. J. Refrig.**, **21**, 308-321, 1998.
- Camporese, R., Bigolaro, G. and Rebellato, L. Calculation of thermodynamic properties of refrigerants by the Redlich-Kwong-Soave equation of state. **Int. J. Refrig.**, **8**, 147-151, 1985.
- Catto, A.G. & Prata, A.T. Modelagem Numérica do Escoamento e da Transferência de Calor no Interior do Cilindro de um Compressor Alternativo. **Proceedings of 7th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences**. Rio de Janeiro, Nov., pp. 496-501, 1998.
-

- Chen, J.F. Optimization of Vapor Compression Air Conditioner/heat Pumps Using Refrigerant Mixtures. PhD thesis, University of Leeds, England, 1992.
- Chege, J.M., Behan, M.J., Monaco, R.L., Lenard, C. Refrigeration and Air-conditioning. Prentice-Hall Inc., Englewood Cleffs, N.J., 1979.
- Cleland, A.C. Package design for refrigerated food - the need for multidisciplinary project teams. **Trends in Food Science and Technology**, 7, 269-271, 1996.
- Cleland, A.C. & Özilgen, S. Thermal design calculations for food freezing equipment - past, present and future. **Int. J. Refrig.**, 21, (5), 359-371, 1998.
- Cleland, A.C. Food Refrigeration Processes - Analysis, Design and Simulation. Elsevier Science, London, 1990.
- Cleland, A.C. RADS - a computer package for refrigeration analysis, design and simulation. **Int. J. Refrig.**, 8, 372-376, 1985a.
- Cleland, A.C. Experimental verification of a mathematical model for simulation of industrial refrigeration plants. **Int. J. Refrig.**, 8, 275-282, 1985b.
- Cleland, A.C. & Earle, R.L. Assessment of freezing time prediction methods. **Journal of Food Science**, 49, 1034-1042, 1984.
- Cleland, A.C. Simulation of industrial refrigeration plants under variable load conditions. **Int. J. Refrig.**, 6, 11-19, 1983.
- Cleland, A.C., Earle, R.L. & Cleland, D.J. The effect of freezing rate on the accuracy of numerical freezing calculations. **Int. J. Refrig.**, 5, 294-301, 1982.
- Cleland, A.C. & Earle, R.L. Prediction of freezing times for foods in rectangular packages. **Journal of Food Science**, 44, 964-970, 1979.

- Cleland, D.J., Cleland, A.C. and Jones, R.S. Collection of accurate experimental data for testing the performance of simple methods for food freezing time prediction. **Journal of Food Process Engineering**, **17**, 93-119, 1994.
- Cleland, D.J. A generally applicable simple method for prediction of food freezing and thawing times. **Proceedings of the 18th International Congress of Refrigeration**, **2**, pp. 1873-1877, 1991.
- Cleland, D.J. Prediction of freezing and thawing times for food. PhD thesis, Massey University, New Zealand, 1985.
- Chang, Y.N. & Nagashima, A. Effect of Dissolved Lubricating Oils on the Viscosity of Alternative Refrigerants. **International Journal of Thermophysics**, **14**, (5), 1007-1019, 1993.
- Chen, J. & Wu, C. Optimization of a two-stage combined refrigeration system. **Energy Convers. Mgmt.**, **37**, (3), 353-358, 1996.
- Chen, L., Sun, F. and Chen, W. Optimization of the specific rate of refrigeration in combined refrigeration cycles. **Energy**, **20**, (10), 1049-1053, 1995.
- Chen, L., Sun, F., Wu, C. and Kiang, R.L. A generalized model of a real refrigerator and its performance. **Applied Thermal Engineering**, **17**, (4), 401-412, 1997.
- Connon, H.A. & Drew, D.W. Estimation and application of thermodynamics properties for a non-azeotropic refrigerant mixture. **Proc. I.I.R., Commission B1 B2 E1 E2**, pp. 91-100, 1981.
- Corberán, J.M. and Melón, M.G. Modelling of plate finned tube evaporators and condensers working with R-134a. **Int. J. Refrig.**, **21**, (4), 273-284, 1998.
-

- Costa, M.L.M. & Parise, J.A.R. A Three-Zone Simulation Model for Air-Cooled Condensers. **Heat Recovery Systems & CHP**, **13**, (2), 97-113, 1993.
- Daniels, T.C. & Davies, A. The relationship between the refrigerant charge and the performance of a vapour-compression refrigeration system. **ASHRAE Trans.**, **81**, 212-234, 1975.
- D'Accadia, M. D. & de Rossi, F. Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant. **Int. J. Refrig.**, **21** (1), 42-54, 1998.
- Didion, D.A. & Bivens, D.B. Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs. **Int. J. Refrig.**, **13**, (3), 163-175, 1990.
- Dimitriyev, V.I. & Pisarenko, V.E. Determination of optimum refrigerant charge for domestic refrigerator unit. **Int. J. Refrig.**, **7**, 178-180, 1984.
- Domanski, P.A. & Didion, D.A. Impact of refrigerant property uncertainties on prediction of vapor compression cycle performance. NBSIR 86-3373 National Bureau of Standards, Gaithersburg, MD, USA, 1986.
- Domanski, P. & McLinden, M. A simplified cycle simulation model for performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures. **Int. J. Refrig**, **15**, 81-88, 1992.
- Domanski, P.A., Mulroy, W.J. and Didion, D.A. Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerant mixtures: a computer simulation. **Int. J. Refrig.**, **17**, (4), 226-230, 1994.
- Domanski, P. A., Didion, D. A. and Doyle, J. P. Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle. **Int. J. Refrig.**, **17**, (7), 487-493, 1994.
- Dorantès, R. & Lallemand, A. Influence de la nature des fluides, purs ou en mélanges non-azéotropiques, sur les performances d'une machine de climatisation à éjecto-compresseur. **Int. J. Refrig.**, **18**, (1), 21-30, 1995.

- Dutra, J.C.C. & Brum, N.C.L. Simulação Numérica do Campo de Velocidades em Trocadores de Calor Casco-e-Tubos. **Proceedings of 7th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences**. Rio de Janeiro, Nov., pp. 580-585, 1998.
- Elvassore, N., Barolo, M. and Bertucco, A. Group-contribution equation of state for the prediction of vapor-liquid equilibria of mixtures containing hydrocarbons and alkanes. **Ind. Eng. Chem. Res.**, **37**, 3105-3111, 1998.
- Escanes, F., Pérez-Segarra, C.D. and Oliva, A. Numerical simulation of capillary-tube expansion devices. **Int. J. Refrig.**, **18**, (2), 113-122, 1995.
- Eubank, P. T., Elhassen, A. E., Barrufet, M. A and Whitin, W. B. Area method for prediction of fluid phase equilibria. **Ind. Eng. Chem. Res.**, **31**, (3), 942-949, 1992.
- Farzad, M. & O'Neal, D.L. The effect of void fraction model on estimation of air conditioner system performance variables under a range of refrigerant charging conditions. **Int. J. Refrig.**, **17**, (2), 85-93, 1994.
- Finlayson, B.A. *Nonlinear Analysis in Chemical Engineering*. McGraw-Hill Co., 1980.
- Fiorelli, F.A.S., Paiva, M.A.S., Peixoto, R.A. and Silveiras, O.M. Estudo Numérico sobre o Escoamento de Misturas Não-azeotrópicas através de Tubos Capilares. **Proceedings of 7th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences**. Rio de Janeiro, Nov., pp. 1061-1066, 1998.
- Fleming, A.K. Refrigeration demands for meat processing. **Refrigeration Science and Technology**, (1), 285-292, 1976.
- Fleming, A.K. Calorimetric properties of lamb and other meats. **Journal of Food Engineering**, **4**, 199-215, 1969.
-

- Friend, D.G. & Huber, M.L. Thermophysical Property Standard Reference Data from NIST. **International Journal of Thermophysics**, **15**, (6), 1279-1288, 1994.
- Fransson, E., Vamling, L. and Vidal, J. The Abdoul-Rauzy-Peneloux group contribution equation of state extended to CFC-containing mixtures. **Chem. Eng. Sci.**, **48**, (10), 1753-1759, 1993.
- Gabrielii, C. & Vamling, L. Changes in optimal distribution of heat exchanger area between the evaporator and suction gas heat exchanger when replacing R-22 with R-407C. **Int. J. Refrig.**, **21**, (6), 440-451, 1998.
- Ghaleb, A.I. Theoretical Investigation Into Instability of a Refrigeration System with an Evaporator Controlled by a Thermostatic Expansion Valve. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, **76**, Aug., 722-727, 1998.
- Gopalnarayanan, S. Choosing the right refrigerant. **Mechanical Engineering**, October, 92-98, 1998.
- Gordon, J.M., Ng, K.C. and Chua, H.T. Optimizing chiller operation based on finite-time thermodynamics: universal modeling and experimental confirmation. **Int. J. Refrig.**, **20**, (3), 191-200, 1997.
- Gow, A.S., Guo, X., Lucia, A. and Liu, D. Simulation of refrigerant phase equilibria. **Ind. Eng. Chem. Res.**, **36**, 2841-2848, 1997.
- He, X., Spindler, E., Jung, D.D. and Radermacher, R. Investigation of R-22/R-142b mixture as a substitute for R-12 in single-evaporator domestic refrigerators. **ASHRAE Trans.**, **98**, 150-159, 1992.
- Heidemann, R.A. & Abdel-Ghanni, R. An approach to multiphase equilibrium calculations. **AIChE Annual Meeting**, Paper 117e, San Francisco, November, 1994.

- Heinzelmann, E. & Ussyk, M.S. Hermetic refrigerating compressors and CFC substitution. **Int. J. Refrig.**, **14**, Jan., 10-15, 1991.
- Heldman, D.R. Food properties during freezing. **Food Technology**, **36**, (2), 92-99, 1982.
- Heldman, D.R. & Gorby, G.P. Prediction of thermal conductivity in frozen foods. **Trans. ASAE**, **18**, 740-744, 1975.
- Heldman, D.R. Computer simulation of food freezing processes. **Proc. 4th Int. Congr. Food Sci. Technol.**, **4**, 397-405, 1974.
- Herres, G. & Gorenflo, D. Calculations of the vapor-liquid equilibrium of some binary systems of refrigerants by various cubic equations of state. **Proc. I.I.R.**, Commission B1 B2 E1 E2, pp. 169-175, 1990.
- Hirsch, S.R. On the relation of compressor theory to practice. **ASHRAE J.**, **15**, 37-41, 1973.
- Hossain, M.M, Cleland, D.J. and Cleland A.C. Prediction of freezing and thawing times of foods of regular multi-dimensional shape using an analytically derived geometric factor. **Int. J. Refrig.**, **15**, 227-235, 1992a.
- Hossain, M.M, Cleland, D.J. and Cleland A.C. Prediction of freezing and thawing times of foods of two-dimensional irregular shape using a semi-analytical geometric factor. **Int. J. Refrig.**, **15**, 235-240, 1992b.
- Hossain, M.M, Cleland, D.J. and Cleland A.C. Prediction of freezing and thawing times of foods of three-dimensional irregular shape using a semi-analytical geometric factor. **Int. J. Refrig.**, **15**, 241-246, 1992c.
- Hsieh, R.C., Lerew, L.E. and Heldman, D.R. Prediction of freezing time for food as influenced by products properties. **J. Food Process Engng.**, **1**, 183-197, 1977.
-

- Huron, M. J. & Vidal, J. New mixing rules in simple equations of state for representing vapor-liquid equilibria of strongly non-ideal liquid mixtures. **Fluid Phase Equilibria**, **3**, (4), 255-271, 1979.
- Itard, L. C. M. Wet compression versus dry compression in heat pumps working with pure refrigerants or non-azeotropic mixtures. **Int. J. Refrig.**, **18**, (7), 495-504, 1995.
- James, K.A. Dynamic mathematical modelling of refrigeration systems and heat pumps. Ph.D. thesis. Institute of Environmental Engineering, South Bank Polytechnic, London, UK, 1988.
- James, K.A. & James, R.W. Dynamic analysis of a heat pump using established modelling techniques. **Institute of Environmental Engineering Technical Memorandum**, No. 98, Polytechnic of the South Bank, London, 1986.
- Jaster, H. Refrigerator system with dual evaporators for household refrigerators. U.S. Patent No. (4,910,972), 1990a.
- Jaster, H. Refrigerator system with dual evaporators and suction line heating. U.S. Patent No. (4,918,942), 1990b.
- Jia, X., Tso, C.P. and Chia, P.K. A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator. **Int. J. Refrig.**, **18**, (5), 336-342, 1995.
- Jung, D.S. & Radermacher, R. Performance simulation of a two-evaporator refrigerator-freezer charged with pure and mixed refrigerants. **Int. J. Refrig.**, **14**, 254-263, 1991.
- Jung, D.S. & Radermacher, R. Performance simulation of single evaporator refrigerator with pure and mixed refrigerants. **Int. J. Refrig.**, **14**, 223-232, 1991.

- Kays, W. & London, A. Compact heat exchangers. McGraw-Hill, New York, 1964.
- Kedzierski, M.A. Effect of Inclination on the Performance of a Compact Brazed Plate Condenser and Evaporator. **Heat Transfer Engineering**, **18**, (3), 25-38, 1997.
- Khan, S.H. & Zubair, S.M. Thermodynamic analyses of the CFC-12 and HFC-134a refrigeration cycles. **Energy**, **18**, (7), 717-726, 1993.
- Kim, K., Kopko, B. and Radermacher, R. Tandem system domestic refrigerator/freezer. **Proc. Int. Appliance Technical Conference at Chicago**, 1995.
- Kim, Y. & O'Neal, D.L. A Semi-Empirical Model of Two-Phase Flow of Refrigerant-134a through Short Tube Orifices. **Experimental Thermal and Fluid Science**, **9**, 426-435, 1994.
- Kleiber, M. An extension to UNIFAC group assignment for prediction of vapor-liquid equilibria of mixtures containing refrigerants. **Fluid Phase Equilibria**, **107**, 161-,), 1995.
- Klomfar, J., Hruby, J. and Sifner, O. Measurements of the p-v-T Behavior of Refrigerant 134a in the Liquid Phase. **International Journal of Thermophysics**, **14**, (4), 717-738, 1993.
- Kotas, T.J. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Butterworths, UK, pp. 38-41, 1985.
- Kouremenos, D.A., Stegou-Sagia, A. and Antonopoulos, K.A. Three-dimensional evaporation process in aqua-ammonia absorption refrigerators using helium as inert gas. **Int. J. Refrig.**, **17**, 58-67, 1994.
- Krauss, R. & Stephan, K. Literature Survey on Thermophysical Properties of Refrigerants. **International Journal of Thermophysics**, **19**, (6), 1615-1621, 1998.

- Kruse, H., Gerdsmeier, K.D., Kuver, M. and Arnemann, M. Measurements and calculations of thermodynamics data for the binary refrigerant mixture R-22/R-114. **Int. J. Refrig.**, **12**, 62-70, 1989.
- Kuijpers, L.J.M., Janssen, M.P.J. and Verboven, P.J.M. The influence of the refrigerant charge on the functioning of small refrigerating appliances. **ASHRAE Trans.**, **94**, 813-828, 1988.
- Kumar, S. Prevost M. and Bugarel, R. Exergy analysis of a compression refrigeration system. **Heat Recovery Systems & CHP**, **9**, (2), 151-157, 1989.
- Lind, I. The measurement and prediction of thermophysical properties of food during freezing and thawing: a review with particular respect to meat and dough. **Journal of Food Engineering**, **13**, 285-319, 1991.
- Lindsay, D.T. & Lovatt, S.J. Further enthalpy values of foods measured by an adiabatic calorimeter. **Journal of Food Engineering**, **23**, 609-620, 1994.
- Liu, Z., Haider, I. and Radermacher, R. Simulation and test results of hydrocarbon mixtures in a Modified-Lorenz-Meutzner cycle domestic refrigerator. **ASHRAE Int. J. HVAC&R Research**, 1995.
- Lee, J., Cho, K.Y. and Lee, K.T. A new control system of a household refrigerator-freezer. **Proc. Int. Refrig. Conference at Purdue**, pp. 109-114, 1994.
- Lentz, C.P. & Van den Berg, L. Thermal conductivity data for foods: their significance and use. **ASHRAE Trans.**, **83**, (1), 533-540, 1977.
- Lentz, C.P. Thermal conductivity of meats, fats, gelatins gels and ice. **Food Technol.**, **15**, (5), 243-247, 1961.
- Levy, F.L. Calculating the thermal conductivity of meat and fish in the freezing rate. **Int. J. Refrig.**, **5**, 149-154, 1982.

- Levy, F.L. A modified Maxwell-Eucken Equation for calculating the thermal conductivity of two-component solution of mixtures. **Int. J. Refrig.**, **4**, 223-225, 1981.
- Lorenz, A. & Meutzner. On application of non-azeotropic two-component refrigerants in domestic refrigerators and home freezers. XIV Int. Cong. Refrig., Moscow, 1975.
- Lovatt, S.J., Loeffen, M.P.F. and Cleland, A.C. Improved dynamic simulation of multi-temperature industrial refrigeration systems for food chilling, freezing and cold storage. **Int. J. Refrig.**, **21**, (3), 247-260, 1998.
- Lovatt, S.J., Pham, Q.T., Cleland, A.C. and Loeffen, M.P.F. A new method for predicting the time-variability of product heat load during food cooling. Part I: theoretical considerations. **Journal of Food Engineering**, **18**, 37-62, 1993b.
- Lovatt, S.J., Pham, Q.T., Cleland, A.C. and Loeffen, M.P.F. A new method for predicting the time-variability of product heat load during food cooling. Part II: experimental testing. **Journal of Food Engineering**, **18**, 13-36, 1993a.
- Lovatt, S.J., Pham, Q.T., Cleland, A.C. and Loeffen, M.P.F. Prediction of product heat release as a function of time in food cooling - Part 1: Theoretical considerations. **J. Food Engng**, **18**, 13-36, 1992a.
- Lovatt, S.J., Pham, Q.T., Loeffen, M.P.F. and Cleland, A.C. Prediction of product heat release as a function of time in food cooling - Part 2: Experimental testing. **J. Food Engng**, **18**, 37-62, 1992b.
- Lucia, A. & Wang, X. Complex domain process dynamics. **Ind. Eng. Chem. Res.**, **34**, (1), 202-208, 1995.
- Lucia, A., Guo, X. and Wang, X. Process simulation in the complex domain. **AIChE J.**, **39**, (3), 461-470, 1993.

- Lucia A. & Xu, J. Global Minima in Root Finding. In: Recent Advances in Global Optimization. Floudas, C.A. & Pardalos, P.M., Ed., Princeton University Press, Princeton, NJ, 1992.
- Lucia, A. & Taylor, R. Complex iterative solutions to process model equations. **Comput. Chem. Eng.**, **16**, S387-S394 suppl., 1992.
- Lucia, A., Guo, X., Richey, P.J. and Derebail, R. Simple process equations, fixed-point methods, and chaos. **AIChE J.**, **36**, (5), 641-654, 1990.
- Lundquist, P.G. Stirling cycle refrigerators and heat pump. Proc. of the of the 1993 Non-Fluorocarbon Insulation, Refrig. and Air-cond. Tech. Workshop. ORNL-6805, Oak Ridge Nat. Lab., pp. 185-192, 1993.
- Machado, L., Haberschill, P. and Lallemand, M. Masse du fluide frigorigène dans un évaporateur en fonctionnement permanent ou transitoire. **Int. J. Refrig.**, **21**, (6), 430-439, 1998.
- Mannapperuma, J.D., Singh, R.P. and Reid, D.S. Effective surface heat transfer coefficients encountered in air blast freezing of whole chicken and chicken parts, individually and in packages. **Int. J. Refrig.**, **17**, 263-272, 1994a.
- Mannapperuma, J.D., Singh, R.P. and Reid, D.S. Effective surface heat transfer coefficients encountered in air blast freezing of single plastic wrapped whole turkey. **Int. J. Refrig.**, **17**, 273-280, 1994b.
- Mannapperuma, J.D. & Singh, R.P. A computer aided method for prediction of properties and freezing/thawing times of foods. **Journal of Food Engineering**, **9**, 275-304, 1989.
- Manor, E., Kushnir, M. and Vaknin, D. Experimental results of a refrigerator operated by a rotary Stirling cycle cooling unit. **Proc. Int. CFC and Halon Alternatives Conference**, pp. 165-173, 1992.

- Marshall, S.A. & James, R.W. Dynamic analysis of an industrial refrigeration system to investigate capacity control. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, vol. 189(44/75), pp. 437-445, 1975.
- Mascheroni, R.H. & Calvelo, A. Relationship between heat transfer parameters and the characteristic damage variables for the freezing of beef. **Meat Science**, 4, 267-285, 1980.
- Mascheroni, R.H. & Calvelo, A. Modelo de descenso crioscópico en tejidos cárneos. **La Alimentacion Latinoamericana**, 12, (111), 34-42, 1978.
- Mascheroni, R.H., Ottino, J. and Calvelo, A. A model for the thermal conductivity of frozen meat. **Meat Science**, 1, 235-243, 1977.
- McDonald, C.M. & Floudas, C.A. Global optimization for the phase stability problem. **AIChE J.**, 41, (7), 1798-1814, 1995.
- McLinden, M.O. Thermodynamic evaluation of refrigerants in the vapour compression cycle using reduced properties. **Int. J. Refrig.**, 11, (2), 134-143, 1988.
- McLinden, M.O. & Didion, D.A., Quest for Alternatives. **ASHRAE Journal**, 29, (12), 32-42, 1987.
- McLinden, M.O. & Radermacher, R. Methods for comparing the performance of pure and mixed refrigerants in the vapor compression cycle. **Int. J. Refrig.**, 10, 318-325, 1985.
- Méndez, J.A.B., Antunes, S.A., Saíz, E.U. and Irazábal de Guariguata, C. Optimizacion de Procesos de Congelacion por cargas. **Archivos Latinoamericanos de Nutricion**, Vol. XXXI, (3), 518-530, 1981.
- Michelsen, M. L. The isothermal flash problem - part I: stability. **Fluid Phase Equilibria**, 9, (1), 1-20, 1982a.
- Michelsen, M. L. The isothermal flash problem - part II: split calculation. **Fluid Phase Equilibria**, 9, (1), 21-40, 1982b.
-

- Miki, H. & Hayakawa, K. An empirical equation for estimating food enthalpy in a freezing temperature range. **Lebensmittel-Wissenschaft and Technologie**, **29**, 659-663, 1996.
- Miles, C.A., van Beek, G. and Veerkamp, C.H. Calculation of thermophysical properties of foods. In *Physical Properties of Food*. R. Jowitt, ed. Elsevier Applied Science, London, 269-313, 1983.
- Miyara, A., Koyama, S. and Fujii, T. Consideration of the performance of a vapour-compression heat-pump cycle using non-azeotropic refrigerant mixtures. **Int. J. Refrig.**, **15**, (1), 35-40, 1992.
- Molina, M.J. & Rowland, F.S. Stratospheric sink for chlorofluorometanes: chlorine atom catalyzed destruction of ozone. **Nature**, **249**, 810-812, 1974.
- Mongey, B., Hewitt, N. J. and McMullan, J. T. R407C as an alternative to R22 in refrigeration systems. **Int. J. Energy Res.**, **20**, 245-254, 1996.
- Morrison, G. & McLinden, M. O. Azeotropy in refrigerant mixtures. **Int. J. Refrig.**, **16**, (2), 129-138, 1993.
- Mulroy, W.J., Domanski, P.A. and Didion, D.A. Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerant mixtures: an experimental study. **Int. J. Refrig.**, **17**, (4), 220-225, 1994.
- Nakaiwa, M. VLE of some binary mixture and effects of binary interaction parameters on COP calculation. **Proc. XVIIth Int. Cong. Refrig.**, Vienna, pp. 211-216, 1987.
- Narayankhedkar, K.G. & Prakash Maiya, M. Investigation on triple fluid vapor absorption refrigerator. **Int. J. Refrig.**, **8**, 335-342, 1985.
- Nikolaidis, C. & Probert, D. Exergy-method analysis of a two-stage vapour-compression refrigeration-plants performance. **Applied Energy** **60**, 241-256, 1998.

-
- Nikolaidis, C & Probert, D. Exergy method for analysing and optimising refrigeration processes. **Applied Energy**, **43**, 201-220, 1992.
- Oliveira, R.G. Modelagem e simulação de um sistema de refrigeração por adsorção para produção de gelo, utilizando energias alternativas. Tese de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Alimentos, UNICAMP, 111p., 1999.
- Onishi, A. A new power saving household refrigerator-freezer. **ASHRAE Trans.**, **86**, 299-310, 1980.
- Pate, M.B., Ayub, Z.H. and Kohler, J. Heat Exchangers for the Air-Conditioning and Refrigeration Industry: State-of-the-Arte Design and Technology. **Heat Transfer Engineering**, **12**, (3), 56-70, 1991.
- Pedersen, P.H., Galster, G., Gulbrandsen, T. and Norgard, J.S. Design and construction of an efficient US-type combined refrigerator/freezer. **XVIIth International Congress of Refrigeration**, Vol. B, Vienna, 1987.
- Peixoto, R.A., Fiorelli, F.A.S., Paiva, M.A.S. and Silves, O.M. Simulação Numérica de Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção com R-12, R-401A, R-409A e Hidrocarbonetos. **Proceedings of 7th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences**. Rio de Janeiro, Nov., pp. 1130-1135, 1998.
- Peixoto, R.A., Vodianitskaia, P, Paiva, M.A.S. and Silves, O.M. A Substituição dos CFCs e HCFCs e a Indústria de Refrigeração. **Anais do XII Cong. Bras. Eng. Mecânica**, Brasília, DF, pp.773-776, 1993.
- Peng, C.L., Stein, F. P. and Gow, A.S. An enthalpy-based cubic equation of state mixing rule for cross-prediction of excess thermodynamic properties of hydrocarbon and halogenated refrigerant mixtures. **Fluid Phase Equilibria**, **108**, (1-2), 79-102, 1995.
-

- Pettit, N.B.O.L., Willatzen, M. and Ploug-Sorensen, L. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator. **Int. J. Refrig.**, **21**, (5), 404-414, 1998.
- Pham, Q.T. Prediction of calorimetric properties and freezing time of foods from composition data. **Journal of Food Engineering**, **30**, 95-107, 1996.
- Pham, Q.T., Wee, H.K., Kemp, R.M. and Lindsay, D.T. Determination of the enthalpy of foods by an adiabatic calorimeter. **Journal of Food Engineering**, **21**, 137-156, 1994.
- Pham, Q.T. Improvements in the design and operation of carton air-blast freezers. **Refrigeration Science and Technology**, **3**, 25-32, 1988.
- Pham, Q.T. Moisture changes due to temperature changes or fluctuations. **Journal of Food Engineering**, **6**, 33-50, 1987.
- Pham, Q.T. Simplified equation for predicting the freezing time of foodstuffs. **Journal of Food Technology**, **21**, 209-219, 1986a.
- Pham, Q.T. Freezing of foodstuffs with variations in environmental conditions. **Int. J. Refrig.**, **9**, 290-295, 1986b.
- Platen, B.C.V. & Munters, C.G. Refrigerator. U.S. Patent, No.(1,685,764), 1928.
- Prausnitz, J.M. Molecular Thermodynamics of Fluid-Phase Equilibria. Prentice Hall, Inc., 1969.
- Radermacher, R. & Kim, K. Domestic refrigerators: recent developments. **Int. J. Refrig.**, **19**, (1), 61-69, 1996.
- Radermacher, R. & Jung, D. Subcooling system for refrigeration system. U.S. Patent, No. (5,243,837), 1993.

- Reid, R.C., Prausnitz, J.M. and Poling, B. The Properties of Gases and Liquids. 4th Ed., McGraw-Hill, Inc., 1987.
- Resende, E.D. & Maciel, M.R.W. Cálculos Termodinâmicos de Misturas Refrigerantes Não-Tóxicas ao Meio Ambiente para Aplicação em Circuitos de Refrigeração. **Proceedings of 7th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences**. Rio de Janeiro, Nov., pp. 1136-1140, 1998.
- Resende, E.D., Tvrzská de Gouvêa, M., Dechechi, E.C. and Maciel, M.R.W. Otimização do Perfil de Temperatura para processos de Congelamento de Alimentos. **Actas del XIII Congreso Chileno de Ingeniería Química Y II Encuentro Latinoamericano de Ingeniería Química**, Antofagasta, Chile, Outubro, pp. 527-534, 1998.
- Resende, E.D., Dechechi, E.C. and Maciel, M.R.W. Efeito da Variação dos Parâmetros Termofísicos de um Modelo de Congelamento de Alimentos sobre o Perfil de Temperatura. **Anais do XXIV Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados (XXIV ENEMP)**, Vol. II, Uberlândia, MG, Outubro, pp. 771-776, 1996a.
- Resende, E.D., Dechechi, E.C., Kieckbusch, T.G. and Maciel, M.R.W. Simulação do Modelo de Congelamento de Carne Utilizando o Método de Colocação Ortogonal em Elementos Finitos. **Anais do XV Congresso Brasileiro de Ciências e Tecnologia de Alimentos**, Poços de Caldas, MG, Agosto, 1996b.
- Rice, C.K. The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions. **ASHRAE Trans.**, **93**, 341-357, 1987.
- Richard, R.G. & Shankland, I.R., Flammability of alternative refrigerants. **ASHRAE Journal**, **34**, (4), 20-24, 1992.

- Riedel, L. Calorimetric investigations of the meat freezing process. **Kaltetechnik**, **9**, 38-42, 1957.
- Riffe, D.R. Iso-butane as a refrigerator freezer refrigerant. **Proc. Int. Refrig. Conference at Purdue**, pp. 245-254, 1994.
- Rossi, S.J. Desenvolvimento e Avaliação de uma Bomba de Calor usada no Condicionamento de Ar para Secagem de Alimentos. Dissertação de Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia de Alimentos, UNICAMP, Campinas, 1993.
- Saad, Z. & Scott, P.E. Analysis of accuracy in the numerical simulation of the freezing process in food materials. **Journal of Food Engineering**, **31**, 95-111, 1997.
- Sami, S.M. & Tribes, C. Numerical Prediction of Capillary Tube Behaviour with Pure and Binary Alternative Refrigerants. **Applied Thermal Engineering**, **18**, (6), 491-502, 1998.
- Sami, S.M. & Song, B. Flow Boiling and Condensation of Tetrary Refrigerant Mixtures Inside Water/Refrigerant Enhanced Surface Tubing. **Int. J. Energy Res.**, **21**, 1305-1320, 1997.
- Sami, S.M., Zhou, Y. and Allam, M. Numerical Prediction of Refrigerant Mixtures' Condensation Inside Enhanced Surface Vertical Cylinders. **Int. J. Energy Res.**, **18**, 799-811, 1994.
- Sami, S.M. & Schnotale, J. A Comparative Performance Study of CFC502, HCFC22 and HFC125. **Int. J. Energy Res.**, **17**, 143-151, 1993.
- Sami, S.M. & Schnotale, J. Forced Convective Boiling of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures Inside Enhanced Surface Tubing. **Int. J. Energy Res.**, **16**, 637-651, 1992.

- Sami, S.M. & LeBlanc, W. Study of Non-Azeotropic Refrigerant Mixtures Behaviour in Gravity Assisted Heat Pipes. **Heat Recovery Systems & CHP**, **11**, (5), 393-405, 1991.
- Sartre, V., LaLlemand, M. and Chiaffi, M. Evolutions technologiques des compresseurs de machines frigorifiques. **Int. J. Refrig.**, **17**, (3), 156-165, 1994.
- Schittkowski, K. NLPQL: A FORTRAN-subroutine Solving Constrained Nonlinear Programming Problems, **Annals of Operations Research**, **5**, 485-500, 1985.
- Schmid, C. & Biegler, L.T. Quadratic programming methods for reduced Hessian SQP. **Comput. Chem. Engng.**, **18**, (9), 817-832, 1994.
- Schnepper, C., Stadtherr, M.A. and Brennecke, J. F. Robust calculation of high pressure phase equilibria using interval methods. **AIChE Annual Meeting**, paper 117f, San Francisco, 1994.
- Schultz, U.W. Thermodynamic properties of multicomponents refrigerants. **Proc. I.I.R.**, Commission B1 B2 E1 E2, 78-88., 1986.
- Schultz, J.M. The polytropic analysis of centrifugal compressors. **ASME J. Eng. Power** (janeiro), 69-82, 1962.
- Schwartzberg, H.G. Effective heat capacities for the freezing and thawing of foods. **Refrigeration Science and Technology**, **1**, 303-310, 1977.
- Seixlack, A.L., Prata, A.T. and Melo, C. Modelos Bifásicos do Escoamento em Tubos Capilares Considerando o Equilíbrio Térmico entre as Fases. **Proceedings of 7th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences**. Rio de Janeiro, Nov., pp. 1112-1117, 1998.
- Shao, D.W. & Granryd, E. Heat transfer and pressure drop of HFC134a-oil mixtures in a horizontal condensing tube. **Int. J. Refrig.**, **18**, (8), 524-533, 1995.
-

- Smith, N.D. & Tufts, M.W., Flammable properties of HFC refrigerants - Some fundamental considerations. **ARI Flammability Workshop-Summary and Proceedings, Air-Conditionings and Refrigeration Institute (ARI)**, presentation 2.2, Arlington, VA, 1994.
- Smith, J.M. & Van Ness, H.C. Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics. 4th ed., McGraw-Hill, Int. ed., 1987.
- Soave, G. Rigorous and simplified procedures for determining the pure component parameters in the Redlich-Kwong-Soave equation of state. **Chem. Eng. Sci.**, **35**, 1725-1729, 1980.
- Stamm, R.H. Industrial refrigeration: system types. **Heating/Piping/Air Conditioning**, May, 119-127, 1984.
- Stewart, R.B., Jacobsen, R.T. and Penoncello, S.G. Thermodynamic Properties of Refrigerants. **ASHRAE**, Atlanta, 1986.
- Stoecker, W.F. & Jabardo, J.M.S. Refrigeração Industrial. Edgard Blücher Ltda, SP, **Abrava-IBF**, 1994.
- Succar, J. Estimation of thermophysical properties of food at freezing temperatures. **ASHRAE Trans.**, **91**, 312-332, 1985.
- Succar, J. & Hayakawa, K. Empirical formulae for predicting thermal physical properties of food at freezing or defrosting temperatures. **Lebensm.-Weiss.u.Technol.**, **16**, 326-331, 1983.
- Sun, A. C. & Seider, W. D. Homotopy continuation algorithm for global optimization. In: Recent Advances in Global Optimization. Floudas, C.A. & Pardalos, P.M., Ed., Princeton University Press: Princeton, NJ, 1992.
- Sweat, V.E. Thermal conductivity of food: present state of the data. **ASHRAE Trans.**, **91**, 299-311, 1985.

- Szargut, J., Morris, D.R. and Steward, F.R. Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes. Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1988.
- Tamainot-Telto, Z., Outtagarts, A., Haberschill, P. and Lallemand, M. Comportement dynamique de détendeurs thermostatiques de machines frigorifiques. **Int. J. Refrig.**, **19**, (2), 124-131, 1996.
- Tamm, W. Air flow within air curtains to protect cold rooms. 11th International Congress of Refrigeration. Vol. 2, pp. 1025-1033, 1965.
- Tassou, S.A. & Al-Nizari, H.O. Effect of Refrigerant Flow Control on the Thermodynamic Performances of Reciprocating Chillers. **Applied Energy**, **45**, 101-116, 1993.
- Taylor, R., Achuthan, K. and Lucia, A. Complex domain distillation calculations. **Comput. Chem. Eng.**, **20**, (1), 93-111, 1996.
- Tomasek, M.L. & Radermacher, R. Analysis of a domestic refrigerator cycle with an ejector. **ASHRAE Trans.**, **101**, 1994.
- Topping, R.F. & Vineyard, E.A. Field test of a high efficiency, automatic defrost refrigerator-freezer. **ASHRAE Trans.**, **88**, 1064-1073, 1982.
- Tocci, A.M. & Mascheroni, R.H. Heat and mass transfer coefficient during the refrigeration, freezing and storage of meats, meat products and analogues. **Journal of Food Engineering**, **26**, 147-160, 1995.
- Tocci, A.M. & Mascheroni, R.H. Freezing times of meat balls in belt freezers: Experimental determination and prediction by different methods. **Int. J. Refrig.**, **17**, 445-452, 1994.
- Trangenstein, J. A. Customized minimization techniques for phase equilibrium computations in reservoir simulation. **Chem. Eng. Sci.**, **42**, (12), 2847-2863, 1987.
-

- Trepp, Ch., Savoie, P. and Kraus, W.E. Investigation of the performance behaviour of a compression refrigerating unit with halogen refrigerant mixtures R-22/R-142b, R-22/R-114 and R-22/R-12. **Int. J. Refrig.**, **15**, (2), 101-111, 1992.
- Tsatsaronis, G. & Moran, M. Exergy-aided cost minimization. In **Proc. ECOS'96**, Stockholm, Sweden, pp. 83-89, 1996.
- Tsvetkov, O.B., Laptev, Y.A. and Asambaev, A.G. The Thermal Conductivity of Binary Mixtures of Liquid R-22 with R-142b and R-152a at Low Temperatures. **International Journal of Thermophysics**, **17**, (3), 597-606, 1996.
- UNEP, United Nations Environment Programme. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1987.
- UNEP, Handbook for the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 4th ed., United Nations Environment Programme (UNEP) Ozone Secretariat, Nairobi, Kenya, 1996.
- Valero, A., Lozano, M.A. and Muñoz, M. A general theory of exergy saving. Part I: on the exergetic cost, Part II: on the thermodynamic cost and Part III: energy saving and thermodynamics. In *Computer-Aided Engineering of Energy Systems*, vol. 3- Second Law Analysis and modeling, ed. R. A. Gaggioli, ASME, New York, pp.1-22, 1986.
- van der Walt, N.R. & Unger, R. Linear compressors, a maturing technology. **International Appliance Technology Conference**, May, 9-11, University of Wisconsin, Madison, Wisconsin, 1994.
- Venkatarathnam, G., Mokashi, G. and Murthy, S.S. Occurrence of pinch points in condensers and evaporators for zeotropic refrigerant mixtures. **Int. J. Refrig.** **19**, (6), 361-368, 1996.

- Venkatarathnam, G. & Murthy, S.S. Performance of some zeotropic mixtures as alternative refrigerants to R22 and R502. **Int. J. Energy Res.**, **22**, 1065-1073, 1998.
- Vineyard, E.A., Sand, J.R. and Miller, W.A. Refrigerator-freezer energy testing with alternative refrigerants. **ASHRAE Trans.**, **95**, 295-299, 1989.
- Wallas, S.M. Phase Equilibrium in Chemical Engineering. Butterworth Publishers Co., 1985.
- Wall, G., Optimization of refrigeration machinery. **Int J. Refrig.**, **14**, 336-340, 1991.
- Walker, G. Reversed Stirling cycle refrigeration machines - some aspects of design. **ASHRAE Trans.**, **71**, 123-132, 1965.
- Wang, D. & Kolbe, E. Analysis of food block freezing using a PC-based finite element package. **Journal of Food Engineering**, **21**, 521-530, 1994.
- Wang, J. & Wu, Y. Start-up and shut-down operation in a reciprocating compressor refrigeration system with capillary tubes. **Int. J. Refrig.**, **13**, May, 187-190, 1990.
- Wang, H. & Touber, S. Distributed and non-steady-state modelling of an air cooler. **Int. J. Refrig.**, **14**, Mar., 98-111, 1991.
- Watanabe, K. Current Thermophysical Properties Research on Refrigerant Mixtures in Japan. **International Journal of Thermophysics**, **11**, (2), 433-453, 1990.
- Whitson, C. H. & Michelsen, M. L. The negative flash. **Fluid Phase Equilibria**, **53**, 51-71, 1989.
- Willatzen, M., Pettit, N.B.O.L. and Ploug-Sorensen, L. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I:

- moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange. **Int. J. Refrig.**, **21**, (5), 398-403, 1998.
- Wilson, D.P. & Basu, R.S. Thermodynamic properties of a new stratospherically safe working fluid-refrigerant 134a. **ASHRAE Trans.**, **94**, 2094-2118, 1988.
- Won, S. & Radermacher, R. Energy consumption of a mixture of R142b/R22/R12 in a domestic refrigerator/freezer. **ASHRAE Trans.**, **99**, 104-108, 1993.
- Wright, E.G. Prediction of refrigerant ternary mixture properties using the Redlich-Kwong-Soave equation state. **ASHRAE Trans.**, **5**, 944-958, 1985.
- Wu, H.S. & Sandler, S.I. Use of abinitio-quantum mechanics calculations in group identifications. **Ind. Eng. Chem. Res.**, **30**, (5), 881-889, 1991.
- Yaqub, M., Zubair, S.M. and Khan. Second-law-based thermodynamic analysis of hot-gas, by-pass, capacity-control schemes for refrigeration and air-conditioning systems. **Energy**, **20**, (6), 483-493, 1995.
- Zaritzky, N.E., Añón, M.C. and Calvelo, A. Rate of freezing effect on the colour of frozen beef liver. **Meat Science**, **7**, 299-312, 1982.
- Zhou, Q., Pannock, J. and Radermacher, R. Development and testing of a high efficiency refrigerator. **ASHRAE Trans.**, **100**, 1351-1358, 1994.
- Zubair, S.M., Yaqub, M. and Khan, S.H. Second-law-based thermodynamic analysis of two-stage and mechanical-subcooling refrigeration cycles. **Int. J. Refrig.**, **19**, (8), 506-516, 1996.
- Zubair, S.M. Thermodynamics of a vapour-compression refrigeration cycle with mechanical subcooling. **Energy**, **19**, (6), 707-715, 1994.

APÊNDICE GERAL

Apêndice A- Estruturas de modelos típicos dos sistemas de refrigeração industrial

A modelagem termodinâmica dos componentes básicos do circuito de refrigeração representa uma ferramenta útil para a integração dos diferentes elementos componentes do sistema de refrigeração que está mostrado na Figura I.3 (Cap. I)

Apêndice A.1- Compressores

O modelo numérico para os compressores pode ser obtido conforme Marshall & James (1975), Cleland et al. (1982) e Cleland (1983, 1985), sendo dado por:

$$m_r = Q_s \eta_v / v$$

onde m_r é a taxa de fluxo de massa de refrigerante (kg/s), η_v é a eficiência volumétrica do compressor, Q_s é a variação de volume do compressor (m^3/s), e v é o volume específico do vapor (m^3/kg).

A potência (ϕ_{comp}) usada pelo compressor é dada por:

$$\phi_{comp} = m_r \Delta h_{comp} / \eta_{is}$$

onde Δh_{comp} é a mudança de entalpia do refrigerante na compressão isoentrópica (J/kg), η_{is} é a eficiência isoentrópica do compressor.

Apêndice A.2- Condensadores

Os modelos para condensadores são baseados no balanço de massa e de energia em torno de uma zona de tanque perfeitamente agitado. O modelo mais simples consiste de uma zona simples representando todo o condensador. O aumento do número de zonas aumenta a precisão e a complexidade do modelo (Cleland, 1990).

No modelo mais simples, todos os três processos que ocorrem no condensador (superaquecimento, condensação e subresfriamento de líquido) são tratados por um somatório das respectivas variações de entalpia, na temperatura de condensação (T_d). Esta simplicidade pode ser justificada, admitindo que toda a perda de calor do refrigerante ocorre no estágio de condensação. Admitindo-se também que não existe queda de pressão no condensador, o processo pode ser considerado isotérmico. Considerando-se o

lado do refrigerante no condensador como uma zona simples, apresentando níveis constantes de líquido e vapor e um subresfriamento, pode-se obter um modelo representado na Figura A.1.A. Negligenciando a mudança na densidade do vapor com a temperatura de condensação, o balanço de massa torna-se desnecessário. O balanço de energia para o trocador de calor é dado então por:

$$(Mc)_c \frac{dT_d}{dt} = m_r \Delta h_{\text{cond}} - (UA)_c \Delta T_m$$

onde $(Mc)_c$ é a capacidade térmica do condensador (J/K), Δh_{cond} é a mudança de entalpia do refrigerante no condensador (J/kg), $(UA)_c$ é o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca de calor no condensador (W/K), e ΔT_m é a diferença de temperatura média (°C).

O gradiente de temperatura média depende da representação usada no lado do líquido de resfriamento do condensador. Se o tempo de retenção desse líquido é assumido negligenciável, não há necessidade de admitir uma zona de tanque perfeitamente agitado e desta forma:

$$\Delta T_m = \left[(T_d - T_{\text{din}}) - (T_d - T_{\text{dout}}) \right] / \ln \left[(T_d - T_{\text{din}}) / (T_d - T_{\text{dout}}) \right]$$

onde T_{din} é a temperatura (°C) de entrada e T_{dout} é a temperatura de saída do líquido de resfriamento do trocador de calor.

O valor de T_{dout} é encontrado pelo balanço de energia:

$$(UA)_c \Delta T_m = m_c c_c (T_{\text{dout}} - T_{\text{din}})$$

onde m_c é a taxa de fluxo de massa de líquido de resfriamento (kg/s) e c_c é seu calor específico (J/kgK).

Este modelo simples foi adotado por Cleland et al. (1982) e Cleland (1983, 1985). Ele pode representar satisfatoriamente uma lenta mudança da temperatura de condensação que ocorre devido à variação da carga térmica, em condições de estado estacionário, onde a dinâmica interna do condensador não é importante. Mas se torna pouco preciso na modelagem de rápidos regimes transientes no condensador. Neste caso, uma grande precisão pode ser alcançada quando se usa um modelo com maior número de zonas de tanque perfeitamente agitado. O modelo de Marshall & James (1975) incluiu um modelo de um condensador evaporativo no qual uma zona foi introduzida para o metal da superfície do trocador de calor; utiliza ainda uma camada de

contorno para representar a interface líquido-vapor e uma zona para o líquido refrigerante, conforme representado na Figura A.1.B.

Segundo Cleland (1990), a exata natureza do modelo depende do tipo de trocador de calor que está sendo usado e da geometria do fluxo refrigerante dentro do condensador. Todos os modelos usam o princípio do balanço de massa e energia em estado transiente para uma região de zonas perfeitamente agitadas, sendo comum considerar zonas no lado de resfriamento, na parede do metal e no refrigerante, repetidas ao longo do condensador.

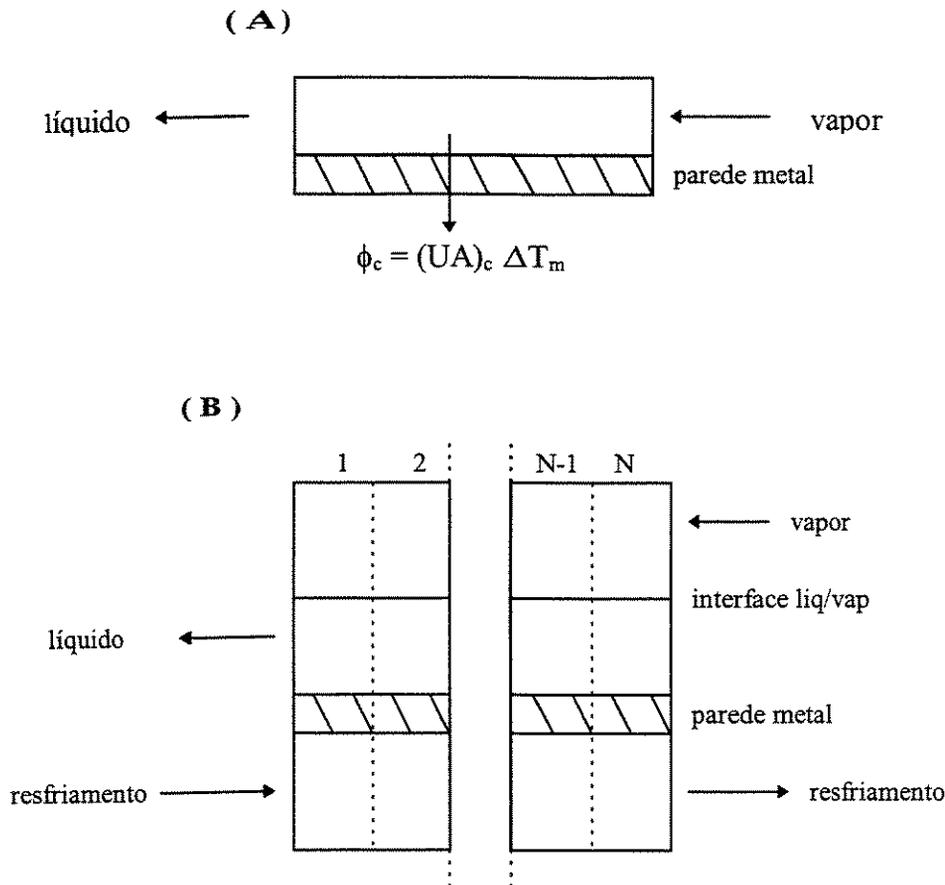


Figura A.1- Modelo de condensadores: (A) modelo de zona simples; (B) modelo com N zonas ao longo do condensador, constituídas por zonas de interface para fases líquida e vapor do refrigerante, parede metal e fluido de resfriamento.

Apêndice A.3- Separadores de líquido

O separador de líquido é um vaso de estocagem que tem uma função amortecedora no sistema. Nos modelos de Cleland et al. (1982) e Cleland (1983, 1985), a mudança de massa de refrigerante foi ignorada e a sua temperatura acompanha a temperatura de condensação. No entanto, Marshall & James (1975) adotaram uma equação diferencial para balanço de massa e

de energia do líquido refrigerante, considerando o recuperador de líquido e o condensador em um único sistema, onde um modelo simples de zona perfeitamente agitada foi adotado.

Existe uma grande variedade de vasos separadores de líquido e vapor para sistemas de refrigeração mecânicos, e em cada caso podem-se adotar modelos de complexidade variada. O mais simples trata o líquido no vaso como uma simples zona perfeitamente agitada. Cleland (1983, 1985) assumiu que os níveis de líquido e vapor superaquecido existentes no vaso permanecem constantes. A situação física é mostrada na Figura D.2.A, e o conceito do modelo na Figura A.2.B. O balanço de energia é dado por:

$$(Mc)_v \frac{dT_v}{dt} = \Sigma(\text{input energia}) - \Sigma(\text{output energia})$$

onde $(Mc)_v$ é a capacidade térmica do vaso (J/K) e T_v é a sua temperatura (°C)

Marshall & James (1975) usaram zonas separadas para o líquido e o vapor do separador, conforme representado na Figura D.2.C. Eles obtiveram equações diferenciais para a massa de refrigerante e a entalpia de cada fase. O balanço de energia e de massa na fase vapor é dado, respectivamente, por:

$$\frac{d(V_v \rho_v h_v)}{dt} = \Sigma(\text{input energia}) - \Sigma(\text{output energia})$$

$$\frac{d(V_v \rho_v)}{dt} = \Sigma(\text{input massa}) - \Sigma(\text{output massa})$$

O balanço de energia e de massa na fase líquida é, respectivamente:

$$\frac{d(V_l \rho_l h_l)}{dt} = \Sigma(\text{input energia}) - \Sigma(\text{output energia})$$

$$\frac{d(V_l \rho_l)}{dt} = \Sigma(\text{input massa}) - \Sigma(\text{output massa})$$

onde:

$V_v + V_l$ é constante,

V_v é o volume de vapor presente (m^3),

V_l é o volume de líquido (m^3),

ρ_v e ρ_l são a densidade do vapor e do líquido (kg/m^3),

h_v e h_l são a entalpia do vapor e líquido respectivamente.

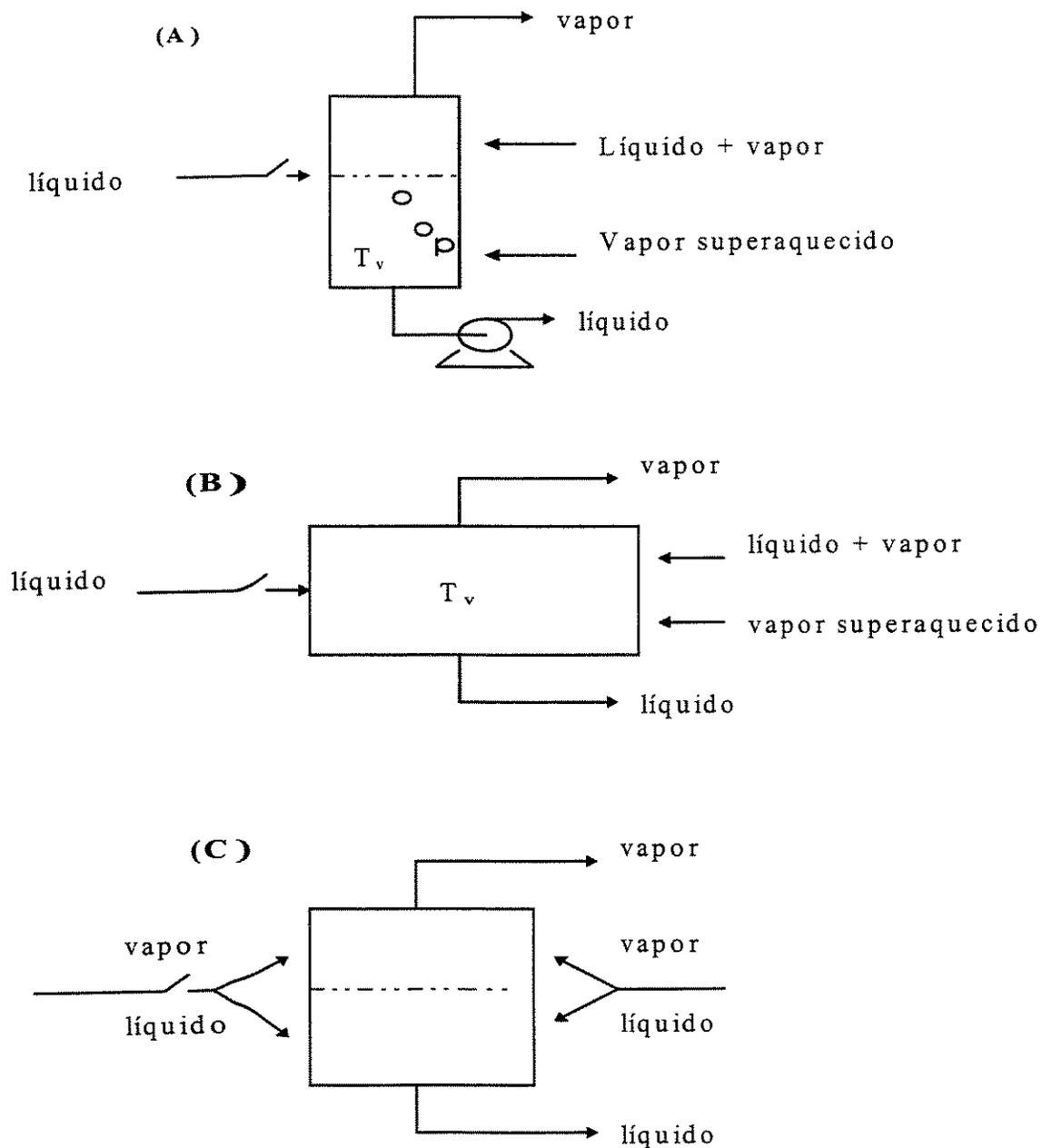


Figura A.2- Modelos de separador líquido-vapor. (A) modelo físico de um vaso separador simples. (B) modelo de zona simples baseado no líquido. (C) modelo de duas zonas- vapor e líquido, balanço de massa e energia em ambas as zonas.

As temperaturas do vapor e do líquido podem ser calculadas a partir de dados de entalpia/temperatura. Deve-se conhecer ainda as características do fluxo de refrigerante em todas as linhas de tubulação que entram e saem do vaso. Desta forma, Marshall & James (1975) obtiveram um modelo para um sistema combinado (subresfriador de líquido/inter-resfriador de vapor) mostrado na Figura A.2.D, que foi baseado em quatro zonas conforme

mostrado na Figura A.2.E. Balanços de massa e energia são requeridos em cada zona, representadas por líquido na serpentina de subresfriamento, líquido e vapor no vaso, e vapor sofrendo inter-resfriamento pelo borbulhamento através do líquido.

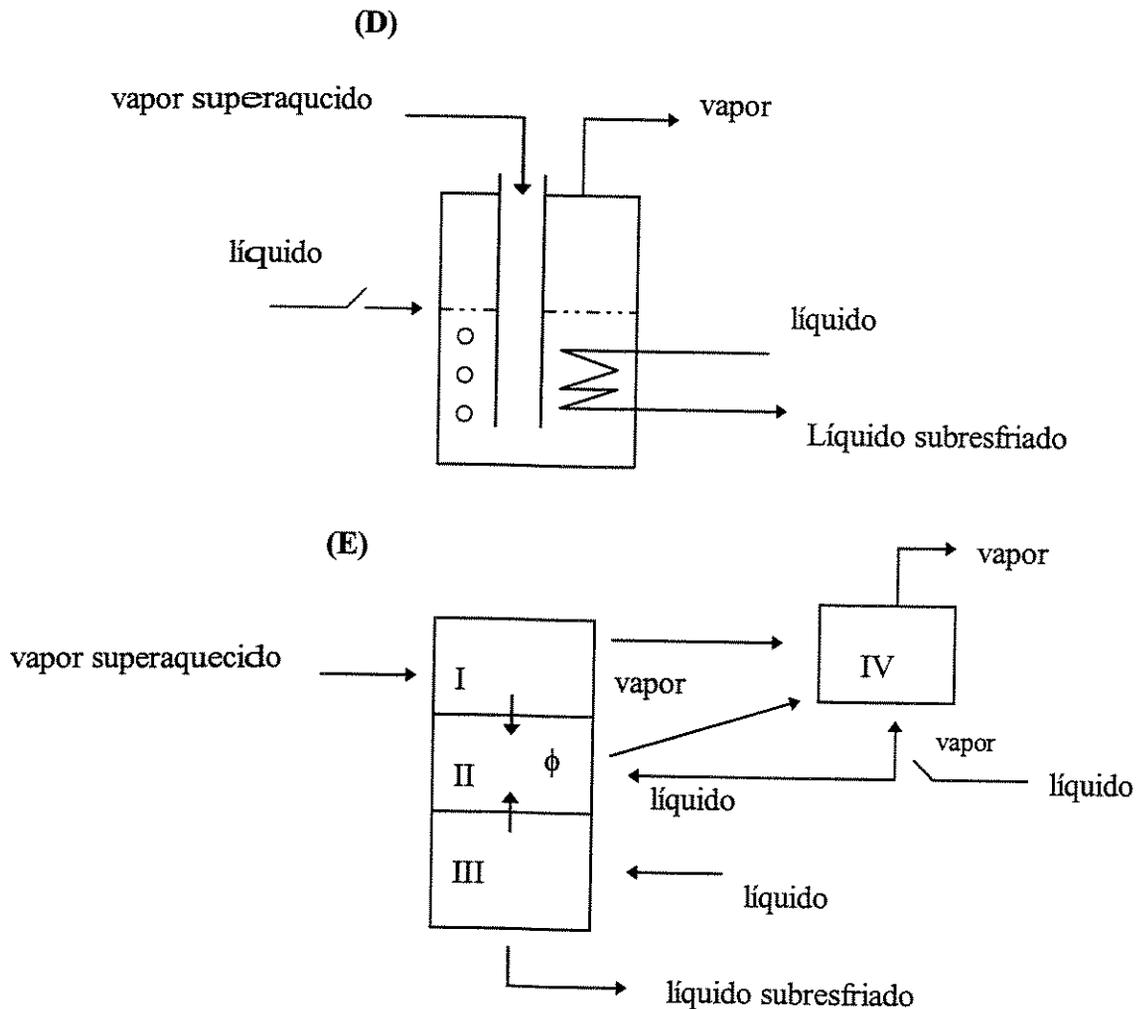


Figura A.2- Continuação: (D) modelo físico de um combinado inter-resfriador e subresfriador de líquido (E) modelo de quatro zonas do combinado inter-resfriador e subresfriador de líquido, balanço de massa e energia em cada zona; Zona (I) vapor superaquecido, Zona (II) líquido no vaso, Zona (III) líquido na serpentina, Zona (IV) vapor no espaço superior.

A linha de sucção do trocador de calor pode ser tratada algebricamente, assumindo que existe um desprezível tempo de residência do fluido (líquido e vapor) dentro dela, ou usar duas zonas para representar as fases líquida e vapor.

Apêndice A.4- Evaporadores e válvulas de controle

Existem três tipos de combinações de evaporadores e de válvulas de controle:

- 1) evaporador com bomba de circulação de líquido, onde o líquido refrigerante é forçosamente alimentado no evaporador, a partir do vaso separador de líquido-vapor. Pode existir também uma válvula injetora para o evaporador com o objetivo de permitir uma boa distribuição de refrigerante. A queda de pressão criada por esta válvula é compensada pela bomba. Uma válvula controladora de nível ajusta a entrada de refrigerante líquido à alta pressão para o vaso separador.
- 2) evaporador de tanque inundado onde o aparelho que controla a entrada de refrigerante é um controlador de nível, que mantém um nível constante de líquido no associado tambor de refluxo.
- 3) evaporador de expansão direta onde o aparelho que controla a entrada de refrigerante é normalmente uma válvula de expansão termostática;

Dentro de cada um destes 3 grupos, os modelos do evaporador e da válvula de controle variam em grau de complexidade. Os modelos são todos baseados no balanço de massa e de energia em torno de uma zona de tanque perfeitamente agitado do trocador de calor (Cleland, 1990).

Apêndice A.4.1- Evaporador com bomba de circulação de líquido

Os evaporadores com bomba circuladora, separadores e válvulas de controle estão representados na Figura A.3. Aqui, a Figura A.3.A mostra um sistema típico para um modelo simples que está ilustrado na Figura A.3.B. Neste caso, não é necessário um modelo para válvula de controle. Este modelo consiste basicamente de uma zona simples representando o refrigerante no evaporador, a tubulação de entrada e de saída do separador e o líquido no separador. Este modelo assume que o tempo gasto para o refrigerante se mover até o evaporador e à partir dele, é desprezível.

E, admitindo que não existe queda de pressão dentro do evaporador, o processo de vaporização pode ser considerado isotérmico. No entanto, a temperatura no evaporador pode ser maior que a temperatura no vaso devido à queda de pressão na linha de tubos, conforme indicado na Figura A.3.B. O conteúdo de líquido no evaporador mudará em função da taxa de transferência de calor (reduzindo quando a taxa de transferência de calor aumenta), mas a taxa típica de suprimento de líquido é quatro vezes a taxa de evaporação. Desta forma, 25% de aumento da taxa de vaporização muda a fração de

líquido, na corrente de retorno para o vaso separador, de 75% para aproximadamente 69%.

Cleland (1990) observa que este modelo, com proporções constantes de líquido e de vapor, pode ser realístico. O balanço de massa não é necessário. E, admitindo-se que as perdas e ganhos de calor para o sistema são desprezíveis, o balanço de energia pode ser dado por:

$$(Mc)_v \frac{dT_v}{dt} = \sum(m_{ri} h_{ri}) - \sum(m_{ro} h_{ro}) + (UA)_e \cdot \Delta T_m \cdot TS$$

onde:

$(Mc)_v$ = capacidade térmica do vaso, linha de tubos e evaporador (J/K)

m_{ri} = taxa de suprimento de refrigerante para a zona (kg/s)

m_{ro} = taxa na qual o refrigerante deixa a zona (kg/s)

h_{ri} = entalpia de entrada do refrigerante (J/kg)

h_{ro} = entalpia do refrigerante na saída da zona (J/kg)

$(UA)_e$ = coeficiente de transferência de calor global do produto pela área de troca de calor no evaporador (W/K)

ΔT_m = diferença de temperatura média no evaporador (°C)

TS = relação entre calor sensível e calor total.

Nota-se que o modelo assumi que $\sum m_{ri} = \sum m_{ro}$. A relação entre calor sensível e calor total (TS) é introduzida porque, no caso de sistemas com processo de congelamento a ar, algum calor é transferido pelo efeito da condensação ou do congelamento do vapor d'água, quando ocorre a liberação de calor latente e o valor de TS é maior que 1. Nas condições em que não existe transferência de calor latente (p.e., resfriamento de líquido e resfriamento por ar seco), TS = 1. O calor transferido por convecção é o componente de calor sensível.

A capacidade térmica do sistema é definida como a quantidade de calor requerida para resfriar todo o material nesta zona, de apenas 1°C.

O gradiente de temperatura média depende da representação usada para o fluido que está sendo refrigerado. Se o tempo de retenção é assumido como desprezível, considera-se uma zona de tanque perfeitamente agitado na região do fluxo de fluido e então:

$$\Delta T_m = [(T_{ein} - T_e) - (T_{eout} - T_e)] / \ln[(T_{ein} - T_e) / (T_{eout} - T_e)]$$

onde:

T_e = temperatura de evaporação no evaporador (°C)

T_{ein} = temperatura de entrada de fluido de processo (°C)

T_{eout} = temperatura de saída do fluido de processo (°C)

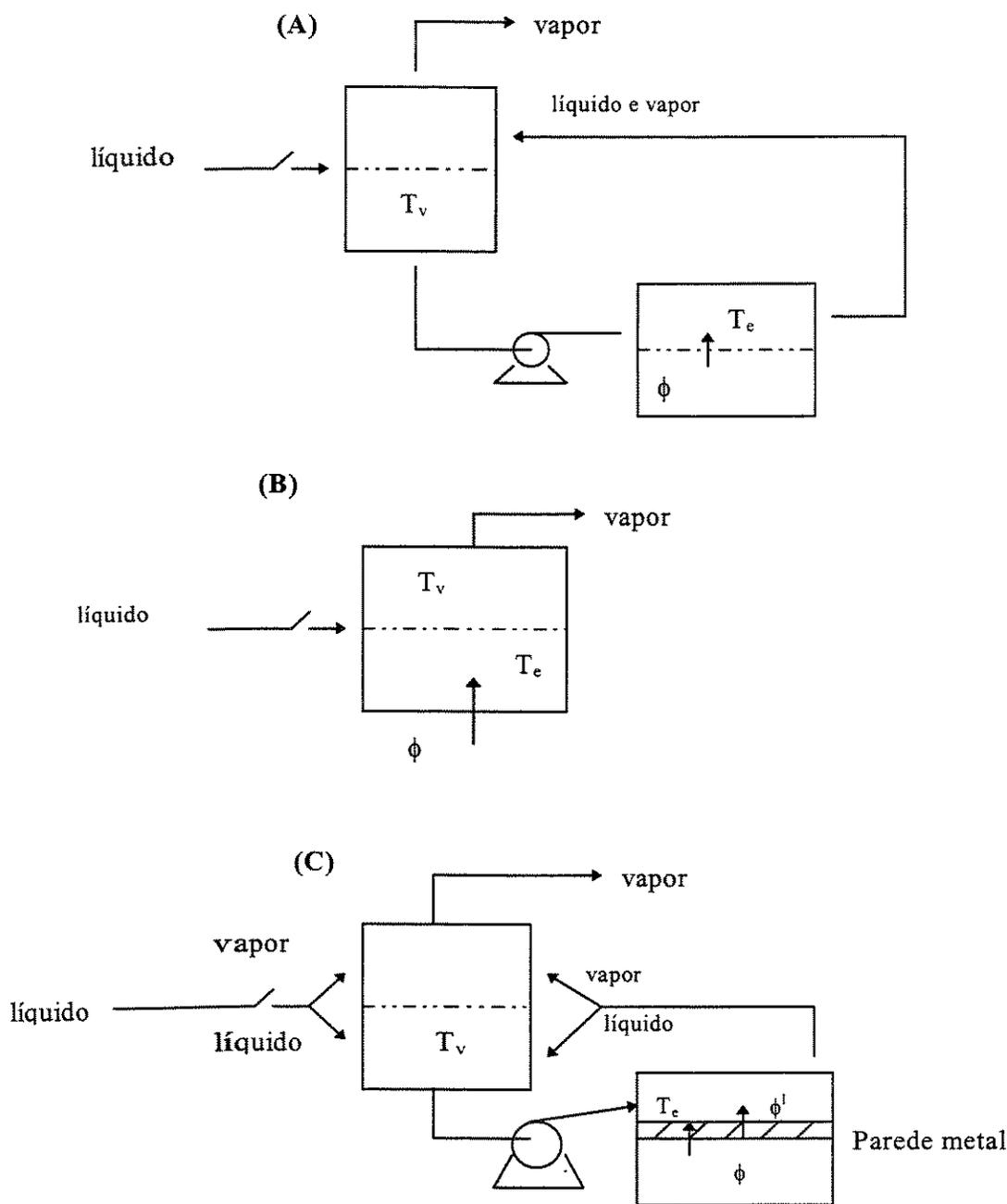


Figura A.3- Modelos para evaporadores circulados por bomba e vaso separador. (A) modelo físico (B) modelo de zona simples (C) modelo de quatro zonas: metal do evaporador, refrigerante no evaporador, líquido no separador, vapor no separador. Balanço de massa e energia são necessários.

O valor de T_e é maior que T_v por uma quantidade que depende da queda de pressão na linha de retorno entre o evaporador e o vaso de separação. Esse modelo simples foi usado por Cleland (1983), com $TS = 1$. Mas, Cleland

(1985) obteve uma estimativa realística para TS. No entanto, Cleland (1990) observa que este modelo apresenta boa precisão para mudanças lentas de temperatura de evaporação, em resposta a mudanças de estado estacionário da carga de calor. Nestas condições, a dinâmica interna do evaporador tem pouca importância. Ao contrário, o modelamento de regimes transientes rápidos dentro do evaporador e do separador pode apresentar desvios.

Marshall & James (1975) utilizaram diferentes zonas em seu modelo para um sistema de evaporação, similar ao da Figura A.3.C. Cada zona foi representada por um balanço de massa e de energia. O evaporador foi representado por duas zonas (líquido, vapor), existindo também três evaporadores com duas zonas em cada região: metal e refrigerante. As 13 equações diferenciais são obtidas conforme anteriormente. A taxa de fluxo de refrigerante através da tubulação foi representada por equações algébricas e $TS = 1$ foi assumido.

Apêndice A.4.2- Evaporador de tanque inundado

Temos ainda uma outra categoria de sistemas de refrigeração que é representada pelo evaporador inundado, com tambor de refluxo e uma válvula de controle associada. Nos evaporadores inundados, a válvula que regula o fluxo de refrigerante líquido é usualmente projetada para manter constante o nível de refrigerante no tambor de reciclo, localizado acima do vaso evaporador. O processo físico, representado na Figura A.4.A, é similar ao sistema com bomba de circulação, mas não provoca um excesso de alimentação de refrigerante. A tubulação entre o evaporador e o separador (tambor de refluxo) é sempre curta e desta forma a queda de pressão entre eles também é pequena.

O modelo mais simples foi usado por Cleland (1983, 1985) para sistemas de refrigeração mantidos por bomba de circulação de líquido. Neste modelo é admitido que a válvula de controle sempre mantém o nível de líquido constante. E o fluxo de líquido através da válvula é igual à taxa na qual o vapor é gerado no evaporador. Uma zona simples é usada para representar o tambor de refluxo e o evaporador, conforme esquematizado na Figura A.4.B. No entanto, o modelo de Marshall e James (1975) pode ser aplicado quando se conhece em detalhes a relação entre a taxa de fluxo refrigerante e a posição da válvula de controle.

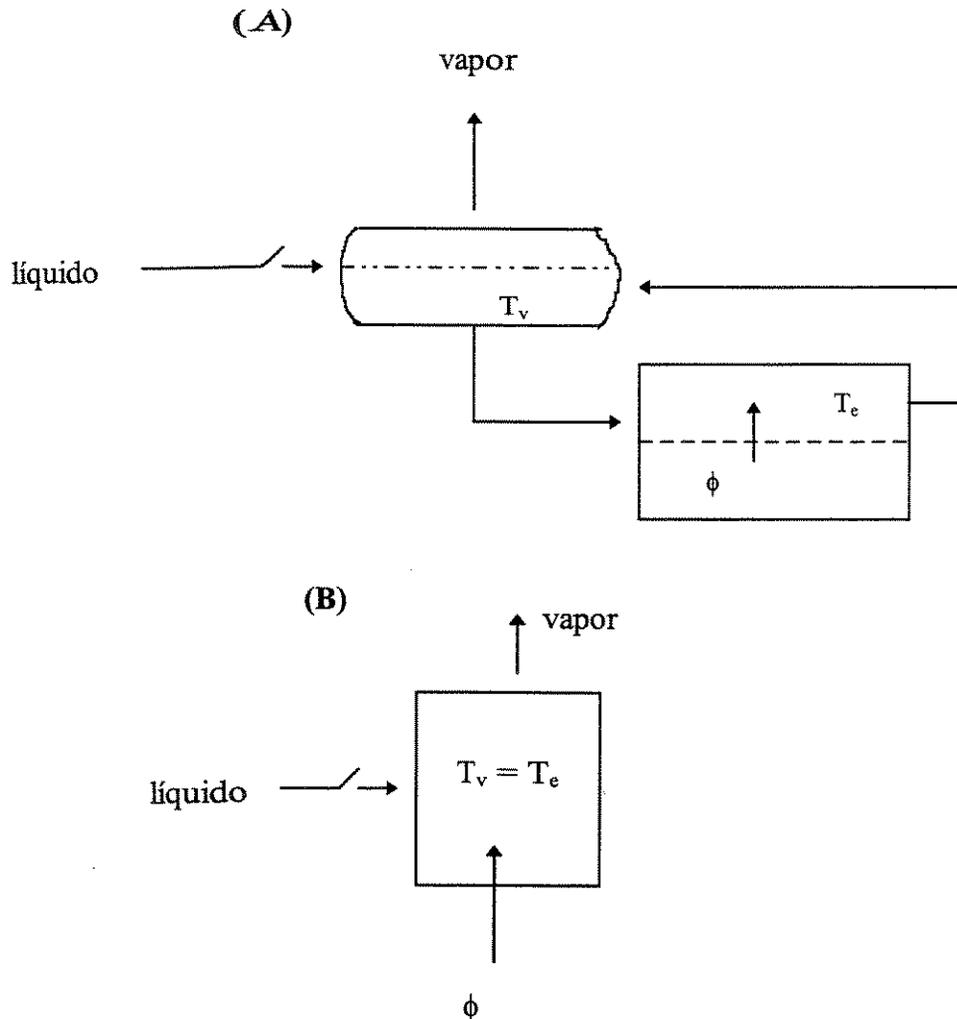


Figura A.4- Modelo para evaporador inundado e tambor de refluxo. (A) modelo físico (B) modelo de zona simples onde somente um balanço de energia é necessário.

Apêndice A.4.3- Evaporador de expansão direta

Finalmente, o evaporador de expansão direta e válvula de expansão termostática que é avaliado como o mais comum em refrigeração. Ele utiliza uma válvula de expansão termostática para suprir refrigerante líquido para o evaporador, em uma taxa proporcional ao vapor superaquecido do sistema. Se este valor é baixo a operação não será estável, mas sob condições controladas a operação da válvula fica estável, exceto para algumas oscilações no início da operação ou durante a mudanças de condições de operação. Desta forma, quando a tubulação de líquido do tanque receptor de líquido da válvula, a própria válvula, e a tubulação da válvula para a linha de tubos do evaporador são corretamente desenhados, a válvula não abrirá totalmente sob condições normais de operação (Cleland, 1990).

O modelo mais simples para a válvula de expansão termostática e para o evaporador usa uma zona simples no evaporador e uma equação algébrica para representar a válvula de expansão, conforme mostrado na Figura A.5.A. Neste modelo assume-se que a válvula está sob controle (menos que totalmente aberta) e que a válvula alimenta o evaporador na taxa exata para manter um superaquecimento constante. A dinâmica da válvula, para o início da operação ou em resposta a mudanças de carga ou queda de pressão no evaporador, não é modelada. E no entanto, esse tipo de modelo foi usado por Cleland (1982):

$$(Mc)_e \frac{dT_e}{dt} = -m_r \Delta h_{\text{vap}} + (UA)_e \Delta T_m \text{ TS}$$

onde:

$(Mc)_e$ = capacidade térmica da linha de tubos e evaporador (J/K)

m_r = taxa de refrigerante para o evaporador (kg/s)

Δh_{evap} = mudança de entalpia de refrigerante no evaporador (J/kg)

Se o superaquecimento é assumido constante, Δh_{evap} pode ser determinado algebricamente.

Os modelos detalhados que representam o rápido e limitado regime transiente requerem considerações da dinâmica da posição da agulha da válvula de expansão, o efeito de qualquer sensor de atraso (lag), e a posição da agulha em relação ao fluxo refrigerante característico, além de um aumento do número de zonas no evaporador. No entanto, os modelos para sistemas de refrigeração de alimentos não consideram estas condições (Cleland, 1990).

E desta forma, para um preciso modelamento do evaporador é necessário considerar uma seção de superaquecimento a seco, separado daquelas partes onde refrigerante líquido está presente. Pode-se usar um certo número de zonas para a seção úmida do evaporador, conforme as Figuras A.3.B e A.3.C, com a região de líquido, de vapor e a parede de metal sendo tratadas como zonas separadas.

Finalmente, observa-se que a linha de sucção do compressor contém uma massa de refrigerante que varia com qualquer mudança de pressão. Cleland et al. (1982) e Cleland (1983, 1985) assumiram que a variação de massa é pequena e pode ser ignorada. A queda de pressão na linha de tubos pode ser ignorada, ou tratada com uma taxa de fluxo de massa constante, ou ainda modelada em função da taxa de fluxo de massa. Marshall e James (1975) usaram uma equação diferencial para representar esta estocagem de massa nos tubos.

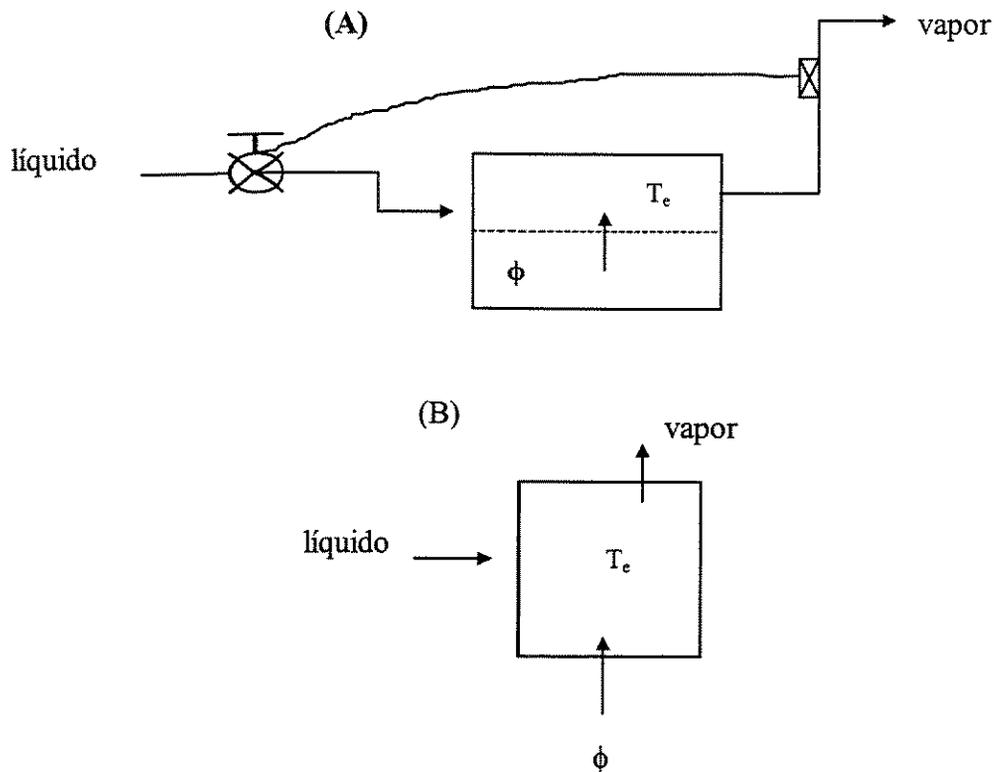


Figura A.5- Modelo para a válvula de expansão termostática e o evaporador de expansão direta. (A) modelo físico (B) modelo de zona simples para o qual somente um balanço de energia é necessário.

Apêndice B- Fluxogramas de cálculo das condições de equilíbrio de fase do fluido refrigerante (Chen, 1992)

Apêndice B.1- Cálculo das condições de saturação de um fluido refrigerante puro utilizando a equação de estado de Soave-Redlich-Kwong

O fluxograma da Figura B.1 mostra o algoritmo de cálculo da temperatura de saturação do fluido para uma pressão conhecida. Um valor inicial de T é assumido e então a equação cúbica de estado (SRK) é resolvida para obter a raiz de compressibilidade do líquido (Z^l) e a raiz de compressibilidade do vapor (Z^v). Desta forma, o coeficiente de fugacidade do líquido ($\ln\phi^l$) e o coeficiente de fugacidade do vapor ($\ln\phi^v$) podem ser avaliados. Portanto, se $\ln\phi^l \neq \ln\phi^v$, então uma iteração posterior será feita utilizando o Método da Secante para modificar a temperatura. Se $\ln\phi^l = \ln\phi^v$, dentro de um desvio absoluto de 0,00001, a temperatura T será aceita como a temperatura de saturação.

Uma versão alternativa para o fluxograma da Figura B.1 pode ser usada, se a pressão de saturação é desejada em uma determinada temperatura ou ainda, se o volume de saturação é requerido.

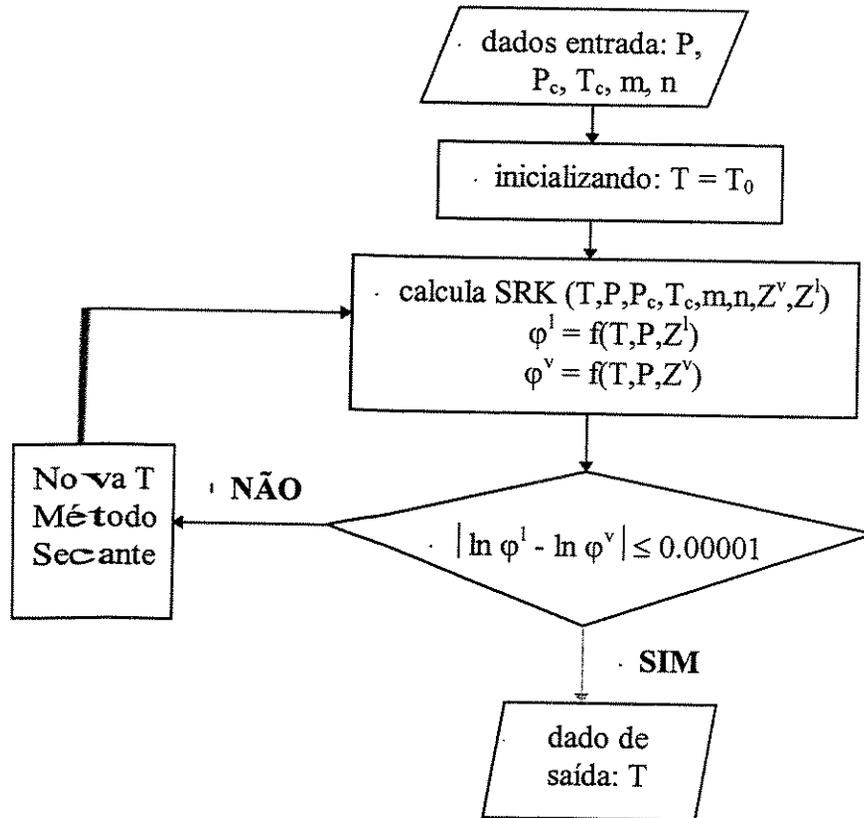


Figura B.1- Fluxograma de cálculo da temperatura de saturação de um fluido refrigerante puro

Apêndice B.2- Cálculo da temperatura do ponto de bolha de misturas refrigerantes alternativas

Esta subrotina de cálculo das condições do ponto de bolha (BUBT) permite obter a temperatura e a composição do vapor, que está em equilíbrio com a pressão e a composição da fase líquida, conforme mostrado na Figura B.2. O fluxograma é constituído de dois ciclos de iteração numérica. O primeiro ciclo é usado para estimar um valor aproximado de T , proporcionando então um valor inicial mais aproximado para o segundo ciclo, que utiliza uma iteração definida pelo Método da Secante para encontrar a solução das condições do ponto de equilíbrio do sistema.

Inicialmente, no primeiro ciclo, utiliza-se um valor de $T = 280$ K e também a lei de Raoult para definir a pressão total do sistema a partir da composição de líquido (x_i) e da pressão de vapor P_v dos componentes do

fluido. A iteração é controlada pelo desvio entre a pressão total calculada P_s e aquela pressão do sistema. Se o desvio absoluto é maior que 2%, a iteração prossegue e é baseada no incremento de temperatura pelo método da Secante. Ao contrário, se o desvio for menor que 2% o primeiro ciclo é completado.

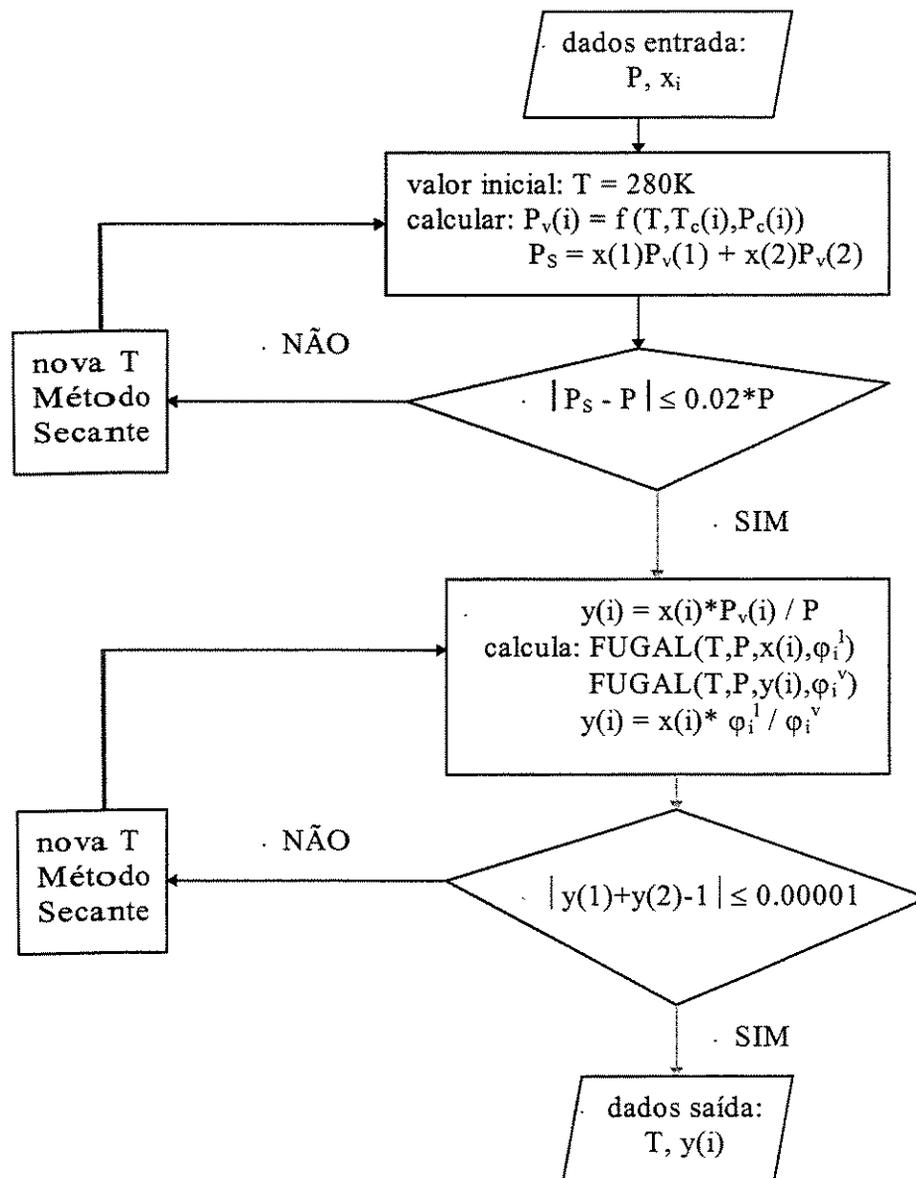


Figura B.2- Fluxograma de cálculo da temperatura do ponto de bolha - BUBT

Assim, o valor inicial da composição do vapor é estimado pela lei de Raoult. Contudo, no segundo ciclo, a composição do vapor é calculada por um balanço de fugacidade entre as duas fases fluidas. A iteração é controlada pela soma das frações de composição do vapor, até que se obtenha uma fração total unitária, com uma precisão de cálculo desejada.

Apêndice B.3– Cálculo da temperatura do ponto de orvalho do fluido refrigerante

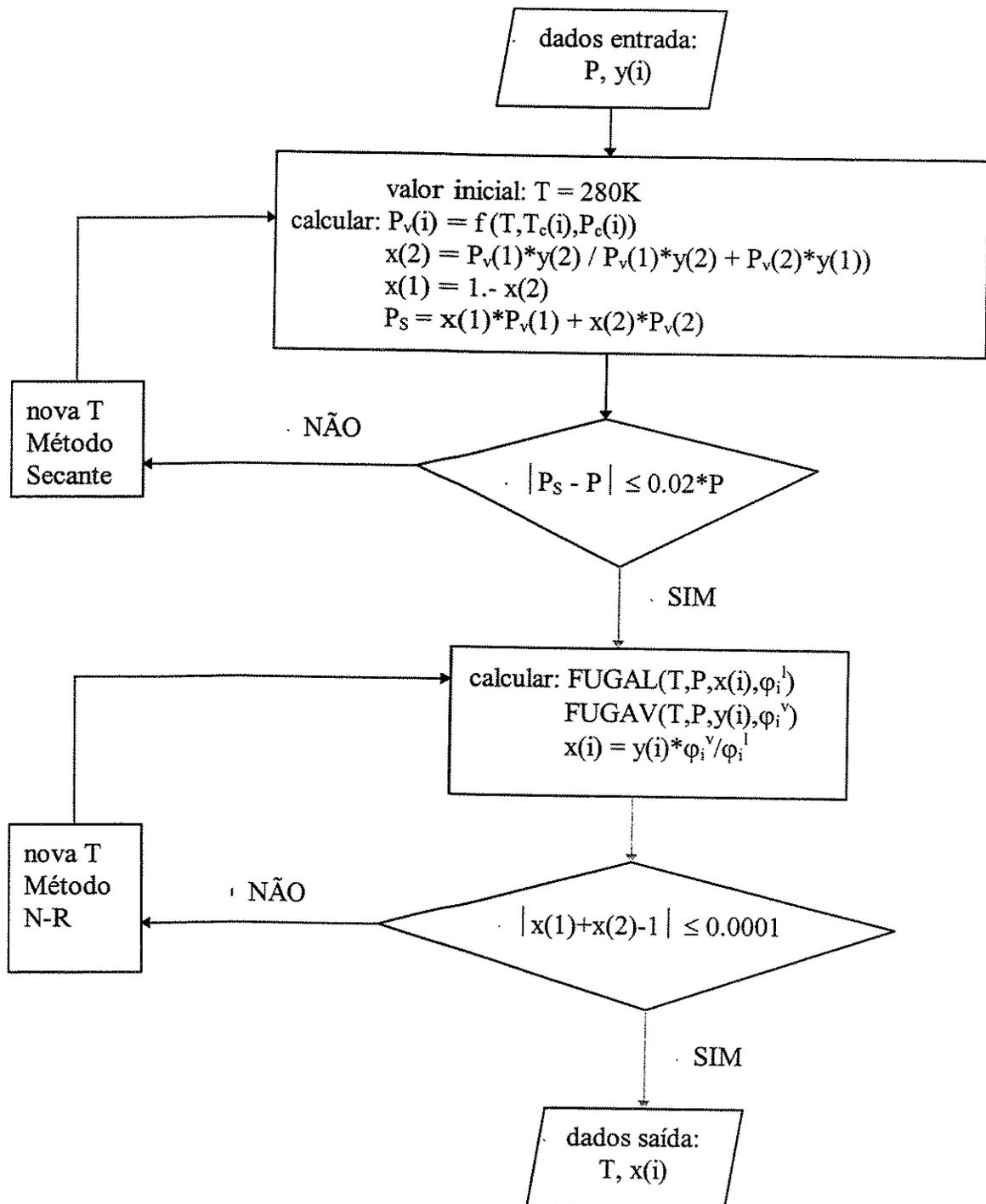


Figura B.3- Fluxograma de cálculo da temperatura do ponto de orvalho - DEWT

O cálculo da temperatura do ponto de orvalho e da composição da fase líquida pode ser obtido a partir da pressão e da composição da fase vapor, conforme mostrado na Figura B.3.

Este fluxograma de cálculo da temperatura de condensação (DEWT) utiliza dois ciclos de iteração numérica. Inicialmente, utilizando os dados de pressão e de composição do vapor, o programa estima um valor aproximado de T, a partir de T=280K. Então, a pressão de vapor de cada componente ($P_v(i)$) é calculada após o ajuste de temperatura. A lei de Raoult é posteriormente aplicada para estimar a composição do líquido e a correspondente pressão total de saturação (P_s). O procedimento de iteração é semelhante ao da subrotina BUBT, entretanto, ele utiliza uma iteração Newton-Raphson que é aplicada com uma diferencial analítica.

Observa-se na Figura B.3 que a temperatura na qual a fase vapor inicia o processo de condensação é limitada pela restrição de composição da fase líquida, conforme a seguinte expressão:

$$\text{SUM}(T) = \sum_{i=1}^2 x(i) - 1 = 0$$

Apêndice B.4- Cálculo da pressão do ponto de bolha do fluido refrigerante

O fluxograma de cálculo da pressão do ponto de bolha (BUBP) está representado na Figura B.4. Ele possibilita o cálculo da pressão do ponto de bolha e da composição da fase vapor, a partir da temperatura e da composição da fase líquida. O algoritmo emprega a lei de Raoult para obter uma estimativa inicial da composição das fases. Então, posteriormente, através do cálculo de fugacidade das fases, obtemos a composição da fase vapor. O ajuste de pressão do sistema é feito por um procedimento de iteração de Newton-Raphson, até que a pressão do sistema possibilite a convergência do cálculo, conforme a seguinte expressão:

$$\text{SUMY1}(P) = \sum_{i=1}^2 y(i) - 1 = 0$$

O procedimento de ajuste da pressão pela iteração de Newton-Raphson é obtido pela seguinte expressão:

$$P = P - \frac{\text{SUMY1}}{\left(\frac{d\text{SUMY1}}{dP}\right)}$$

onde:

$$\frac{dSUMY1}{dP} = \sum_{i=1}^2 \frac{dy(i)}{dP}$$

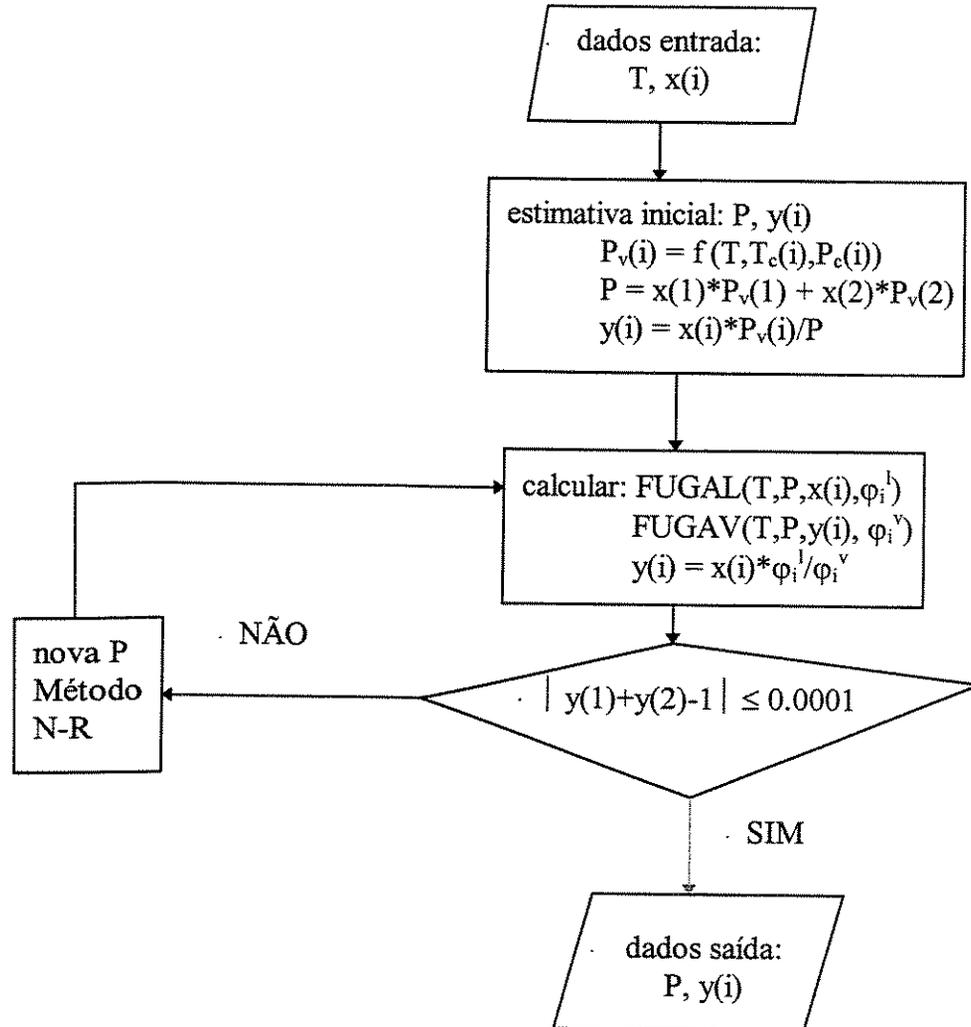


Figura B.4 - Fluxograma de cálculo da pressão do ponto de bolha - BUBP

Apêndice B.5- Cálculo da pressão do ponto de orvalho do fluido refrigerante

O fluxograma de cálculo da pressão do ponto de orvalho está representado na Figura B.5. Assim, a subrotina DEWP é usada para calcular a pressão do ponto de orvalho e a composição da fase líquida, a partir da temperatura e da composição da fase vapor. O procedimento é semelhante àquele utilizado na subrotina de cálculo da pressão do ponto de bolha.

A pressão que promove a condensação da fase vapor pode ser identificada quando o somatório das frações de componentes da fase líquida, calculada a partir da equação de fugacidade das duas fases, apresentar um valor unitário. Isto é definido pela seguinte expressão:

$$\text{SUMX1}(P) = \sum_{i=1}^2 x(i) - 1 = 0$$

E o ajuste de pressão é dado pela iteração de Newton-Raphson, definida pela seguinte expressão:

$$P = P - \frac{\text{SUMX1}}{\left(\frac{dx(1)}{dP} + \frac{dx(2)}{dP} \right)}$$

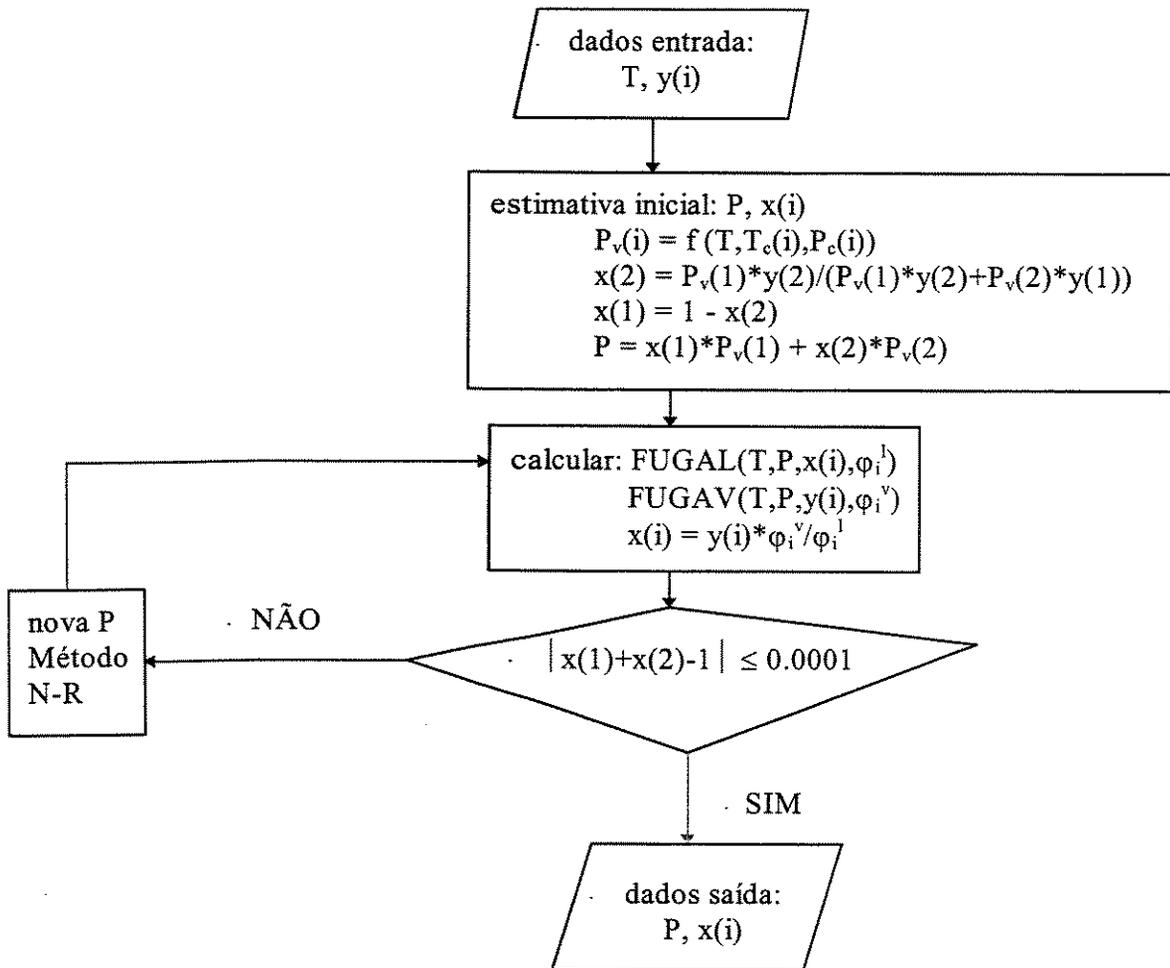


Figura B.5 - Fluxograma de cálculo da pressão do ponto de orvalho - DEWP

Apêndice B.6- Cálculo da composição de equilíbrio de fases de misturas refrigerantes

O cálculo da composição de equilíbrio de fases de misturas refrigerantes não-azeotrópicas apresenta uma grande complexidade, tendo em

vista que ela mudará a composição em ambas as fases, durante a condensação e a evaporação, em função da mudança da fração de vapor global.

Isto requer a utilização de uma subrotina específica (FLASH) que está representada esquematicamente na Figura B.6. Ela possibilita a determinação da composição do fase vapor e da fase líquida e ainda a fração total de vapor (β), que é obtida a partir da composição global $z(i)$ do fluido, da pressão e da temperatura do sistema.

Neste fluxograma, calcula-se inicialmente a composição da mistura a partir da temperatura, da pressão e da composição global $z(i)$. Então, a partir do fluxo de duas fases estima-se a fração de vapor inicial (β_0), a composição do vapor ($yf(i)$) e a composição do líquido ($xf(i)$), antes de iniciar os dois ciclos de iteração numérica em cascata.

Esta subrotina de cálculo (FLASH) é baseada em dois ciclos de iteração numérica que permitem o cálculo da composição da mistura. O ciclo interno calcula a nova fração de vapor, β_m , conforme a expressão dada por (Wallas, 1985):

$$\beta_m = \beta_m + \frac{\sum_{i=1}^2 \frac{(K_i - 1)z(i)}{1 + \beta_m(K_i - 1)}}{\sum_{i=1}^2 \left(\frac{K_i - 1}{1 + \beta_m(K_i - 1)} \right)^2 z(i)}$$

onde:

$$K_i = \frac{\phi_i^l}{\phi_i^v}$$

E o ciclo externo avalia a composição da fase vapor e a composição da fase líquida a partir da fração de vapor calculada:

$$xf(i) = \frac{z(i)}{1 + \beta_m(K_i - 1)}$$

$$yf(i) = K_i xf(i)$$

Desta forma, o ciclo externo é controlado pelo balanço da composição do vapor da mistura refrigerante:

$$\text{SUMY} = \sum_{i=1}^2 yf(i) = 1$$

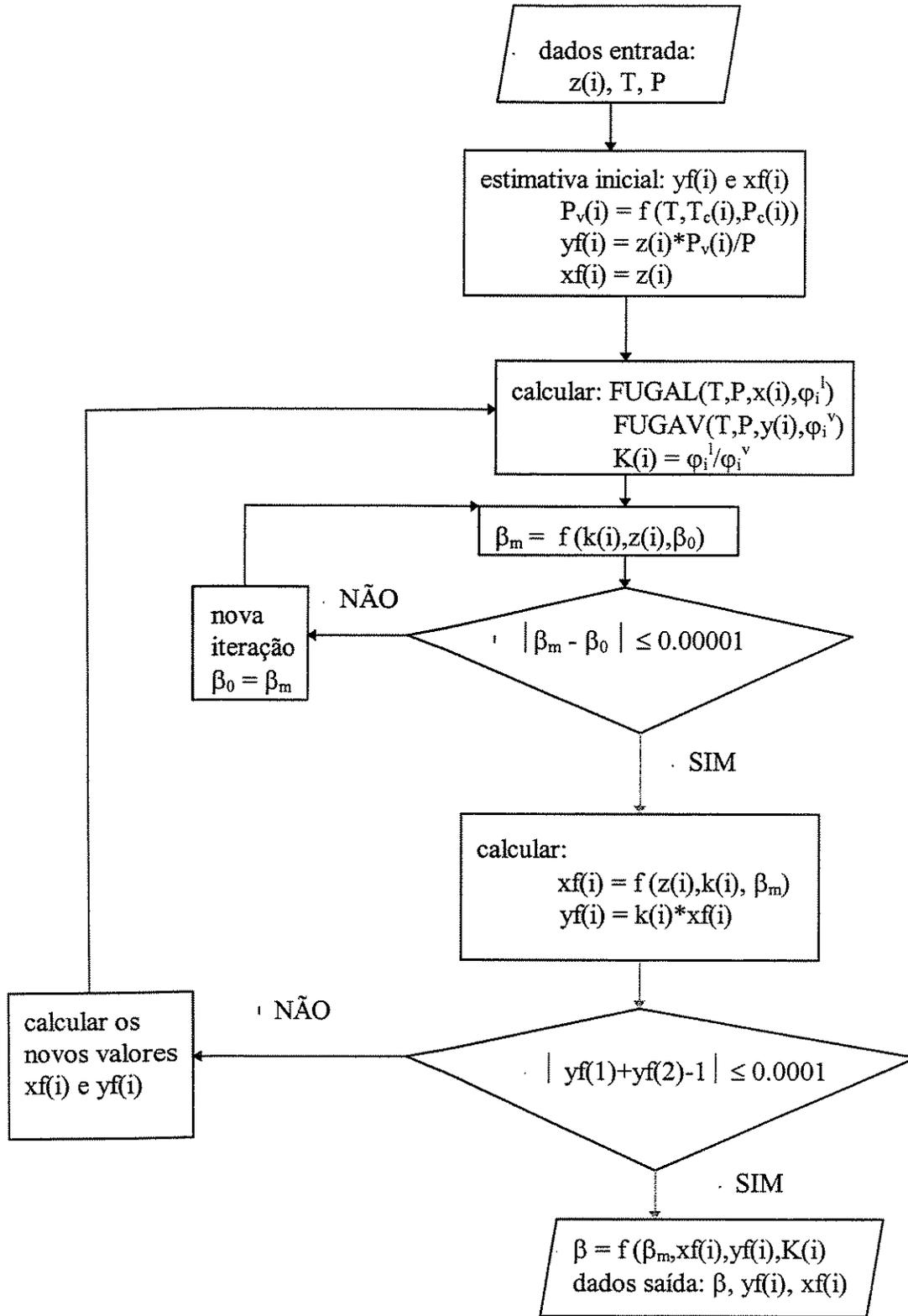


Figura B.6- Fluxograma de cálculo da composição de equilíbrio de fases de uma mistura refrigerante - FLASH

Apêndice C- Fluxograma de cálculo do circuito de refrigeração

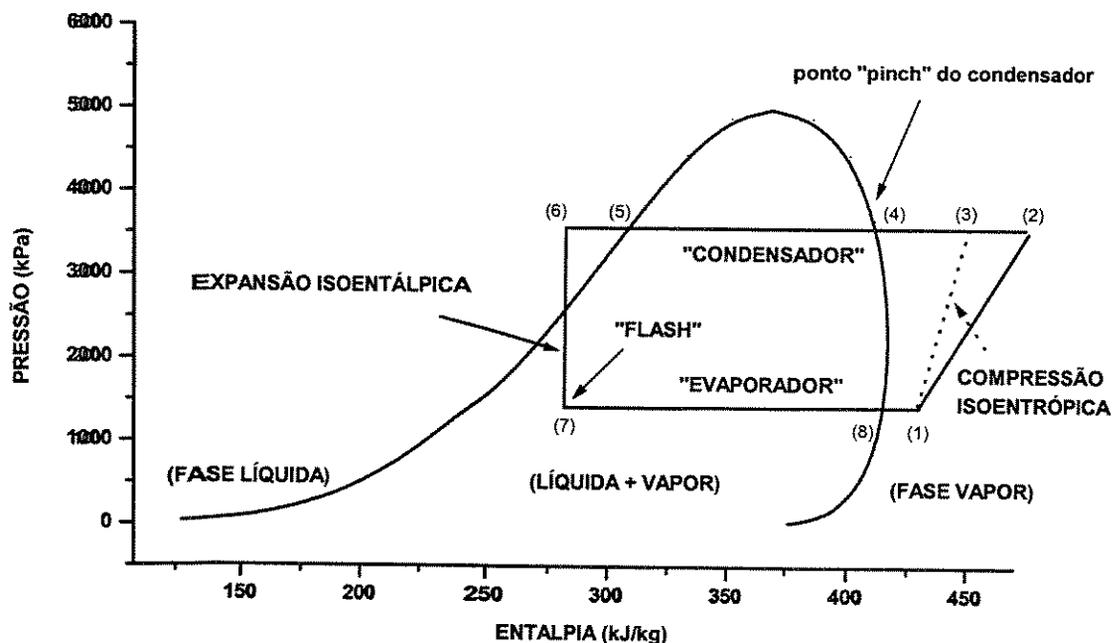


Figura C.1- Diagrama esquemático de um circuito de refrigeração básico operando com o fluido refrigerante R-22

Um circuito de refrigeração básico que apresenta todas as transformações termodinâmicas que ocorrem no fluido refrigerante R-22 pode ser visualizado na Figura C.1. Observa-se inicialmente que o fluido sofre uma compressão isentrópica entre os pontos (1) e (3) atingindo uma região de vapor superaquecido. Além disso, pode-se eventualmente obter uma condição de vapor superaquecido corrigida por uma eficiência de compressão, que é representada pelo ponto (2). Posteriormente ocorre um resfriamento do fluido superaquecido entre os pontos (2) e (4) e uma progressiva condensação entre os pontos (4) e (5), podendo atingir uma condição de líquido subresfriado no ponto (6). Após este ponto, observa-se uma expansão isentálpica até aquela condição de baixa pressão no ponto (7), quando o sistema inicia o processo de evaporação. E finalmente, um superaquecimento do fluido antes do compressor pode ser observado entre os pontos (8) e (1).

O fluxograma de cálculo do circuito de refrigeração básico está mostrado na Figura C.2, sendo obtido conforme Chen (1992). Inicialmente, usando uma composição específica do fluido refrigerante e assumindo a correspondente temperatura do ponto "pinch" do ar, ta_4 , em um especificado ponto "pinch" do condensador, $dt(dp)$, e com um determinado

subresfriamento $dt(sbc)$, pode-se calcular a pressão de condensação do refrigerante, P_2 , a temperatura de saída do refrigerante líquido (T_6) e a sua entalpia (h_6), conforme está representado no fluxograma da Figura V.1. Similarmente, através de um especificado ponto “pinch” no evaporador, $dt(ep)$, pode-se calcular a temperatura de entrada do refrigerante no ponto (7), T_7 . Assumindo então uma expansão isoentálpica entre os pontos de equilíbrio: (P_2, T_6, h_6) e (T_7, h_7) , pode-se calcular a pressão do fluido refrigerante no evaporador, P_1 . E finalmente a partir do cálculo do ponto de orvalho e de um determinado superaquecimento do fluido na saída do evaporador, $dt(sph)$, a temperatura do refrigerante T_8 e T_1 podem ser obtidas respectivamente.

Desta forma, utilizando os valores de P_1 , T_1 e P_2 , pode-se calcular o trabalho de compressão, W , e as condições de descarga do compressor, T_2 e h_2 . Isto é obtido a partir de um modelo ideal de expansão isoentrópica do gás, que é posteriormente corrigido por um fator de eficiência do sistema de compressão. Assim, após a obtenção do perfil inicial de entalpia-temperatura do fluido refrigerante no condensador, calcula-se o perfil de temperatura do ar no trocador de calor e também a nova temperatura de iteração (t_{ap}) neste ponto pinch do condensador. Este sistema entra em um ciclo de iterações numéricas que é controlado pela diferença entre a temperatura atual do ponto “pinch” do ar de condensação e aquela obtida na iteração anterior.

Finalmente, através da simulação das condições de operação do sistema no estado estacionário, determinadas anteriormente, pode-se calcular prontamente o coeficiente de desempenho (COP) operacional do fluido no circuito, o volume deslocado pelo compressor (SW), o trabalho do compressor (W), a taxa de fluxo de fluido refrigerante (m), a área de transferência de calor do condensador (DFA) e a área de transferência de calor do evaporador (EFA).

A eficiência energética do sistema de refrigeração é definida pelo coeficiente de desempenho do circuito:

$$COP = \frac{Q_e}{W}$$

onde W representa o trabalho do compressão:

$$W = m \frac{h_3 - h_1}{\eta_{isen}}$$

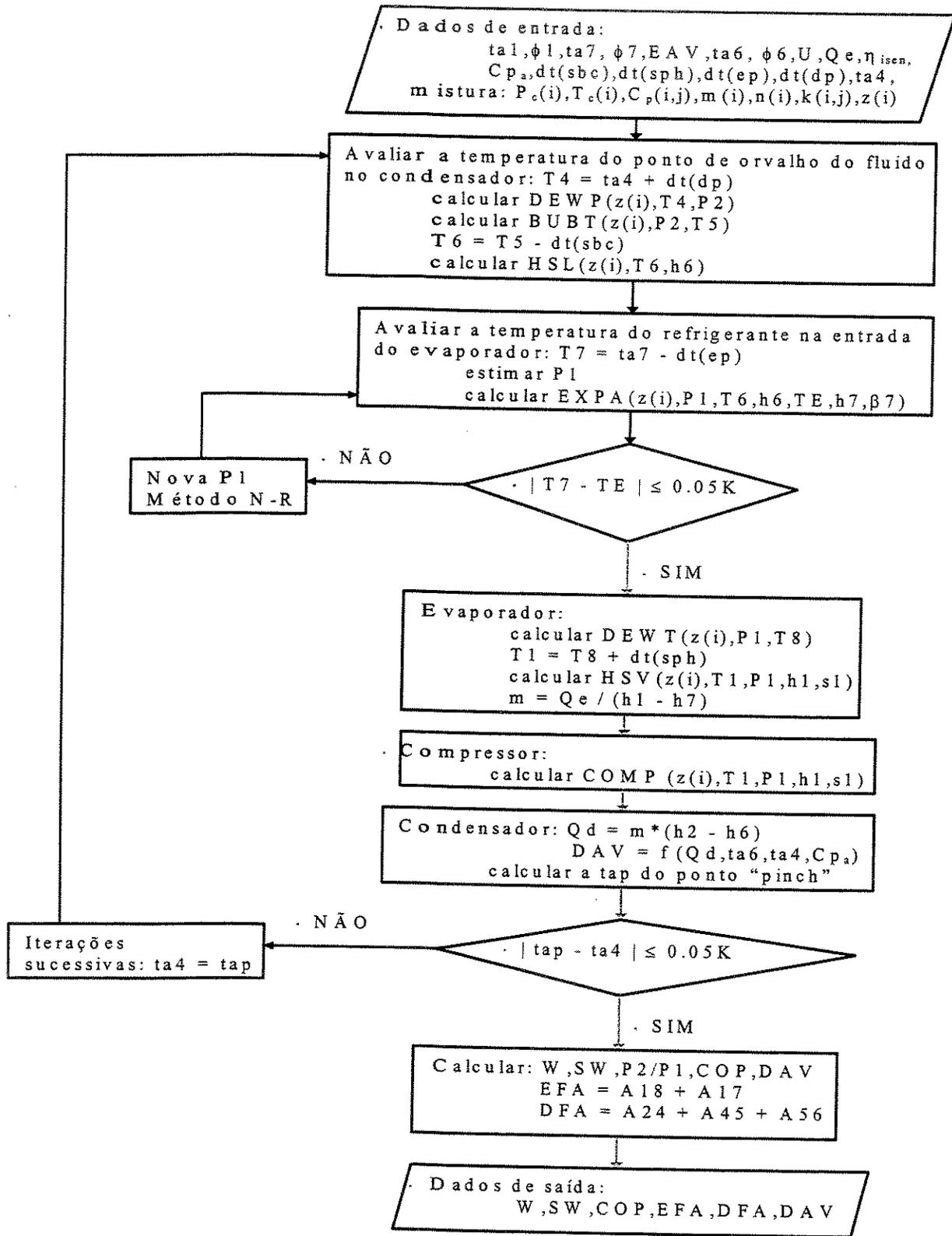


Figura C.2- Fluxograma de cálculo do circuito de refrigeração que está representado esquematicamente na Figura C.1

Chen (1992) utilizou um valor de eficiência isoentrópica de compressão (η_{isen}) de 65.2% aplicada para um circuito de refrigeração de ar.

O fluxo de massa de refrigerante no circuito de refrigeração é calculado a partir da mudança de entalpia do fluido refrigerante no evaporador:

$$m = \frac{Q_e}{h_1 - h_7}$$

Já para os sistemas de condensação e de evaporação observa-se uma condição de operação com transferência de calor em duas fases. Desta forma, Chen(1992) utilizou um coeficiente de transferência de calor (h_m) uniforme no filme refrigerante para estes dois sistemas. Assim, negligenciando qualquer efeito de condutância no metal, o coeficiente global de transferência de calor (U) da serpentina de um sistema de ar condicionado é descrito pela seguinte expressão:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_m/r} + \frac{1}{h_a}$$

onde r representa uma proporção de área entre a aleta e o tubo da serpentina e h_a é o coeficiente de transferência de calor no ar.

Finalmente, a área de transferência de calor dos trocadores de calor (condensador e evaporador) pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$A = \frac{Q}{U \cdot \text{LMTD}} (\text{m}^2)$$

Especificamente, se ocorrer um subresfriamento e um superaquecimento do fluido refrigerante, além de transferência de calor em duas fases nos trocadores de calor, um valor médio de gradiente de temperatura (LMTD) pode ser definido para cada região do condensador, tomando como referência a Figura C.1:

$$\frac{1}{\text{LMTD}} = \frac{\Delta h_{56}}{\Delta h_{26}} \frac{1}{\text{LMTD}_{56}} + \frac{\Delta h_{45}}{\Delta h_{26}} \frac{1}{\text{LMTD}_{45}} + \frac{\Delta h_{24}}{\Delta h_{26}} \frac{1}{\text{LMTD}_{24}}$$

e de forma semelhante para o evaporador:

$$\frac{1}{\text{LMTD}} = \frac{\Delta h_{87}}{\Delta h_{17}} \frac{1}{\text{LMTD}_{87}} + \frac{\Delta h_{18}}{\Delta h_{17}} \frac{1}{\text{LMTD}_{18}}$$

Apêndice D- Proposições de fluxo de combustível-produto-resíduo

Apêndice D.1- Balanço de custo exergético (Valero et al., 1986)

Dado um subsistema qualquer, a soma dos custos exergéticos de todos os fluxos que entram é igual à soma dos custos exergéticos de todos os fluxos que saem.

Proposição D1: o fluxo negativo (“nonflow”) de exergia de qualquer combustível ou produto é considerado de valor positivo;

Proposição D2: em condições normais de operação da unidade, cada combustível tem um custo exergético unitário maior que ou igual a um, sendo igual ao custo exergético unitário das correntes que o sustentam;

Proposição D3: na ausência de uma avaliação externa, todos os produtos dos equipamentos genéricos tem a mesma unidade de custo exergético;

Proposição D4: todos os resíduos e subprodutos que podem ser objeto de uma avaliação externa deve aparecer explicitamente como produtos do subsistema genérico.

Apêndice D.2- Equações para cálculo de custo (Z_i) dos equipamentos da planta

Apêndice D.2.1- Motor elétrico (Boehm, 1987)

$$Z_i = Z_{0,i} \left(\frac{P_i}{P_{0,i}} \right)^{m_i} \frac{\eta_i}{(1 - \eta_i)} \quad (i = \text{Motor 1, Motor 2})$$

onde P_i é a taxa de fluxo de trabalho mecânico proporcionado pelo motor e η_i é a eficiência eletromecânica global. Em particular, são assumidos os seguintes valores:

* Motor 1 da Figura VII.1: $Z_{0,\text{motor1}} = \$ 150$; $P_{0,\text{motor1}} = 10 \text{ kW}$; $m_{\text{motor1}} = 0,87$

* Motor 2 da Figura VII.1: $Z_{0,\text{motor2}} = \$ 150$; $P_{0,\text{motor2}} = 10 \text{ kW}$; $m_{\text{motor2}} = 0,67$

Apêndice D.2.2- Compressor (Boehm, 1987 e Wall, 1991)

$$Z_{CP} = Z_{0,CP} \left(\frac{P_{CP}}{P_{0,CP}} \right)^{m_{CP}} \left(\frac{\eta_{CP}}{0.9 - \eta_{CP}} \right)^{n_{CP}}$$

onde P_{CP} representa o produto do compressor (BP2 + BT2); η_{CP} é a sua eficiência isoentrópica; $Z_{0,CP} = \$ 12000$; $P_{0,CP} = 100 \text{ kW}$; $m_{CP} = 1.0$; $n_{CP} = 0,50$.

Apêndice D.2.3- Condensador (Kays & London, 1964 e Boehm, 1987)

$$Z_{CO} = Z_{0,CO} \left\{ \frac{C_{AR,CO}}{U_{CO} * A_{0,CO}} * [-\ln(1 - \varepsilon_{CO})] \right\} \frac{P_{CO}}{T_0}$$

onde P_{CO} é igual ao produto (S) do subsistema #3; $C_{AR,CO}$ é a capacidade térmica do ar por unidade de tempo (taxa de fluxo de trabalho x calor específico à pressão constante), $A_{0,CO}$ é uma área de referência, U_{CO} é a condutância térmica unitária baseada na área de troca de calor, ε_{CO} é a efetividade térmica baseada na seção em que ocorre o processo de condensação ($\varepsilon_{CO} = (T_8 - T_7)/(T_{CO} - T_7)$, onde T_{CO} é a temperatura de condensação inicial, T_2) e T_0 é a temperatura ambiente. Em particular utilizamos os seguintes valores constantes: $U_{CO} = 32 \text{ Wm}^{-2}\text{K}$, $A_{0,CO} = 100 \text{ m}^2$ e $Z_{0,CO} = \$ 450 \text{ kW}^{-1}$.

Apêndice D.2.4- Válvula de expansão (Boehm, 1987)

$$Z_{VA} = Z_{0,VA} P_{VA}$$

onde P_{VA} é o produto (BT4) da válvula de expansão definido na Figura VII.2 e $Z_{0,VA} = \$ 37 \text{ kW}^{-1}$.

Apêndice D.2.5- Evaporador (Kays & London, 1964 e Boehm, 1987)

$$Z_{EV} = Z_{0,EV} \left\{ \frac{C_{AR,EV}}{U_{EV} * A_{0,EV}} * [-\ln(1 - \varepsilon_{EV})] \right\} \frac{P_{EV}}{T_0}$$

onde P_{EV} é o produto (BB) do evaporador, $C_{AR,EV}$ é a capacidade térmica do ar por unidade de tempo, $A_{0,EV}$ é a área de referência, U_{EV} é a condutância térmica unitária, ε_{EV} é a efetividade térmica da seção de evaporação ($\varepsilon_{EV} =$

$(T_5 - T_6) / (T_5 - T_4)$, T_0 é a temperatura ambiente e P_{EV} é o produto definido na Figura VII.2, isto é, o aumento de exergia do ar. Em particular utilizamos os seguintes valores: $U_{EV} = 32 \text{ Wm}^{-2}\text{K}$, $A_{0,EV} = 100 \text{ m}^2$ e $Z_{0,EV} = \$ 1140 \text{ kW}^{-1}$.

Finalmente, referindo à estrutura mostrada na Figura VII.2, obtém-se o custo das diversas unidades que compõem a planta de refrigeração:

$$Z_1 = Z_{EM1}; \quad Z_2 = Z_{CP}; \quad Z_3 = Z_{CO} + Z_{EM2}; \quad Z_4 = Z_{VA}; \quad Z_5 = Z_{EV}$$