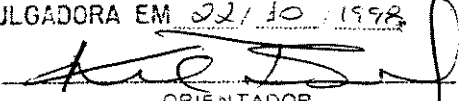


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Ricardo Nicolau
Nassar Koury E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 22/10/1998


ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM NUMÉRICA DE UMA
MÁQUINA FRIGORÍFICA DE COMPRESSÃO
DE VAPOR

Autor : **Ricardo Nicolau Nassar Koury**
Orientador: **Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail**

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS

MODELAGEM NUMÉRICA DE UMA
MÁQUINA FRIGORÍFICA DE COMPRESSÃO
DE VAPOR

Autor : Ricardo Nicolau Nassar Koury

Orientador : Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

Co-Orientador : Prof. Dr. Luiz Machado

Curso : Engenharia Mecânica

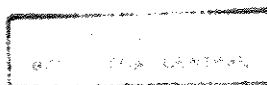
Área de Concentração : Térmica e Fluidos

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 1998

S.P. - Brasil

9912548



UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	UNICAMP
	K849m
V.	Ex.
Valor BC/	37 962
	229,99
	D ☒
Valor RS	11,00
DATA	18/06/99
N.º CPD	

CM-00124348-7

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

K849m

Koury, Ricardo Nicolau Nassar

Modelagem numérica de uma máquina frigorífica de compressão de vapor. / Ricardo Nicolau Nassar Koury.-- Campinas, SP: [s.n.], 1998.

Orientadores : Kamal Abdel Radi Ismail, Luiz Machado.

Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Refrigeração. 2. Análise numérica. 3. Modelos matemáticos. I. Ismail, Kamal Abdel Radi. II. Machado, Luiz. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. IV. Título.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS

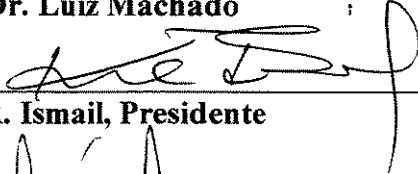
TESE DE DOUTORADO

MODELAGEM NUMÉRICA DE UMA
MÁQUINA FRIGORÍFICA DE COMPRESSÃO
DE VAPOR

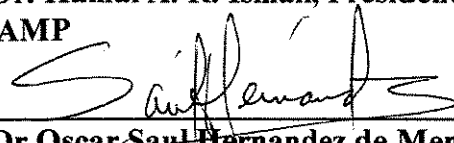
Autor : **Ricardo Nicolau Nassar Koury**

Orientador: **Prof. Dr. Kamal A. R. Ismail**

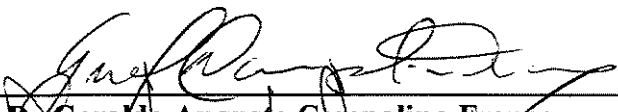
Co-Orientador: **Prof. Dr. Luiz Machado**



Prof. Dr. Kamal A. R. Ismail, Presidente
UNICAMP



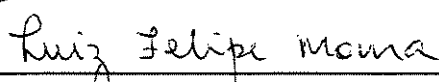
Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez de Mendoza
UFU



Prof. Dr. Geraldo Augusto Campolina França
UFMG



Prof. Dr. Silvia Azucena Nebra de Pérez
UNICAMP-FEM



Prof. Dr. Luiz Felipe Mendes de Moura
UNICAMP-FEM

Campinas, 22 de outubro de 1998

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais Nayle e Nicolau, à minha esposa Matilde e aos meus filhos Ricardo e Rodrigo.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto os meus agradecimentos :

Ao professor Kamal Abdel Radi Ismail, Coordenador do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UNICAMP, por ter aceito ser o orientador desta tese e pelo apoio e conselhos seguros, principalmente nos momentos mais difíceis.

Ao professor Luiz Machado, do corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG, por ter aceito ser co-orientador desta tese e pela amizade, paciência e competência ao ensinar, durante todos os momentos na realização deste trabalho.

Aos professores Geraldo Augusto Campolina França do corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG e Sílvia Azucena Nebra do corpo docente do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UNICAMP, pelo encorajamento na realização deste trabalho e por terem aceito fazer parte da comissão examinadora da tese.

Aos Professores Oscar Saul Hernandez de Mendoza do corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica da UFU e Luiz Felipe Mendes de Moura do corpo docente do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UNICAMP, por terem aceito fazer parte da comissão examinadora da tese.

A todos os professores e colegas do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG, em especial ao professor Márcio Ziviani Chefe do Departamento.

Ao Professor Ramón Molina Valle, Coordenador do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFMG, pelo apoio recebido.

"Was man nicht versteht, besitzt man nicht."
(O que não se compreende, não se possui)
Goethe (1749-1832), Arte e Antiguidade.

Resumo

KOURY, Ricardo Nicolau Nassar, Modelagem Numérica de uma Máquina de Compressão de Vapor, Campinas, : Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1998, 112 p. Tese (Doutorado)

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de dois modelos numéricos para simular o comportamento em regime permanente e transiente de uma máquina de compressão a vapor água-água. Os modelos do evaporador e do condensador são estabelecidos a partir das leis de conservação de massa, de energia, e de quantidade de movimento, aplicadas localmente ao longo dos trocadores de calor. Nestes balanços, são utilizadas correlações da literatura para calcular o coeficiente de transferência de calor, a perda de pressão e a fração de vazio nas regiões de escoamentos bifásicos. Devido ao fato de que as inércias térmicas da válvula de expansão e do compressor podem ser desprezadas estes componentes foram modelados em regime permanente. Predições com os modelos em regime permanente e transiente mostram que existe uma boa concordância entre os mesmos. Simulações adicionais são realizadas com o objetivo de estudar a possibilidade de controlar as potências de refrigeração e aquecimento e o grau de superaquecimento na saída do evaporador por meio das variações da rotação do compressor e da seção de escoamento da válvula de expansão. Simula-se também o comportamento de uma máquina de compressão a vapor para aquecimento de água de uso doméstico. Os resultados obtidos indicam que os modelos podem ser usados como ferramentas em projetos de sistemas de

refrigeração e aquecimento por compressão a vapor, assim como para a obtenção de um algoritmo para controlar o mesmo.

Palavras Chave

Modelagem Numérica, Máquina de Compressão a Vapor, Regimes Permanente e Transiente

Abstract

KOURY, Ricardo Nicolau Nassar, Modelagem Numérica de uma Máquina de Compressão de Vapor, Campinas, : Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1998, 112 p. Tese (Doutorado)

The main objective of this work is to present two numerical models to simulate the dynamic and steady-state behavior of an water-water compression vapor system. The condenser and the evaporator are divided in control volumes. A time dependent partial differential equations system is obtained from the mass, energy and momentum balances for each one control volume. The correlations utilized to calculate the convective heat-transfer coefficients, void fraction and drop pressure due to friction were experimentally validated by various researchers. Due to the fact that the expansion valve and the compressor have a very small thermal inertia they are modeled under steady-state conditions for both models. Dynamic and steady-state models predictions are compared. Satisfactory agreement was found for the case studied. Further simulations are performed aiming to verify the possibility of controlling the refrigeration power system and the superheating of the refrigerant in the evaporator outlet by the compressor speed and valve throttling section variations. Finally, the behavior of a vapor compression system to heat water for domestic purposes is simulated. The results indicated that the models could be used as tools in the design of refrigeration and heating systems by vapour compression and also to obtain an algorithm for controlling such systems.

Keywords

Numerical Modeling, Refrigeration System, Steady-State, Dynamic

Sumário

1. Introdução	20
2. Estudo sobre Modelos de Máquinas de Compressão a Vapor	23
2.1 Introdução	23
2.2 Estudo de Modelos	25
2.2.1 Classificação do Modelos	25
2.2.2 Modelos para a Válvula de Expansão e para o Compressor	26
2.2.3 Modelos para os Trocadores de Calor em Regime Permanente	27
2.2.4 Modelos para os Trocadores de Calor em Regime Transiente	30
2.3 Mecanismos de Transferências em Evaporadores e Condensadores	37
2.3.1 Escoamentos Monofásicos	37
2.3.2 Escoamentos Bifásicos	40
2.4 Conclusões	60
3. Modelo da Máquina de Compressão a Vapor em Regime Permanente	62
3.1 Introdução	62
3.2 Modelo do compressor	63
3.3 Modelo da válvula de expansão	64
3.4 Modelo dos trocadores de calor	65
3.5 Modelo da máquina de compressão a vapor	67
3.5.1. Variáveis de entrada e de saída do modelo	67
3.5.2. Algoritmo do modelo da máquina	68
3.5.3. Algoritmo dos trocadores de calor	73

3.6 Conclusões	75
4. Modelo da Máquina de Compressão a Vapor em Regime Transiente	76
4.1 Introdução	76
4.2 Modelo do compressor e da válvula de expansão	76
4.3 Modelo dos trocadores de calor	77
4.4 Modelo da máquina de compressão a vapor	78
4.4 1. Variáveis de entrada e de saída	78
4.4.2. Algoritmo do modelo da máquina	78
4.5 Conclusões	83
5. Resultados e Discussões	85
5.1 Introdução	85
5.2 Análise dos passos espacial e temporal	85
5.3 Resultados	87
5.3.1 Partida da máquina	87
5.3.2 Regulagem de uma máquina de compressão a vapor	89
5.3.3 Simulação de uma bomba de calor	99
5.4 Conclusões	100
6. Conclusões	101
7. Referências Bibliográficas	105

Lista de Figuras

Figura 2.1 : Máquina de compressão à vapor	24
Figura 2.2 : Ciclos termodinâmicos teórico e real	24
Figura 2.3 : Evoluções das pressões de condensação e de evaporação com o tempo apresentadas por MacArthur et al., 1984	32
Figura 2.4 : Variação do COP em resposta a um decréscimo do tipo degrau da velocidade do compressor (Wang, 1991)	33
Figura 2.5 : Variação do COP em resposta a um acréscimo do tipo degrau da velocidade do compressor (Wang, 1991)	34
Figura 2.6 : Evolução do grau de superaquecimento experimental e teórico para uma variação degrau na rotação do compressor	35
Figura 2.7 : Resposta do grau de superaquecimento para um fechamento do tipo degrau na válvula de expansão	36
Figura 2.8 : Configurações de escoamento e coeficiente de transferência de calor por ebulição no interior de um tubo horizontal	41
Figura 2.9 : Evoluções experimental e teórica do coeficiente de transferência de calor por ebulição	58
Figura 2.10 : Evoluções experimental e teórica do coeficiente de transferência de calor por condensação	58
Figura 2.11 : Evoluções experimentais e teóricas da perda de pressão bifásica	59
Figura 3.1 : Fluxograma do modelo numérico da máquina regime permanente	70
Figura 3.2 : Dependência da pressão de condensação com a vazão mássica	72
Figura 3.3 : Dependência da pressão de ebulição com o grau de superaquecimento	72

Figura 3.4 : Fluxograma do modelo numérico para os dois trocadores de calor	74
Figura 4.1 : Fluxograma do modelo numérico da máquina em regime transiente	80
Figura 4.2 : Fluxograma do modelo numérico para os dois trocadores de calor	81
Figura 4.3 : Esquema do escoamento das fases vapor e líquida dentro do evaporador	79
Figura 4.4 : Dependência da vazão mássica com a pressão de ebulição	83
Figura 5.1 : Evoluções das vazões mássicas e das massas de fluido refrigerante (R12) na máquina após uma partida	88
Figura 5.2 : Evoluções das temperaturas do fluido refrigerante (R12), após uma partida da máquina	88
Figura 5.3 : Evoluções temporais das vazões mássicas impostas pelo compressor e pela válvula de expansão e do grau de superaquecimento	91
Figura 5.4 : Evoluções temporais das potências de aquecimento, refrigeração e consumida pelo compressor	91
Figura 5.5 : Evoluções temporais da massa de fluido refrigerante nos trocadores de calor e na máquina	92
Figura 5.6 : Comparação entre resultados teóricos e dados experimentais obtidos por Wang (1991), para representar o comportamento do COP em resposta a um aumento da velocidade do compressor de 712 a 1463 RPM	93
Figura 5.7 : Evoluções temporais das vazões mássicas e grau de superaquecimento em resposta a uma redução de 20% na seção de escoamento da válvula de expansão	94
Figura 5.8 : Evoluções temporais das potências de aquecimento, refrigeração e consumida pelo compressor em resposta a uma redução de 20% na seção de escoamento da válvula de expansão	94
Figura 5.9 : Evoluções temporais da massa de fluido refrigerante nos trocadores de calor e na máquina em resposta a uma redução de 20% na seção de escoamento da válvula de expansão	95
Figura 5.10 : Evoluções das vazões mássicas e superaquecimento em resposta a variações da velocidade do compressor e da seção da válvula de expansão	96
Figura 5.11 : Evoluções das potências em resposta a variações da velocidade do compressor e da seção de escoamento da válvula de expansão	96

Figura 5.12 : Evolução do COP da máquina em resposta a variações da velocidade do compressor e da seção de escoamento da válvula de expansão	97
Figura 5.13 : Evolução da temperatura de ebulição em resposta a variações do tipo degrau da velocidade do compressor e da seção de escoamento da válvula de expansão	98
Figura 5.14 : Evolução da temperatura de condensação em resposta a variações do tipo degrau da velocidade do compressor e da seção de escoamento da válvula de expansão	98
Figura 5.15 : Evolução da temperatura da água no reservatório de uma bomba de calor	100

.....

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 : Valores dos parâmetros K_H e Z da correlação de Hughmark	52
Tabela 2.2 : Valores do parâmetro C constante das equações (2.34d) e (2.34e)	55
Tabela 2.3 : Valores do parâmetro B constante da equação (2.29)	56
Tabela 2.4 : Comparação entre resultados experimentais obtidos por Kuijpers (1987) e calculados pelas correlações de Hughmark, Prémoli, Zivi e modelo homogêneo	59
Tabela 5.1 : Oscilações do grau de superaquecimento, da vazão mássica e da massa de fluido frigorífico em função do número do passo espacial do modelo em regime permanente	86

.....

Nomenclatura

Letras Latinas

A	:seção	$[m^2]$
c	:calor específico	$[J/kg\ K]$
cr	:coeficiente de espaço nocivo	
G	:velocidade mássica	$[kg/m^2\ s]$
g	:aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
H	:coeficiente de transferência de calor	$[W/m^2\ K]$
h	:entalpia	$[J/kg]$
K	:constante característica da válvula de expansão	
m	:vazão mássica	$[kg/s]$
N	:velocidade de rotação do compressor	$[r.p.s.]$
n	número de tubos	
P	:pressão	$[Pa]$
p	:perímetro	$[m]$
S	:razão de deslizamento	
T	:temperatura	$[^{\circ}C\ or\ K]$
t	:tempo	$[s]$
U	: coeficiente global de transferência de calor	$[W/m^2\ K]$
V	:volume deslocado pelo pistão	$[m^3]$
v	:volume específico	$[m^3/kg]$
x	:título	
y	:variável no tempo presente	
z	:eixo das abicissas	$[m]$

.....

Letras Gregas

α	:fração de vazio	
γ	:deslizamento entre as fases líquida e vapor	
Δ	:variação de propriedade	
δ	:derivada parcial	
η	:eficiência	
μ	:viscosidade dinâmica	[kg/m.s]
θ	:ângulo de inclinação dos tubos	[rad]
ρ	:densidade	[kg/m ³]
σ	:tensão superficial	[N/m]
χ	:parâmetro de Martinelli	

.....

Superescritos

0 :instante tempo precedente

.....

Subscritos

a :fluido secundário
bf :referente ao escoamento bifásico
cond :condensador
comp :compressor
cp :pressão constante
cv :volume constante
de :dispositivo de expansão
evap :evaporador

f :fluido frigorífico
l :líquido
p :parede do tubo
v :vapor
v :volumetrico
1 :relativo à entrada do evaporador
2 : relativo à saída do evaporador
3 : relativo à entrada do condensador
4 : relativo à saída do condensador

.....

Números Adimensionais

Fr :número de Froide
Gz :número de Graetz
Nu :número de Nusselt
Pr :número de Prandtl
Re :número de Reynolds
We :número de Weber

.....

Capítulo 1

Introdução

Há muitos anos atrás as pesquisas na área de refrigeração e aquecimento através do ciclo por compressão de vapor eram feitas por meio de experimentos e cálculos simples. Na década de sessenta, a técnica de modelagem começou a ser utilizada. Danig (1963) e Stoecker (1966) foram os primeiros cientistas a desenvolverem modelos para estudar o comportamento de evaporadores de máquinas frigoríficas. Com o avanço da informática nos anos setenta, a utilização de modelos numéricos se constituiu em uma ferramenta importante para realização de estudos sobre o comportamento de máquinas de compressão a vapor. James e Marshal (1973 e 1975) apresentaram um dos primeiros modelos matemáticos para simular o funcionamento transiente de um sistema de refrigeração, no qual as equações de balanço de energia e massa são resolvidas por um algoritmo computacional. Nos anos subsequentes até o presente momento, vários autores publicaram trabalhos relativos à modelagem do ciclo de compressão a vapor. Domanski et al. (1984) e McArthur e Grald (1989) desenvolveram modelos numéricos para simular os comportamentos de bombas de calor operando em regime permanente e transiente, respectivamente.

Em certos estudos experimentais, a obtenção de resultados é onerosa ou tecnicamente difícil. Nestes casos, a utilização de modelos matemáticos pode ser vantajosa. Por exemplo, o estudo experimental da substituição dos refrigerantes nocivos à camada de ozônio exige em geral testes com diversos fluidos alternativos, implicando na troca constante de componentes da

Máquina (Suwono, 1998 e Rigola et al., 1998). Com a utilização de um modelo matemático, diversos fluidos frigoríficos e diferentes componentes da máquina poderiam ser testados pela simples troca de valores do banco de dados do problema. Outro estudo que também tem despertado o interesse dos cientistas refere-se à otimização da regulação dos sistemas de refrigeração, onde os algoritmos de controle vêm sendo determinados experimentalmente (Pedersen, 1998 e Hwang, 1997 e 1998). O uso de modelos matemáticos, ainda incipiente nesta área, pode contribuir significativamente para a obtenção destes algoritmos (Woodall, 1997).

O objetivo desta tese é o de elaborar modelos numéricos e utilizar os mesmos para simular o comportamento de uma máquina frigorífica de pequeno porte utilizando um fluido frigorífico não nocivo à camada de ozônio assim como estudar a regulação da mesma por um dispositivo mais eficiente que o do tipo liga-desliga.

Esta tese consiste em seis capítulos. O capítulo 1 é a introdução da tese onde a justificativa, os objetivos assim como a estrutura de organização da mesma estão descritos. No capítulo 2 apresenta-se uma revisão da literatura sobre modelos numéricos de compressores alternativos, condensadores, evaporadores e dispositivos de expansão, assim como do sistema de refrigeração por compressão de vapor. Descreve-se as correlações mais utilizadas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção, da perda de carga por atrito e da fração de vazio. Finalmente o capítulo 2 apresenta uma comparação entre as principais correlações para o cálculo das grandezas supra citadas e dados experimentais, ambos obtidos da literatura. Nos capítulos 3 e 4 apresentam-se respectivamente, os modelos numéricos desenvolvidos para simular o comportamento de uma máquina de compressão a vapor em regime permanente e em regime transiente. No capítulo 5, apresentam-se os resultados de simulações realizadas com os modelos em regime permanente e em regime transiente. Nestes resultados, apresentam-se testes de malhas espaciais e temporais para ambos modelos, comparações entre os resultados obtidos com os modelos para os regimes permanente e transiente para um tempo infinito, comparação dos resultados obtidos pelos modelos com resultados experimentais obtidos da literatura, controle simultâneo da performance do sistema e das potências de refrigeração e de aquecimento por meio da velocidade de rotação do compressor e da seção de escoamento da válvula de expansão, e um

caso de aplicação prática da máquina de compressão de vapor. No capítulo 6, apresenta-se uma síntese do trabalho realizado, as principais conclusões obtidas assim como diversas recomendações para estudos futuros.

Capítulo 2

Estudo sobre Modelos de Máquinas de Compressão a Vapor

2.1 Introdução

Uma máquina de compressão a vapor (sistemas frigoríficos ou bombas de calor) é composta de quatro componentes principais : o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador (figura 2.1). Nesta máquina, um fluido frigorífico é submetido a um ciclo termodinâmico constituído pelos fenômenos físicos de compressão, de condensação, de expansão e de ebulição. A figura 2.2 apresenta os ciclos termodinâmicos teórico e real. O ciclo teórico, representado por traços pontilhados, corresponde à transformações reversíveis exceto para a expansão que é isoentálpica sem produção de trabalho mecânico. O ciclo real, representado por traços contínuos, corresponde ao funcionamento real de máquinas de compressão de vapor. A expansão do fluido continua isoentálpica, a compressão real do fluido não é mais isoentrópica e os escoamentos do fluido frigorífico nos trocadores de calor ocorrem com perda de carga.

A utilização de modelos no estudo do comportamento de máquinas de compressão a vapor é uma ferramenta que tem sido bastante utilizada no últimos anos. Estes modelos são geralmente construídos com base em uma estrutura modular, onde cada módulo representa o modelo específico de um dos componentes do sistema. O uso destes modelos vem proporcionando uma impulsão do conhecimento produzido nesta área. Atualmente dois problemas estão sendo bastante estudados : a substituição dos tradicionais fluidos frigoríficos agressivos à camada de ozônio (Domanski, 1994 e Ismail, 1996) e a otimização do controle em sistemas de compressão a vapor (Outtagartes, 1995). O objetivo deste trabalho é o de

desenvolver dois modelos matemáticos para simular o funcionamento em regime permanente e transiente de uma máquina de compressão a vapor água-água. Estes modelos serão utilizados para estudar os dois problemas acima mencionados.

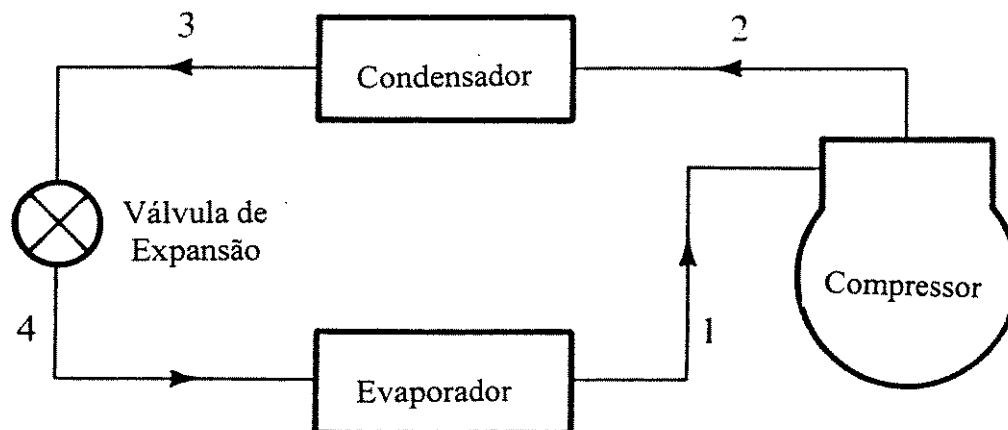


Figura 2.1 : Máquina de compressão à vapor

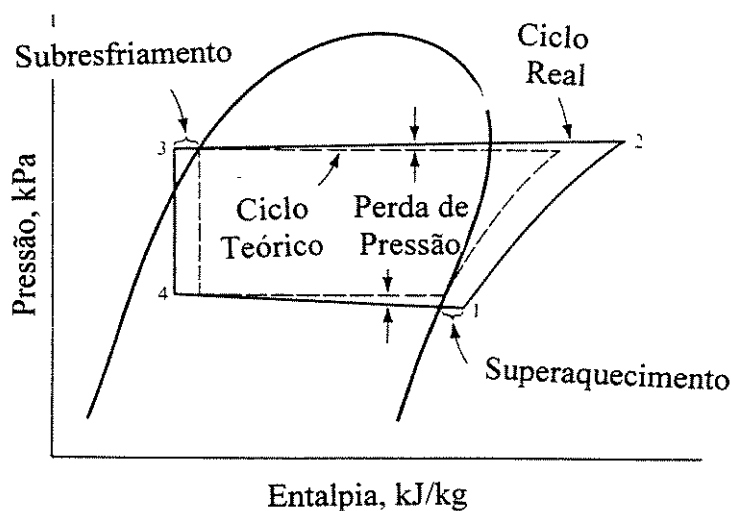


Figura 2.2 : Ciclos termodinâmicos teórico e real

A máquina modelada neste trabalho é constituída de um compressor a pistão de um dispositivo de expansão manual e de um evaporador e um condensador coaxiais multitubulares. A primeira parte deste capítulo apresenta uma revisão bibliográfica sobre modelos utilizados para simular o funcionamento de máquinas de compressão a vapor. O conhecimento sobre os mecanismos de transferência de calor, de massa e de quantidade de movimento é uma etapa importante para a elaboração dos modelos dos trocadores de calor.

Assim, a segunda parte deste capítulo é dedicada a uma revisão bibliográfica sobre tais mecanismos. A terceira e última parte deste capítulo apresenta uma comparação com resultados experimentais das principais correlações apresentadas na literatura para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor por ebulição e condensação, da perda de pressão e da fração de vazio nos escoamentos bifásicos.

2.2 Estudo de Modelos

2.2.1 Classificação do Modelos

Os modelos encontrados na literatura podem ser classificados em duas grandes categorias segundo o regime de funcionamento do sistema : permanentes e transientes. A utilização de modelos permanentes ou transientes depende sobretudo dos objetivos do estudo. Os modelos em regime permanente são utilizados no estudo da substituição dos fluidos frigoríficos nocivos a camada de ozônio (Jung, 1991, Domanski, 1994), na otimização de sistemas de aquecimento e resfriamento por compressão de vapor, assim como no projeto destes sistemas (Hamilton, 1990, Haberschill, 1986). Na literatura especializada, encontram-se modelos em regime transiente utilizados no controle do grau de superaquecimento na saída do evaporador de máquinas frigoríficas (Outtagarts, 1995), no estudo dos problemas decorrentes da partida de bombas de calor (Murphy, 1975 e 1986), e no estudo das instabilidades do conjunto evaporador-válvula de expansão termostática (Broersen, 1980).

Os modelos podem também ser divididos em duas categorias segundo o grau de empirismo empregado em suas elaborações : indutivos e dedutivos. Os modelos indutivos são elaborados a partir de dados experimentais. Esta modelagem é realizada em duas etapas. A primeira consiste em escolher uma expressão matemática relacionando as variáveis do estudo e a a segunda consiste em determinar experimentalmente os parâmetros que intervêm nesta relação. Os modelos indutivos reproduzem precisamente os fenômenos estudados, uma vez que suas equações são ajustadas pelas experimentação. Entretanto, estes modelos não levam em conta os mecanismos físicos governantes do sistema. Assim, o seu domínio de validade fica restrito a faixa de operação do sistema utilizada no experimento. Os modelos dedutivos são elaborados basicamente a partir das leis físicas que governam o funcionamento do componente em estudo. No caso de máquinas de compressão a vapor, estes modelos são realizados a partir das leis de conservação de massa, de energia e de quantidade de

movimento. A aplicação dessas leis exige a definição de volumes de controle no sistema modelado. Em muitos casos, o sistema estudado é tratado como um único volume de controle (modelo global). Para se obter uma maior precisão nos cálculos, o sistema pode ser dividido em vários volumes de controle (modelo discretizado). Os modelos globais são frequentemente empregados nos estudos de compressores e de dispositivos de expansão, enquanto que os modelos discretizados são indicados para evaporadores e condensadores coaxiais multitubulares.

2.2.2 Modelos para a Válvula de Expansão e para o Compressor

Durante o funcionamento em regime transiente de um sistema de compressão de vapor, as variações da massa e da energia interna do fluido refrigerante no interior do dispositivo de expansão e do compressor são pequenas. Por isso, a maioria dos autores de modelos transientes de máquinas de compressão à vapor utilizam modelos clássicos em regime permanente para estes componentes.

No dispositivo de expansão de máquinas de compressão de vapor, o processo realizado pelo fluido é geralmente considerado isoentálpico. A equação clássica que fornece a vazão mássica do fluido refrigerante através do dispositivo de expansão é :

$$\dot{m}_{de} = K_{de} \sqrt{\Delta P \rho_f} \quad (2.1)$$

onde K_{de} é uma constante determinada experimentalmente, ΔP é a diferença entre as pressões de condensação e de ebulição e ρ_f é a densidade do fluido refrigerante na entrada do dispositivo de expansão.

O processo de compressão sofrido pelo fluido refrigerante nos compressores de máquinas de compressão à vapor é considerado em geral como sendo adiabático. A vazão mássica e a potência no compressor são calculadas por :

$$\dot{m}_{comp} = N \rho_f V \eta_v \quad (2.2)$$

$$\dot{w}_{comp} = \frac{\dot{m}_{comp} \Delta h_{comp}}{\eta_c} \quad (2.3)$$

N , V e η_v são a velocidade de rotação, a cilindrada e o rendimento volumétrico do compressor e ρ_{f2} é a densidade do fluido frigorífico na entrada do compressor. Δh_{comp} representa a variação da entalpia do fluido frigorífico no compressor segundo um processo isoentrópico e η_c é o rendimento da compressão. Este último valor corrige o cálculo da potência no compressor, levando em conta as irreversibilidades do processo.

As equações (2.1) à (2.3) foram determinadas a partir de balanços globais de massa e de energia aplicados ao dispositivo de expansão e ao compressor. Assim, estas relações matemáticas constituem modelos dedutivos globais destes componentes. Entretanto, tendo em vista o caráter experimental das constantes K_{de} , η_v e η_c , estas equações contêm traços da modelagem indutiva. De fato, modelos puramente dedutivos (ou puramente indutivos) são raros. Toubert (1984) publicou uma análise crítica sobre a modelagem de componentes de máquinas frigoríficas, na qual chamou a atenção para este fato.

2.2.3 Modelos para os Trocadores de Calor em Regime Permanente

Os modelos dedutivos sobre evaporadores e condensadores são do tipo globais ou discretizados. No primeiro tipo, os trocadores de calor são considerados globalmente. A temperatura, o título, a fração de vazio e a densidade do fluido frigorífico assim como a temperatura do fluido secundário e das paredes dos tubos são representadas por seus valores médios. Os coeficientes de transferência de calor por convecção são considerados constantes em todos os pontos dos trocadores de calor. Este tipo de modelo pode descrever corretamente o comportamento de trocadores de calor do tipo casco e tubos, com o fluido frigorífico no interior do casco.

Nos evaporadores e condensadores tubulares, o escoamento bifásico no interior dos tubos dificulta a análise do problema. Nestes casos, diversos autores desenvolveram modelos globais nos quais as equações de balanço são aplicadas separadamente às zonas de escoamento bifásico e monofásico. Para o evaporador (condensador), o uso de correlações específicas para calcular os coeficientes de troca de calor nas zonas de ebulição (condensação) e de superaquecimento (desuperaquecimento e subresfriamento) permitem uma melhor adequação do modelo à realidade física do estudo. Em geral, estes modelos apresentam problemas de descontinuidades entre as zonas. Para resolver estes problemas, os autores

utilizam certas aproximações tal como supor uma variação linear do título ao longo do tubo onde se passa o escoamento bifásico.

Nos modelos discretizados ou multizonas, os trocadores de calor são divididos em vários volumes de controle. A resolução das equações de balanço de massa, energia e quantidade de movimento, assim como a utilização de correlações locais para calcular os coeficientes de transferência de calor, as perdas de pressão e a fração de vazio nas regiões de escoamento bifásico permitem uma melhor concordância entre o modelo e a realidade física.

Em 1982, Tassou et al. desenvolveram um modelo dedutivo do tipo multizonas para simular o comportamento em regime permanente de uma bomba de calor ar-água à velocidade variável do compressor. O condensador é do tipo casco e tubos e o evaporador do tipo de corrente cruzada com aletas circulares. Um fluxograma é apresentado mostrando a estrutura lógica do modelo. Uma comparação com dados obtidos experimentalmente mostrou a precisão do mesmo.

Em 1984, Domanski et al. apresentaram um modelo dedutivo discretizado para estudar a performance em regime permanente de uma bomba de calor residencial ar-ar. Este modelo é do tipo de duas zonas e os trocadores de calor são do tipo corrente cruzada. Um fluxograma contendo a estrutura lógica do modelo é apresentado. O modelo foi validado a partir de valores obtidos experimentalmente.

Em 1991, Jung e Radermacher apresentaram um modelo dedutivo em regime permanente de um refrigerador doméstico. O modelo considera uma zona de escoamento no condensador e no evaporador. O mesmo foi utilizado para estudar a substituição do fluido frigorífico R12 por 15 outros fluidos puros e 21 misturas.

Em 1992, Stefanuk et al. apresentaram um modelo dedutivo em regime permanente de uma bomba de calor água-água com o superaquecimento no evaporador controlado por uma válvula eletrônica. Os trocadores de calor utilizados são de tubos concêntricos a contracorrente. O modelo considera duas zonas (três zonas) no evaporador (condensador). O coeficiente médio de transferência de calor por convecção H_{bf} nas regiões de escoamento

bifásico é calculado dividindo estas regiões em diversos segmentos j , e tomando-se a média dos respectivos coeficientes locais H_j . Assume-se que o título de vapor e as propriedades da mistura líquido-vapor são constantes em cada segmento. A equação para o coeficiente médio é :

$$H_{bf} = \frac{\sum H_j \Delta z_j}{\sum \Delta z_j} \quad (2.4)$$

O comprimento Δz de cada segmento pode variar e seu valor é calculado pela seguinte expressão obtida a partir do balanço de energia :

$$\Delta z = \frac{q_j}{(\pi d_{int})(T_{f2} - T_{eb})h_j} \quad (2.5)$$

q_j é o calor transferido em cada segmento j , d_{int} é o diâmetro interno do tubo. T_{f2} e T_{eb} são a temperatura do fluido frigorífico na saída do evaporador e a temperatura de ebulição, respectivamente. O algoritmo utilizado é apresentado com detalhes. Comparações entre as predições do modelo e os valores obtidos experimentalmente mostraram tanto a precisão como os limites de validade do mesmo.

Em 1996, Lemos e Zaparoli apresentaram resultados preliminares de um modelo dedutivo global para simular o comportamento em regime permanente de uma máquina doméstica de refrigeração. Para o condensador, o calor total trocado é dado pela equação :

$$Q_{cond} = (UA)_{cond}(T_{cond} - T_{amb}) \quad (2.6)$$

T_{cond} e T_{amb} são as temperaturas de condensação e ambiente. $(UA)_{cond}$ representa o produto do coeficiente global de transferência de calor pela area de troca de calor, levando em consideração as regiões de escoamento bifásico, superaquecido e subresfriado, bem como a condução através da parede do tubo e o contato ar-condensador. Uma equação similar a (2.6) estabelece o balanço de energia no evaporador.

Em 1998, Koury et al. apresentaram um modelo numérico dedutivo construído para simular o comportamento em regime permanente de uma máquina frigorífica de compressão

de vapor. Com base nos resultados obtidos os autores realizaram uma análise do comportamento térmico do sistema operando com os fluidos frigoríficos R12 e R134a.

2.2.4 Modelos para os Trocadores de Calor em Regime Transiente

Um dos primeiros modelos construídos para estudar o comportamento em regime transiente de um sistema de refrigeração foi apresentado por Danig, 1963. Este modelo é do tipo indutivo e é restrito ao par evaporador-válvula de expansão termostática. O modelo foi utilizado para estudar as oscilações das vazões mássicas através da válvula de expansão. As variáveis de entrada e de saída utilizadas foram a vazão mássica e o grau de superaquecimento do fluido frigorífico. A constante de tempo e o ganho da função matemática utilizada para relacionar estas duas grandezas foram determinados experimentalmente.

Em 1966, Stoecker também construiu um modelo indutivo similar àquele apresentado por Danig para estudar a otimização da estabilidade de um evaporador tipo casco e tubos controlado por uma válvula termostática.

Em 1971, Najork realizou um estudo sobre o comportamento transiente do conjunto evaporador válvula de expansão termostática. Neste estudo, foi utilizado um modelo indutivo no qual duas funções de transferência representam o evaporador e a válvula. A variável de entrada do modelo foi a vazão mássica do fluido frigorífico imposta pela válvula de expansão e as variáveis de saída foram a pressão de ebulição e o grau de superaquecimento do fluido frigorífico. As constantes de tempo e os ganhos das funções matemáticas foram determinados experimentalmente.

Em 1973, James e Marshall construíram um dos primeiros modelos dedutivos para simular o funcionamento em regime transiente de um sistema de refrigeração água-água utilizado em navios da marinha americana. No condensador, as equações de balanço foram aplicadas nas zonas de desuperaquecimento e de condensação do fluido frigorífico. Para modelar o evaporador, este componente foi dividido em três partes de mesmo comprimento. O cálculo das temperaturas e entalpias nas saídas destas zonas permitiu a avaliação da posição onde ocorria a transição entre as regiões de ebulição e de superaquecimento do fluido. O modelo foi utilizado para otimizar o funcionamento da planta de refrigeração.

Em 1975, Zorzini realizou um estudo experimental similar àquele desenvolvido por Najork. Com o objetivo de otimizar a regulação do conjunto evaporador válvula de expansão termostática, construiu um modelo indutivo onde expressões matemáticas foram utilizadas para relacionar a variável de entrada, a vazão mássica na entrada do evaporador, em função da variável de saída, o grau de superaquecimento do fluido frigorífico.

Em 1982, Chi e Didion desenvolveram um modelo dedutivo para simular o comportamento em regime transiente de uma bomba de calor ar-ar. Os trocadores de calor foram modelados globalmente. A densidade da mistura líquido e vapor do fluido frigorífico foi considerada espacialmente constante e temporalmente variável de forma a descrever o processo de mudança de fase que ocorre nos trocadores de calor. Os resultados obtidos apresentaram uma boa precisão quando confrontados com dados experimentais.

Em 1984 e em 1989, MacArthur et al. apresentaram um modelo dedutivo multizonas para estudar o comportamento em regime transiente de uma bomba de calor ar-ar. Na versão final do modelo, as vazões mássicas do fluido frigorífico na entrada e na saída do evaporador são calculadas pelos modelos do dispositivo de expansão e do compressor. Os trocadores de calor foram divididos em vários volumes de controle e a equação de energia acoplada à de continuidade para o fluido frigorífico foi escrita da seguinte forma :

$$\left(h_i - h_i^0\right) \frac{\rho_i V}{\Delta t} = \dot{m}_j (h_i - h_j) + \dot{m}_{j-1} (h_{j-1} - h_i) + H S (T_{pi} - T_{fi}) \quad (2.7)$$

o índice i indica o valor da propriedade no centro do volume de controle, o índice j às suas fronteiras, o expoente 0 indica o valor da propriedade no instante precedente e todas as variáveis sem expoentes são relacionadas ao instante presente. h , T_f e $\dot{m}$ são a entalpia, a temperatura e a vazão mássica do fluido frigorífico e T_p é a temperatura da parede do tubo. V e S são o volume e a superfície de troca de calor em cada volume de controle, H é o coeficiente de transferência de calor entre o fluido frigorífico e a parede do tubo e Δt é o passo de tempo. Foi considerado que o valor da entalpia na saída de cada volume de controle é igual àquele em seu centro. Para o primeiro elemento, os valores da entalpia e da vazão mássica do fluido frigorífico são fornecidos pelos modelos do compressor e do dispositivo de expansão. A temperatura da parede dos tubos é determinada com a ajuda de equações de

balanço de energia escritas para a parede e para o fluido secundário. Na região de escoamento bifásico, a temperatura é desconhecida. Um valor inicial é imposto para permitir o cálculo da entalpia na saída de cada volume de controle. A vazão mássica do fluido frigorífico na saída do controle é calculada pela seguinte equação :

$$\dot{m}_j = \dot{m}_{j-1} - (\rho_i - \rho_i^0) \frac{V}{\Delta t} \quad (2.8)$$

onde ρ é a densidade do fluido frigorífico. Para o último elemento, a vazão mássica do fluido frigorífico na saída do evaporador (ou do condensador) deve ser igual àquela fornecida pelo modelo do compressor (ou do dispositivo de expansão). Caso estes dois valores não coincidam, a temperatura de saturação deve ser modificada. Os cálculos são repetidos até que a convergência seja alcançada entre estas vazões mássicas. A transição entre as regiões de escoamento bifásico e monofásico é obtida quando a entalpia na saída de um volume de controle é igual a do vapor saturado. Os autores constataram que a resposta transiente do modelo foi fortemente influenciada pela correlação escolhida para o cálculo da fração de vazio. Dentre as várias correlações analisadas, a escolhida foi aquela proposta por Zivi. Apresenta-se na figura 2.3 alguns resultados obtidos pelos autores para uma partida e uma parada da máquina.

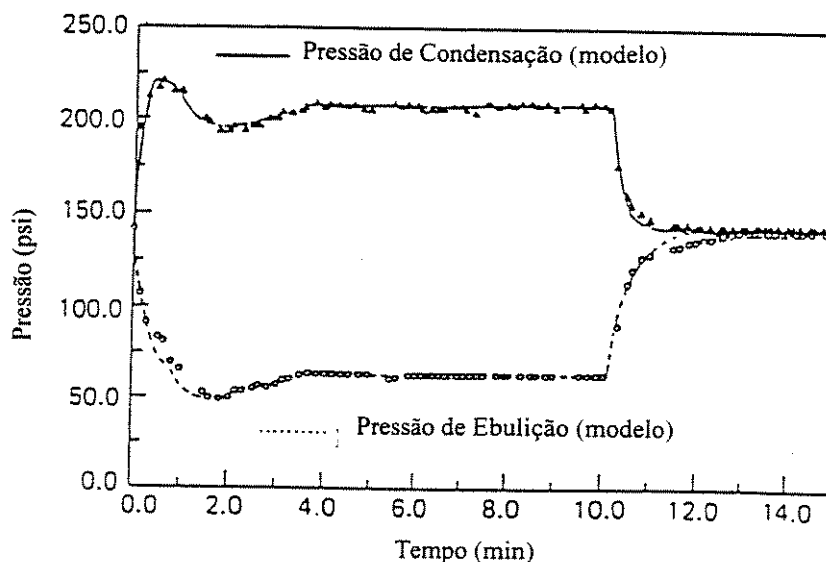


Figura 2.3 : Evoluções das pressões de condensação e de evaporação com o tempo apresentadas por MacArthur et al., 1984.

Em 1985, Hargreaves e James apresentaram um modelo dedutivo para simular o comportamento em regime transiente de uma sistema de refrigeração naval. Este modelo foi

baseado naquele apresentado por James e Marshall, 1973. Os trocadores de calor modelados são do tipo carcaça e tubos. Resultados experimentais mostraram a precisão do modelo.

Em 1991, Wenxue e Kraft desenvolveram um modelo indutivo para simular o comportamento de um evaporador, no qual variações do tipo degrau na vazão mássica do fluido frigorífico na entrada do evaporador foram utilizadas para estabelecer uma função de transferência cuja variável de saída é o grau de superaquecimento do fluido frigorífico.

Em 1991, Wang e Toubert apresentaram um modelo dedutivo elaborado para estudar o comportamento em regime transiente de uma câmara frigorífica. O condensador é do tipo casco e tubo com água fluindo no interior do tubo interno e o fluido frigorífico no espaço anular. As equações para o modelo do condensador foram escritas para as regiões de condensação e de líquido saturado. O evaporador utilizado é de corrente cruzada com aletas retangulares. Para o evaporador, o modelo é do tipo multizonas. O algoritmo do modelo foi apresentado com detalhes. Os resultados obtidos experimentalmente comprovaram a precisão do modelo. As figuras 2.4 e 2.5 representam as evoluções temporais dos coeficientes de performance da máquina (COP) para variações do tipo degrau impostas à velocidade de rotação do compressor.

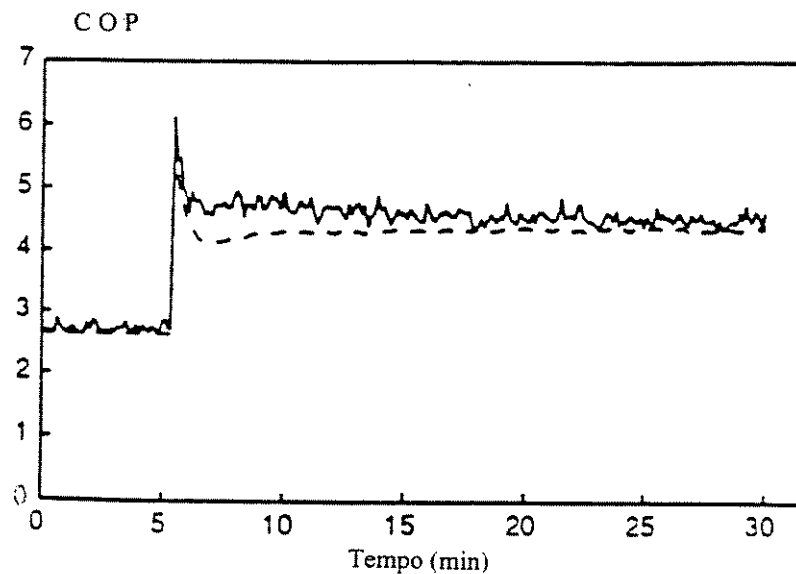


Figura 2.4 : Variação do COP em resposta a um decréscimo do tipo degrau na velocidade do compressor (Wang, 1991)

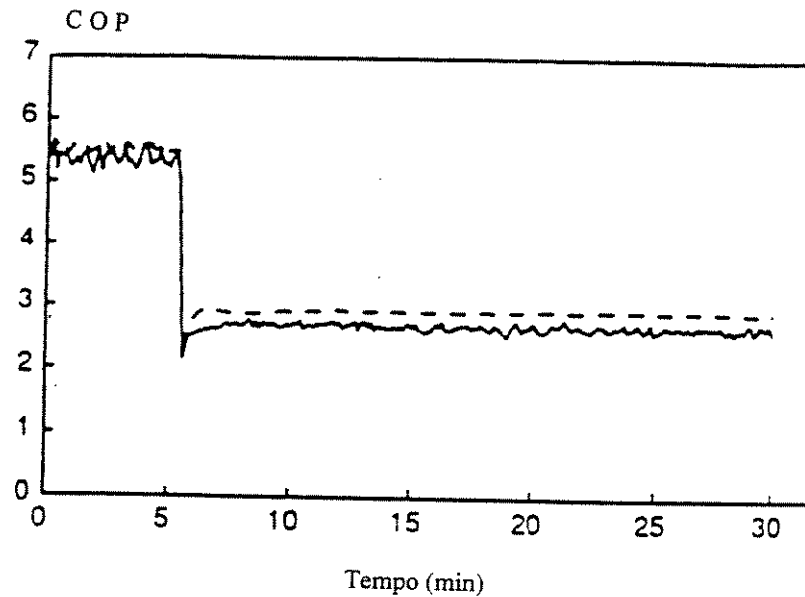


Figura 2.5 : Variação do COP em resposta a um acréscimo do tipo degrau na velocidade do compressor (Wang, 1991)

Em 1991, O'Neal e Katipamula apresentam um modelo indutivo elaborado para investigar a degradação ocorrida no coeficiente de performance de condicionadores de ar a velocidade constante devido a utilização do controle do tipo liga-desliga. Foi utilizada uma função de transferência de primeira ordem para o cálculo das capacidades de refrigeração e aquecimento do ciclo em função do tempo assim como das mesmas capacidades para o regime permanente. As constantes de tempo existentes em tal função foram determinadas experimentalmente.

Em 1995, Jia apresentou um modelo dedutivo multizonas para simular o comportamento em regime transiente de um evaporador a ar tipo corrente cruzada. Neste modelo, a temperatura de ebulição é um dado de entrada. A figura 2.6 representa a resposta do grau de superaquecimento experimental e teórico para uma variação do tipo degrau na velocidade de rotação do compressor.

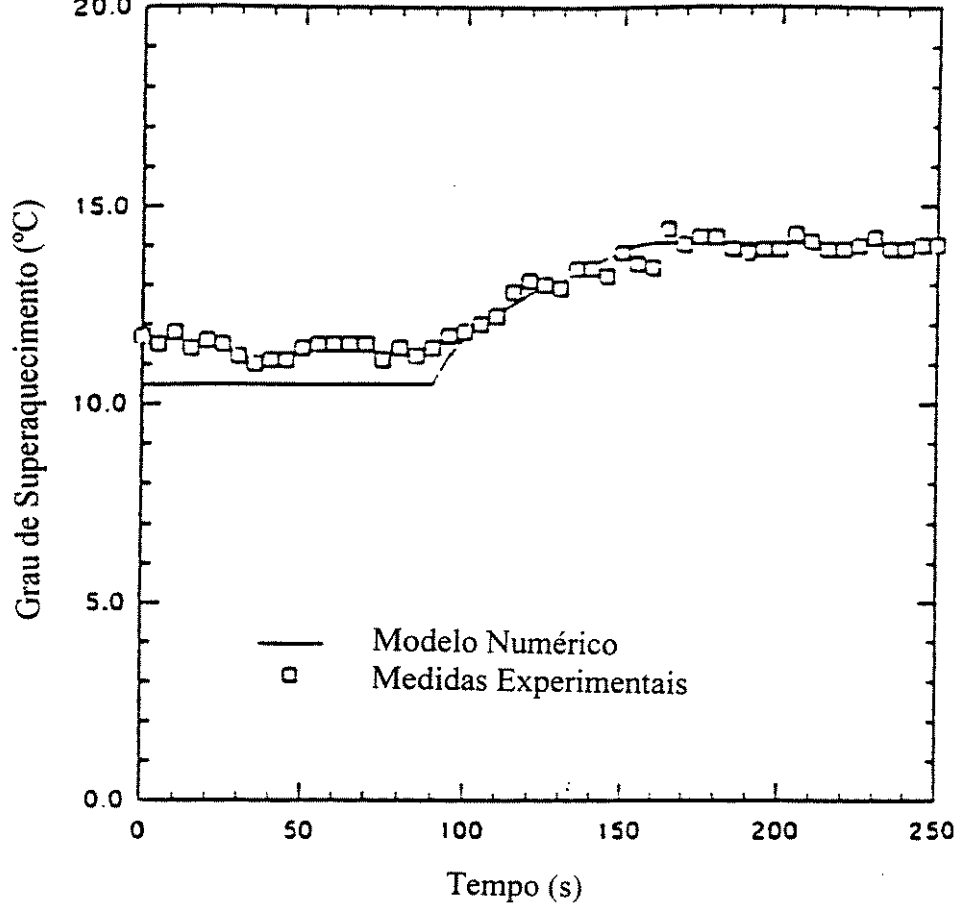


Figura 2.6 : Evolução do grau de superaquecimento experimental e teórico para uma variação de grau na rotação do compressor.

Em 1995, Outtagarts et al. construíram um modelo indutivo para simular o comportamento de um evaporador de um sistema frigorífico à velocidade variável. A variável de entrada foi a vazão mássica do fluido frigorífico na entrada do evaporador. A variável de saída foi o grau de superaquecimento do fluido frigorífico na saída do evaporador. Uma função de transferência foi estabelecida a partir da variação do tipo degrau na vazão mássica na entrada do evaporador :

$$F(p) = \frac{\Delta T_{sa}(p)}{\dot{m}_f(p)} = K \frac{e^{-\tau p}}{1 + \theta p} \quad (2.9)$$

ΔT_{sa} e $\dot{m}_f$ são o grau de superaquecimento e a vazão mássica do fluido frigorífico, τ e θ são o retardo e a constante de tempo do grau de superaquecimento para a perturbação ocorrida e p é o operador de Laplace. O ganho K representa a relação entre as variações do grau de

superaquecimento e da vazão mássica entre os regimes permanentes antes e depois da perturbação :

$$K = \frac{\Delta(\Delta T_{sa})}{\Delta \dot{m}_f} = \frac{\Delta T_{sa}(t_\infty) - \Delta T_{sa}(t_0)}{\dot{m}_f(t_\infty) - \dot{m}_f(t_0)} \quad (2.10)$$

t_0 corresponde ao instante imediatamente anterior à perturbação e t_∞ ao instante imediatamente posterior à perturbação a partir do qual é obtido um novo regime permanente. A constante de tempo, o retardo e o ganho foram determinados experimentalmente para uma larga faixa de operação da máquina. A figura 2.7 representa a resposta do grau de superaquecimento do fluido refrigerante para uma variação do tipo degrau na vazão mássica.

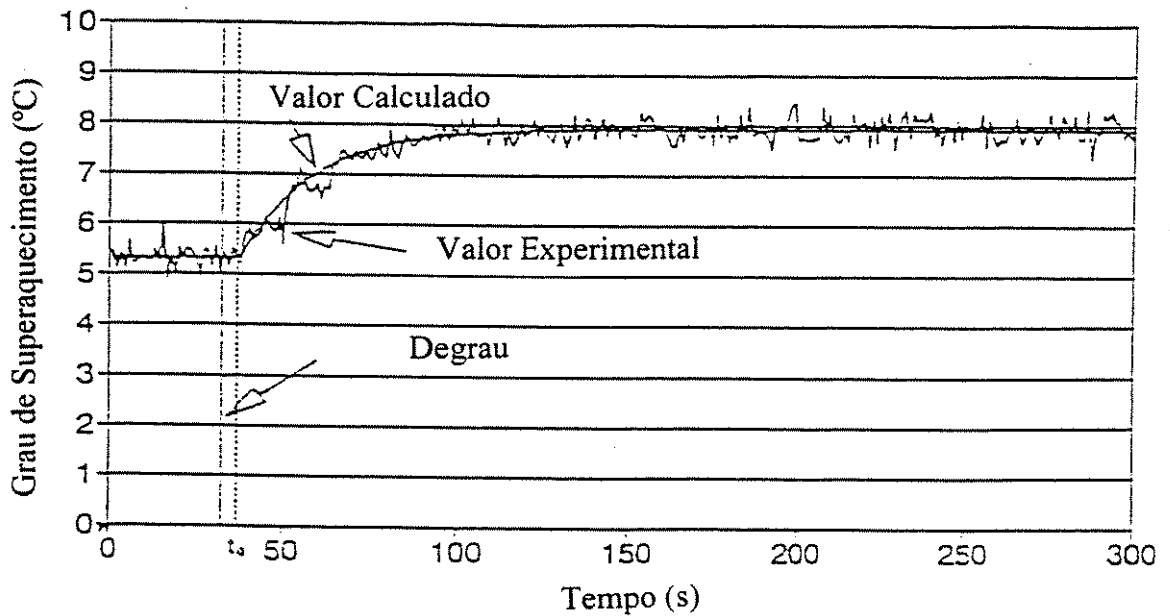


Figura 2.7 : Resposta do grau de superaquecimento para um fechamento do tipo degrau na válvula de expansão.

Em 1996, Machado desenvolveu um modelo dedutivo multizonas para estudar o comportamento em regime transiente de um evaporador coaxial multitubular a água. O fluido refrigerante escoa no interior dos tubos internos e água no espaço anular em contra-corrente. O algoritmo do modelo é apresentado de forma bastante detalhada. Um estudo experimental mostrou a precisão do modelo.

2.3 Mecanismos de Transferências em Evaporadores e Condensadores

Neste trabalho, considera-se que os trocadores de calor da máquina de compressão de vapor são do tipo coaxiais multitubulares. O condensador é constituído por dois tubos concêntricos, um tubo envelope e outro interno. O fluido frigorífico flui no interior do tubo interno e o fluido secundário no espaço anular em contra corrente. No interior do tubo interno distinguem-se uma região de escoamento bifásico (condensação) e duas regiões de escoamento monofásico (desuperaquecimento do fluido vindo do compressor e subresfriamento subsequente à condensação). O evaporador é constituído por um tubo envelope e três tubos internos. O fluido frigorífico flui no interior dos três tubos internos e o fluido secundário no espaço entre eles e o tubo envelope. No interior dos tubos internos distinguem-se uma região de escoamento bifásico (ebulição) e uma região de escoamento monofásico (superaquecimento subsequente à ebulição). O conhecimento dos mecanismos de transferência nestes trocadores de calor é uma etapa indispensável para o desenvolvimento de modelos matemáticos. Assim, a revisão bibliográfica apresentada a seguir refere-se às correlações mais utilizadas para se calcular os coeficientes de transferência de calor por ebulição e condensação, os coeficientes de transferência de calor nos escoamentos monofásicos, as perdas de pressão nos escoamentos monofásicos e bifásicos e a fração de vazio nos escoamentos bifásicos para evaporadores e condensadores tubulares.

2.3.1 Escoamentos Monofásicos

Transferência de Calor

Para escoamentos monofásicos no interior de tubos, plenamente desenvolvidos e em regime laminar, a lei de transferência térmica pode ser determinada analiticamente a partir da resolução das equações de balanço de energia e de quantidade de movimento, Özisik (1985). Dependendo das condições de contorno impostas, fluxo de calor na parede do tubo ou temperatura da parede do tubo, a resolução destas equações fornece :

$$Nu = 4,364 \quad (\text{condição de fluxo de calor}) \quad \text{e} \quad Nu = 3,657 \quad (\text{condição de temperatura})$$

Os escoamentos não desenvolvidos e em regime laminar são geralmente resolvidos por métodos numéricos. Özisik (1985), apresenta uma correlação proposta por Sieder e Tate para calcular os coeficientes de transferência de calor por convecção no escoamento no

interior de um tubo liso onde os perfis de velocidade e de temperatura se desenvolvem simultaneamente e para uma temperatura da parede do tubo imposta :

$$Nu = 1,86 Gz^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (2.11)$$

$$Gz = Re Pr (d_{int} / L) \quad (2.11a)$$

Gz é o número de Graetz, Re, Pr, L e d_{int} são os números de Reynolds, de Prandtl, o comprimento e o diâmetro interno do tubo. μ_f e μ_p são as viscosidades dinâmicas calculadas à temperatura média do fluido e à temperatura da parede. O domínio de validade da correlação (2.11) é :

$$0,48 \leq Pr \leq 16700 \quad 0,0044 \leq \frac{\mu_f}{\mu_p} \leq 9,75 \quad Gz \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0,14} \geq 2$$

No caso de escoamento turbulento no interior de um tubo, os coeficientes de transferência de calor por convecção são geralmente calculados com o auxílio de correlações semi-empíricas. Para o caso de escoamentos plenamente desenvolvidos uma das correlações mais utilizadas é a de Dittus-Boelter (Özisik, 1985) :

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (2.12)$$

O expoente n é igual a 0,4 quando o fluido estiver sendo aquecido pela parede e 0,3 no caso inverso. As propriedades do fluido são calculadas à temperatura média do mesmo e o domínio de validade desta correlação é :

$$0,7 \leq Pr \leq 160 \quad Re \geq 10^4 \quad L / d_{int} \geq 60$$

Quando o escoamento monofásico ocorre num espaço anular e a superfície externa é isolada térmicamente é possível aplicar a correlação de Dittus-Boelter tomando-se o diâmetro

hidráulico como dimensão característica. Em 1981, Gosse propôs um fator de correção com o objetivo de melhorar a precisão desta correlação :

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} (d_{ext} / D_{int})^{-0,14} \quad (2.13)$$

D_{int} e d_{ext} representam respectivamente o diâmetro interno do tubo externo e o diâmetro externo do tubo interno.

Perda de Pressão

Para um fluido em escoamento monofásico, plenamente desenvolvido no interior de um tubo, a perda de carga devido ao atrito pode ser calculada através da equação de Fanning, Özisik (1985) :

$$\Delta P = \frac{1}{2} f \frac{L}{d_{int}} v G^2 \quad (2.14)$$

em que v é o volume específico do fluido e G sua velocidade mássica. Para um escoamento laminar, o coeficiente de perda de carga f não é influenciado pela rugosidade do tubo. Neste caso f pode ser calculado analiticamente, resultando na seguinte expressão (Özisik, 1985) :

$$f = \frac{64}{Re}, \quad \text{para} \quad Re \leq 2,3 \times 10^3 \quad (\text{escoamento laminar}) \quad (2.14a)$$

Para escoamentos em regime de transição e em regime turbulento, o coeficiente de perda de carga é calculado geralmente com o auxílio de correlações empíricas. Para tubos lisos, estes fatores podem ser calculados por (Özisik 1985) :

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}}, \quad \text{para} \quad 2,3 \times 10^3 \leq Re \leq 2 \times 10^4 \quad (\text{zona de transição}) \quad (2.14b)$$

$$f = [1,82 \log(Re) - 1,64]^{-2}, \quad \text{para} \quad Re \geq 10^4 \quad (\text{escoamento turbulento}) \quad (2.14c)$$

2.3.2 Escoamentos Bifásicos

Ebulição

Na ebulição saturada no interior de tubos, o coeficiente de transferência de calor depende da posição do tubo (horizontal ou vertical), da configuração do escoamento (a bolhas, anular, etc) e dos valores do título do vapor e das temperaturas de ebulição e da parede do tubo. Em particular, o título do vapor exerce uma grande influência sobre o coeficiente de troca de calor. Em uma máquina de compressão a vapor, o fluido frigorífico entra no evaporador com um valor baixo de título (em torno de 20%). Na entrada do evaporador, onde o escoamento é geralmente a bolhas, o mecanismo de transferência de calor predominante é devido à ebulição nucleada. A medida que o fluido escoar, o título e a velocidade da fase vapor aumentam e o escoamento tende a se transformar em anular. Como consequência, a transferência de calor por convecção aumenta e, para valores mais elevados de título, a ebulição nucleada desaparece. Existe uma posição no tubo onde o líquido não molha mais a parede, correspondendo ao início da região deficiente de líquido ou região de escoamento a fase dispersa (o líquido encontra-se disperso na forma de gotículas no seio da fase vapor). A partir desta posição, o coeficiente de transferência de calor diminui sensivelmente, pois as trocas térmicas ocorrem essencialmente com a fase vapor. A figura 2.8, apresentada por Carey (1992), representa detalhadamente as configurações de escoamento e as variações qualitativas do coeficiente de transferência de calor por ebulição no interior de tubos horizontais.

Em 1956, Dengler e Addoms (Turaga, 1985) propuseram uma correlação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição no interior de um tubo vertical. Nesta correlação o coeficiente bifásico é calculado pela multiplicação do coeficiente monofásico para o líquido pelo parâmetro de Martinelli χ :

$$H_{bf} = C \left(\frac{1}{\chi} \right)^n H_l \quad (2.15)$$

$$\chi = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (2.15a)$$

C e n valem 3,5 e 0,5, respectivamente. O coeficiente de transferência H_1 é calculado a partir da equação de Dittus-Boelter (2.12) aplicado à fase líquida, supondo um escoamento inteiramente líquido e utilizando o expoente do número de Prandtl igual a 0,3. Diversos pesquisadores comprovaram a validade desta correlação também para escoamentos em tubos horizontais. De fato, as correlações específicas para escoamentos verticais podem ser utilizadas para escoamentos horizontais sempre que a vazão mássica do fluido for suficientemente grande para que o efeito da força da gravidade possa ser desprezado. Para vazões baixas, o escoamento tende a ser estratificado, com o líquido escoando na parte inferior do tubo. Nestes casos, existem correlações específicas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

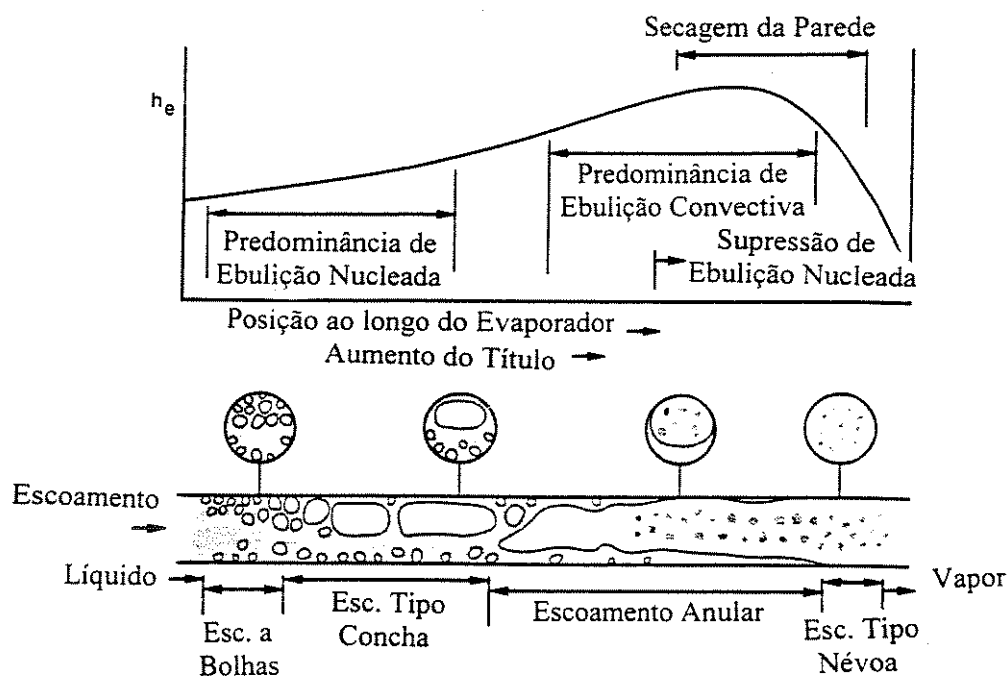


Figura 2.8 : Configurações de escoamento e coeficiente de transferência de calor por ebulição no interior de um tubo horizontal.

Diversos autores utilizaram a correlação de Dengler e Addoms com diferentes valores para o fator C e o expoente n . Guerriere e Talty (Turaga, 1985), propuseram para o escoamento em ebulição de fluidos naturais no interior de um tubo vertical os valores de $C=3,4$ e $n=0,45$. Chaddock e Noerager (Turaga, 1985), a partir de ensaios experimentais realizados com o R12 no interior de um tubo horizontal, propuseram os valores de $C=3,0$ e $n=0,67$. Nestes trabalhos os autores utilizaram o valor 0,4 como expoente do número de Prandtl na equação de Dittus-Boelter (2.12).

Em 1964, Chen apresentou um estudo sobre a ebulição de diversas substâncias (benzeno, pentano e água) escoando em espaços anulares de tubos lisos verticais. Neste estudo foi proposta uma correlação para o coeficiente de transferência de calor por ebulição composta por dois termos distintos :

$$H_{bf} = F H_{conv} + S H_{eb} \quad (2.16)$$

Os termos H_{conv} e H_{eb} representam respectivamente a contribuição da convecção forçada e da ebulição nucleada. F e S são respectivamente o fator de aumento do efeito convectivo e o fator de supressão da ebulição nucleada. O coeficiente H_{conv} é calculado com o auxílio da equação de Dittus-Boelter (2.12) e o número de Reynolds do líquido dado por :

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_{int}}{\mu_l} \quad (2.16a)$$

O coeficiente H_{eb} é calculado pela equação de Forster e Zuber (1955) :

$$H_{eb} = 0,00122 \left(\frac{k_l^{0,79} c_{pl}^{0,45} \rho_l^{0,24}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} \Delta h_v^{0,24} \rho_v} \right) \Delta T_{sat}^{0,24} \Delta P_{sat}^{0,75} \quad (2.16b)$$

k_l e c_{pl} são a condutividade térmica e o calor específico a pressão constante do líquido, ΔT_{sat} é a diferença entre a temperatura de saturação do fluido e a temperatura da parede do tubo, ΔP_{sat} é a diferença de pressão do vapor saturado correspondente a estas duas temperaturas. Originalmente, Chen apresentou os fatores F e S sob a forma de curvas. Estas curvas podem ser representadas pelas seguintes expressões, Machado (1996) :

$$F = 1, \quad \text{para} \quad \frac{1}{\chi} \leq 0,1$$

$$F = 2,35 \left(\frac{1}{\chi} + 0,213 \right)^{0,736}, \quad \text{para} \quad \frac{1}{\chi} \geq 1$$

$$S = \frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-6} Re_{bf}^{1,12}}$$

Re_{bf} é o número de Reynolds para escoamento bifásico definido por $Re_{bf} = Re_l F^{1,25}$. O domínio de validade desta correlação é :

$$0,001 \leq \chi \leq 1 \quad \text{e} \quad 1,4 \cdot 10^4 \leq Re_{bf} \leq 3,4 \cdot 10^5$$

Em 1982, Shah apresentou um estudo sobre a transferência de calor por ebulição no interior de tubos verticais e horizontais. O autor estabeleceu uma correlação para calcular o coeficiente de troca de calor bifásica, testada para diversos fluidos frigoríficos e para a água. O cálculo deste coeficiente é baseado sobre o parâmetro ψ :

$$H_{bf} = \psi H_c \quad (2.17)$$

H_c é calculado pela equação de Dittus-Boelter (2.12) com um diâmetro hidráulico determinado em função do espaçamento δ entre os tubos internos e externos :

$$\text{para } \delta \geq 4\text{mm} \quad d_h = \frac{4 \text{ área da seção reta}}{\text{perímetro molhado}} \quad \text{e} \quad \text{para } \delta \leq 4\text{mm} \quad d_h = \frac{4 \text{ área da seção reta}}{\text{perímetro aquecido}}$$

O parâmetro ψ é calculado em função dos números ψ_c, ψ_{eb} e ψ_{sb} que caracterizam respectivamente os regimes de ebulição convectiva, nucleada e de supressão de bolhas. Estes números são definidos em função do parâmetro N :

$$N = \frac{0,38 C_o}{F_\eta^{0,3}} \quad \text{para tubos horizontais com } F_\eta \leq 0,04$$

$$N = C_o \quad \text{para tubos horizontais com } F_\eta > 0,04 \text{ e para todos tubos verticais}$$

O número de convecção C_o é definido por :

$$C_o = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (2.17a)$$

Para $N > 1$, ψ é dado pelo maior valor apresentados por um dos números ψ_c e ψ_{eb} :

$$\psi_c = \frac{1,8}{N^{0,8}} \quad (2.17b)$$

$$\psi_{eb} = 230B_o \quad \text{para} \quad B_o \geq 3,0 \cdot 10^{-5} \quad (2.17c)$$

$$\psi_{eb} = 1 + 46B_o^{0,5} \quad \text{para} \quad B_o < 3,0 \cdot 10^{-5} \quad (2.17d)$$

Para $0,1 < N \leq 1$, ψ é dado pelo maior valor apresentado por um dos números ψ_c e ψ_{sb} . O primeiro número é dado pela equação (2.18b) e o segundo por :

$$\psi_{sb} = F B_o^{0,5} e^{2,74 N^{-0,1}} \quad (2.17e)$$

F depende do número de ebulição, definido em função do fluxo de calor ($\dot{q}$) e da velocidade mássica do fluido (G_f) :

$$B_o = \frac{\dot{q}}{G_f \Delta h_v} \quad (2.17f)$$

Para $N \leq 0,1$, ψ é dado pelo maior valor apresentado por um dos números ψ_c e ψ_{sb} . O primeiro é dado pela equação (2.17b) e o segundo é calculado por :

$$\psi_{sb} = F B_o^{0,5} e^{2,47 N^{-0,15}} \quad (2.17g)$$

Sendo que para $B_o \geq 11 \cdot 10^{-4}$, $F=14,7$ e para $B_o < 11 \cdot 10^{-4}$, $F=15,43$

Para a zona deficiente de líquido, as correlações apresentadas precedentemente não são aplicáveis. À medida em que a ebulição ocorre no interior de um tubo, a quantidade de líquido presente na mistura diminui. A espessura do filme de líquido presente sobre a parede diminui continuamente até o seu desaparecimento. O título de vapor correspondente ao ponto de desaparecimento do filme de líquido é chamado de título crítico e corresponde ao início de uma região de escoamento chamada zona deficiente de líquido. De acordo com Thonon (1995), o valor do título crítico em evaporadores coaxiais de máquinas frigoríficas operando em regime permanente é da ordem de 80%. A partir de experimentos realizados em um evaporador a água-R12, coaxial e horizontal, Sthapak (1975) desenvolveu uma correlação para estimar o valor do título crítico :

$$x_{\text{crit}} = 7,943 \left[\text{Re}_v \left(2,03 \cdot 10^4 \text{Re}_v^{-0,8} \Delta T_{\text{sat}} - 1 \right) \right]^{-0,161} \quad (2.18)$$

Re_v é o número de Reynolds da fase vapor calculado por : $\text{Re}_v = \frac{G_f x_{d_{\text{int}}}}{\mu_v}$

Sthapak (1975) estudou experimentalmente a transferência de calor por ebulição nesta região para escoamentos horizontais. O autor sugeriu que para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição na zona deficiente de líquido, seja usada a seguinte correlação :

$$H_{\text{bf}} = 3,138 \cdot 10^3 \chi^{0,729} \left(\frac{T_a - T_p}{T_p - T_{\text{sat}}} \right)^{0,34} \text{Re}_v H_{\text{mf}} \quad (2.19)$$

T_a é a temperatura local da água. O coeficiente H_{mf} é calculado a partir da equação de Dittus-Boelter para um escoamento completamente em fase vapor. Outros pesquisadores também propuseram correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição na zona deficiente de líquido para escoamentos verticais e horizontais, (Collier, 1994, Carey, 1992 e Turaga, 1985).

A utilização de diferentes correlações para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção nas três regiões de escoamento do fluido frigorífico no interior de um evaporador (zona de ebulição plena, zona deficiente de líquido e zona de superaquecimento)

conduzem à descontinuidades deste coeficiente nas extremidades da zona deficiente de líquido. Para resolver este problema, Wang e Toubert (Sthapak, 1976), expressaram o coeficiente de transferência de calor na região deficiente de líquido com a ajuda de um polinômio em função do título de vapor da mistura, x :

$$H_{bf} = a_0 + a_1x + a_2x^2 \quad (2.20)$$

Para assegurar a continuidade deste coeficiente de transferência de calor, as constantes a_0, a_1 e a_2 são calculadas da seguinte forma : na entrada e na saída da zona deficiente de líquido os coeficientes de transferência correspondem respectivamente àqueles calculados para as zonas de ebulição plena e de superaquecimento e, na entrada da zona deficiente de líquido a derivada deste coeficiente em relação ao título de vapor é nula.

Em 1996, Machado apresentou uma revisão bibliográfica detalhada sobre as correlações propostas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor por ebulição, para diversas configurações de escoamento.

Condensação

O primeiro estudo da condensação em película de um fluido escoando sobre uma placa plana vertical foi apresentado por Nusselt em 1916. Neste estudo, o autor considerou a temperatura da placa como sendo uniforme e inferior à temperatura de saturação do vapor, que na região de condensação o líquido condensado não é arrastado pelo vapor, que o escoamento descendente do condensado sob a ação da gravidade é laminar, que a aceleração do fluido na camada condensada é desprezível, que as propriedades do fluido são constantes e que a transferência de calor através da camada condensada ocorre por condução pura. A partir destas hipóteses, Nusselt pode deduzir a seguinte expressão para o cálculo do coeficiente médio de transferência de calor por condensação :

$$\bar{H}_{\text{cond}} = C \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \Delta h_v k_l^3}{L \mu_l (T_{\text{cond}} - T_p)} \right]^{1/4} \quad (2.21)$$

T_{cond} e T_p são a temperatura de condensação e a temperatura média da parede do tubo, g é a aceleração da gravidade local e L é o comprimento da placa e C é uma constante de valor 0,943. As propriedades relativas à fase líquida são calculadas na temperatura de película, definida pela média aritmética entre as temperaturas de condensação e da parede do tubo. Nusselt mostrou ainda que para a condensação sobre um tubo horizontal, a equação (2.21) pode ser utilizada alterando-se o valor da constante C para 0,725 e o comprimento L para o diâmetro externo do tubo.

O trabalho de Nusselt foi a base para inúmeros outros estudos sobre condensação realizados a seguir pelo próprio autor e por outros pesquisadores. Em 1947, Tepe e Muller realizaram experimentos para medir o coeficiente de transferência de calor por condensação em tubos horizontais e em tubos inclinados. Os autores não encontraram diferenças consideráveis nos resultados obtidos em função da posição do tubo.

Em 1958, Akers et al. propuseram a seguinte correlação para o cálculo do coeficiente médio de transferência de calor por condensação no interior de tubos horizontais, com o fluido escoando a elevadas vazões :

$$\bar{H}_{\text{cond}} = \frac{0,026k_l \text{Pr}_l^{1/3} \text{Re}_f^{0,8}}{d_{\text{int}}} \quad (2.22)$$

o número de Reynolds da mistura líquido e vapor é definido por :

$$\text{Re}_f = \frac{d_{\text{int}}}{\mu_f} \left[G_l + G_v \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right] \quad (2.22a)$$

As velocidades mássicas do líquido G_l e do vapor G_v , são calculadas como se cada uma ocupasse toda a área transversal de escoamento. O domínio de validade desta correlação é definido por :

$$\text{Re}_v = \frac{d_{\text{int}} G_v}{\mu_v} > 20000 \quad (2.22b)$$

$$Re_l = \frac{d_{int} G_l}{\mu_l} > 5000 \quad (2.22c)$$

Em 1962, Chato propôs a seguinte correlação para o cálculo do coeficiente médio de transferência de calor por condensação de fluidos frigoríficos escoando a baixas velocidades no interior de tubos horizontais :

$$\bar{H}_{cond} = 0,5553 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \Delta h_v k_l^3}{\mu_l d_{int} (T_v - T_p)} \right] \quad (2.23)$$

Esta equação possui os mesmos parâmetros apresentados na equação (2.22) e sua utilização é limitada a valores baixos do número de Reynolds do vapor, tais que :

$$Re_v = \frac{d_{int} G_v}{\mu_v} < 35000 \quad (2.23a)$$

o número de Reynolds do vapor sendo avaliado nas condições de entrada do tubo.

Em 1971, Nilson realizou experimentações para medir o coeficiente de transferência de calor por condensação do R22 escoando no interior de tubos levemente inclinados com relação à horizontal. O autor constatou que a inclinação do tubo possui uma influência considerável neste coeficiente.

Em 1979, Shah apresentou uma correlação para calcular o coeficiente local de transferência de calor por condensação no interior de tubos horizontais, verticais e inclinados. Nas experiências realizadas, o diâmetro interno do tubo variou entre 7 e 40 milímetros e os fluidos testados foram água, R11, R12, R22, R113, metanol, etanol, benzeno, tolueno e triclorometileno. A faixa de temperatura de condensação variou de 21°C a 310°C, a da velocidade do vapor de 3 a 300 m/s e a do título do vapor de 0% a 100%. A correlação proposta é :

$$H_{\text{cond}} = H_I \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 x^{0,76} (1-x)^{0,04}}{\text{Pred}^{0,38}} \right] \quad (2.24)$$

H_I é o coeficiente de transferência de calor dado pela relação de Dittus Boelter, supondo que toda massa fosse de líquido. Pred é a pressão reduzida definida pela relação entre a pressão real e a pressão crítica.

Em 1987, Chen, Gerner e Tien estabeleceram uma correlação empírica para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção na condensação. A mesma foi obtida pela combinação de correlações para diferentes regimes de escoamentos bifásicos e tem a seguinte forma :

$$H_{\text{cond}} = \frac{k_l \text{Pr}_l^{0,65} A^{0,65} (\text{Re}_{lo} - \text{Re}_l)^{0,7} \text{Re}_l^{0,2}}{d_{\text{int}}} \quad (2.25)$$

O coeficiente A é definido por :

$$A = \frac{0,252 \mu_l^{1,177} \mu_v^{0,156}}{d_{\text{int}}^2 g^{0,67} \rho_l^{0,553} \rho_v^{0,98}} \quad (2.25a)$$

O valor de Re_{lo} é relativo a um escoamento somente de líquido com a mesma vazão mássica do escoamento bifásico.

Em 1990, Panday apresentou um estudo detalhado sobre o fenômeno da condensação que ocorre em trocadores de calor de máquinas de compressão a vapor e em outros equipamentos. Neste estudo são apresentados métodos para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor para escoamentos com diversos regimes e configurações.

Fração de vazio

A avaliação da massa de fluido frigorífico presente nos componentes de máquinas de compressão a vapor vem sendo bastante estudada nos últimos anos (Otaki, 1973 e 1975, Rice, 1987, Belth et al., 1986, Machado, 1996). Esta avaliação torna-se especialmente difícil nos

trocadores de calor tubulares devido à complexidade dos escoamentos bifásicos. Esta dificuldade deve-se a duas incertezas básicas : o título de vapor em cada seção transversal do tubo e o grau de deslizamento entre o líquido e o vapor. Este último valor interfere sensivelmente no cálculo da fração de vazio e, conseqüentemente, no cálculo da densidade da mistura líquido-vapor em cada seção transversal do tubo.

O cálculo da fração de vazio depende do título do vapor e da temperatura de saturação do fluido. Os modelos para o cálculo da fração de vazio podem ser divididos em quatro categorias : o modelo homogêneo, os modelos dependentes do grau de deslizamento entre a interface líquido-vapor, aqueles relacionados com o parâmetro de Lockhart-Martinelli e aqueles relacionados com a vazão mássica do fluido.

O modelo homogêneo é o mais simplificado. O mesmo considera o escoamento bifásico como sendo uma mistura homogênea e portanto as fases líquida e vapor escoando às mesmas velocidades. Neste modelo, a relação para a fração de vazio, α , é dada por:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad (2.26)$$

Nos modelos dependentes do grau de deslizamento entre o vapor e o líquido é assumido que estas fases são separadas em dois fluxos que fluem através de tubos com velocidades diferentes u_v e u_l . A razão entre estas duas velocidades é chamada de razão de deslizamento :

$$S = \frac{u_v}{u_l} \quad (2.27)$$

Uma forma modificada da equação (2.26) para incluir a razão de deslizamento S tem sido usada. Nesta expressão, o valor de S foi estimado de forma diferente por diversos autores :

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_v}{\rho_l} S} \quad (2.28)$$

Em 1964, Zivi propôs um modelo para o cálculo de S em um escoamento anular, baseado no princípio da produção mínima de entropia para condições de atrito nulas sobre a parede do tubo. A expressão final para S é :

$$S = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/3} \quad (2.29)$$

Em 1949, Lockhart e Martinelli representaram a fração de vazio em função do parâmetro de Martinelli para numerosos resultados experimentais obtidos para escoamentos adiabáticos de ar e de líquido em regime turbulento. As curvas obtidas foram ajustadas para equações por Wallis e, refinadas por Domanski e Didion no domínio de $\chi \leq 10$ (Rice, 1987). Esta equações em sua forma final são :

$$\alpha = \left(1 + \chi^{0,8} \right)^{-0,378} \quad \text{para } \chi \leq 10 \quad (2.30)$$

$$\alpha = 0,823 - 0,157 \ln(\chi) \quad \text{para } \chi > 10 \quad (2.30a)$$

Alguns pesquisadores constataram que para uma temperatura e um título de vapor dados, o aumento da vazão mássica implica em aumento da fração de vazio. Em 1962, Hughmark (Rice, 1987), baseando-se em trabalho apresentado por Bankoff (1960), estabeleceu uma correlação para o cálculo da fração de vazio na qual o efeito da vazão mássica é levado em consideração. Determinada inicialmente para escoamentos a bolhas, esta correlação foi posteriormente testada e validada para outros regimes de escoamentos. Neste caso a fração de vazio é calculada a partir de um fator corretivo K_H introduzido na equação (2.26) para o modelo homogêneo :

$$\alpha = \frac{K_H}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_v}{\rho_l}} = K_H \alpha_{\text{hom}} \quad (2.31)$$

O fator K_H é função de um parâmetro Z , apresentado na tabela 2.1. Este parâmetro depende dos volumes específicos e das viscosidades dinâmicas das fases vapor e líquida, da vazão mássica do escoamento bifásico, do título de vapor, do diâmetro do tubo e da própria fração de vazio.

Z	1,3	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	10,0	15,0	20,0	40,0	70,0	130,0
K_H	0,185	0,22	0,32	0,49	0,605	0,675	0,72	0,767	0,78	0,808	0,83	0,88	0,93	0,98

Tabela 2.1 : Valores dos parâmetros K_H e Z da correlação de Hughmark

$$Z = \left[\frac{d_{int} G_f}{\mu_l + \alpha(\mu_v - \mu_l)} \right]^{1/6} \left\{ \frac{1}{g d_{int}} \left[\frac{G_f x}{\rho_v \alpha_{hom} (1 - \alpha_{hom})} \right]^2 \right\}^{1/8} \quad (2.31a)$$

Como o parâmetro Z depende da fração de vazio, é necessário utilizar um processo iterativo para a obtenção da solução da equação (2.31).

Prémoli também desenvolveu uma correlação para a fração de vazio em função da vazão mássica (Rice, 1987). A mesma foi validada para uma grande faixa de condições experimentais. Neste caso, a fração de vazio é calculada com o auxílio da equação (2.26), e o deslizamento, γ , que ocorre nos escoamentos entre as fases líquida e vapor é função dos volumes específicos de cada fase, da viscosidade dinâmica da fase líquida, da tensão superficial σ entre as duas fases, do título de vapor, do diâmetro interno do tubo onde ocorre o escoamento e da velocidade mássica do fluido :

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_v}{\rho_l} \gamma} \quad (2.32)$$

onde :

$$\gamma = 1 + E_1 \sqrt{\frac{y}{1 + y E_2}} - y E_2 \quad (2.32a)$$

$$E_1 = 1,578 \text{Re}_l^{-0,19} (\rho_l/\rho_v)^{0,22} \quad (2.32b)$$

$$E_2 = 0,0273 \text{We}_l \text{Re}_l^{-0,51} (\rho_l/\rho_v)^{-0,08} \quad (2.32c)$$

$$y = \frac{x}{1-x} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \quad (2.32d)$$

Os números de Reynolds e de Weber são definidos por :

$$\text{Re}_l = G d_{\text{int}} / \mu_l \quad \text{e} \quad \text{We}_l = G^2 d_{\text{int}} / (\sigma \rho_l g)$$

Perda de Pressão

Para um fluido em escoamento bifásico, as perdas de pressão são geralmente calculadas com a ajuda da equação de balanço da quantidade de movimento. Este balanço exprime a igualdade entre a variação da quantidade de movimento em um volume de controle do fluido e as forças externas agindo sobre tal elemento. Para um escoamento em regime transiente esta equação tem a seguinte forma :

$$\frac{\delta}{\delta z} \left\{ P + G^2 \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \right\} = -\frac{\delta G}{\delta t} - \left(\frac{dP}{dz} F \right) - g \sin \theta [\alpha \rho_v + (1-\alpha) \rho_l] \quad (2.33)$$

Em regime permanente, as derivadas espacial e temporal referentes à velocidade mássica do fluido são nulas, desta forma a equação se reduz para :

$$\frac{\delta P}{\delta z} = -G^2 \frac{\delta}{\delta z} \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] + \left(\frac{dP}{dz} F \right) - g \sin \theta [\alpha \rho_v + (1-\alpha) \rho_l] \quad (2.33a)$$

$$-\left(\frac{dP}{dz} F \right) = \frac{dF_{vp}}{Adz} + \frac{dF_{lp}}{Adz} \quad (2.33b)$$



O termo $-\left(\frac{dP}{dz}F\right)$ que consta das equações (2.33) e (2.33a) e é dado pela equação (2.33b), representa a perda de pressão por atrito. O mesmo é geralmente estimado ou pelo modelo homogêneo ou pelo modelo bifásico. O modelo homogêneo é um método simples onde o escoamento bifásico é tratado como monofásico equivalente, isto é, as propriedades são médias calculadas das fases vapor e líquida. Utilizando-se a equação de Fanning, a perda de carga devido ao atrito pode ser escrita :

$$\left(\frac{dP}{dz}F\right) = \frac{f_{dp}vG^2}{2d_{int}} \quad (2.33c)$$

em que f_{dp} é o coeficiente de perda de carga dado pelas equações de (2.15a) a (2.15c), v e μ são respectivamente o volume específico e a viscosidade dinâmica da mistura bifásica. Supondo-se velocidades iguais para as fases líquida e vapor, o volume específico é dado por :

$$v = v_l + x(v_v - v_l) \quad (2.33d)$$

Collier (1994) apresenta a seguinte equação proposta por McAdams para o cálculo da viscosidade dinâmica :

$$\frac{1}{\mu} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (2.33e)$$

O modelo bifásico é um método mais sofisticado para estimar as perdas devido ao atrito. Introduzido em 1949 por Lockhart e Martinelli, este modelo foi continuamente desenvolvido por outros pesquisadores. Seu princípio consiste em separar as fases líquida e vapor em dois escoamentos fictícios equivalentes ao escoamento real. A perda de pressão devido ao atrito pode ser calculada por uma das expressões seguintes :

$$\left(\frac{dP}{dz}F\right) = \left(\frac{dP}{dz}F\right)_{ls} \Phi_{ls}^2 = \frac{f_{ls}v_lG^2}{2d} \Phi_{ls}^2 \quad (2.34a)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}F\right) = \left(\frac{dP}{dz}F\right)_{lo} \Phi_{lo}^2 = \frac{f_{lo} v_l G^2 (1-x)^2}{2d} \Phi_{lo}^2 \quad (2.34b)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}F\right) = \left(\frac{dP}{dz}F\right)_{vs} \Phi_{vs}^2 = \frac{f_{vs} v_v G^2}{2d} \Phi_{vs}^2 \quad (2.34c)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}F\right) = \left(\frac{dP}{dz}F\right)_{vo} \Phi_{vo}^2 = \frac{f_{vo} v_v G^2 x^2}{2d} \Phi_{vo}^2 \quad (2.34d)$$

Os índices ls e vs correspondem respectivamente ao líquido e ao vapor escoando isoladamente na seção total do tubo. Os índices lo e vo correspondem aos escoamentos tendo a velocidade mássica total e as propriedades do líquido e do vapor, respectivamente. Os fatores Φ_{ls}^2 , Φ_{lo}^2 , Φ_{vs}^2 e Φ_{vo}^2 permitem relacionar o escoamento fictício com o real. Em 1992, Carey apresentou as seguintes expressões propostas por Lockhart e Martinelli para o cálculo dos fatores Φ_{lo}^2 e Φ_{vo}^2 :

$$\Phi_{lo}^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad (2.34e)$$

$$\Phi_{vo}^2 = 1 + C\chi + \chi^2 \quad (2.34f)$$

C é um parâmetro adimensional dependente do regime de escoamento de cada fase e seus valores são apresentados na tabela 2.2.

Hetsroni 1982, apresenta a seguinte correlação proposta por Chisolm para o cálculo do fator Φ_{ls}^2 , em função da velocidade mássica G :

$$\Phi_{ls}^2 = 1 + \left(\chi^2 - 1\right) \left[Bx^{1-0,5n} (1-x)^{1-0,5n} + x^{2-n} \right] \quad (2.34g)$$

O parâmetro B é dado pela tabela 2.3.

Regime de escoamento da fase líquida	Regime de escoamento da fase vapor	C
turbulento	turbulento	20
laminar	turbulento	12
turbulento	laminar	10
laminar	laminar	5

Tabela 2.2 : Valores do parâmetro C constante das equações (2.34e) e (2.34f)

Collier (1994) e Carey (1992) apresentam uma correlação proposta por Friedel para calcular o fator Φ_{ls}^2 :

$$\Phi_{ls}^2 = A_1 \frac{3,24 A_2 A_3}{Fr^{0,045} We^{0,035}} \quad (2.34h)$$

onde

$$A_1 = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l f_{vs}}{\rho_v f_{ls}} \right)$$

$$A_2 = x^{0,78} (1-x)^{0,24} \quad e$$

$$A_3 = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,7}$$

Collier (1994), recomenda para o cálculo da perda de pressão devido ao atrito o seguinte critério :

Correlação de Lockhart e Martinelli : $\mu_l/\mu_v \leq 1000$ e $G \leq 100$

Correlação de Chisholm : $\mu_l/\mu_v \geq 1000$ e $G \geq 100$

Correlação de Friedel : $\mu_l/\mu_v \leq 1000$

χ	$G(\text{kg/m}^2 \text{ s})$	B
$0 \leq \chi \leq 9,5$	$G < 500$	4,8
	$500 \leq G \leq 1900$	$200G^{-1}$
	$G > 1900$	$55G^{-0,5}$
$9,5 \leq \chi \leq 28$	$G < 600$	$520\chi^{-1}G^{-0,5}$
	$G \geq 600$	$21\chi^{-2}G^{-0,5}$
$\chi \geq 28$	-----	$1500\chi^{-2}G^{-0,5}$

Tabela 2.3 : Valores do parâmetro B constante da equação (2.34g)

Comparação com resultados experimentais

Para o desenvolvimento dos modelos matemáticos do evaporador e do condensador utilizados neste trabalho foi necessário selecionar as correlações para os cálculos dos coeficientes de transferência de calor por ebulição e por condensação, da perda de pressão por atrito e da fração de vazio nos escoamentos bifásicos. Esta escolha foi realizada a partir de um estudo comparativo das correlações mais utilizadas na literatura com dados experimentais sobre evaporadores e condensadores coaxiais obtidos por alguns autores. Os cálculos teóricos fornecidos pelas correlações foram obtidos considerando-se uma variação linear do título de vapor ao longo dos trocadores de calor. Em particular, o cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição depende do valor da temperatura da parede do tubo, valor geralmente não fornecido nos trabalhos experimentais. Tendo em vista a proximidade entre os valores dos coeficientes de transferência de calor relativos ao fluido frigorífico e a água, o valor da temperatura da parede do tubo foi estimado pela média aritmética entre as temperaturas de ebulição e de entrada da água no evaporador.

Eckels (1991 e 1994) realizou estudos experimentais nos quais apresentou valores dos coeficientes de transferência de calor por ebulição e por condensação e da perda de carga para os fluidos R134a e R12 escoando no interior de um tubo horizontal (comprimento 3,6 m e diâmetro interno 8,0 mm). No modo ebulição, os valores dos títulos do vapor na entrada e na saída do evaporador foram ajustados no experimento em 10% e 82% e no modo condensação

estes valores foram ajustados em 83% e 15%. Os valores experimentais foram obtidos para alguns valores de temperaturas de ebulição e de condensação e de vazões mássicas. As figuras 2.9, 2.10 e 2.11 representam valores experimentais e teóricos das evoluções dos coeficientes de transferência de calor por ebulição e por condensação e da perda de pressão, respectivamente. A correlação de Chen para a ebulição apresentou o menor desvio médio em relação aos valores experimentais (em torno de 20%). Este valor é aceitável uma vez que as incertezas dos valores experimentais dos coeficientes de transferência de calor são da ordem de 15% segundo as análises estatísticas apresentadas pelo autor. Para a condensação, a correlação de Shah apresentou o menor desvio médio em relação aos valores experimentais (em torno de 5%). Com relação a perda de pressão, todas as correlações apresentaram um grande desvio em relação aos valores experimentais (superior a 100%). A correlação de Chen para a ebulição e a de Shah para a condensação foram escolhidas para calcular os coeficientes de transferência de calor bifásicos nos modelos matemáticos desenvolvidos neste trabalho. A correlação de Martinelli foi escolhida para o cálculo da perda de pressão por atrito. De fato, a

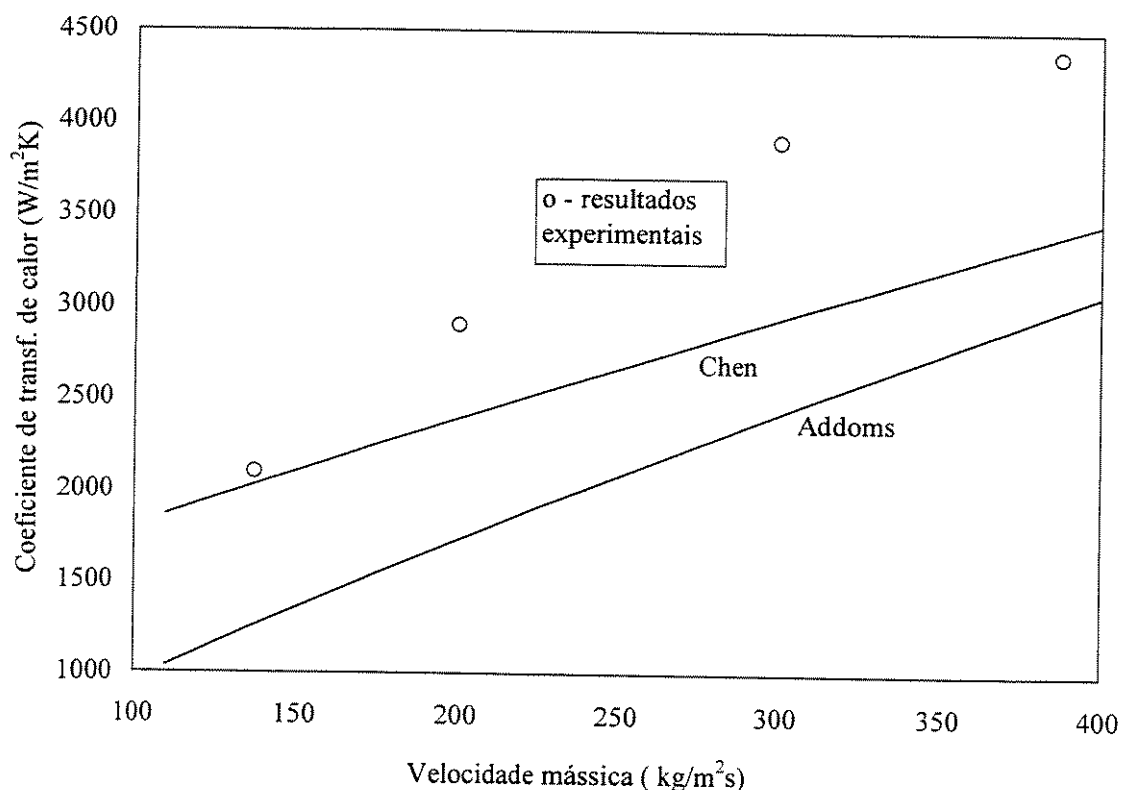


Figura 2.9 : Evoluções experimental e teórica do coeficiente de transferência de calor por ebulição.

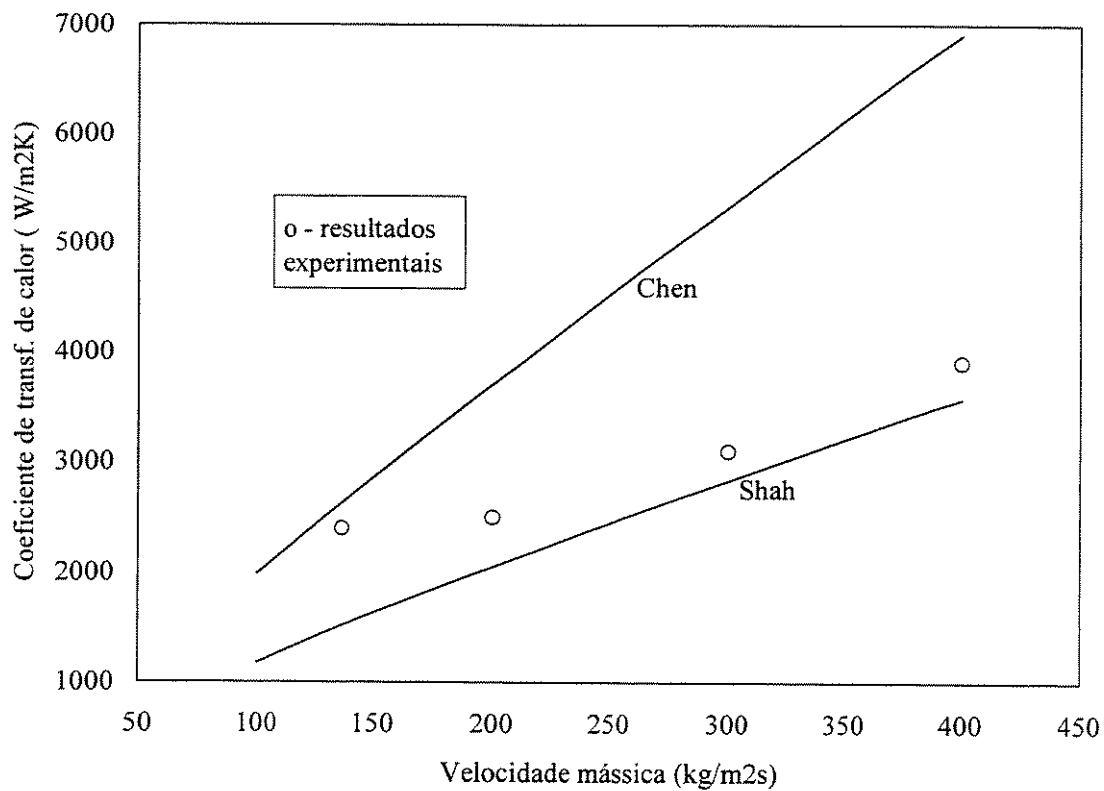


Figura 2.10 : Evoluções experimental e teórica do coeficiente de transferência de calor por condensação.

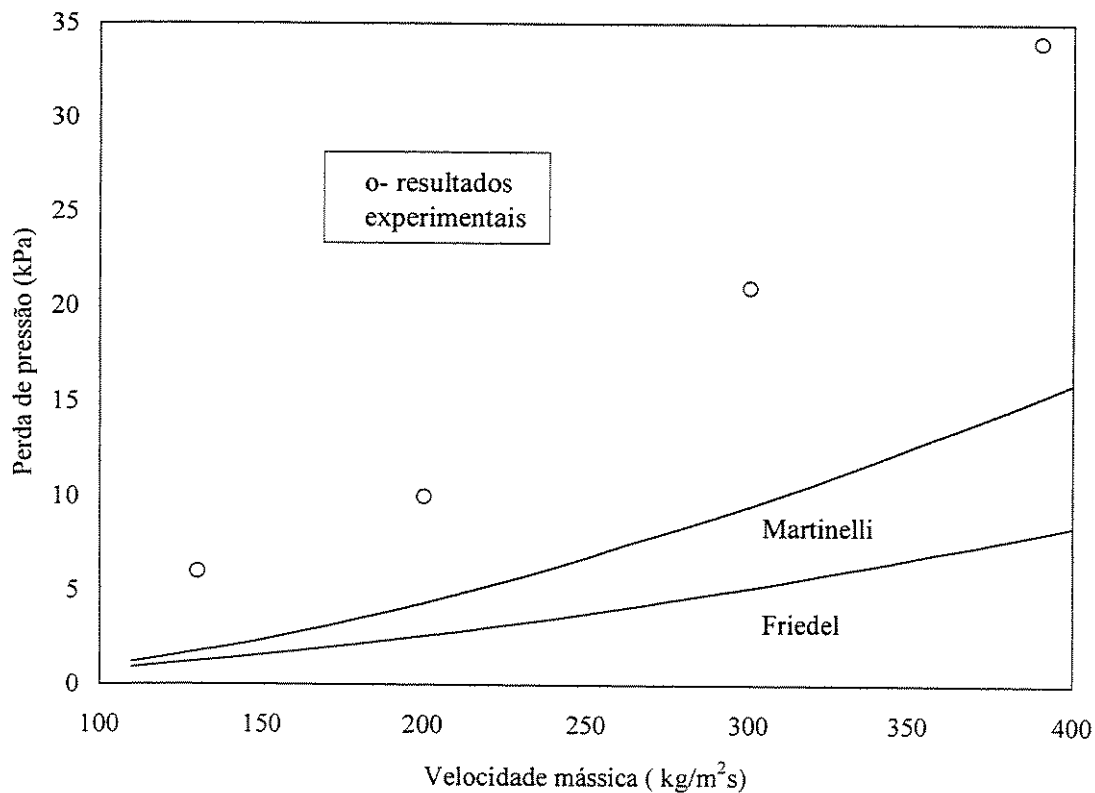


Figura 2.11 : Evoluções experimentais e teóricas da perda de pressão bifásica.

resultados experimentais obtidos por Kuijpers (1987)					Valores calculados para o peso total da mistura			
temp. (°C)	título na entrada	veloc. mássica (kg/m ² /s)	comp. de evapora. (m)	peso total da mistura (g)	correl. de Hugh. (g)	correl. de Prémoli (g)	correl. de Zivi (g)	modelo homog. (g)
-21.8	0.37	21.5	1.48	9.10	9.51	5.10	1.47	0.57
-22.4	0.34	20.9	1.28	13.30	8.34	4.58	1.34	0.50
-22.8	0.36	20.5	1.52	12.90	9.82	5.30	1.51	0.57
-23.8	0.37	19.5	0.90	14.90	5.80	3.10	0.85	0.32
-19.6	0.36	23.7	2.94	13.20	18.96	10.31	3.17	1.23
-20.4	0.37	23.0	2.30	14.60	14.75	7.95	2.37	0.93
-18.8	0.38	24.8	2.84	12.60	9.72	18.10	2.99	1.20
-20.4	0.35	23.1	2.00	14.20	12.94	7.08	2.16	0.82
-37.0	0.28	12.7	0.81	15.90	5.30	2.98	0.66	0.19
-36.0	0.26	13.4	0.84	14.30	5.54	3.17	0.74	0.21

Tabela 2.4 : Comparação entre resultados experimentais obtidos por Kuijpers (1987) e calculados pelas correlações de Hughmark, Prémoli, Zivi e modelo homogêneo.

perda de pressão em evaporadores e condensadores de máquinas frigoríficas é pequena e muitos autores de modelos matemáticos não a consideram em suas análises. Por isso, tendo em vista a pouca influência da perda de carga, a correlação de Martinelli foi escolhida para o cálculo da perda de carga por atrito nos modelos matemáticos deste trabalho, apesar dos valores elevados de desvio apresentados por ela.

Kuijpers et al. (1987) realizaram um estudo experimental no qual foi medida a massa do fluido frigorífico presente nas regiões de escoamento bifásicos dos trocadores de calor a ar de uma pequena instalação frigorífica funcionando com o R12. O evaporador consistiu de um tubo aletado externamente de comprimento 3,5 m e diâmetro interno de 6,0 mm. A tabela 2.4 contém valores experimentais e teóricos de massas de fluido frigorífico presentes no interior do evaporador para diferentes pontos de operação. A correlação de Hughmark apresentou o menor desvio médio em relação aos valores experimentais, tendo sido então escolhida para o cálculo da fração de vazio nos modelos matemáticos desenvolvidos neste trabalho

2.4 Conclusões

Este capítulo apresenta em sua primeira parte uma revisão bibliográfica sobre modelos utilizados para simular o funcionamento de máquinas de compressão a vapor. Estes modelos

podem ser classificados em duas grandes categorias : indutivos e dedutivos. Os modelos indutivos são elaborados a partir de aproximações experimentais enquanto que os dedutivos são estabelecidos com o auxílio das equações de balanço de energia, de massa e de quantidade de movimento. Tanto os modelos indutivos quanto os dedutivos são geralmente elaborados sob a forma de módulos que representam cada um dos principais componentes da máquina. Deu-se maior destaque aos modelos utilizados para simular o comportamento de condensadores e evaporadores, tendo em vista que os outros componentes são geralmente modelados de forma simplificada

A segunda parte deste capítulo é dedicada à apresentação dos mecanismos de transferência de calor, de massa e de quantidade de movimento que existem em condensadores e em evaporadores de máquinas de compressão a vapor. Foi apresentado um resumo das principais correlações utilizadas para calcular os coeficientes de transferência de calor por convecção, a fração de vazio e as perdas de pressão em escoamentos monofásicos e bifásicos para os fluidos frigorífico e secundário.

Capítulo 3

Modelo da Máquina de Compressão a Vapor em Regime Permanente

3.1 Introdução

Diversos trabalhos tem sido apresentados nos últimos anos sobre modelagem em regime permanente de máquinas de compressão a vapor. Um bom conhecimento já foi adquirido neste tema, porém diversos pesquisadores continuam a estudar o assunto tendo em vista a utilidade destes modelos no estudo de máquinas de compressão a vapor. Em 1984, Kruse e Upmeier apresentaram um trabalho mostrando com detalhes a importância dos modelos em regime permanente para o projeto ótimo e construção de sistemas de refrigeração. Em 1991, Wang descreveu sobre a utilização destes modelos para fornecer as condições iniciais em simulações transientes. Em princípio, a utilização de modelos em regime transiente permite a determinação do regime permanente correspondente. Para isto, o modelo em regime transiente deve ser utilizado para simular longos períodos de funcionamento do sistema e, conseqüentemente, sua utilização neste caso não é econômica. Pode-se também utilizar valores arbitrários para as condições iniciais de simulações transientes, porém esta prática frequentemente leva a soluções divergentes da realidade. Portanto um bom caminho é utilizar as respostas do modelo em regime permanente como condições iniciais para o modelo em regime transiente.

O objetivo deste capítulo é o de apresentar um modelo numérico desenvolvido para simular o comportamento em regime permanente de uma máquina de compressão a vapor água-água.

3.2 Modelo do compressor

O compressor modelado é do tipo alternativo de cilindrada 45 cm³. O modelo adotado é aquele utilizado por grande parte dos pesquisadores conforme apresentado no capítulo 2. Neste modelo tem-se como objetivo o cálculo da vazão mássica assim como da entalpia do fluido frigorífico na saída do compressor. As seguintes hipóteses simplificadoras foram adotadas :

1. O processo de compressão é adiabático e irreversível.
2. As perdas de pressão nas válvulas de aspiração e de descarga são desprezadas.
3. A variação de vazão mássica entre a entrada e saída do compressor não é considerada.
4. A inércia térmica do compressor é considerada desprezível.

Para calcular a vazão mássica $\dot{m}_f$ imposta à máquina pelo compressor utilizou-se a seguinte equação :

$$\dot{m}_{comp} = NV\rho_{f2}\eta_v \quad (3.1)$$

N , V e η_v são respectivamente a velocidade de rotação, o volume deslocado pelo pistão e a eficiência volumétrica do compressor, e ρ_{f2} é a densidade do fluido frigorífico na entrada do compressor. A eficiência volumétrica foi calculada pela seguinte equação :

$$\eta_v = 1 + c - c \left(\frac{P_{cond}}{P_{eb}} \right)^{c_p/c_v} \quad (3.2)$$

c é o coeficiente de espaço nocivo, P_{conde} e P_{eb} são as pressões de condensação e de ebulição, e c_v e c_p são os calores específicos do fluido refrigerante a pressão e a volume constantes na entrada do compressor.

A entalpia na saída do compressor foi calculada em um primeiro momento considerando o processo de compressão como sendo isentrópico. O valor obtido para a diferença de entalpia na entrada e na saída do compressor (trabalho de compressão) foi dividido pela eficiência de compressão, suposta constante e igual a 70% para todos os pontos de operação do sistema. Os valores das temperaturas e entalpias foram em seguida recalculados para representar desta vez o trabalho real de compressão. O valor adotado para a eficiência de compressão foi baseado em resultados experimentais extraídos de um artigo apresentado por Mongey et al. (1996), onde os autores utilizam um compressor similar ao modelado neste trabalho.

3.3 Modelo da válvula de expansão

O modelo utilizado para simular o comportamento da válvula de expansão considera o processo no interior deste dispositivo como sendo adiabático sem variação de massa de fluido refrigerante no interior do mesmo. A entalpia do fluido refrigerante na saída da válvula é calculada pela seguinte equação :

$$h_{f4} = h_{f1} \quad (3.3)$$

h_4 e h_1 são respectivamente as entalpias do fluido refrigerante nas saídas da válvula de expansão e do condensador. Para calcular a vazão mássica imposta à máquina pela válvula de expansão utilizou-se a seguinte equação :

$$\dot{m}_{de} = K_{de} \sqrt{\Delta P \rho_{f4}} \quad (3.4)$$

K_{de} é a constante característica da válvula de expansão (dependente principalmente da seção de escoamento deste dispositivo), ΔP é a diferença entre as pressões de condensação e de ebulição e ρ_{f4} é a densidade do fluido refrigerante na entrada da válvula de expansão.

3.4 Modelo dos trocadores de calor

A escolha do tipo de modelo a ser utilizado para o evaporador e condensador deve ser feita principalmente em função da geometria destes componentes. Neste caso, para trocadores de calor a tubos concêntricos, o modelo a multizonas é o mais indicado devido a complexidade existente nas zonas de escoamentos bifásicos. Portanto, o modelo a multizonas foi adotado neste trabalho. Os modelos para simular o comportamento do evaporador e do condensador são apresentados em conjunto porque estes componentes possuem diversas características em comum. Nestes modelos as seguintes hipóteses foram assumidas :

1. As propriedades físicas relacionadas com o fluido refrigerante, fluido secundário e paredes dos tubos são uniformes nas seções transversais dos tubos.
2. O fluido refrigerante nas fases líquida e vapor estão em equilíbrio termodinâmico.
3. Os trocadores de calor tem uma isolamento térmica perfeita.
4. A transferência de calor axial por condução é desprezível.
5. As variações de energia potencial dos fluidos refrigerante e secundário são desprezíveis.

Os modelos foram estabelecidos a partir da aplicação, para cada volume de controle dos trocadores de calor, das leis de conservação de energia (fluidos refrigerante e secundário e paredes dos tubos), bem como de conservação da quantidade de movimento (fluido refrigerante). Este procedimento gerou o seguinte conjunto de equações diferenciais :

Fluido refrigerante (conservação de energia, de massa e de quantidade de movimento)

$$-A_f \frac{\partial}{\partial z} (G_f h_f) + H_f p_f (T_p - T_f) = 0 \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ P_f + G_f^2 \left[x^2 v_v + (1-x)^2 v_l \right] \right\} = - \left(\frac{dP}{dz} \right)_F - g \rho_f \sin \theta \quad (3.6)$$

Fluido secundário e paredes dos tubos (conservação de energia)

$$H_a p_a (T_a - T_p) - H_f n p_f (T_p - T_f) = 0 \quad (3.7)$$

$$- G_a A_a c_{pa} \frac{\partial T_a}{\partial z} - H_a p_a (T_a - T_p) = 0 \quad (3.8)$$

Os índices f, p e a são relacionados respectivamente ao fluido frigorífico, às paredes dos tubos e ao fluido secundário. A, G, H, h, T, P, p, x, v, g, ρ , θ e n são respectivamente a seção transversal, a velocidade mássica, o coeficiente de transferência de calor por convecção, a entalpia, a temperatura, a pressão, o perímetro molhado, o título do fluido frigorífico no escoamento bifásico, o volume específico, a aceleração da gravidade, a densidade, a inclinação do tubo com relação à horizontal e o número de tubos internos. Os parâmetros geométricos supracitados são dados pelas seguintes equações :

perímetro e seção de passagem relativos ao fluido frigorífico

$$p_f = \pi d_{int} \quad A_f = \frac{\pi}{4} d_{int}^2$$

perímetro e seção de passagem relativos ao fluido secundário

$$A_a = \frac{\pi}{4} \left(D_{int}^2 - n d_{ext}^2 \right) \quad p_a = \pi d_{ext}$$

seção transversal relativa à parede dos tubos

$$A_p = \frac{n\pi}{4} \left(d_{ext}^2 - d_{int}^2 \right)$$

Onde d_{int} , d_{ext} , e D_{int} são respectivamente os diâmetros interno e externo dos tubos internos e o diâmetro interno do tubo envelope. A densidade do fluido frigorífico foi calculada pela relação dada a seguir :

$$\rho_f = \rho_l + \alpha (\rho_v - \rho_l) \quad (3.9)$$

ρ_l , ρ_v α são respectivamente as densidades do líquido e do vapor e a fração de vazio do fluido frigorífico.

As correlações adotadas nestas equações para calcular os coeficientes de transferência de calor por ebulição e por condensação, a perda de pressão e a fração de vazio em cada volume de controle foram escolhidas de acordo com um estudo comparativo apresentado na parte final do capítulo 2. Para os cálculos dos coeficiente de transferência de calor por ebulição foi adotada a correlação (2.16) proposta por Chen (1964). O valor do título crítico que corresponde ao início da zona deficiente de líquido foi calculado pela correlação (2.18) desenvolvida por Sthapak (1975). O coeficiente de troca de calor na região deficiente de líquido foi estimado a partir de um polinômio de terceira ordem que garante a continuidade do coeficiente de transferência de calor entre as regiões de plena ebulição e de superaquecimento. Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por condensação foi adotada a correlação (2.28) proposta por Shah (1982). A correlação de Hughmark (Rice, 1987) foi utilizada para o cálculo da fração de vazio. Para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção nas zonas de escoamento monofásico do fluido frigorífico e do fluido secundário foi utilizada a correlação (2.12) de Dittus-Boelter. A perda de pressão devido ao atrito no interior dos tubos nas regiões de escoamento bifásico foi calculada pela correlação (2.23 e 2.26) de Lockhart-Martinelli e nas regiões de escoamento monofásico pela correlação (2.13) de Fanning.

3.5 Modelo da máquina de compressão a vapor

3.5.1. Variáveis de entrada e de saída do modelo

O modelo da máquina de compressão a vapor é constituído pelo sistema de equações apresentadas anteriormente, representantes dos fenômenos que governam o funcionamento da

máquina. Para resolver este sistema, é necessário definir as variáveis de entrada e de saída do modelo. As variáveis de entrada são aquelas cujos valores podem ser ajustados diretamente na operação da máquina ou mesmo antes do seu funcionamento. Estas variáveis são a rotação do compressor, a abertura da válvula de expansão (caso da válvula de seção fixa), as vazões e as temperaturas de entrada dos fluidos secundários e a massa de fluido frigorífico presente na máquina. As variáveis de saída constituem a resposta da máquina às variáveis impostas e representam a solução do modelo matemático. As principais variáveis de saída são as temperaturas de ebulição e de condensação, os graus de superaquecimento e de subresfriamento nas saídas do evaporador e do condensador, as massas de fluido frigoríficos presentes em cada componente da máquina, a vazão de fluido frigorífico imposta pelo compressor, a temperatura de descarga no compressor e as temperaturas de saída dos fluidos secundários.

3.5.2. Algoritmo do modelo da máquina

Para iniciar a resolução do sistema de equações do modelo, é necessário arbitrar valores para as pressões de ebulição e de condensação e para o grau de superaquecimento do fluido frigorífico na saída do evaporador. Assim, o modelo do compressor pode ser acionado calculando-se a vazão mássica do fluido frigorífico imposta pelo compressor e a entalpia do fluido na saída do compressor. Em seguida, estes valores são fornecidos ao modelo do condensador que por sua vez estabelece um novo valor para a pressão de condensação. O modelo do condensador também fornece o valor da entalpia do fluido frigorífico na saída do condensador e a massa de refrigerante contida no mesmo. Com os valores obtidos, o modelo da válvula de expansão é acionado para calcular a vazão mássica e a entalpia do fluido frigorífico na entrada do evaporador. Neste ponto do algoritmo de cálculo, os valores obtidos para a vazão mássica através dos modelos do compressor e da válvula de expansão são comparados. Caso estes valores não sejam convergentes, o valor para a pressão de condensação é corrigido pelo método de Newton-Raphson. Os cálculos são relançados a partir

do modelo do compressor em um processo iterativo até que a convergência entre os valores da vazão mássica seja obtida. Neste momento, o modelo do evaporador é acionado calculando-se novos valores para a pressão de ebulição e para o grau de superaquecimento do fluido frigorífico na saída do evaporador. O modelo do evaporador fornece ainda a massa de refrigerante contida no mesmo. O valor calculado para o grau de superaquecimento é comparado com aquele utilizado pelo modelo do compressor. Caso a convergência não seja obtida, o valor para a pressão de ebulição é corrigido pelo método de Newton-Raphson. O modelo do evaporador é relançado em um processo iterativo até que a convergência sobre o grau de superaquecimento seja atingida. O próximo passo do algoritmo exige o cálculo da massa de fluido frigorífico presente na máquina. Esta massa é calculada somando-se as massas de fluidos fornecidos pelos modelos do evaporador e do condensador acrescidas das massas presentes no compressor e nas linhas de líquido e de vapor. A massa de fluido no compressor é avaliada multiplicando-se a metade do valor da cilindrada pela média aritmética das densidades do fluido frigorífico em sua aspiração e descarga. A massa de fluido presente na linha entre a válvula de expansão e o evaporador é avaliada considerando-se um escoamento bifásico com título constante e igual ao seu valor na entrada do evaporador. Neste ponto do algoritmo, os valores da massa de fluido frigorífico calculada pelo modelo e o seu valor real são comparados. Caso a convergência não seja obtida, um novo valor para o grau de superaquecimento é determinado pelo método de Newton-Raphson. O algoritmo de cálculo é reiniciado a partir do modelo do compressor em um processo iterativo até que a convergência sobre a massa de fluido seja atingida. Uma última iteração é necessária para garantir que os valores da pressão de evaporação e do grau de superaquecimento calculados pelo modelo do evaporador sejam convergentes com aqueles utilizados como entrada no modelo do condensador. A correção destes valores é feita de forma simples, trocando-se os antigos valores por aqueles calculados pelo modelo do evaporador e reiniciando-se o algoritmo de cálculo a partir do modelo do compressor. Um fluxograma mostrando o algoritmo de cálculo está apresentado na figura 3.1.

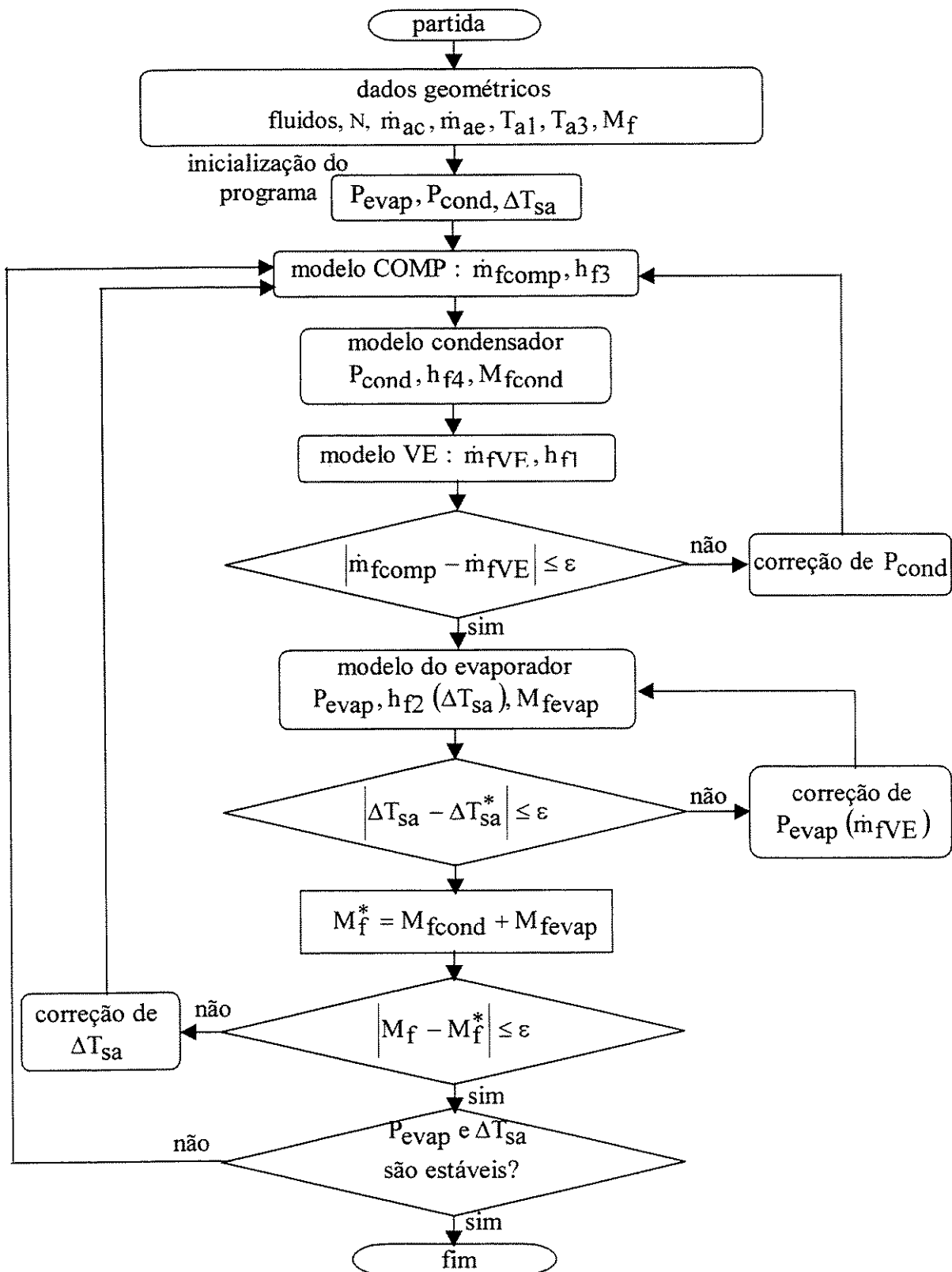


Figura 3.1 - Fluxograma do modelo numérico da máquina em regime permanente.

Para justificar a primeira convergência do algoritmo, aquela que estabelece uma dependência da vazão do fluido frigorífico com a pressão de condensação, é necessário analisar as equações (3.1) e (3.2). A diferença entre os valores fornecidos por estas equações é uma função que depende essencialmente da pressão de condensação :

$$\dot{m}_{\text{comp}} - \dot{m}_{\text{de}} = NV\rho_f2\eta_v - K_{\text{de}}\sqrt{(P_{\text{cond}} - P_{\text{eb}})}\rho_f4 \quad (3.15)$$

Nesta equação, ρ_f2 , P_{eb} e K_{de} têm valores fixados. As outras variáveis, η_v e ρ_f4 são diretamente dependentes da pressão de condensação. Assim, variando-se o valor da pressão de condensação, é possível determinar o ponto de funcionamento do condensador para o qual a equação (3.15.) se anula, correspondendo a igualdade entre as duas vazões. Para ilustrar a determinação deste ponto de operação, foi realizada uma simulação com o fluido R134a cujo resultado é apresentado na figura 3.2. Nesta simulação, os valores da temperatura de ebulição, da rotação do compressor e da constante da válvula de expansão foram fixados em 0°C, 1000 rpm e $3,1 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4/\text{s/kg}$, respectivamente.

A segunda convergência do algoritmo relaciona a pressão de ebulição com o grau de superaquecimento do fluido frigorífico na saída do evaporador. Esta dependência pode ser compreendida através da equação (3.1). Uma vez que os valores da vazão de fluido frigorífico e da pressão de condensação foram determinados pelo modelo do condensador, a equação (3.1) apresenta apenas duas variáveis : a pressão de ebulição e a densidade do fluido frigorífico na saída do evaporador, sendo esta última função da própria pressão de ebulição e do grau de superaquecimento na saída do evaporador. Assim, variando-se a pressão de ebulição, obtem-se diferentes valores para o grau de superaquecimento do refrigerante. Naturalmente, o valor correto da pressão de ebulição deve corresponder ao valor do grau de superaquecimento imposto ao modelo do compressor. A figura 3.3 representa uma simulação realizada com o fluido R134a para ilustrar a determinação do ponto de operação da máquina correspondente a igualdade entre ao graus de superaquecimento. Os valores da temperatura de

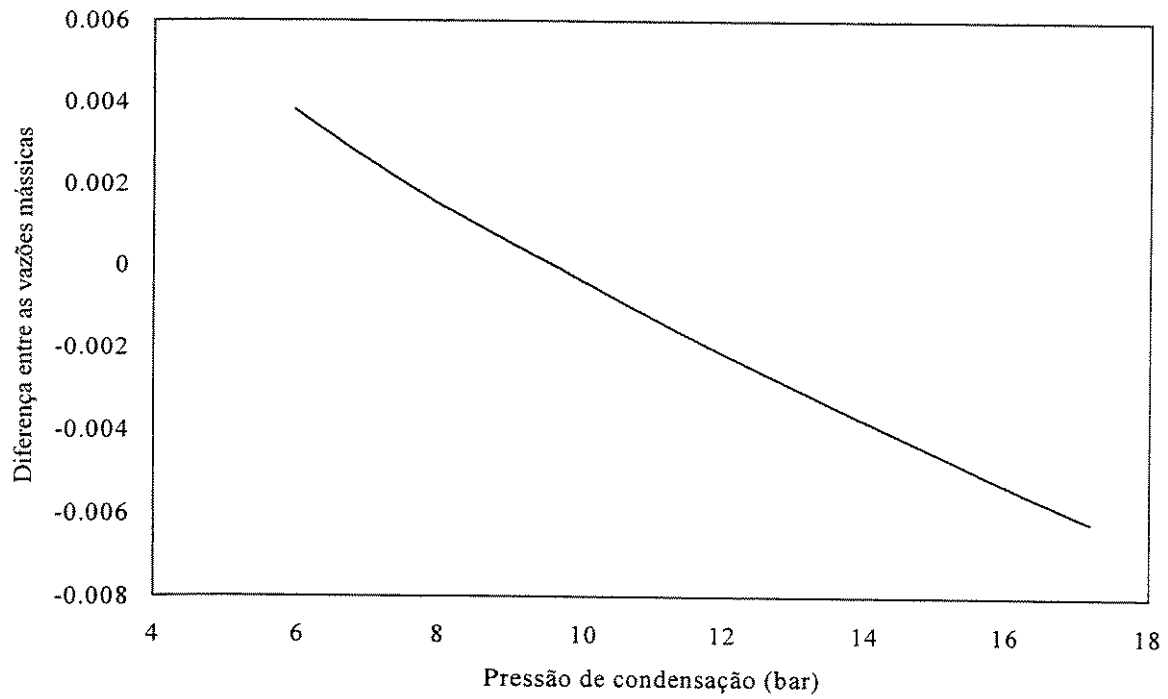


Figura 3.2 : Dependência da pressão de condensação com a vazão mássica.

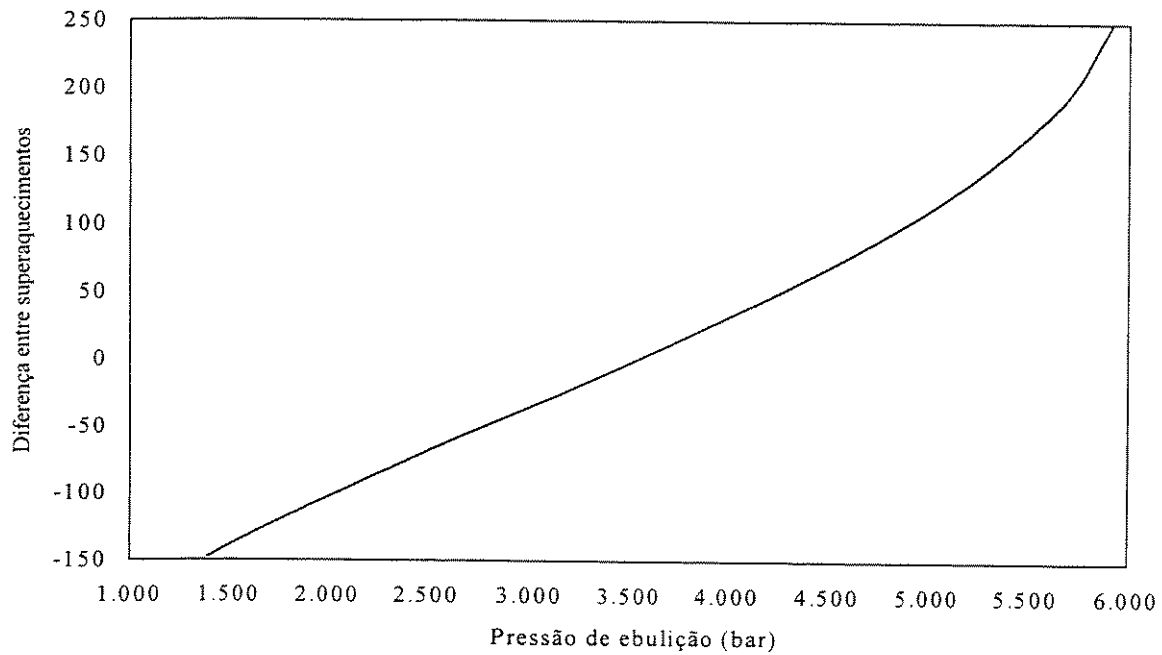


Figura 3.3 : Dependência da pressão de ebulição com o grau de superaquecimento.

condensação, da rotação do compressor e da vazão de fluido frigorífico foram fixados em 37,5°C, 1000 rpm e 40 kg/h, respectivamente.

A terceira convergência envolveu a massa de fluido frigorífico e o grau de superaquecimento na saída do evaporador. Esta última variável tem uma influência importante na massa de fluido presente no evaporador. Por exemplo, um valor elevado para o grau de superaquecimento implicaria em um pequeno comprimento da região de ebulição e, conseqüentemente, em um valor pequeno para a massa de fluido presente no evaporador. No condensador, o efeito do grau de superaquecimento sobre a massa de refrigerante é mais indireto. Um valor elevado do grau de superaquecimento implicaria em uma baixa vazão de fluido imposta pelo compressor, o que corresponderia a um baixo valor da pressão de condensação e a um baixo valor da massa de fluido presente neste trocador de calor. Portanto, a partir de ajustes no grau de superaquecimento, é possível achar um ponto de operação da máquina para o qual a massa de fluido frigorífico calculada pelo modelo seja igual aquela imposta como variável de entrada.

3.5.3. Algoritmo dos trocadores de calor

Como o fluido frigorífico e o fluido secundário fluem em contra-corrente, a resolução simultânea das equações dos trocadores de calor é complicada. Desta forma, as equações do fluido frigorífico (3.5) e (3.6) são resolvidas separadamente pelo método de Runge-Kutta de quarta ordem no eixo z . Para isto, utiliza-se inicialmente um perfil arbitrário para as temperaturas da parede do tubo. No modelo do condensador (evaporador), os valores das entalpia e da velocidade mássica do fluido frigorífico em sua entrada são fornecidos pelo modelo do compressor (válvula de expansão). A partir dos valores da pressão de condensação (pressão de ebulição), os perfis espaciais da entalpia e da temperatura do fluido frigorífico são calculadas. As transições entre as zonas de escoamento bifásico para as zonas de escoamento

monofásico são efetuadas a partir do cálculo do título do fluido refrigerante em cada ponto do desenvolvimento do escoamento bifásico. Com o perfil de temperaturas do fluido refrigerante

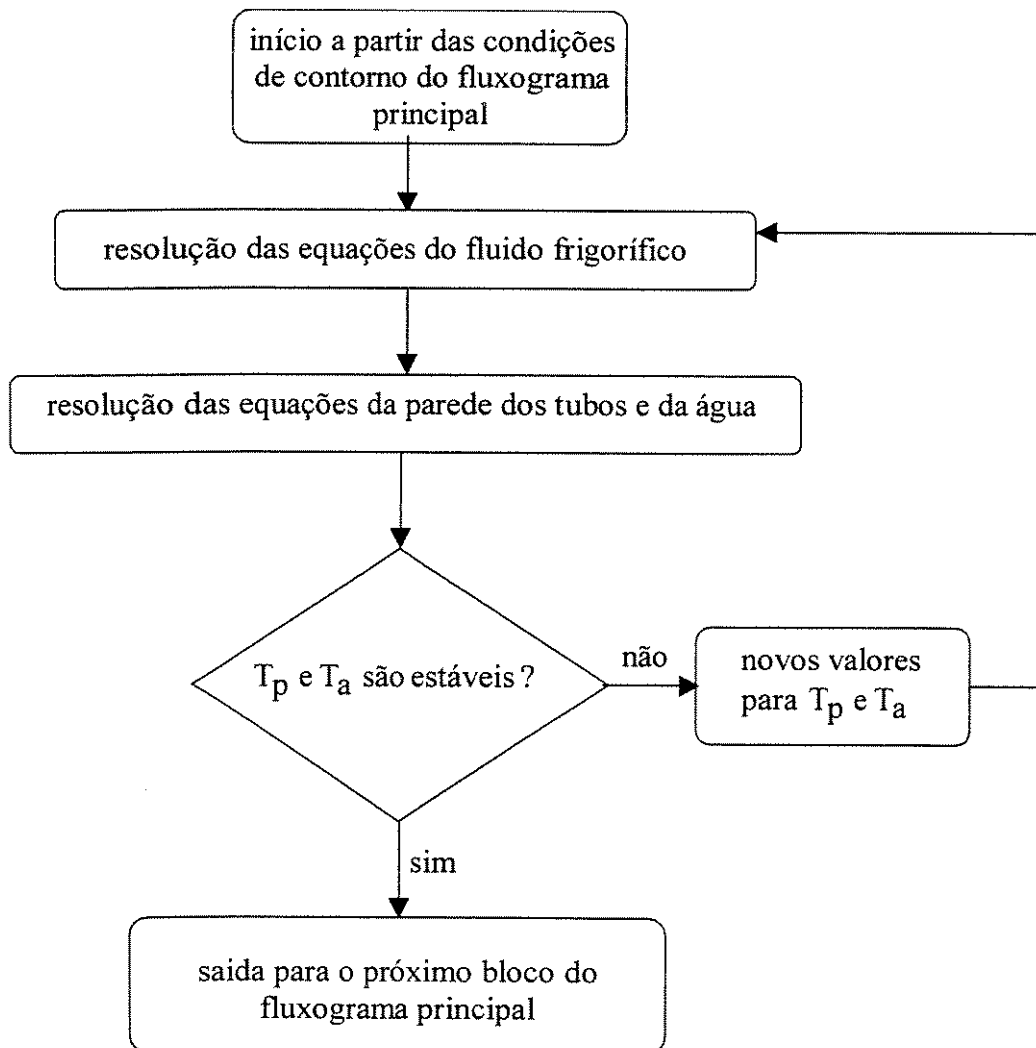


Figura 3.4 : Fluxograma do modelo numérico para os dois trocadores de calor.

determinado, as equações do fluido secundário e das paredes dos tubos (3.7) a (3.8) são resolvidas pelo método implícito das diferenças finitas. Estas operações são repetidas até a obtenção da estabilidade do perfil de temperaturas da parede. A figura 3.4 representa o algoritmo de cálculo dos modelos dos trocadores de calor.

3.6 Conclusões

Neste capítulo apresentou-se um modelo dedutivo do tipo multizonas para simular o comportamento em regime permanente de uma máquina de compressão a vapor. Este modelo foi construído com base em uma estrutura modular na qual cada módulo representa o modelo específico de um dos componentes do sistema, a saber : compressor, trocadores de calor (condensador e evaporador) e válvula de expansão. Os modelos dos trocadores de calor utilizam correlações extraídas da literatura para calcular os coeficientes locais de transferência de calor por convecção entre as paredes dos tubos e os fluido frigorífico e secundário, assim como as perdas de pressão devido ao atrito e fração de vazio. A escolha destas correlações foi feita a partir da comparação dos resultados teóricos das mesmas com valores experimentais retirados da literatura. Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção nas regiões de escoamento monofásico foi adotada a correlação de Dittus-Boelter. Para o cálculo destes coeficientes nas regiões de escoamento bifásico foram adotadas as correlações de Chen e de Shah para a ebulição e para a condensação, respectivamente. A correlação de Lockhart-Martinelli foi adotada para calcular as perdas de pressão devido ao atrito nas zonas de escoamento bifásico. A correlação de Hughmark foi adotada para o cálculo da fração de vazio nas regiões de escoamento bifásico.

Capítulo 4

Modelo da Máquina de Compressão a Vapor em Regime Transiente

4.1 Introdução

Nos últimos quinze anos, o desenvolvimento de modelos transientes de máquinas de compressão a vapor foi bastante intensificado. Estes modelos tem sido utilizados para estudar diversas situações, tais como o controle do grau de superaquecimento na saída do evaporador de máquinas frigoríficas (Outtagarts, 1995), os problemas decorrentes da partida de bombas de calor (Murphy, 1986) e as instabilidades do conjunto evaporador-válvula de expansão termostática (Broersen, 1980). A técnica de modelagem transiente destas máquinas ainda não está completamente dominada, motivo pelo qual diversos cientistas continuam a estudar o assunto. Assim, o objetivo deste capítulo é o de apresentar um modelo numérico dedutivo para simular o comportamento em regime transiente de uma máquina de compressão a vapor água-água.

4.2 Modelo do compressor e da válvula de expansão

O modelo do compressor é aquele apresentado no capítulo 3 para o regime permanente. Esta simplificação pode ser feita porque este componente possui uma pequena inércia térmica, Wang (1991). Da mesma forma, o modelo utilizado para simular o comportamento da válvula de expansão também é aquele apresentado no capítulo 3 para o regime permanente.

4.3 Modelo dos trocadores de calor

Os modelos do evaporador e do condensador são do tipo multizonas. Os modelos dos dois trocadores de calor são apresentados em conjunto porque estes componentes possuem diversas características comuns. As hipóteses assumidas nos modelos permanentes dos trocadores de calor continuam sendo assumidas nos modelos transientes.

Os modelos foram estabelecidos a partir da aplicação, para cada volume de controle dos trocadores de calor, das leis de conservação de energia para os fluidos e paredes dos tubos e da lei de conservação da massa e da quantidade de movimento para o fluido frigorífico. As equações geradas são idênticas àquelas do capítulo 3, exceto pelo termo temporal que caracteriza o regime transiente :

Fluido frigorífico (conservação de energia, de massa e de quantidade de movimento)

$$A_f \frac{\partial}{\partial t} [\rho_f (h_f - P_f v_f)] = -A_f \frac{\partial}{\partial z} (G_f h_f) + \alpha_f P_f (T_p - T_f) \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial G_f}{\partial z} = 0 \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ P_f + G_f^2 \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \right\} = -\frac{\partial G_f}{\partial t} - \left(\frac{dP}{dz} \right)_F - g \rho_f \sin \theta \quad (4.3)$$

Fluido secundário e paredes dos tubos (conservação de energia)

$$\rho_p A_p c_{pp} \frac{\partial T_p}{\partial t} = \alpha_e P_e (T_a - T_p) - \alpha_f n P_f (T_p - T_f) \quad (4.4)$$

$$\rho_a A_a c_{pa} \frac{\partial T_a}{\partial t} = -G_a A_a c_{pa} \frac{\partial T_a}{\partial z} - \alpha_a P_a (T_a - T_p) \quad (4.5)$$

De uma forma geral, a nomenclatura das equações é igual aquela utilizada no capítulo precedente. Os termos elevados aos expoentes “o” referem-se ao instante anterior e os termos

sem expoentes referem-se ao instante atual. As correlações para calcular os coeficientes de transferência de calor, de perda de pressão e da fração de vazio foram as mesmas selecionadas para o modelo em regime permanente.

4.4 Modelo da máquina de compressão a vapor

4.4.1. Variáveis de entrada e de saída

As variáveis de entrada do modelo em regime transiente são a rotação do compressor, a abertura da válvula de expansão (caso da válvula de seção fixa), as vazões e as temperaturas de entrada dos fluidos secundários. Além destes valores, é necessário fornecer as condições iniciais das equações diferenciais constituintes do modelo. Estas condições são os perfis espaciais das temperaturas e entalpias do fluido frigorífico e os perfis das temperaturas das paredes dos tubos e dos fluidos secundários ao longo dos trocadores de calor. As variáveis de saída são, para cada instante de cálculo, as temperaturas de ebulição e de condensação, os graus de superaquecimento e de subresfriamento nas saídas do evaporador e do condensador, as massas de fluido frigorífico presentes em cada componente da máquina, a vazão de fluido frigorífico imposta pelo compressor, a temperatura de descarga no compressor, e as temperaturas de saída dos fluidos secundários.

4.4.2. Algoritmo do modelo da máquina

O sistema de equações apresentadas nos parágrafos precedentes constitui o modelo em regime transiente da máquina de compressão a vapor. O sistema é resolvido para cada instante de tempo, nos quais arbitram-se valores para as pressões de ebulição e de condensação e para o grau de superaquecimento do fluido frigorífico na saída do evaporador. Desta forma, através do modelo do compressor, calcula-se a vazão mássica do fluido frigorífico imposta pelo compressor e a entalpia do fluido em sua saída. Conhecendo-se as condições de entrada do condensador e as condições iniciais ao longo deste componente, é possível determinar todos os perfis espaciais das grandezas do condensador (temperatura, vazão e entalpia do fluido frigorífico, temperatura da parede do tubo e temperatura do fluido secundário). As condições de saída do condensador permitem acionar o modelo da válvula de expansão para calcular a vazão e a entalpia do fluido frigorífico na saída desta. Se o valor da vazão imposta pela válvula não for

igual ao valor fornecido pelo modelo do condensador em sua saída, então a pressão de condensação é corrigida pelo método de Newton Raphson. Este processo iterativo é repetido até que se obtenha a convergência sobre a vazão do fluido frigorífico na saída do condensador. Em seguida, o modelo do evaporador é acionado. Para isto, uma nova pressão de ebulição é arbitrada e perfis espaciais semelhantes aqueles relativos ao condensador são determinados para o evaporador. As condições de saída do evaporador permitem o acionamento do modelo do compressor para calcular a vazão e a entalpia do fluido frigorífico na saída deste componente. Se o valor da vazão imposta pelo compressor não for igual ao valor fornecido pelo modelo do evaporador em sua saída, então a pressão de ebulição é corrigida pelo método de Newton Raphson. O processo iterativo é repetido até a obtenção da convergência desejada. Por último, é necessário verificar se os valores da pressão de ebulição e do grau de superaquecimento na saída do evaporador são iguais aos valores utilizados nos cálculos relativos ao condensador. Caso não seja verificada a estabilidade nestes valores, todo o procedimento de cálculo do modelo deve ser retomado. As figuras 4.1 e 4.2 representam os fluxogramas dos algoritmos de cálculo do modelo da máquina e dos trocadores de calor, respectivamente. O procedimento utilizado para se resolver as equações dos trocadores de calor é idêntico ao utilizado no modelo em regime permanente.

Para justificar a dependência da vazão na saída do evaporador com a pressão de ebulição, é necessário analisar o balanço de massa do fluido frigorífico no evaporador. A figura 4.3 representa esquematicamente o escoamento do fluido frigorífico no interior do evaporador.

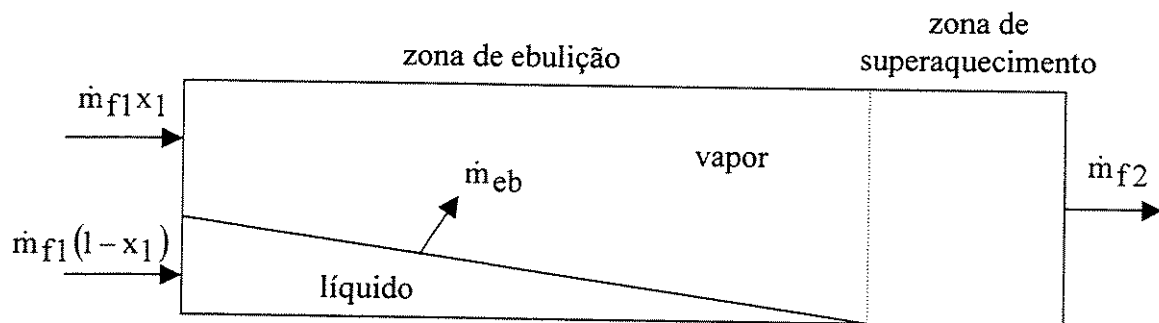


Figura 4.3 : Esquema do escoamento das fases vapor e líquida dentro do evaporador.

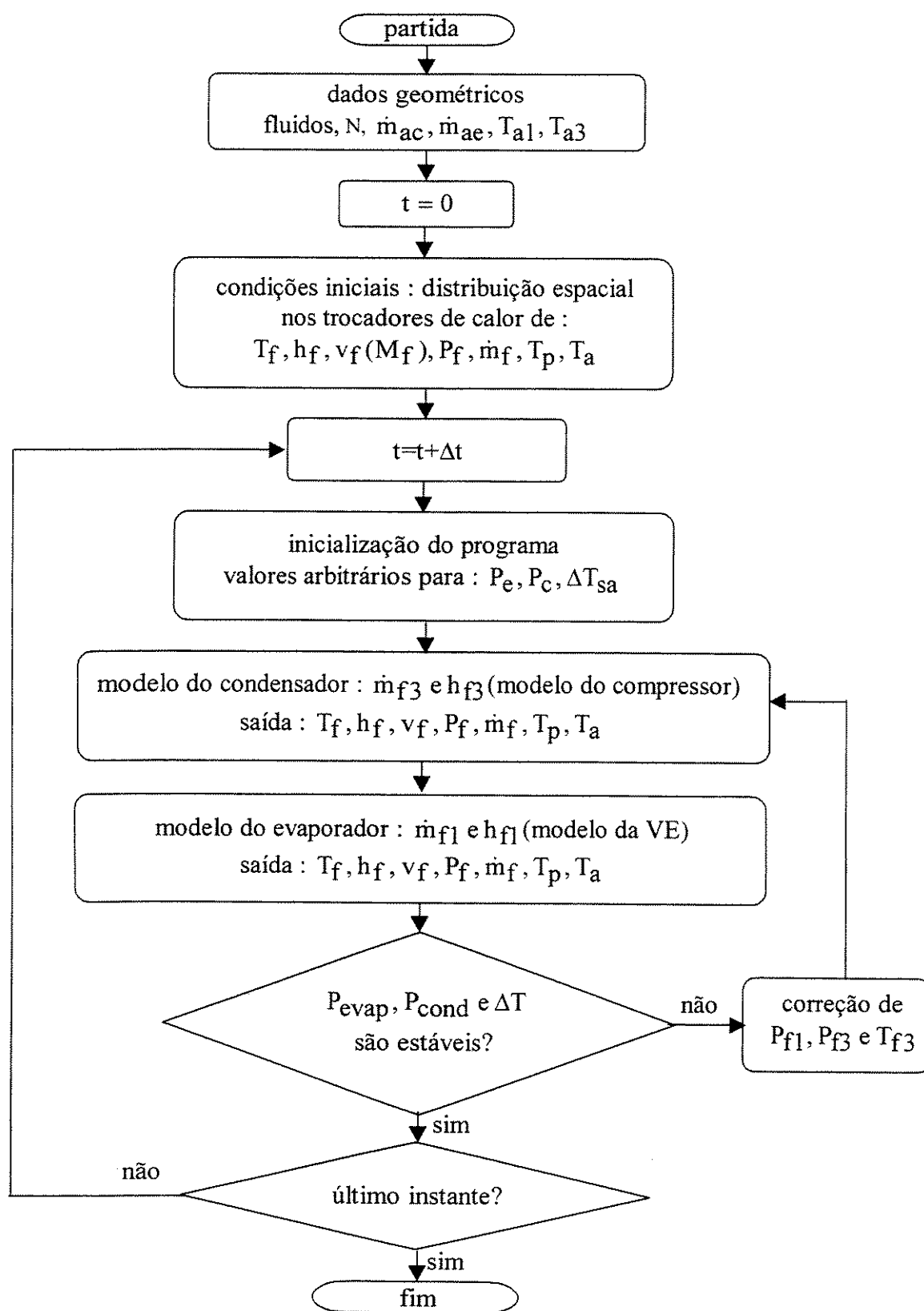


Figura 4.1 : Fluxograma do modelo numérico da máquina em regime transiente.

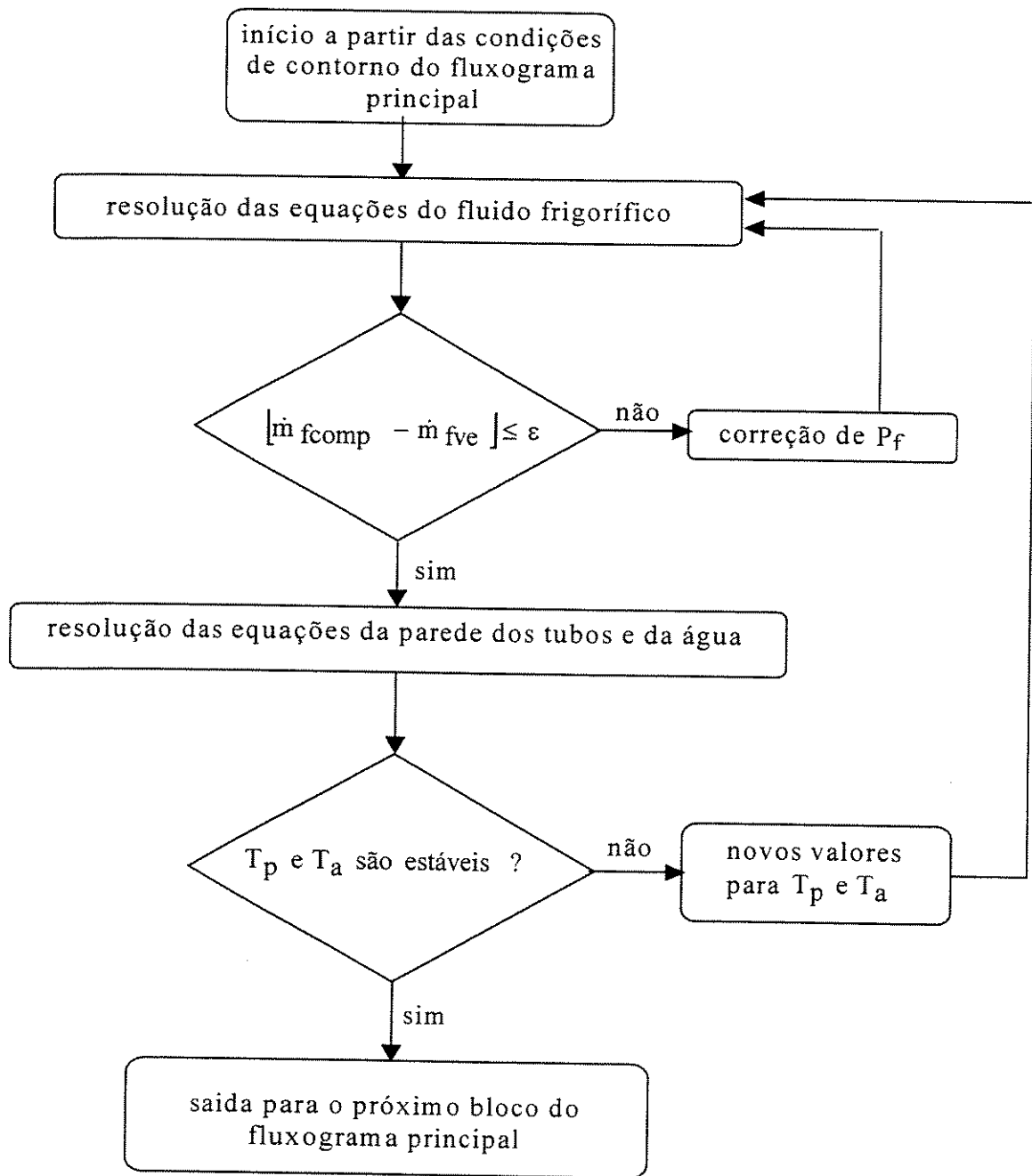


Figura 4.2 : Fluxograma do modelo numérico para os dois trocadores de calor.

A aplicação do balanço de massa sobre a fase vapor fornece :

$$\dot{m}_{f2} = \dot{m}_{f1}x_1 + \dot{m}_{ev} - \left(\frac{M_v - M_v^0}{\Delta t} \right) \quad (4.6)$$

nesta equação, a vazão $\dot{m}_{f1}$ é fixada pelo modelo da válvula de expansão. M_v^0 também é um valor fixado, pois representa a massa de vapor no instante anterior. O título x_1 na entrada do evaporador depende apenas da pressão de ebulição tendo em vista que a entalpia de entrada é fixada pelo modelo da válvula de expansão. A massa de vapor no instante atual M_v depende da pressão e da temperatura de ebulição, de acordo com a equação de estado da fase vapor. E finalmente a taxa de vaporização $\dot{m}_{ev}$ é ligada aos mecanismos de transferência de calor e, conseqüentemente, à temperatura de ebulição.

Portanto, variando a pressão de ebulição, é possível determinar um ponto de operação do evaporador para o qual a vazão mássica em sua saída seja igual ao valor imposto pelo modelo do compressor. Para ilustrar a determinação deste ponto, foi realizada uma simulação com o fluido R12, na qual a entalpia do fluido na entrada do evaporador foi fixada a partir de uma temperatura de condensação de 50°C e de um grau de subresfriamento na saída do condensador de 5 °C. As vazões mássicas do fluido frigorífico na entrada e na saída do evaporador foram fixadas em 72 kg/h e em 77 kg/h, respectivamente. A partir destes valores e variando-se a temperatura de ebulição de -20°C até 20°C, foi possível acionar a equação (4.6) para calcular a vazão mássica do fluido na saída do evaporador. Nesta equação, o passo de tempo foi fixado em 10 s. A massa de vapor no instante inicial foi considerada igual a 50 g, enquanto que seu valor no instante atual foi calculado tratando o vapor como um gás perfeito. A taxa de evaporação foi avaliada a partir da equação de Baker (Guglielmini, 1975) :

$$\frac{c_{pl}(T_{eb} - T_p)}{\Delta h_v} = 0,0125 \left[\frac{q}{\mu_l \Delta h_v} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right]^{1/3} Pr_l^{1,7} \left(\frac{x_1}{x_2} \right)^{-0.04} \quad (4.7)$$

Nesta equação, a temperatura da parede do tubo foi considerada igual a média aritmética entre a temperatura de ebulição e a temperatura de entrada da água, fixada em 20°C. O título do vapor na saída do evaporador x_2 vale 1,0. Desta forma, o fluxo de calor q pode ser calculado para cada temperatura de ebulição. A figura 4.4 representa a diferença entre a vazão dada pela equação (4.6) e o valor 77 kg/h em função da pressão de ebulição.

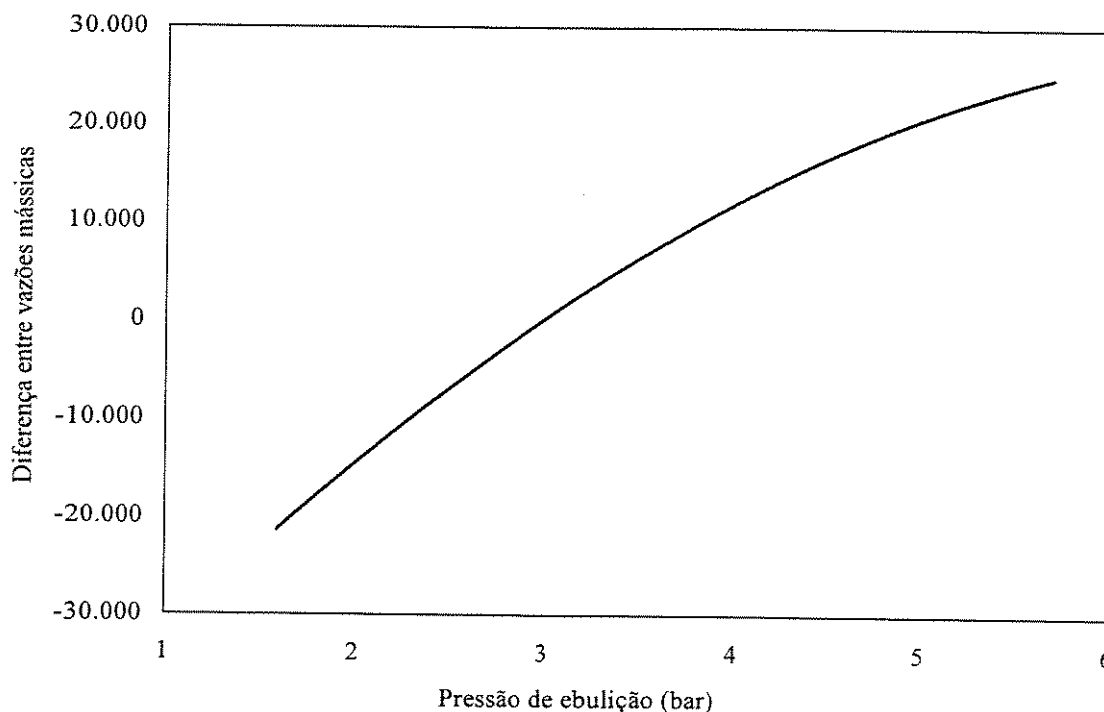


Figura 4.4 :Dependencia da vazão mássica com a pressão de ebulição.

Naturalmente, pode-se justificar a dependência da vazão na saída do condensador com a pressão de condensação de forma análoga a análise apresentada no parágrafo anterior.

4.5 Conclusões

Neste capítulo apresentou-se um modelo dedutivo do tipo multizonas para simular o comportamento em regime transiente de uma máquina de compressão a vapor. As correlações utilizadas para avaliar os mecanismos de transferência nos trocadores de calor são as mesmas utilizadas no modelo permanente. As variáveis de entrada do modelo transiente são as mesmas do modelo permanente, acrescidas dos perfis espaciais das grandezas do sistema no instante zero. O procedimento para a resolução das equações dos trocadores de calor é

idêntico aquele utilizado no modelo permanente. Entretanto, o algoritmo de cálculo do modelo da máquina é substancialmente diferente do modelo permanente, tendo em vista as variações da vazão do fluido frigorífico ao longo dos trocadores de calor.

Capítulo 5

Resultados e Discussões

5.1 Introdução

Os modelos apresentados nos capítulos 3 e 4 foram utilizados para simular o comportamento da máquina de compressão de vapor operando em regime permanente e em regime transiente. Neste capítulo, apresentam-se simulações para estudar a partida da máquina e para estudar a resposta do sistema causada por variações do tipo degrau impostas à velocidade do compressor e à seção de escoamento da válvula de expansão. Realizou-se também um estudo de utilização da máquina de compressão a vapor para o aquecimento de água de uso doméstico. Para cada uma das simulações foi elaborado previamente um estudo para determinação de valores ótimos dos passos espacial (transiente e permanente) e temporal (transiente) utilizados nas equações dos modelos.

5.2 Análise dos passos espacial e temporal

A modelagem e simulação de máquinas de compressão de vapor, além de exigir o perfeito conhecimento da física do problema, requer experiência para encontrar os parâmetros que levem o processo iterativo para a convergência. Um dos requisitos fundamentais de uma aproximação numérica é que ela reproduza as equações diferenciais quando o tamanho das malhas espacial e temporal tendam a zero. Isto é, os erros de truncamento devem tender a zero quando as malhas tenderem a um número infinito de pontos. A aproximação numérica que possui esta característica é dita consistente. Aparentemente esta parece uma questão

obvia, mas existem aproximações nas quais os erros de truncamento crescem com o refinamento da malha (Maliska, 1995). Outra característica importante desejada é que a solução numérica obtida seja a solução exata das equações discretizadas, ou seja, tenha estabilidade. Aqui, diversos fatores interferem, tais como erros de arredondamento de computação e de convergência do modelo numérico que vão se multiplicando e podem instabilizar a solução, como também dificuldades de tratamento e acoplamento entre as variáveis fazendo com que algumas evoluam mais rapidamente que outras, provocando também instabilidades. Por estes motivos, foram realizados testes de malhas e de erros máximos a serem admitidos em cada uma das convergências de cada um dos modelos para todos os casos simulados.

Na tabela 5.1, são apresentados resultados dos testes de malha realizados para um caso típico de simulação com o modelo em regime permanente. Neste caso, para as mesmas condições iniciais e dados de entrada do modelo, apresentam-se as variações ocorridas nos resultados da vazão mássica de fluido frigorífico $\dot{m}_f$, do grau de superaquecimento na saída do evaporador ΔT_{sa} e da massa de refrigerante na máquina M , quando se varia o número de volumes de controle N de 100 a 450.

N	ΔT_{sa} (°C)	$\dot{m}_f$ (kg/h)	M (g)	Erros respectivos na oscilação		
				ΔT_{sa} (°C)	$\dot{m}_f$ (%)	M(%)
100	6,25	75,5	1470,8			
150	5,35	76,3	1506,7	-0,05	0,31	0,19
200	5,27	76,3	1499,7	-0,08	-0,04	-0,46
250	5,38	76,5	1503,1	0,11	-0,14	0,23
300	5,41	76,7	1515,3	0,03	-0,35	0,81
350	5,45	76,7	1510,5	0,04	0,04	-0,32
400	5,31	76,5	1508,4	-0,14	0,29	-0,14
450	5,32	76,6	1510,9	0,01	-0,14	0,16

Tabela 5.1 : Oscilações do grau de superaquecimento, da vazão mássica e da massa de fluido frigorífico em função do número do passo espacial do modelo em regime permanente.

Nas simulações realizadas para estudar a máquina de compressão a vapor, adotou-se um número de volumes de controle igual a 400. Os erros máximos adotados em cada convergência para o modelo em regime permanente foram respectivamente de 1% para as

vazões, pressões e massa do fluido refrigerante, e de $0,1^{\circ}\text{C}$ para as temperaturas deste fluido e das paredes dos tubos.

No caso do modelo em regime transiente, os testes de malha espacial apresentaram resultados similares aqueles do modelo permanente e portanto foi adotado também um número de volumes de controle igual a 400. Neste caso, o passo temporal dependerá principalmente do tempo que uma partícula de fluido frigorífico gasta para percorrer o circuito da máquina. Os testes realizados mostraram que para vazões mássicas de fluido frigorífico inferiores a 80 kg/h deve-se usar um passo temporal de 15 segundos e para vazões mássicas superiores a 80 kg/h deve-se usar um passo temporal de 10 segundos. Os erros máximos adotados em cada convergência para o modelo em regime transiente foram de 1% para as vazões, pressões e massa do fluido refrigerante, e de $0,1^{\circ}\text{C}$ para as temperaturas deste fluido.

5.3 Resultados

5.3.1 Partida da máquina

As figuras 5.1 e 5.2 representam os resultados do modelo em regime transiente para uma partida da máquina frigorífica, utilizando o R12 como fluido frigorífico. Os fluidos secundários utilizados nesta e em todas as outras simulações realizadas foram uma solução de água-etileno glicol (30% em peso de etileno glicol) no evaporador e a água no condensador. O anticongelante etileno glicol foi escolhido dentre as diversas opções disponíveis no mercado por possuir propriedades de transporte superiores e ponto de congelamento mais baixo apesar de ser tóxico caso ingerido (Inlow, 1996). Na figura 5.1 estão representadas as evoluções temporais das vazões mássicas do fluido frigorífico impostas pelo compressor e pela válvula de expansão, assim como da massa de fluido frigorífico no condensador e no evaporador, estando o sistema inicialmente em equilíbrio térmico com o meio ambiente. No cálculo de carga de fluido frigorífico, a massa de vapor superaquecido na tubulação entre o evaporador e o compressor está computada como sendo do evaporador. De maneira similar, a massa de vapor superaquecido existente no compressor e na tubulação entre o mesmo e o condensador, assim como a de líquido existente entre este último e a válvula de expansão está computada como sendo do condensador. Na figura 5.2 estão representadas as evoluções temporais das

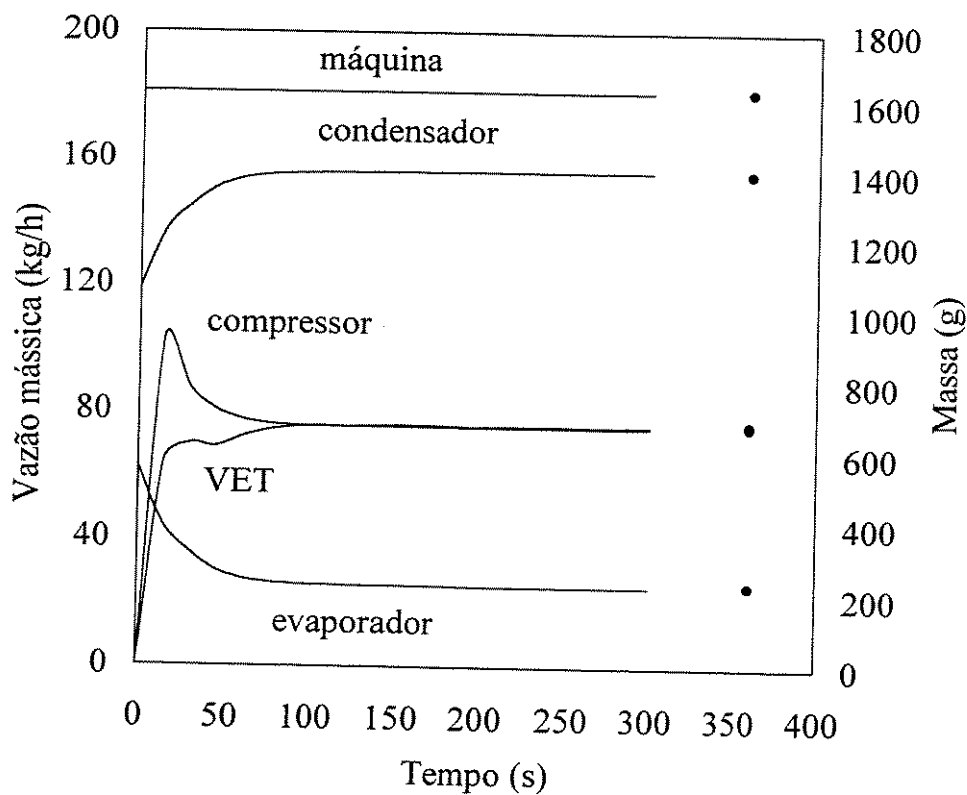


Figura 5.1 : Evoluções das vazões mássicas e das massas de fluido refrigerante (R12) na máquina após uma partida.

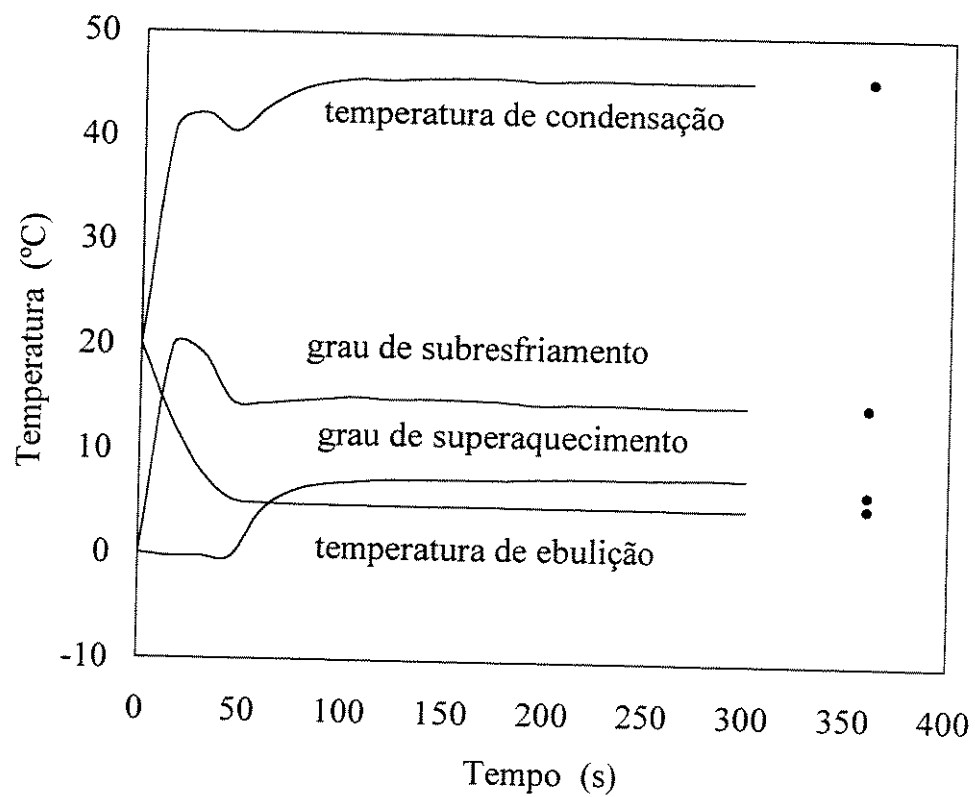


Figura 5.2 : Evoluções das temperaturas do fluido refrigerante (R12), após uma partida da máquina.

temperaturas de condensação, de ebulição, do grau de superaquecimento na saída do evaporador e de subresfriamento na saída do condensador. Nas duas figuras, as grandezas calculadas pelo modelo em regime permanente estão representadas através dos pontos que estão colocados nos finais das curvas traçadas para o regime transiente. A análise dos gráficos, mostra que logo após a partida do compressor, este aspira fluido frigorífico do evaporador descarregando no condensador. Assim a massa de fluido frigorífico no evaporador diminui enquanto que a massa de fluido no condensador aumenta, conforme indicado na figura 5.1. Em consequência desta migração de massa, a pressão do fluido no evaporador diminui e no condensador aumenta, conforme indicado na figura 5.2. A vazão mássica na válvula de expansão depende essencialmente da diferença entre as pressões de condensação e de ebulição, conforme a equação (3.4). Como esta diferença varia de zero até seu valor máximo em regime permanente, a vazão mássica imposta pela válvula segue comportamento análogo (figura 5.1). A análise da evolução da vazão no compressor é mais complexa, uma vez que ela depende diretamente da razão de pressões de ebulição e de condensação assim como da densidade do fluido frigorífico na saída do evaporador, conforme as equações (3.1) e (3.2). Após a partida do compressor, nos primeiros 20 segundos, o aumento da razão de pressões é mais significativo do que a diminuição da densidade do fluido frigorífico na saída do evaporador. Em consequência, a vazão mássica imposta pelo compressor aumenta. Numa segunda etapa, estando a pressão de condensação próxima de seu valor em regime permanente, o efeito da diminuição da densidade do fluido torna-se dominante, provocando a diminuição da vazão mássica do fluido, até seu valor em regime permanente. Nesta etapa, a densidade do fluido na saída do evaporador diminui não apenas em função da redução da pressão de ebulição mas também como consequência do aumento do grau de superaquecimento do fluido na saída do evaporador. No “start-up” da máquina frigorífica, observa-se que o grau de superaquecimento na saída do evaporador permanece 50 segundos com o valor igual a zero. Isto ocorre por causa do excesso de líquido existente no evaporador antes da partida. Pode-se finalmente observar nas figuras 5.1 e 5.2 que existe uma boa concordância entre os resultados obtidos pelos modelos em regime permanente e transiente.

5.3.2 Regulagem de uma máquina de compressão a vapor

O controle da potência em máquinas de compressão a vapor de pequeno e médio porte é geralmente realizado pelo clássico sistema de partida e de parada do compressor (on-off).

Este sistema apresenta dois principais inconvenientes : (1) penalização do desempenho da máquina tendo em vista o seu funcionamento em regime transiente durante longos períodos de operação; (2) redução da vida útil do compressor e aumento do consumo de energia em razão do pico de corrente elétrica decorrente da partida do compressor. A velocidade variável do compressor reduz os riscos na operação do mesmo, adequando tal velocidade à potência frigorífica necessária. Estudos mostram que o controle da potência pela variação da velocidade do compressor produz importantes variações no superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador. Como as válvulas de expansão termostáticas apresentam longos tempos de respostas, o uso de válvulas eletrônicas é o mais indicado neste caso (Outtagarts, 1995).

Em vistas de estabelecer um algoritmo de controle para a potência frigorífica e o grau de superaquecimento de uma máquina de refrigeração à velocidade variável, foram realizadas simulações do funcionamento da máquina submetida a variações do tipo degrau na velocidade de rotação do compressor e na seção de escoamento do fluido frigorífico na válvula de expansão. Estas simulações equivalem a uma situação prática na qual o valor da temperatura do fluido secundário no circuito do evaporador encontra-se a níveis elevados. O aumento da velocidade de rotação do compressor (tipo degrau) visa aumentar a vazão mássica e a potência frigorífica, com a consequente redução da temperatura do fluido secundário. Em contra partida, esta ação provoca um aumento do grau de superaquecimento do fluido frigorífico na saída do evaporador reduzindo o coeficiente de performance do sistema. O aumento da seção de escoamento na válvula de expansão (tipo degrau) tem por objetivo diminuir este grau de superaquecimento, assegurando uma melhor performance no sistema. O fluido frigorífico utilizado nestas simulações foi o R134a

As figuras 5.3, 5.4 e 5.5 representam o comportamento do sistema para uma variação do tipo degrau na velocidade de rotação do compressor de 1500 rpm para 1800 rpm, estando a máquina operando inicialmente em regime permanente. Na figura 5.3 estão representadas as evoluções temporais das vazões mássicas do fluido frigorífico impostas pelo compressor e pela válvula de expansão bem como o grau de superaquecimento do fluido frigorífico na saída do evaporador. Tais evoluções são explicadas pelos mesmos argumentos utilizados na análise da partida do compressor. Na figura 5.4 estão representadas as evoluções temporais da potência consumida pelo compressor, de aquecimento e refrigeração (calculada relativamente ao fluido secundário). Esta última, variável a ser controlada pela velocidade de rotação do

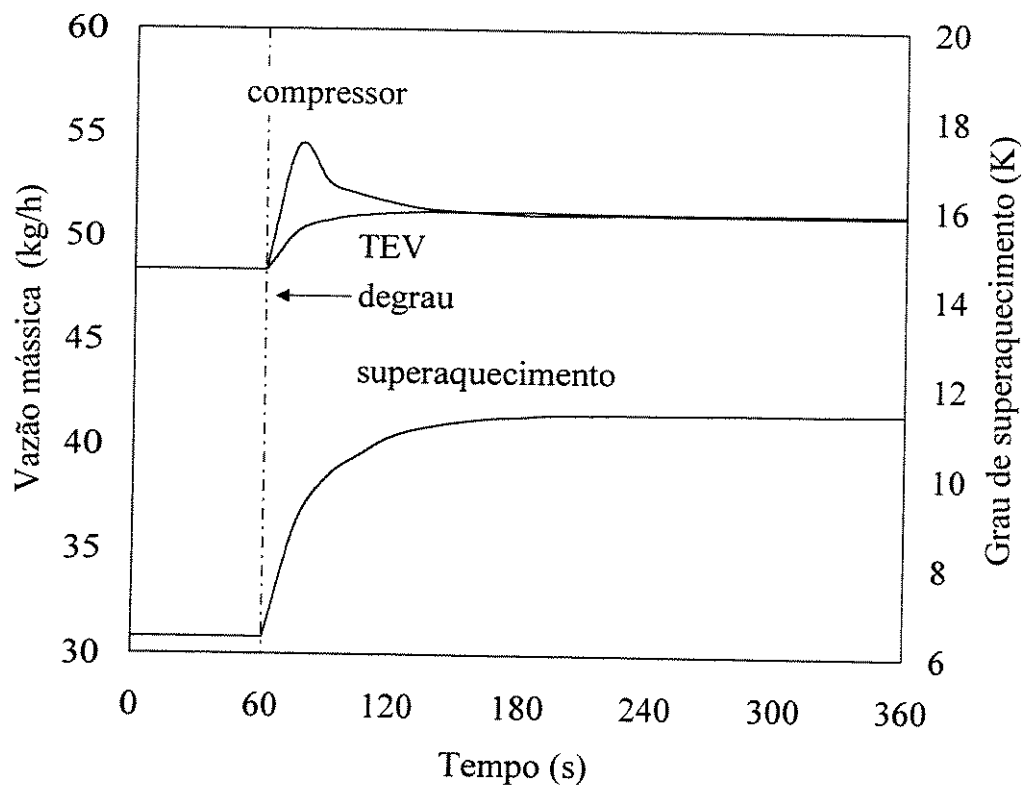


Figura 5.3 : Evoluções temporais das vazões mássicas impostas pelo compressor e pela válvula de expansão e do grau de superaquecimento.

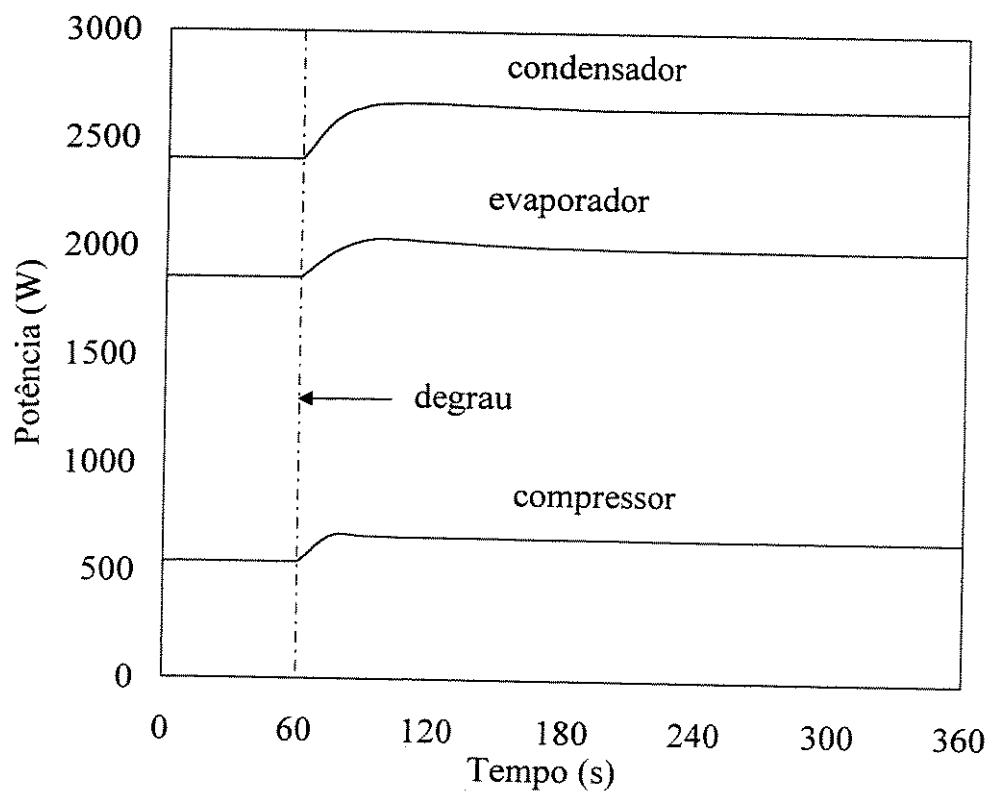


Figura 5.4 : Evoluções temporais das potências de aquecimento, refrigeração e consumida pelo compressor.

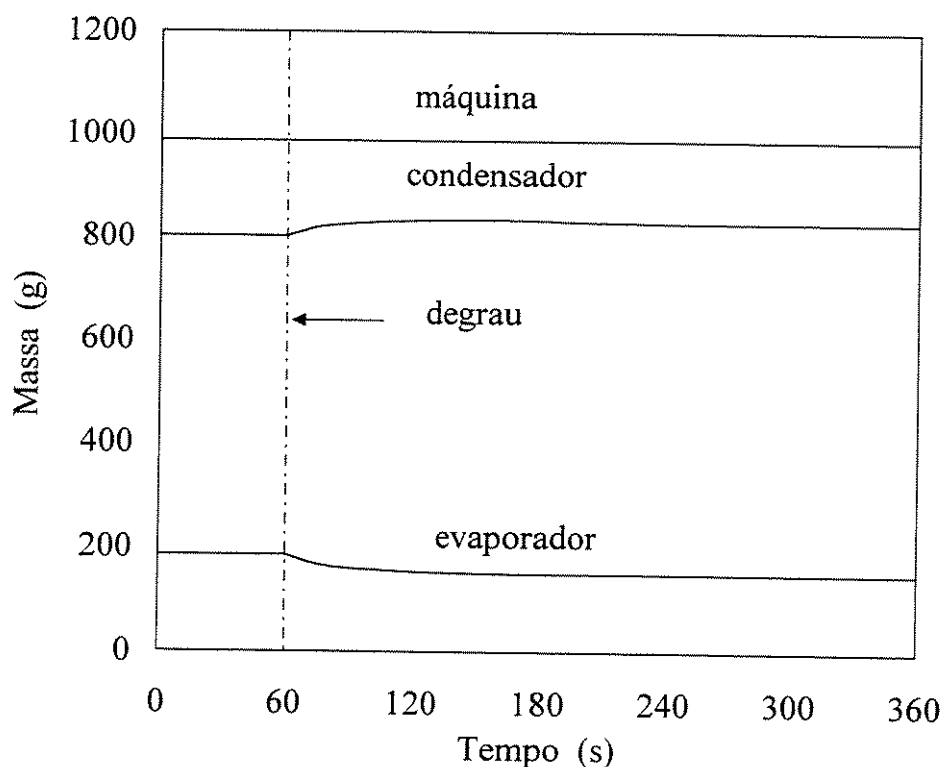


Figura 5.5 : Evoluções temporais da massa de fluido refrigerante nos trocadores de calor e na máquina.

compressor, depende essencialmente da vazão mássica do fluido refrigerante. Em consequência, o aumento da potência de refrigeração observado é proporcional ao aumento da vazão mássica do fluido refrigerante (potência refrigerante e vazão mássica aumentaram ambas em torno de 7%). Em contrapartida, a potência consumida pelo compressor depende diretamente da vazão mássica do fluido refrigerante, mas inversamente de sua densidade na saída do evaporador. Como tal densidade cresce com o aumento do grau de superaquecimento e com a redução da pressão de ebulição, a potência consumida pelo compressor aumenta de forma mais importante do que a potência refrigerante (em torno de 27%). Deste fato decorre uma considerável degradação do coeficiente de performance de refrigeração da máquina. Na figura 5.5 estão representadas as evoluções temporais da massa de fluido refrigerante no evaporador no condensador e na máquina. Conforme observado na figura 5.3, logo após o aumento da velocidade do compressor existe uma transferência de massa de fluido refrigerante do evaporador para o condensador.

A título de comparar os resultados obtidos pelos modelos com resultados experimentais apresentados por Wang (1991), foi realizada uma simulação similar a descrita

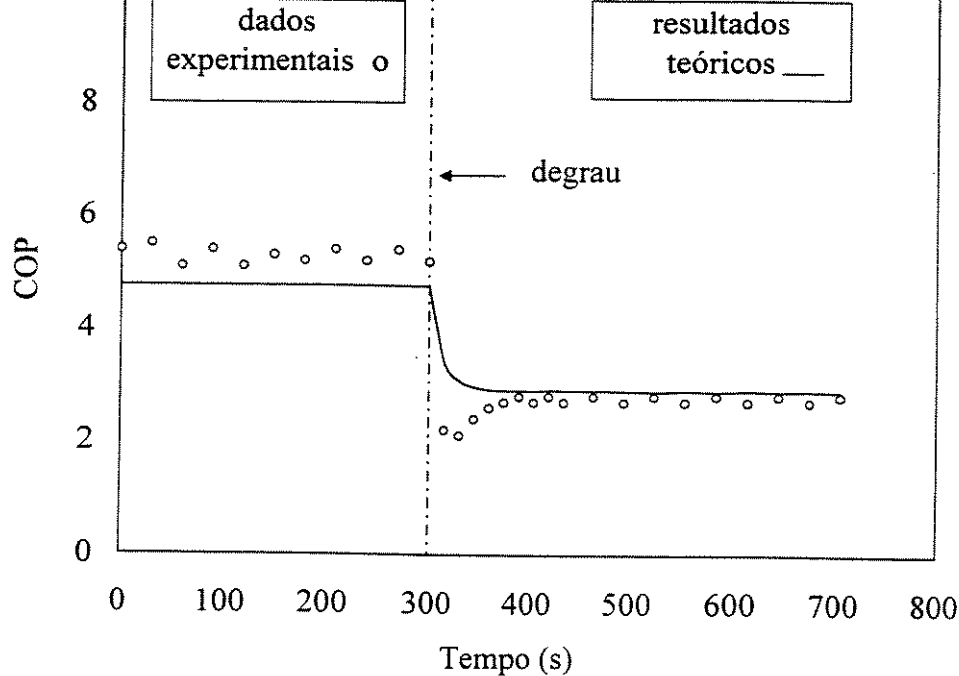


Figura 5.6 : Comparação entre resultados teóricos e dados experimentais obtidos por Wang (1991), para representar o comportamento do COP em resposta a um aumento da velocidade do compressor de 712 a 1463 RPM.

no parágrafo precedente, adequando os dados da simulação numérica aos valores utilizados experimentalmente. A figura 5.6 representa a degradação experimental e teórica do COP de refrigeração para uma variação do tipo degrau da velocidade de rotação do compressor de 712 rpm para 1463 rpm. O fluido frigorífico utilizado neste caso foi o R12. Pode-se observar que existe uma boa concordância entre os valores calculados pelos modelos numéricos aqui apresentados e aqueles valores experimentais apresentados por Wang.

As figuras 5.7, 5.8 e 5.9 representam o comportamento do sistema para uma redução de 20% do tipo degrau na seção de escoamento da válvula de expansão, estando a máquina operando inicialmente em regime permanente. Na figura 5.7 estão representadas as evoluções temporais das vazões mássicas do fluido frigorífico impostas pelo compressor e pela válvula de expansão bem como o grau de superaquecimento do fluido frigorífico na saída do evaporador. Na figura 5.8 estão representadas as evoluções temporais da potência consumida pelo compressor e a de refrigeração (calculada relativamente ao fluido secundário). Na figura 5.9 estão representadas as evoluções temporais da massa de fluido frigorífico no evaporador

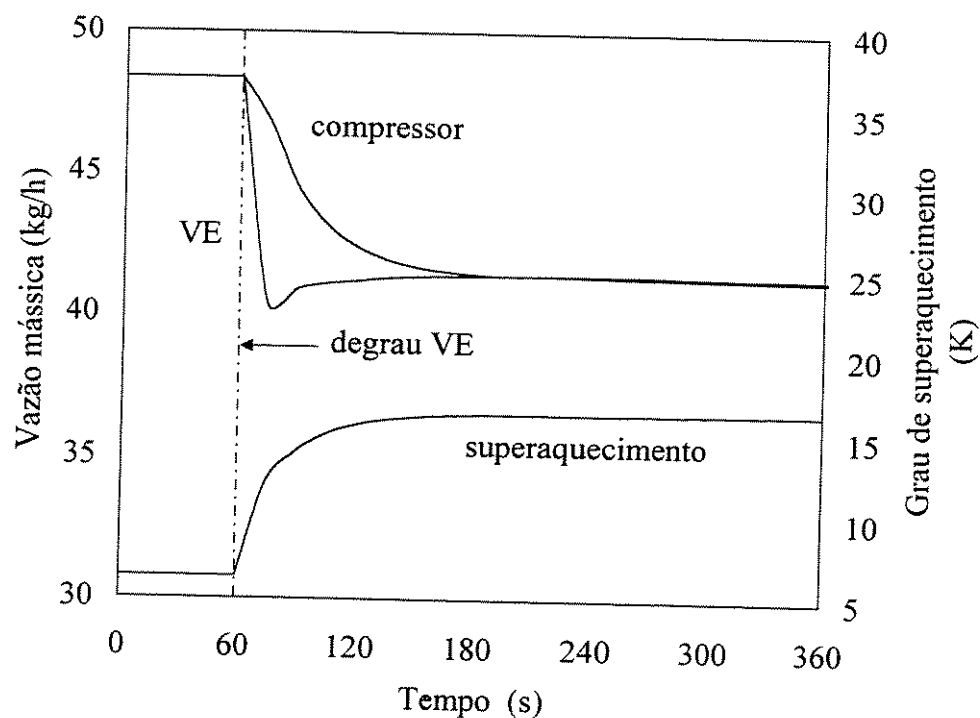


Figura 5.7 : Evoluções temporais das vazões mássicas e grau de superaquecimento em resposta a uma redução de 20% na seção de escoamento da válvula de expansão.

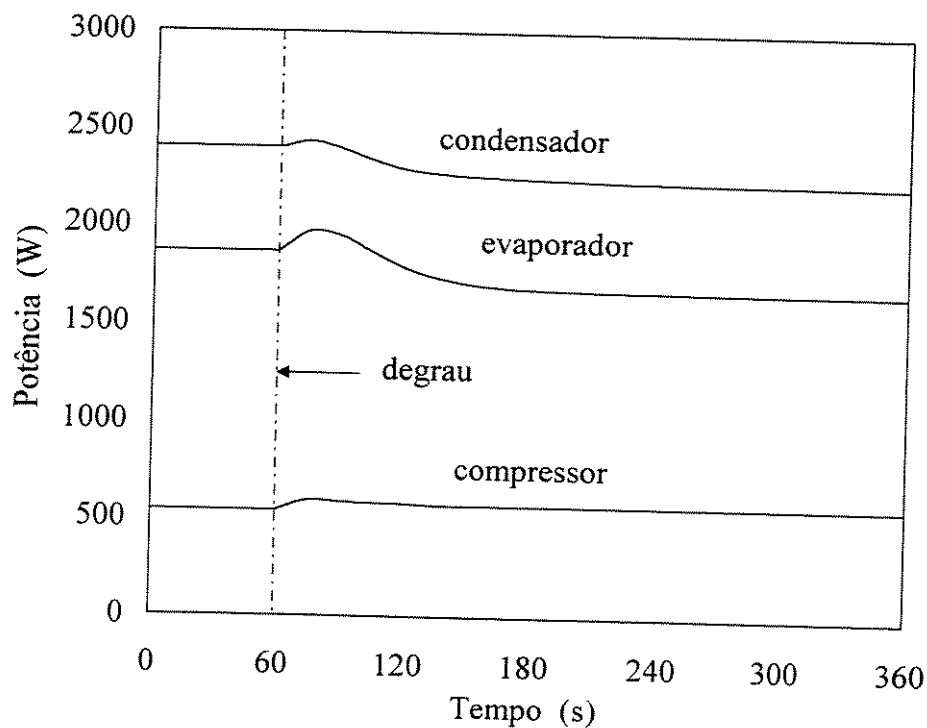


Figura 5.8 : Evoluções temporais das potências de aquecimento, refrigeração e consumida pelo compressor em resposta a uma redução de 20% na seção de escoamento da válvula de expansão.

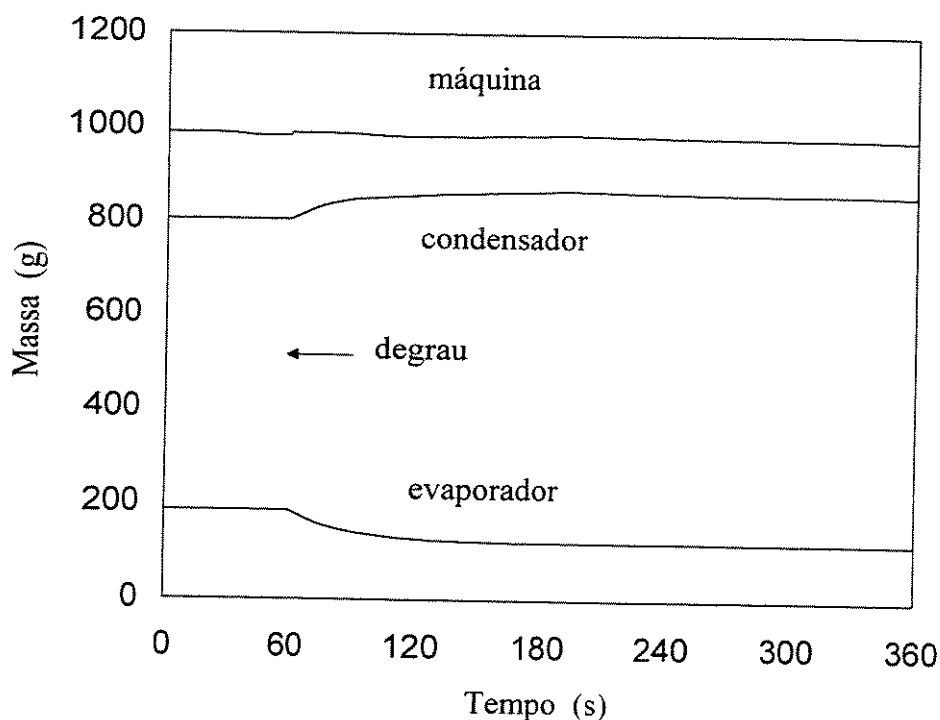


Figura 5.9 : Evoluções temporais da massa de fluido refrigerante nos trocadores de calor e na máquina em resposta a uma redução de 20% na seção de escoamento da válvula de expansão.

no condensador e na máquina. Tais evoluções são explicadas pelos mesmos argumentos utilizados na análise realizada para as figuras 5.3, 5.4 e 5.5. Nota-se que a redução imposta à seção de escoamento da válvula de expansão causou um aumento no grau de superaquecimento na saída do evaporador, contribuindo para aumentar ainda mais a degradação do COP da máquina. Portanto, conforme foi constatado em item precedente, o aumento da potência frigorífica a partir da velocidade de rotação do compressor, implica no aumento do grau de superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador e na consequente degradação do coeficiente de performance da máquina. Assim é necessário que a seção de escoamento da válvula de expansão seja aumentada com o objetivo de corrigir este fato. Apresenta-se a seguir os resultados obtidos a partir de uma simulação na qual a válvula de expansão é acionada com este objetivo.

As figuras de 5.10 a 5.14 representam o comportamento do sistema para um aumento de 10% do tipo degrau na seção de escoamento da válvula de expansão. Estas evoluções iniciam-se em torno do instante de tempo igual a 300 segundos. As evoluções correspondentes à resposta do sistema à variação da rotação do compressor encontram-se

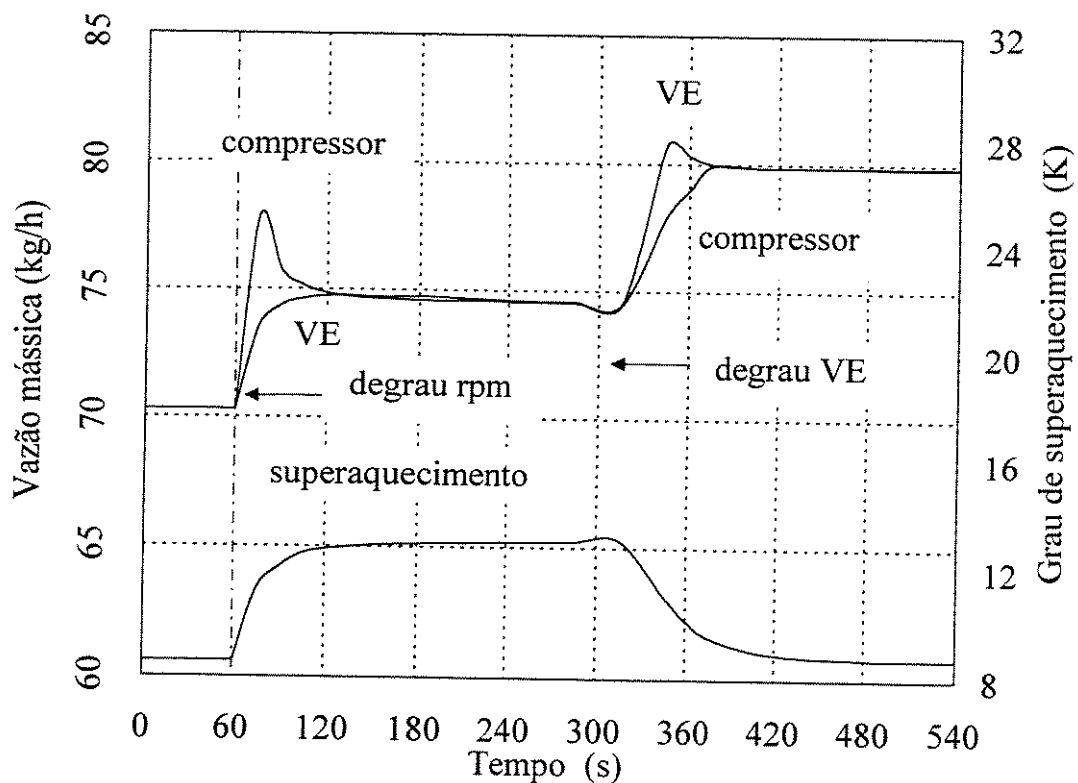


Figura 5.10 : Evoluções das vazões mássicas e superaquecimento em resposta a variações da velocidade do compressor e da seção de escoamento da válvula de expansão.

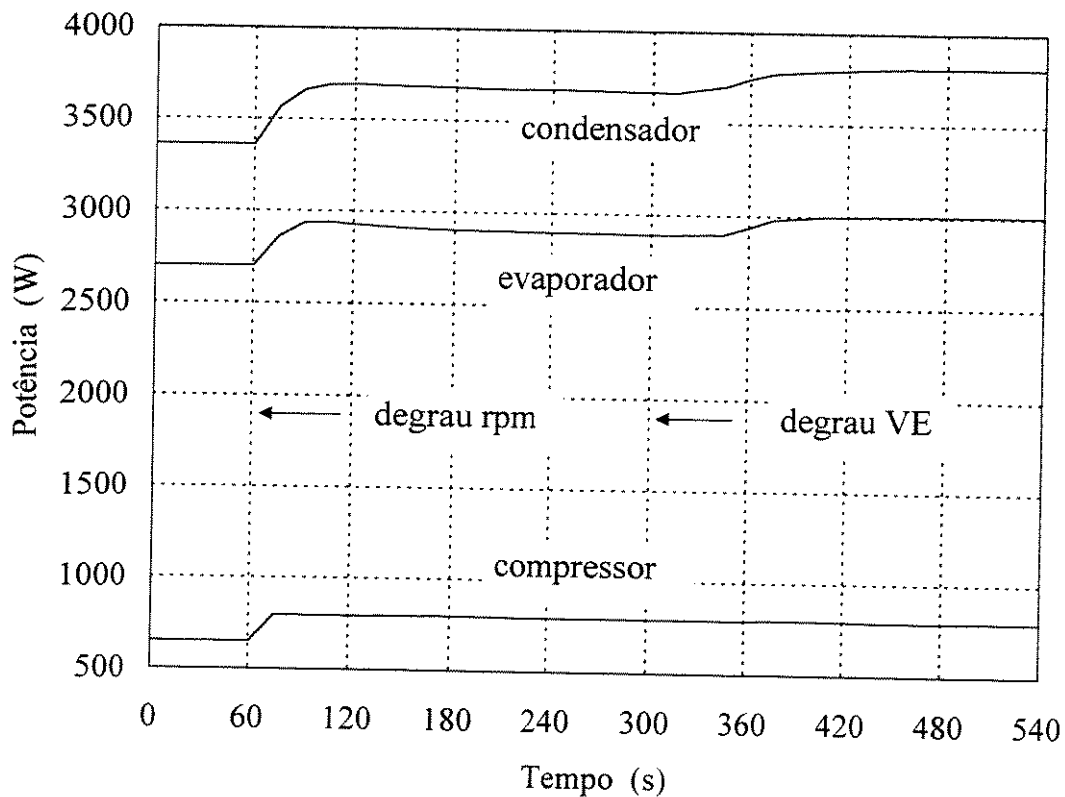


Figura 5.11 : Evoluções das potências em resposta a variações da velocidade do compressor e da seção de escoamento da válvula de expansão.

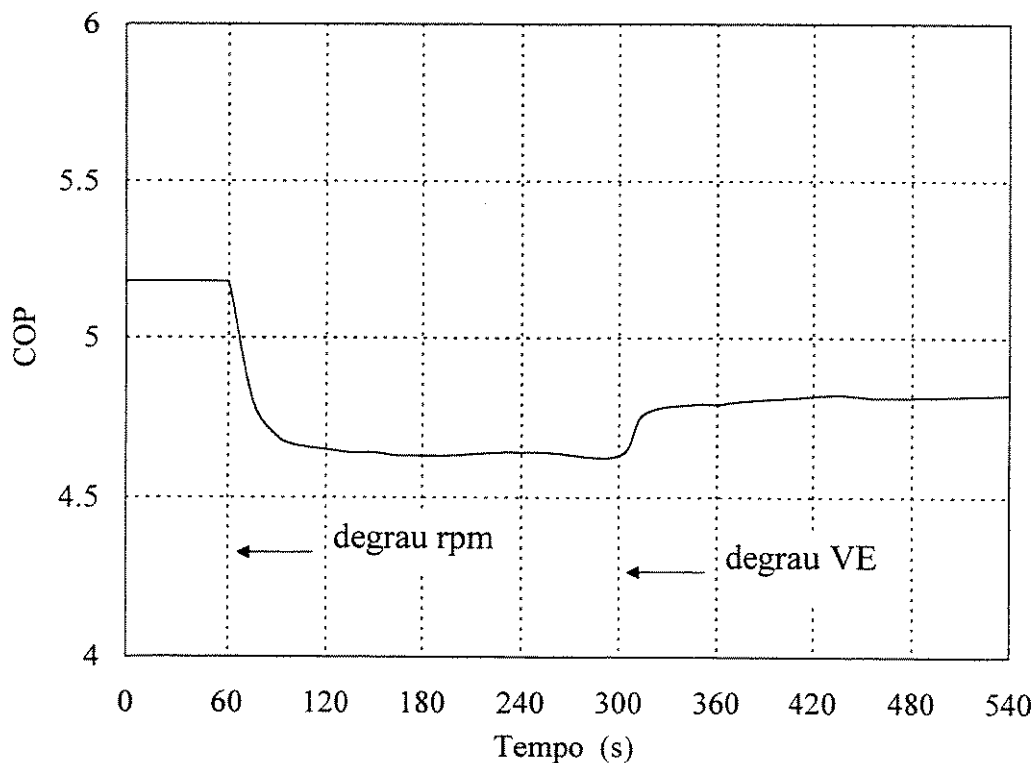


Figura 5.12 : Evolução do COP da máquina em resposta a variações da velocidade do compressor e da seção de escoamento da válvula de expansão.

também representadas nestas figuras. As figuras de 5.10 a 5.14 referem-se às mesmas grandezas analisadas no item precedente. Nota-se na figura 5.10 que logo após o aumento na seção da válvula de expansão, houve um significativo aumento da vazão mássica de fluido tanto na entrada como na saída do evaporador assim como uma redução importante no grau de superaquecimento do fluido na saída do evaporador. Nos primeiros instantes subsequentes a abertura da válvula de expansão, a vazão mássica neste componente aumenta significativamente, permitindo a transferência de líquido do condensador para o evaporador. Com o aumento de líquido no evaporador, o comprimento da região de ebulição aumenta e o grau de superaquecimento do fluido refrigerante diminui. Ainda como consequência da migração de massa, tem-se a diminuição da pressão de condensação, o aumento da pressão de ebulição e as diminuições da razão e da diferença entre estas pressões. O aumento inicial na vazão imposto pela válvula é uma consequência do aumento de sua seção de escoamento. O ponto de máximo e a posterior estabilização desta vazão é explicada pela diminuição da diferença entre as pressões de ebulição e de condensação. A vazão imposta pelo compressor aumenta até se igualar à vazão imposta pela válvula de expansão em razão do aumento da densidade do fluido refrigerante e da redução da razão entre as pressões de ebulição e de

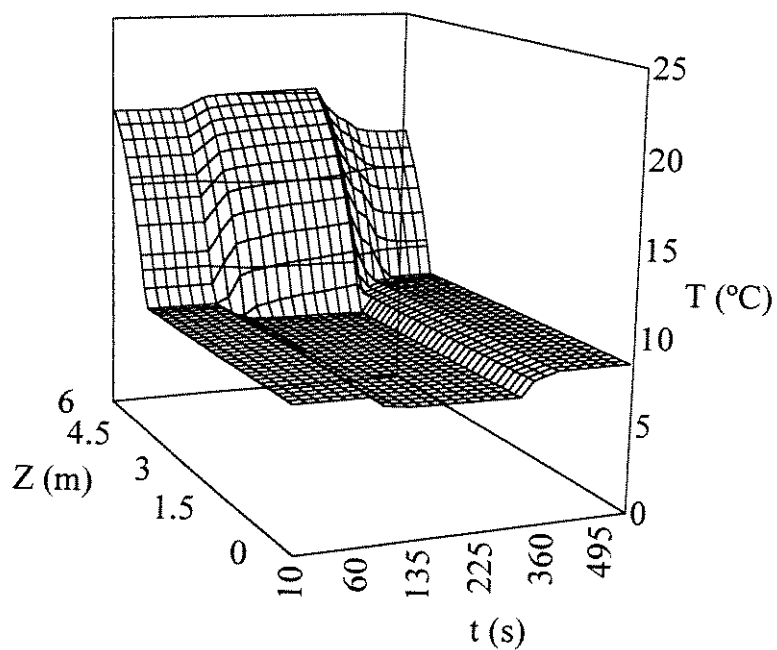


Figura 5.13 - Evolução da temperatura de ebulição em resposta a variações do tipo degrau na velocidade do compressor e na seção de escoamento da válvula de expansão.

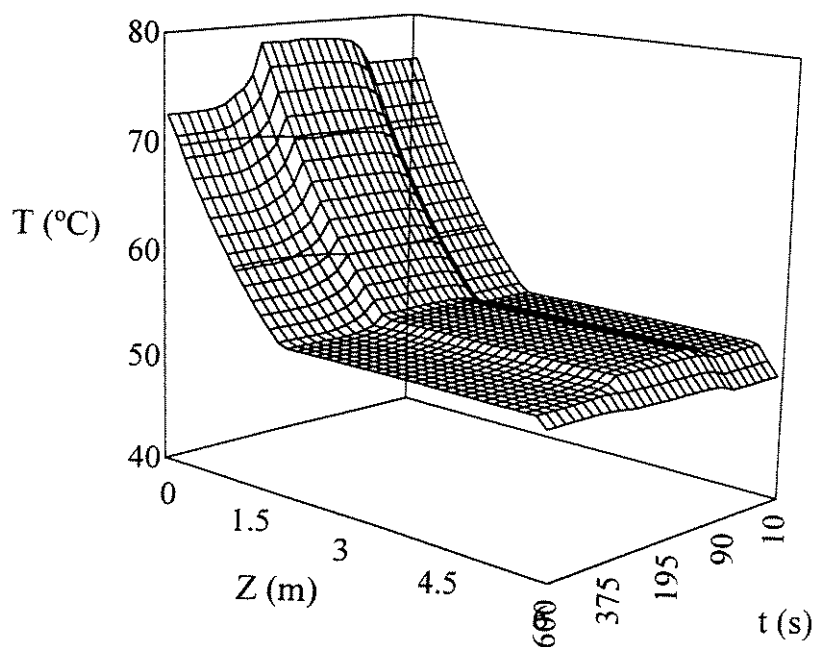


Figura 5.14 - Evolução da temperatura de condensação em resposta a variações do tipo degrau na velocidade do compressor e na seção de escoamento da válvula de expansão.

condensação. Como consequência do aumento da vazão de fluido frigorífico no sistema, observa-se o aumento das potências frigorífica e de aquecimento, de acordo com a figura 5.11. Apesar do aumento desta vazão, a variação de entalpia imposta ao fluido frigorífico no compressor diminui, o que justifica a quase constância da potência neste componente (figura 5.11). A diminuição desta variação de entalpia é causada pelo aumento da densidade do fluido frigorífico na saída do evaporador e pela diminuição da razão entre as pressões de ebulição e de condensação. Finalmente, observamos na figura 5.12 a recuperação parcial do coeficiente de performance do sistema, objetivo principal desta operação. O aumento deste coeficiente se deve ao aumento da potência frigorífica associado à constância apresentada pela potência do compressor. Naturalmente, as intervenções sobre a rotação do compressor e a seção de escoamento da válvula devem ser repetidas alternadamente até que se obtenha a potência frigorífica desejada associada a um grau de superaquecimento adequado, garantindo um bom desempenho do sistema. Finalmente nas figura 5.13 e 5.14, são representadas as evoluções espaciais e temporais das temperaturas do fluido frigorífico no interior do evaporador e do condensador. As análises destas figuras confirmam as evoluções citadas anteriormente, tais como o aumento (diminuição) da região de ebulição subsequente ao aumento de rotação do compressor (aumento da seção de escoamento da válvula).

5.3.3 Simulação de uma bomba de calor

O modelo numérico em regime transiente, descrito no capítulo 4, foi utilizado para simular o comportamento térmico de uma bomba de calor para aquecimento de água de uso residencial. A geometria da bomba de calor simulada é a mesma do sistema de refrigeração descrita no capítulo 3. O fluido frigorífico utilizado neste caso foi o R12. Na figura 5.15 são apresentados os resultados obtidos em uma das simulações realizadas onde a água em um reservatório com 100 litros de capacidade foi aquecida continuamente de 20°C até 50°C. A temperatura do fluido secundário no evaporador (água-etileno-glicol), foi aumentada continuamente de sorte a garantir um bom desempenho do sistema. Pode-se observar nesta figura que o tempo necessário para a água se aquecer de 20°C até 50°C foi de 63 minutos, tempo equivalente aos apresentados em tabelas para aquecedores residenciais por resistência elétrica de mesma capacidade, de dois tradicionais fabricantes em Minas Gerais. É importante salientar que a performance de bombas de calor pode ser sensivelmente melhorada pela

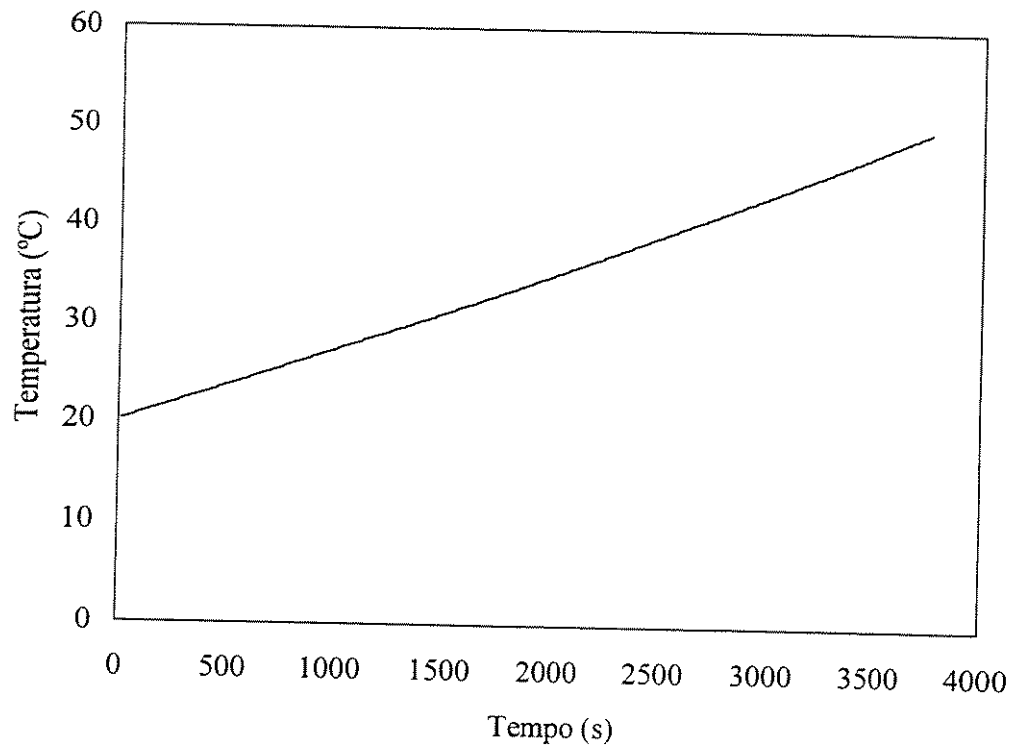


Figura 5.15 : Evolução da temperatura da água no reservatório de uma bomba de calor.

utilização de água de rejeitos como fluido secundário no evaporador, conforme estudo realizado por Koury (1994) e França (1995).

5.4 Conclusões

Neste capítulo foram utilizados os dois modelos numéricos apresentados nos capítulos 3 e 4 para simular o comportamento da máquina de compressão de vapor operando em regime permanente e em regime transiente. Para cada uma das simulações foi elaborado previamente um estudo para determinação dos passos espacial (transiente e permanente) e temporal (transiente) utilizados nas equações dos modelos. Inicialmente, foram realizadas simulações com o objetivo de estudar a partida da máquina. Foram realizadas também simulações com o objetivo de estudar a resposta do sistema causada por variações do tipo degrau impostas à velocidade do compressor e à seção de escoamento da válvula de expansão. Finalmente, realizou-se um estudo de utilização da máquina de compressão a vapor para o aquecimento de água de uso doméstico.

Capítulo 6

Conclusões

A substituição dos fluidos frigoríficos agressivos á camada de ozônio e que contribuem para o aumento do “efeito estufa”, assim como o controle das potências frigorífica e de aquecimento em máquinas de compressão a vapor, são problemas que despertam atualmente um interesse mundial. A análise puramente experimental destes problemas é onerosa ou tecnicamente difícil. O estudo experimental da substituição dos refrigerantes nocivos à camada de ozônio exige em geral testes com diversos fluidos alternativos, implicando na troca constante de componentes da máquina. Com a utilização de modelos numéricos, diversos fluidos frigoríficos e diferentes componentes da máquina poderiam ser testados pela simples troca de valores do banco de dados do problema. Da mesma forma, na otimização da regulação dos sistemas de refrigeração onde os algoritmos de controle vêm sendo determinados experimentalmente, o uso de modelos numéricos, ainda incipiente nesta área, pode contribuir significativamente para a obtenção destes algoritmos. Este estudo teve como objetivo elaborar modelos numéricos e utilizar os mesmos para simular o comportamento de uma máquina frigorífica de pequeno porte utilizando um fluido frigorífico não nocivo a camada de ozônio assim como estudar a regulação da mesma por um dispositivo mais eficiente que o do tipo liga-desliga.

Para analisar o comportamento de máquinas de compressão a vapor é necessário estudar os mecanismos de transferência de calor, de massa e de quantidade de movimento do fluido

frigorífico. O conhecimento das leis que regem estes fenómenos assim como do estado da arte de modelos numéricos para simular o comportamento de máquinas de compressão a vapor é indispensável para a construção dos modelos supra citados. O segundo capítulo deste trabalho apresenta em sua primeira parte uma revisão bibliográfica sobre modelos utilizados para simular o funcionamento de máquinas de compressão a vapor. Estes modelos podem ser classificados em duas grandes categorias : indutivos e dedutivos. Os modelos indutivos são elaborados a partir de aproximações experimentais enquanto que os dedutivos são estabelecidos com o auxílio das equações de balanço de energia, de massa e de quantidade de movimento. Tanto os modelos indutivos quanto os dedutivos são geralmente elaborados sob a forma de módulos que representam cada um dos principais componentes da máquina. Deu-se maior destaque aos modelos utilizados para simular o comportamento de condensadores e evaporadores, tendo em vista que os outros componentes são geralmente modelados de forma simplificada. A segunda parte do capítulo 2 é dedicada à apresentação dos mecanismos de transferência de calor, de massa e de quantidade de movimento que existem em condensadores e em evaporadores de máquinas de compressão a vapor. Foi apresentado um resumo das principais correlações utilizadas para calcular os coeficientes de transferência de calor por convecção, a fração de vazio e as perdas de pressão em escoamentos monofásicos e bifásicos para os fluidos frigorífico e secundário.

O terceiro capítulo deste trabalho apresenta um modelo dedutivo do tipo multizonas para simular o comportamento em regime permanente de uma máquina de compressão a vapor. Este modelo foi construído com base em uma estrutura modular, na qual cada módulo representa o modelo específico de um dos componentes do sistema, a saber : compressor, trocadores de calor (condensador e evaporador) e válvula de expansão. Os modelos dos trocadores de calor utilizam correlações extraídas da literatura para calcular os coeficientes locais de transferência de calor por convecção entre as paredes dos tubos e os fluidos frigorífico e secundário, assim como as perdas de pressão devido ao atrito e fração de vazio. A escolha destas correlações foi feita a partir da comparação dos resultados teóricos das mesmas com valores experimentais retirados da literatura. Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção nas regiões de escoamento monofásico foi adotada a correlação de Dittus-Boelter. Para o cálculo destes coeficientes nas regiões de escoamento

bifásico foram adotadas as correlações de Chen e de Shah para a ebulição e para a condensação, respectivamente. A correlação de Lockhart-Martinelli foi adotada para calcular as perdas de pressão devido ao atrito nas zonas de escoamento bifásico. A correlação de Hughmark foi adotada para o cálculo da fração de vazio nas regiões de escoamento bifásico.

O quarto capítulo deste trabalho apresenta um modelo dedutivo do tipo multizonas para simular o comportamento em regime transiente de uma máquina de compressão a vapor. As correlações utilizadas para avaliar os mecanismos de transferência nos trocadores de calor são as mesmas utilizadas no modelo permanente. As variáveis de entrada do modelo transiente são as mesmas do modelo permanente, acrescidas dos perfis espaciais das grandezas do sistema no instante zero. O procedimento para a resolução das equações dos trocadores de calor é idêntico aquele utilizado no modelo permanente. Entretanto, o algoritmo de cálculo do modelo da máquina é substancialmente diferente do modelo permanente, tendo em vista as variações da vazão do fluido refrigerante ao longo dos trocadores de calor.

No quinto capítulo deste trabalho foram utilizados os dois modelos numéricos apresentados no terceiro e quarto capítulos para simular o comportamento da máquina de compressão de vapor operando em regime permanente e em regime transiente. Para cada uma das simulações foi elaborado previamente um estudo para a determinação dos passos espacial (transiente e permanente) e temporal (transiente) utilizados nas equações dos modelos. Inicialmente, foram realizadas simulações com o objetivo de estudar a partida da máquina, estando todo o sistema em equilíbrio térmico com o meio ambiente. Foram realizadas também simulações com o objetivo de estudar a resposta do sistema causada por variações do tipo degrau impostas à velocidade do compressor e à seção de escoamento da válvula de expansão, estando o sistema operando em regime permanente. Finalmente, realizou-se um estudo de utilização da máquina de compressão a vapor para o aquecimento de água de uso doméstico.

As simulações realizadas permitiram concluir que os modelos numéricos elaborados neste trabalho podem ser uma ferramenta bastante útil nos estudos de substituição dos tradicionais fluidos refrigerantes e na otimização do controle das potências frigorífica e de refrigeração.

As seguintes sugestões são apresentadas para continuação deste trabalho :

- Validação experimental dos modelos numéricos desenvolvidos e apresentados neste trabalho. Estas validações serão realizadas com a utilização do protótipo e do banco de ensaios que atualmente está sendo construído no DEMEC-UFMG com o suporte financeiro da FAPEMIG (projeto TEC 2067/96).
- Elaboração de um algoritmo de controle para as potências frigorífica e de aquecimento que permita a determinação a cada instante da rotação do compressor e da seção de escoamento da válvula de expansão para cada necessidade das potências supra citadas.
- Elaboração de subrotinas que permitam aos modelos em questão simular o comportamento de máquinas a compressão de vapor utilizando substâncias puras naturais como fluidos frigoríficos, como por exemplo alguns hidrocarbonetos (propano, butano e isobutano).
- Elaboração de subrotinas que permitam aos modelos em questão simular o comportamento de máquinas a compressão de vapor utilizando misturas não azeotrópicas (para as quais os processos de ebulição e de condensação não ocorrem com temperatura constante) como fluidos frigoríficos.
- Estudo de sistemas de refrigeração por compressão a vapor utilizando o dióxido de carbono (CO_2) como fluido frigorífico.

Referências Bibliográficas

Akers, W.W., Dean, H.A., Crosser, O.K. Condensing heat transfer within horizontal tubes. Chem. Eng. Prog., Symp. Series, 1959, vol 55, n° 29, p. 171-176.

Belth, M.L., Tree, D.R. Design and preliminary analysis for measuring transient mass rate of flow in unitary heat pumps. ASHRAE Transactions, 1986, vol. 92, n° 1b, p. 843-853.

Broersen, P.M.T., Van Der Jagt, M.F.G. Hunting of evaporators controlled by a thermostatic expansion valve. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1980, vol. 102, p. 130-135.

Carey, V.P. Liquid - vapour phase - change phenomena. Bristol : Taylor & Francis, 1992, 645 p.

Chato, J.C. Laminar condensation. ASHRAE Journal, 1962, vol. 4, p. 52-60.

Chen, J.C. A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. ASME, 1964, n° 63-HT-341, p. 5-11.

Chen, S.L., Gerner, F.M., Tien, C.L. General film condensation correlations. Experimental Heat Transfer, 1987, vol. 1, p. 93-107.

Chi, J., Didion, D. A simulation model of the transient performance of a heat pump. International Journal of Refrigeration, 1982, vol. 5, n° 3, p. 176-184.

Collier, J.G., Thome, J.R. Convective boiling and condensation. 3rd Edition, Great Britain : Oxford Science Publications, 1994, 596 p.

Danig, P. Líquid regulation by thermostatic expansion valves. Journal of Refrigeration, IIR, may-june, 1963.

Domanski, P.A., Didion, D. A., Mulroy, W.J., Parise, J. A simulation model and study of hydrocarbon refrigerants for residential heat pump systems. Refrigeration Science and Technology, IIF-IIR,05, 1994, Hannover, Germany. Proceedings, 1994, vol. 1, p.339-354.

Eckels, S. J., Pate, M. B. In-tube evaporation and condensation of refrigerant-lubricant mixtures of HFC-134 a and CFC-12. ASHRAE Transactions, 1991, vol. 97, part 2, p. 62-71.

Eckels, S. J., Doerr, T. M., Pate, M. B. In-tube heat transfer and pressure drop of R134a and ester lubricant mixtures in a smooth tube and a micro-fin tube : part 1-evaporation. ASHRAE Transactions, 1994, vol. 100, part 2, p. 265-282.

Foster, H.K., Zuber, N. Dynamics of vapour bubbles and boiling heat transfer. AIChE Journal, 1955, vol. 1, n° 4, p. 531-535.

França, G. A. C., Koury, R. N. N., Rocha, N. R., Machado, L. Análise e simulação de um sistema de aquecimento de água utilizando bomba de calor. Congresso Ibero-Americano de ar-condicionado e refrigeração, ABRAVA-ASHRAE, São Paulo, p. 287-294, 1995.

Gosse, J. Guide technique de thermique. Paris, Dunod, 1981. 244 p.

Guglielmini, G., Nannei, E., Pisoni, C. Survey of heat transfer correlation for refrigerants evaporating in tubes. International Congress of Refrigeration - IIR, Moscou, Session 3 - B1.2, 1975, p. 325-333.

Haberschill, P, Lallemand, A. Modélisation d'une pompe à chaleur eau-eau. Etude de la charge optimale. Revue Générale de Thermique, 1986, n° 290, p. 69-80.

Hamilton, J.F., Miller, J.L. A simulation program for modeling an air-conditioning system. ASHRAE Transactions, 1990, vol. 96, part 1, p.213-221.

Hargreaves, M.R.O., James, R.W. A model of a marine chilled water plant for microprocessor control development. The Institute of Refrigeration at the Institute of Marine Engineering, 76 Mark Lane, London, Session 1979-1980, p. 1-10.

Hetsroni, G. Handbook of multiphase systems. New-York : Hemisphere Publishing Corporation, 1982, 1466 p.

Hwang, Y. J., Judge, J., Radermacher, R. Experiences with refrigerant mixtures. ASHARE Transactions, part 1, 1997, p.765-776.

Hwang, Y. J., Kim, H. Y. Experimental and theoretical studies on the transient characteristics during speed up of inverter heat pump. Proceedings of 1998 International Refrigeration Conference at Purdue, Purdue University, July 14-17, 1998, p.189 - 194.

Inlow, S., Groll, E. A. A performance comparison of secondary refrigerants. Proceedings of 1996 International Refrigeration Conference at Purdue, Purdue University, July 23-26, 1996, p.357 - 362.

Ismail, K. A. R., Koury, R. N. N., Machado, L. Thermal evaluation of a vapor compression system using R22 and propane. Proceedings of Natural Working Fluids Conference - IIR, Oslo - Norway, p. 605-614, 1998.

James, R.W., Marshall, S.A. Dynamic analysis of a refrigeration system. Proc. Inst. Refrigeration, 1973, vol. 70, p. 13-24.

James, R.W., Marshal, S.A. Dynamic analysis of an industrial refrigeration system to investigate capacity control. Proc. Inst. Mechanical Engineerings, 1975, vol. 189, p. 437-444.

Jia, X., Tso, C.P., Chia, P.K., Jolly, P.A. A distributed model for prediction of the transient of na evaporator. International Journal of Refrigeration, 1995, vol. 18, n° 5, p. 336-342.

Jung,D.S., Radermacher, R. Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerants, International Journal of Refrigeration, 1991, vol. 14, p. 223-232.

Koury, R. N. N., França, G. A. C., Rocha, N. R. Bomba de calor versus resistência elétrica : um estudo comparativo. Congresso Brasileiro Norte-Nordeste de Engenharia Mecânica, ABCM, p. 130-133, 1994.

Koury, R. N. N., Machado, L., França, G. A. C., Ismail, K. A. R. Modelagem de uma máquina frigorífica operando com o R12 e o R134a. Congresso Brasileiro Norte-Nordeste de Engenharia Mecânica, ABCM, p. 235-242, 1998.

Kruse, H., Upmeier, B. Saving of energy by applying optimum conditions to stead-state and dynamic behavior of refrigeration components and installations. IIR commission B2, Dresde, september 1984, p.239-261.

Kuijpers, L., Janssen, M., Wit, J. Experimental verification of liquid hold-up predictions in small refrigeration heat exchangers. 17th International Congress of Refrigeration, Viènnne, 1987, p. 307-315.

Lemos, M.J.S., Zapparoli, E.L. Steady-state numerical solution of vapour compression refrigeration units. International Refrigeration Conference at Purdue, 1996,vol. 1, p. 235-240.

Lockhart, R.W., Martinelli, R.C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes. Chemical Engineering Progress, 1949, vol. 45, n° 1, p. 39-48.

MacArthur, J. W. Analytical representation of the transient energy interactions in vapour compression heat pumps. ASHRAE Transactions, 1984, vol. 90, part 1b, p. 982-996.

MacArthur, J. W., Grald, E. W. Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data. International Journal of Refrigeration, 1989, vol. 12, p. 29-41.

Machado, L., Outtagarts, A., Haberschill, P., Lallemand, M. Estudo experimental do comportamento em regime transiente de um evaporador de uma máquina frigorífica. XIII Congresso Brasileiro de Engenharia mecânica, Belo Horizonte, 1995, anais em CD.

Maliska, C. R. Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional. LTC Editora, 1995, 424 p.

Mongey, B., McMullan, J.T., McNerlin, M.G. An examination of hydrocarbon mixtures for use in high temperatures heat pump applications. Applications for Natural Refrigerants, IIR Conference, 1996, vol. 1, p. 11.11-11.15.

Murphy, W.E., Goldschmidt, V.W. Cycling characteristics of a residential air conditioner. Modeling of shutdown transients. ASHRAE Transactions, 1986, vol. 92, part 1^a, p. 186-201.

Murphy, W.E., James, R.W. Dynamic analysis of an industrial refrigeration system to investigate capacity control. Proceedings Inst. Mechanical Engineering, 1975, vol. 189, p. 437-444.

Najork, H. Investigations of the dynamic behavior of evaporators with thermostatic expansion valve. XIIIth International Congress of Refrigeration, Washington, 1971, vol. 2, p. 759-769.

Nilson, S.N. Condensation inside horizontal tubes : heat transfer and fluid flow. Proceedings of 13th. International Congress of Refrigeration, 1971, vol. 2, p. 211-221.

- Otaki, T. Holding refrigerant in refrigeration unit. 13th International Congress of Refrigeration, Washington, 1973, p. 535-544.
- Outtagarts, A., Haberschill, P., Lallemand, A. Etude des lois de commande adaptatives utilisables pour des détenteurs électroniques de machines frigorifiques. XIXth Cong. Int. Refrigeration, 1995, Netherlands, vol. IIIa, p. 421-428.
- Outtagarts, A., Haberschill, P., Lallemand, A. Comportement dynamique d'un évaporateur de machine frigorifique soumis à des variations de débit. Etude des lois de commande adaptatives utilisables pour des détenteurs électroniques de machines frigorifiques. XIXth Cong. Int. Refrigeration, 1995, Netherlands, vol. IIIa, p. 413-420.
- Özisik, M.N., Heat transfer, a basic approach. New-York : McGraw-Hill, 1985. 780 p.
- Panday, P.K. Condensation en film. Ecole d'été du Groupement Universitaire de Thermique : Transfert de Chaleur et de Matière avec Changement de Phase, 2-11 Juillet 1990, 714 p.
- Pedersen, P. H. Commercial refrigerators and freezers with isobutane. Natural Working Fluids 98 - IIR, Oslo, June 2-5, 1998, p.584-592.
- Rice, C.K. The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge predictions. ASHRAE Transactions, 1987, vol. 93, part 1, p. 341-367.
- Rigola, J., Pérez-Segarra, C. D., Garcia-Valadares, O. Numerical study and experimental validation of a complete vapor compression refrigerating cycle. Proceedings of 1998 International Refrigeration Conference at Purdue, Purdue University, July 14-17, 1998, p.201 - 206.
- Shah, M.M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1979, vol. 22, p. 547-556.

Shah, M.M. Chart correlation for saturated boiling heat transfer : equations and further study. ASHRAE Transactions, 1982, vol. 88, p. 73-87.

Sthapak, H., Varma, H.K., Gupta, C.P. Mass vapour fraction at the onset of dryout in a horizontal tube evaporator. XII International Congress of Refrigeration, Moscou, 1975, p. 318-324.

Sthapak, H., Varma, H.K., Gupta, C.P. Heat transfer coefficients in dry-out region of horizontal tube water heated R-12 evaporator. ASHRAE Transactions, 1976, vol. 82, part 2, p. 47-55.

Stefanuk, N.B.M., Aplevich, J.D., Renksizbulut, M. Modeling and simulation of a superheat-controlled water-to-water heat pump. ASHRAE Transactions, 1992, vol. 98, part 2, p. 172-184.

Stoeker, W.F. Stability of an evaporator-expansion valve control loop. ASHRAE Annual Meeting, Toronto, 1966, n° 2007, p.4.1-4.8.

Suwono, A., Tandian, N. P., Pasek, A. D., Hardianto, T., Soelaiman, T. A. F. Indonesian experience on hydrocarbon application as refrigerant substituting the phased-out CFC. Natural Working Fluids 98 - IIR, Oslo, June 2-5, 1998, p.557-566.

Tepe, J.B., Muller, A.C. Condensation and subcooling inside an inclined tube. Chem. Eng. Prog., Transactions Section, 1947, vol. 43, n° 5, p. 267-278.

Thonon, B. Echangeurs à plaques : dix ans de recherche au GRETh. Partie 1 : Ecoulements et transferts de chaleur en simple phase et double phase. Revue Générale de Thermique, tome 34, n° 397, janvier, 1995, p. 77-90.

Touber, S. Principles and methods for mathematical modelling. The steady-state and dynamic behavior of refrigeration components and installations. Sciences et Techniques du Froid, IIF - Commission B2, dresden, 1984, p. 163-175.

Turaga, M., Guy, R.W., Gupta, C.P. Refrigerant side heat transfer and pressure drop estimates for direct expansion coils. A review of works in North American use. *International Journal of Refrigeration*, 1985, vol. 8, p. 134-142.

Wang, H., Touber, S. Distributed and non-steady-state modelling of air cooler. *International Journal of Refrigeration*, 1991, vol. 1, p. 98-110.

Wang, H. Modelling of a refrigerating system coupled with a refrigerated room. Delft – Holland : Faculty of Mechanical Engineering, Delft University of Technology, 1991, 218p. Tese (Doutorado).

Wenxue, H., Kraft, H. A mathematical model of an evaporator based on the step exciting method. XVIIIth International Congress of Refrigeration, 1991, Montreal, p. 1231-1217.

Woodall, R. J., Bullard, C. W. Simulating effects of multispeed compressors on refrigerator/freezer performance. *ASHRAE Transactions*, part 2, 1997, p. 630-639.

Zorzini, G., Panozzo, G., Fornasieri, E. Détermination expérimentale des fonctions de transfert d'un évaporateur d'un circuit frigorifique à compression. XIVth International Congress of Refrigeration, Moscou, 1975, p. 605-614.