



SIMULAÇÃO DE SISTEMAS FRIGORÍFICOS AUTOMOTIVOS

Eng.º WILLIAMS GONZALES MAMANI

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

ORIENTADOR: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo

DEDALUS - Acervo - EESC



31100016502

São Carlos
1997



Class. TESE
Cutt. 2551
Tombo T 146/97

Area: Engenharia mecânica

st 0934132

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

Gonzales Mamani, Williams
G643s Simulação de sistemas frigoríficos automotivos
/ Williams Gonzales Mamani. -- São Carlos, 1997.

Dissertação (Mestrado). -- Escola de Engenharia
de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1997.

Área: Engenharia Mecânica.

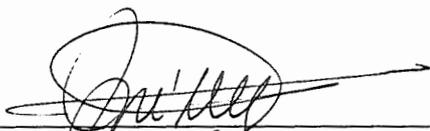
Orientador: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo.

1. Simulação. 2. Sistemas frigoríficos. 3. Ar
condicionado. 4. Automóveis. I. Título

FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro **WILLIAMS GONZALES MAMANI**

Dissertação defendida e aprovada em 08-8-1997
pela Comissão Julgadora:



10,0 (dez)

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



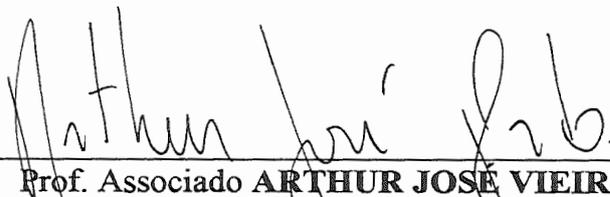
10,0 (dez)

Prof. Doutor **ANTONIO MOREIRA DOS SANTOS**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)

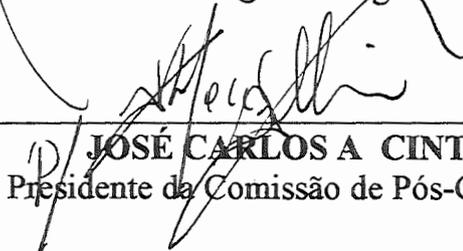


10,0 (dez)

Prof. Doutor **OTÁVIO DE MATTOS SILVEIRAS**
(Escola Politécnica - Universidade de São Paulo)



Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



JOSÉ CARLOS A CINTRA
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

De maneira especial dedico este trabalho a minha família pelo constante apoio e a todas as pessoas e empresas que colaboraram para sua conclusão.

AGRADECIMENTOS

À empresa ELECTRO AUTO S/A. (Madrid-Espanha) pela iniciativa e constante apoio na realização do presente trabalho por intermédio de seu presidente Luis M. Navarro. A todo o pessoal técnico da empresa, em especial ao Eng. José Pró e António Fernández por sua colaboração na parte experimental, também a todo o pessoal administrativo por sua simpatia.

Ao Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo pela orientação, por sua preocupação constante no desenvolvimento do trabalho, por sua amizade, e principalmente pela transmissão de conhecimentos.

Ao Prof. Dr. António Moreira por sua amizade, confiança e permanente incentivo.

A todos os colegas do Laboratório de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica, Carlos Umberto da Silva Lima, Enio Pedone Bandarra Filho, Marcelo Ianella , Gherhardt Ribatski , Richard Garcia Alves de Mello, Eraclés Durante, por seu apoio durante o trabalho.

A Magalí Fernández Camacho, Sandro Gutiérrez Samanez, Juan Carlos Horta Gutiérrez, Orlando Sarria Hernández, Diógenes Reyes Ardila, José Luis Quiroga Berazain, Luben Cabezas, Eduardo Achá Navarro, Diego Alcalá Buchón, Paulo César Chávez Araúz e a todos que me brindaram sua amizade e colaboração.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	v
LISTA DE SÍMBOLOS.....	vii
LISTA DE SUBSCRITOS.....	x
RESUMO.....	xiii
ABSTRACT.....	xiv
CAPÍTULO 1	
Introdução.....	1
1.1 Objetivos e Importância do Trabalho.....	4
1.2 Componentes do Sistema Frigorífico Automotivo	4
1.2.1 Compressor.....	4
1.2.2 Condensador.....	6
1.2.3 Evaporador.....	8
1.2.4 Dispositivo de Expansão.....	9
1.3 Levantamento Bibliográfico.....	11
1.3.1 Introdução.....	11
1.3.2 Trocadores de Calor: Generalidades.....	11
1.3.2.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor.....	12
1.3.2.2 Método NUT e a Efetividade do Trocador ϵ	13
1.3.2.3 Perda de Carga no Interior dos Dutos.....	17
1.3.2.4 Coeficiente de Transferência de Calor Interno.....	22
1.3.2.4.1 Escoamento Monofásico.....	22
1.3.2.4.2 Escoamento Bifásico.....	24
1.3.2.5 Coeficiente de Transferência de Calor Externo.....	29
1.3.3 Análise do Sistema Frigorífico Automotivo.....	32
1.3.3.1 Revisão da Simulação do Sistema Frigorífico.....	32
1.3.4 Avaliação da Pesquisa Bibliográfica.....	34
CAPÍTULO 2	
Modelo Matemático do Sistema Frigorífico.....	35
2.1 Modelo do Compressor.....	35
2.2 Modelo do Condensador.....	40
2.2.2 Região de resfriamento.....	42
2.2.3 Região de Condensação.....	44
2.2.4 Região de Sub-resfriamento.....	45
2.3 Modelo do Evaporador.....	46
2.3.2 Região de Evaporação.....	48
2.3.3 Região de Superaquecimento.....	50
2.4 Modelo da Válvula de Expansão Termostática.....	51
2.5 Troca de Calor nas Linhas.....	57

CAPÍTULO 3

3.1 Simulação do Sistema Frigorífico.....	59
3.2 Métodos de Solução do Sistema de Equações.....	61
3.2.1 Substituições Sucessivas.....	61
3.2.2 Newton-Raphson e Quasi-Newton.....	61
3.3 Desenvolvimento do Programa de Simulação.....	65
3.4 Análise dos Resultados da Simulação.....	66
3.4.1 Efeito da Rotação do Compressor no Sistema Frigorífico.....	70
3.4.2 Efeito da Temperatura de entrada do Ar no Condensador.....	74
3.4.3 Efeito da Velocidade de Entrada do Ar no Condensador.....	79

CAPÍTULO 4

Resultados Experimentais.....	85
4.1 Bancada Experimental.....	85
4.1.1 Montagem dos Transdutores de Pressão.....	88
4.1.2 Montagem dos Termopares.....	88
4.2 Sistema de Aquisição de Dados.....	89
4.3 Procedimento de Teste.....	89
4.4 Comparação dos Resultados Experimentais e Simulados.....	90
Incerteza das Medidas.....	90

CAPÍTULO 5

Conclusões e Recomendações.....	100
Referências Bibliográficas.....	104
APÊNDICE I.....	110
APÊNDICE II.....	116
APÊNDICE III.....	124

Lista de Figuras

Figura 1.1	Esquema do sistema frigorífico automotivo	2
Figura 1.2	Diagrama $p-i$ característico do ciclo de compressão a vapor utilizado no ar condicionado automotivo	3
Figura 1.3	Diagrama esquemático de um compressor de deslocamento variável SDV16 da SANDEN	5
Figura 1.4	Esquema do condensador de microcanais e fluxo paralelo conformada em alumínio usado na indústria automotiva	6
Figura 1.5	Esquema da distribuição das regiões de escoamento do refrigerante ao passar pelo condensador de microcanais.....	8
Figura 1.6	Tipos de evaporadores utilizados na indústria automotiva.....	8
Figura 1.7	Esquema do evaporador de tubos e aletas estudado no presente projeto.....	9
Figura 1.8	Corte transversal da válvula de expansão termostática automotiva EGELHOF de 2 kW de Capacidade de refrigeração.....	10
Figura 1.9	Variação com G do coeficiente de atrito para escoamento de líquido saturado em condensadores automotivos. R134a ; $T=55$ [°C]	21
Figura 1.10	Comparação dos resultados proporcionados pelas correlações para o número de Nusselt para líquido saturado. R134a; $T=55$ [°C]; $D=0,002$ [m].	24
Figura 1.11	Coefficiente de transferência de calor local na região de mudança de fase R12; $T_{sat}=-5$ [C]; $G=500$ [kg/m ² s]; $\Phi=10$ [kw/m ²]; $D=0,01$ [m].....	26
Figura 1.12	Coefficiente de transferência de calor local na região de condensação. $G=500$ [kg/s m ²], $T_{cond} = 60$ °C, R-134 ^a	28
Figura 1.13	Gráfico de comparação do coeficiente de Colburn para o ar $T=30$ [°C] ; $p=101,3$ [kPa].....	31
Figura 1.14	Gráfico de comparação do fator de Colburn para ar escoando em condensadores automotivos. $T=30$ [°C] ; $p=101,3$ [kPa].....	32
Figura.2.1	Diagrama (p,i) de um sistema frigorífico simples, admitindo compressão politrópica e real.....	39

Figura 2.2	Esquema de representação das aletas no condensador e aproximadas por uma aleta de perfil retangular.....	41
Figura 2.3	Esquema representativo da abordagem das aletas do evaporador de tubos e aletas usado na indústria automotiva.....	47
Figura 2.4	Esquema para avaliar os estados 1 e 4 no cálculo da capacidade da válvula totalmente aberta mediante o uso do catálogo dos fabricantes.....	52
Figura 2.5	Esquema da “vena contracta” considerada no modelo da válvula de expansão termostática.....	52
Figura 2.6	Coeficiente k_A simulado para a válvula de expansão termostática totalmente aberta.....	54
Figura 2.7	Pressões que atuam na superfície do diafragma da válvula de expansão termostática.....	55
Figura 2.8	Diagrama da capacidade da válvula de expansão termostática em função do superaquecimento.....	56
Figura 2.9	Representação esquemática do escoamento do fluido refrigerante pelo interior de um tubo e o fluxo do ar externo ao tubo.....	57
Figura 3.1	Gráfico ilustrativo do procedimento gráfico para obtenção dos pontos de equilíbrio do sistema frigorífico automotivo.....	59
Figura 3.2	Diagrama de fluxo de solução do sistema frigorífico pelo método de substituições sucessivas.....	62
Figura 3.3	Diagrama de fluxo do programa de solução do modelo matemático do sistema frigorífico.....	66
Figura 3.4	Efeito do número de revoluções do compressor, rpm , na vazão de refrigerante do sistema, \dot{m}_r . $T_{ae_c}=40[^\circ\text{C}]$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [°C]; HR=20%.....	70
Figura 3.5	Efeito do número de revoluções do compressor, rpm , na temperatura de condensação, T_{cond} . $T_{ae_c}=40[^\circ\text{C}]$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [°C]; HR=20%.....	71

Figura 3.6	Efeito do número de revoluções do compressor, rpm , na capacidade do condensador, \dot{Q}_{cond} . $T_{ae_c}=40[^\circ\text{C}]$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [$^\circ\text{C}$]; HR=20%.....	72
Figura 3.7	Efeito do número de rotações do compressor, rpm , na capacidade do evaporador, \dot{Q}_{evap} . $T_{ae_c}=40[^\circ\text{C}]$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [$^\circ\text{C}$]; HR=20%.....	73
Figura 3.8	Efeito do número de revoluções do compressor, rpm , no coeficiente de eficácia, COP . $T_{ae_c}=40[^\circ\text{C}]$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25[^\circ\text{C}]$; HR=20%.....	74
Figura 3.9	Efeito da temperatura de entrada do ar no condensador, T_{ae_c} , na temperatura de condensação, T_{cond} . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [$^\circ\text{C}$]; HR=40%.....	75
Figura 3.10	Efeito da temperatura de entrada do ar no condensador, T_{ae_c} , na vazão de refrigerante, \dot{m}_r . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [$^\circ\text{C}$]; HR=40%.....	76
Figura 3.11	Efeito da temperatura de entrada do ar no condensador T_{ae_c} , na capacidade do condensador, \dot{Q}_{cond} . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [$^\circ\text{C}$]; HR=40%.....	77
Figura 3.12	Efeito da temperatura de entrada do ar no condensador T_{ae_c} , na capacidade do evaporador, \dot{Q}_{evap} . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [$^\circ\text{C}$]; HR=40%.....	78
Figura 3.13	Efeito da temperatura de entrada do ar no condensador, T_{ae_c} , no coeficiente de eficácia do sistema, COP . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [$^\circ\text{C}$]; HR=40%.....	79
Figura 3.14	Efeito da velocidade de entrada do ar no condensador, V_{ae_c} , na temperatura de condensação T_{cond} . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $T_{ae_c}=40$ [$^\circ\text{C}$]; $T_{ae_{ev}}=25$ [C]; HR=40%.....	80

Figura 3.15	Efeito da velocidade de entrada do ar no condensador, V_{ae_c} , na vazão de refrigerante, \dot{m}_r . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $T_{ae_c}=40$ [° C]; $T_{ae_{ev}}=25$ [° C]; HR=40%.....	81
Figura 3.16	Efeito da velocidade de entrada do ar no condensador, V_{ae_c} , na capacidade do condensador, \dot{Q}_{cond} . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $T_{ae_c}=40$ [° C]; $T_{ae_{ev}}=25$ [° C]; HR=40%.....	81
Figura 3.17	Efeito da velocidade de entrada do ar no condensador, V_{ae_c} , na capacidade do evaporador, \dot{Q}_{evap} . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $T_{ae_c}=40$ [° C]; $T_{ae_{ev}}=25$ [° C]; HR=40%.....	82
Figura 3.18	Efeito da velocidade de entrada do ar no condensador, V_{ae_c} , na capacidade do evaporador, COP. $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $T_{ae_c}=40$ [° C]; $T_{ae_{ev}}=25$ [° C]; HR=40%.....	83
Figura 4.1	Vista da câmara de simulação Electro-Auto S.A.....	85
Figura 4.2	Esquema de distribuição dos instrumentos de medição no sistema frigorífico.....	86
Figura 4.3	Esquema da montagem dos transdutores de pressão nas tomadas de carga de refrigerante, existentes no sistema frigorífico automotivo.....	88
Figura 4.4	Montagem do termopar de imersão Tipo K em uma peça auxiliar posicionada entre as linhas do sistema frigorífico automotivo.....	88
Figura 4.5	Comparação entre os dados experimentais e simulados para a vazão de refrigerante.....	95
Figura 4.6	Comparação entre os dados experimentais e simulados para a capacidade de condensação.....	96
Figura 4.7	Comparação entre os dados experimentais e simulados para a capacidade do evaporador.....	97
Figura 4.8	Comparação entre os dados experimentais e simulados para o coeficiente de eficácia do sistema.....	98

Lista de Tabelas

Tabela 1.1	Relações $\varepsilon = f(NUT, C^*, arranjo)$ para o condensador.....	16
Tabela 1.2	Relações $\varepsilon = f(NUT, C^*, arranjo)$ para o evaporador.....	17
Tabela 1.3	Correlações para avaliar , dp_{atrito} , e o multiplicador bifásico, ϕ_l^2	19
Tabela 1.4	Fator de atrito local para condensadores de microcanais.....	20
Tabela 1.5	Correlações para o número de Nusselt em escoamento monofásico.....	23
Tabela 1.6	Correlações para avaliar o coeficiente de transferência de calor, h , para a região de evaporação.....	26
Tabela 1.7	Correlações para avaliar o número de Nusselt no condensador de microcanais.....	27
Tabela 1.8	Correlações para a determinação do fator de Colburn (j).....	30
Tabela 1.9	Fatores de Colburn, j , para condensadores automotivos.....	31
Tabela 2.1	Especificações técnicas do compressor SANDEN SD7V16.....	36
Tabela 2.2	Características de desempenho do compressor SANDEN modelo SD7V16.....	38
Tabela 2.3	Capacidade em [kw] da válvula de expansão termostática em função da queda de pressão, Δp , e da Temperatura de Evaporação, T_{evap}	51
Tabela 2.4	Dados do fabricante e resultados obtidos para o coeficiente k_A	54
Tabela 3.1	Principais equações que definem o comportamento do sistema.	60
Tabela 3.2	Exemplo de simulação No.1	68
Tabela 3.3	Exemplo de simulação No.2	69
Tabela 3.4	Porcentagens de variação dos parâmetros analisados	84
Tabela 4.1	Equipamentos utilizados nos testes experimentais.....	87

<i>Tabela 4.3</i>	Resultados experimentais para distintas velocidades de condensação.....	90
<i>Tabela 4.4</i>	Incertezas avaliadas para os parâmetros experimentais derivados.....	92
<i>Tabela 4.5</i>	Valores experimentais da vazão de refrigerante.....	93
<i>Tabela A1</i>	Constantes para a Eq.(A1) da densidade do líquido.....	116
<i>Tabela A2</i>	Constantes para a Eq.(A2) da pressão de saturação.....	116
<i>Tabela A3a</i>	Constantes da Eq.(A3) equação de estado.....	117
<i>Tabela A3b</i>	Constantes da Eq.(A3) equação de estado.....	117
<i>Tabela A4</i>	Constantes da Eq.(A4) calor específico do vapor.....	118
<i>Tabela A5</i>	Valores de referência da entalpia e entropia.....	119
<i>Tabela A6</i>	Constantes termodinâmicas para Eqs.(A8-A12) dos refrigerantes puros....	120
<i>Tabela A7</i>	Constantes para Eq.(A13) da viscosidade do líquido.....	121
<i>Tabela A8</i>	Constantes para Eq.(A18) condutividade do líquido.....	122
<i>Tabela A9</i>	Constantes para Eq.(A19) da tensão superficial.....	123
<i>Tabela A10</i>	Propriedades calculadas e variáveis envolvidas.....	123

Lista de Símbolos

A	Área , superfície de transferência de calor [m^2]
b	Diâmetro dos tubos do evaporador[m]
c	Calor específico do fluido[J/kg °C]
C	Capacidade calorífica [$W/°C$]
C^*	Relação entre C_{min} e C_{max}
Cd	Coefficiente de descarga da válvula de expansão termostática
C_f	Coefficiente de atrito tipo Fanning
COP	Coefficiente de eficácia do sistema frigorífico
c_p	Calor específico do fluido a pressão constante [$J/kg °C$]
c_v	Calor específico do fluido a volume constante [$J/kg °C$]
D	Diâmetro do tubo ou canal [m]
D_h	Diâmetro hidráulico do escoamento [m]
dA	Diferencial de superfície [m^2]
$d\dot{Q}$	Diferencial da taxa de transferência de calor [W]
dT	Diferencial de temperatura [$°C$]
ΔT	Diferença de temperatura [$°C$]
dp/dz	Variação da pressão, p , ao longo do comprimento, z , [Pa/m]
f_1	Função que considera o efeito do número de revoluções, rpm , e a cilindragem, cc , no rendimento volumétrico do compressor, $f_1(rpm, cc)$
F	Vetor de funções representativas no método Newton-Raphson
FD	Fator que varia o deslocamento do compressor
g	Aceleração da gravidade [m/s^2]
G	Velocidade mássica [kg/m^2s]
H	Altura [m], matriz de derivadas parciais ou Jacobiano
h	Coefficiente de transferência de calor [$W/m^2 °C$]
$h(x)$	Coefficiente de transferência de calor local do fluido em escoamento bifásico [W/m^2C]
\bar{h}	Coefficiente de transferência de calor médio [W/m^2C]

i_{lg}	Entalpia latente de evaporação do fluido refrigerante [J/kg]
k	Coefficiente de condutividade térmica [W/m °C]
k_A	Coefficiente associado ao coeficiente de descarga da válvula de expansão termostática [m ²]
L	Comprimento, deslocamento [m]
M	Peso molecular [kg/kg-mol]
\dot{m}	Vazão de escoamento do fluido [kg/s]
n	Coefficiente politrópico de compressão do fluido refrigerante
n_r	Número de revoluções por segundo do compressor [rev/s]
NUT	Número de unidades de transferência de calor do trocador de calor
P	Perímetro, profundidade [m]
p	Pressão [Pa]
p_c	Pressão crítica do fluido [Pa]
p_r	Pressão reduzida do fluido [Pa]
Δp	Queda da pressão nos tubos [Pa]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor [W]
rpm	Número de revoluções [rev/min]
R	Resistência térmica [W/°C]
T	Temperatura [°C]
T_{cond}	Temperatura de condensação [°C]
T_d	Temperatura de descarga do compressor
T_{evap}	Temperatura de evaporação [°C]
t	Espessura da parede [m]
U	Coefficiente global de transferência de calor [W/m ² °C]
\bar{U}	Coefficiente global de transferência de calor médio [W/m ² °C]
v_a	Volume específico de admissão no compressor [m ³ /kg]
VD	Volume de deslocamento [m ³]
w	Umidade absoluta do ar [kg de vapor de água / kg de ar seco]
\dot{W}	Potência do compressor [W]
x	Título do fluido

X	Vetor de correção no método Quasi Newton.
X_H	Parâmetro de Martinelli em regime turbulento na fase líquida e na fase vapor.
Y	Vetor de erros relativos no método Quasi Newton
z	Deslocamento, comprimento [m]
Z_c	Número de cilindros ou pistões no compressor
ρ	Densidade do fluido [kg/m ³]
ε	Efetividade do trocador de calor
ε_n	Fração de espaço nocivo
α	Relação de áreas $(A_r - A_s)/A_t$
λ	Relação de áreas (A_s/A_t)
η_v	Rendimento volumétrico do compressor
σ	Tensão superficial [N/m]
μ	Viscosidade cinemática do fluido [$Pa \cdot s$]
Φ	Taxa de transferência de calor por unidade de superfície [W/m ²]
δ	Espessura da aleta do evaporador [m]
π	Constante igual a 3,1416

Grupos Adimensionais

Bo	Coeficiente de ebulição [$\phi/(G i_{lv})$]
Fr	Número de Froude [$G^2/(\rho_l Dg)$]
j	Coeficiente de Colburn [$St Pr^{2/3}$]
Nu	Número de Nusselt [hD/k]
Pe	Número de Péclet [$Re Pr$]
Pr	Número de Prandtl [$c_p \mu/k$]
Re	Número de Reynolds [GD/μ]
St	Número de Stanton [Nu/Pe]

Lista de Subscritos

<i>a</i>	Aleta, admissão do compressor
<i>ae</i>	Referido ás condições do ar na entrada
<i>ah</i>	Referido ás condições do ar úmido
<i>aj</i>	Referido ao ajuste da mola na válvula de expansão termostática (o catálogo fornece uma faixa de trabalho para este dado, dependendo do ajuste da mola)
<i>ar</i>	Com referência ao ar
<i>as</i>	Referido ás condições do ar na saída
<i>1c</i>	Região de resfriamento no condensador
<i>2c</i>	Região de condensação no condensador
<i>3c</i>	Região de sub-resfriamento no condensador
<i>ca</i>	Referida à região de passo mínimo do ar pelo trocador.
<i>cb</i>	Referido á ebulição convectiva
<i>cond_{1c}</i>	Saturação na região de resfriamento
<i>cond_{2c}</i>	Saturação na região de condensação
<i>cond_{3c}</i>	Saturação na região de sub-resfriamento
<i>d</i>	Descarga do compressor
<i>e</i>	Entrada, externo
<i>econd</i>	Referido à entrada ao condensador
<i>es</i>	Referido ao diâmetro equivalente circular, resultante da forma hexagonal adotada nas aletas do evaporador (método de equivalente anular)
<i>ev1</i>	Região de evaporação no evaporador
<i>ev2</i>	Região superaquecida no evaporador
<i>evap_{ev1}</i>	Saturação na região de evaporação
<i>evap_{ev2}</i>	Saturação na região superaquecida
<i>ext</i>	Exterior
<i>f</i>	Fluido frio, final
<i>i</i>	Interior, inicial

<i>int</i>	Interior
<i>iso</i>	Referido à compressão isoentrópica
<i>l</i>	Referido ao fluido em fase líquida
<i>lo</i>	Mistura bifásica escoando como líquido
<i>lv</i>	Referido ao calor latente do fluido.
<i>ln</i>	Referido à quantidade logarítmica natural
<i>m</i>	Médio, monofásico
<i>m,e</i>	Média na entrada
<i>m,s</i>	Média na saída
<i>max</i>	Máximo
∞	Meio externo
<i>min</i>	Mínimo
<i>nb</i>	Referido à ebulição nucleada
<i>q</i>	Fluido quente
<i>r</i>	Fluido refrigerante
<i>real</i>	Referido à compressão real
<i>s</i>	Saída, referido à superfície total aletada
<i>sa</i>	Referido à região de superaquecimento o ao superaquecimento.
<i>sat</i>	Saturação
<i>scomp</i>	Referido à saída do compressor
<i>scond</i>	Referido à saída do condensador
<i>sr</i>	Referido à região de sub-resfriamento
<i>tubo</i>	Referido ao tubo
<i>v</i>	Fase vapor do fluido
<i>vo</i>	Mistura bifásica escoando como gás ou vapor
<i>t</i>	Referido à área total de troca de calor no lado do ar
<i>1'</i>	Estado de entrada ao compressor
<i>1</i>	Estado de vapor saturado no evaporador
<i>2</i>	Estado de vapor saturado no condensador

- 2s Estado de descarga do compressor considerando compressão adiabática
- 2' Estado de descarga do compressor considerando compressão real
- 3 Estado de líquido saturado no condensador
- 3' Estado de entrada na válvula de expansão termostática
- 4 Estado de entrada no evaporador

Resumo:

GONZALES MAMANI, W. (1997) *Simulação de sistemas frigoríficos automotivos*, Dissertação de mestrado, EESC - Universidade de São Paulo, São Carlos.

Na atualidade, o estudo do desempenho térmico de um sistema frigorífico automotivo representa uma ferramenta importante para satisfazer necessidades de conforto térmico, cada vez mais, exigidos no mercado de automóveis. Um modelo de simulação em regime permanente foi elaborado para avaliar o desempenho e o comportamento térmico do sistema frigorífico e de seus componentes. O sistema estudado inclui um equipamento de ar condicionado Seat Ibiza, que compreende a nova tecnologia de condensadores de fluxo paralelo com microcanais (da ordem de 1mm de diâmetro), um compressor alternativo de deslocamento variável, um evaporador compacto de tubos e aletas de alumínio e uma válvula de expansão termostática. O modelo do condensador considera as três regiões que caracterizam o escoamento do fluido refrigerante ao passar pelo trocador de calor: a região de resfriamento, de condensação e de sub-resfriamento. No evaporador foram consideradas as regiões de evaporação e de superaquecimento. No desenvolvimento do modelo foram utilizadas correlações adequadas para o tipo de trocador e para cada uma das regiões características, tanto para o coeficiente de transferência de calor quanto para a queda da pressão no lado do fluido refrigerante e no lado do ar. Também, foram consideradas a transferência de calor e a queda da pressão nas linhas de conexão entre componentes. A solução do sistema de equações transcendente, resultante da modelagem do sistema foi obtida, utilizando métodos de solução simultânea e de iteração funcional. O modelo admite uma carga de refrigerante alternativo R134a, recentemente introduzido no mercado automotivo por sua composição não prejudicial à camada de ozônio.

Palavras chave: simulação, sistemas frigoríficos, ar condicionado, automóveis.

Abstract:

GONZALES MAMANI, W. G. (1997) *Simulação de sistemas frigoríficos automotivos*, Dissertação de mestrado, EESC - Universidade de São Paulo, São Carlos.

The studies of thermal performance for the automotive refrigeration systems represents an important tool to satisfy the comfort necessities around the automotive market. A steady state simulation model was done to calculate the thermal performance of the automotive frigorific system and its components. The system studied was on *Seat Ibiza* air conditioning equipment, which includes the new technology of microchannels condensers, an alternative compressor with variable displacement, a compact tube and fin evaporator and a thermostatic expansion valve. The condenser model considers the three regions that characterize the refrigerant fluid flowing across the tubes: cooling, condensing and sub-cooling region. The evaporator model considers the evaporating and superheated regions. The model uses the appropriate coefficients of heat transfer and pressure drop equations depending on the regions, furthermore, the heat transfer and pressure drop in lines between the components was also considered. The solution of nonlinear equation system was obtained working with the simultaneous solution method and the functional iterative method. The model uses the alternative refrigerant R134a, since, it doesn't damage the ozone layer, and, it is in current use in the automotive market.

Key words: Simulation, refrigeration systems, air conditioning, automotive.

CAPÍTULO 1

Introdução

O estudo e desenho de um sistema de refrigeração automotivo apresenta particularidades com relação às instalações frigoríficas industriais e mesmo as comerciais e domésticas, devido a uma série de limitações importantes como espaço disponível, tanto para os equipamentos como para as linhas que unem os distintos componentes do sistema frigorífico. Dependendo do tipo de automóvel, as dimensões do condensador variam bastante, afetando diretamente o comportamento do sistema. Na atualidade trabalha-se com compressores de deslocamento e regime de giro variáveis. Por outro lado, a carga térmica na cabine é muito alta, apresentando grandes variações devido ao escasso isolamento e grande superfície envidraçada. Além disso, deve-se considerar que a vazão de ar que atravessa o condensador varia, conforme a velocidade do veículo.

O sistema de ar condicionado automotivo é geralmente constituído dos seguintes componentes: compressor, embreagem eletromagnética, condensador, filtro desidratador, válvula de expansão, evaporador, interruptor termostático e ventilador. A Figura 1.1 ilustra esquematicamente o sistema frigorífico automotivo. Seu funcionamento é considerado a partir do movimento do compressor, acionado pelo motor através de uma embreagem eletromagnética. O acionamento é realizado mediante uma correia que transmite o movimento da polia do eixo de manivelas do motor, com uma relação de transmissão fixa. O motor do veículo gira independentemente até que o sistema de controle demande refrigeração, ocasião em que a polia começa a girar solidária ao compressor. O compressor trabalha de modo intermitente, na medida em que o interruptor de temperatura aciona a embreagem eletromagnética do compressor.

As particularidades do sistema de ar condicionado que deverá ser estudado neste trabalho concentram-se, principalmente, em dois componentes: o condensador de microcanais e fluxo paralelo e o compressor de deslocamento

variável, que mantém a temperatura de evaporação constante. Estes componentes receberão especial atenção no presente trabalho por sua recente implementação e excelente desempenho.

Para a simulação do sistema frigorífico serão considerados modelos matemáticos adequados ao tipo e características de cada componente, ou seja evaporador, compressor, condensador, válvula de expansão termostática e linhas de conexão.

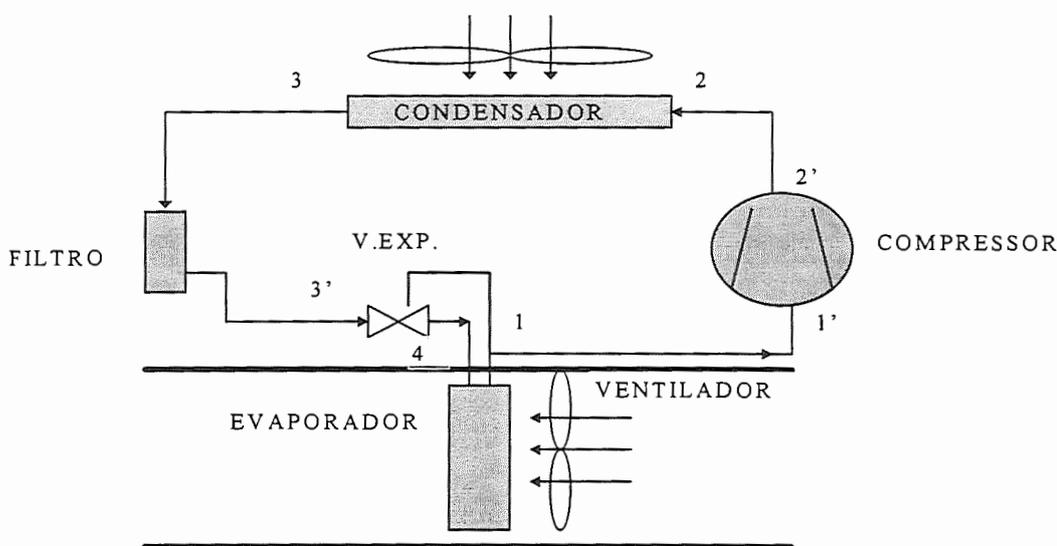


Figura 1.1 Esquema do sistema frigorífico automotivo

O ciclo termodinâmico correspondente ao circuito frigorífico da Figura 1.1 pode ser representado no diagrama (p, i) do refrigerante, como ilustrado na Figura 1.2.

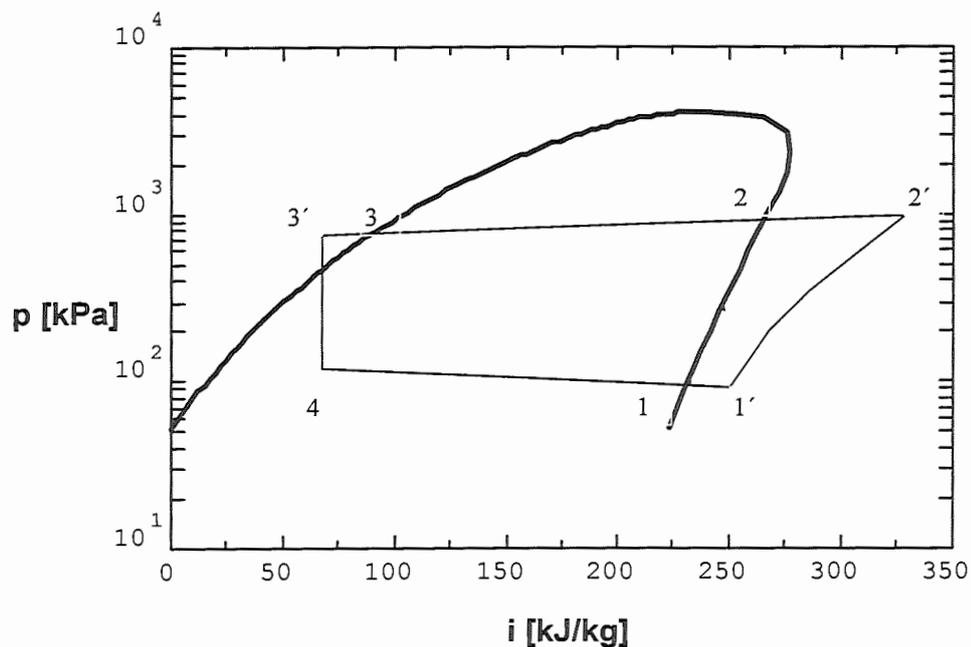


Figura 1.2 Diagrama $p-i$ característico do ciclo de compressão a vapor utilizado no ar condicionado automotivo

O processo 1'-2' corresponde à região de compressão; 2'-2 representa a região de resfriamento, desde a saída do compressor até o final da região superaquecida no condensador; 2-3 é a região de condensação; 3-3' a região de sub-resfriamento do condensador; 3'-4 representa o processo de expansão isoentálpica do fluido no dispositivo de expansão; 4-1 é a região de evaporação no evaporador; e 1-1' representa a região de superaquecimento do refrigerante no evaporador e o resultado da troca de calor na linha de aspiração do compressor. O superaquecimento na saída do evaporador é controlado pelo dispositivo de expansão.

1.1 Objetivos e Importância do Trabalho

O presente trabalho tem como objetivo desenvolver um modelo matemático de simulação do circuito frigorífico automotivo, o mesmo que será aferido mediante experiências em uma bancada de provas instrumentada, associada a um sistema de aquisição de dados por microprocessador.

A importância do trabalho está relacionada à possibilidade de se dispor da simulação do sistema de refrigeração automotivo com capacidade para prever o comportamento do sistema sob distintas condições de funcionamento.

A empresa Electro Auto S/A, com sede em Madrid, Espanha, mostrou interesse na execução do projeto, tendo fornecido um “kit” completo SEAT de ar condicionado para os testes experimentais. Os resultados do projeto deverão fortalecer o nível de confiança e garantia nas exigências de conforto e confiabilidade, imprescindíveis no mercado de ar condicionado automotivo.

Além disso, o programa de simulação deverá constituir uma ferramenta no processo de tomada de decisões da empresa frente a modelos de veículos novos que apresentam componentes com dimensões diferentes, evitando-se, com isso, a realização de ensaios de desempenho térmico do sistema e de cada componente.

1.2 Componentes do Sistema Frigorífico Automotivo

No presente projeto será considerado o sistema frigorífico do automóvel SEAT IBIZA que compreende os seguintes componentes: compressor de deslocamento variável SANDEN SD7V16, condensador de microcanais e fluxo paralelo, filtro desidratador, válvula de expansão termostática e evaporador de tubos e aletas de alumínio, característico da indústria automotiva.

1.2.1 Compressor

No sistema frigorífico, objeto do presente estudo, considerar-se-á um compressor de deslocamento variável, que representa a tecnologia mais recente

em ar condicionado automotivo. Segundo SKINNER et al. (1985), após estudo de um compressor modelo V-5 da General Motors, a tecnologia do deslocamento variável foi a mudança mais importante no último quarto de século. Este tipo de compressor propicia melhor aproveitamento da potência necessária para seu funcionamento, o que representa menor consumo de potência do motor e, portanto, economia de combustível. O compressor V-5 desenvolvido pela General Motors apresenta uma variação de cilindrada de 9,8 a 150,7 cm³, obtida pela mudança do deslocamento do pistão promovido pelo movimento angular de um prato giratório.

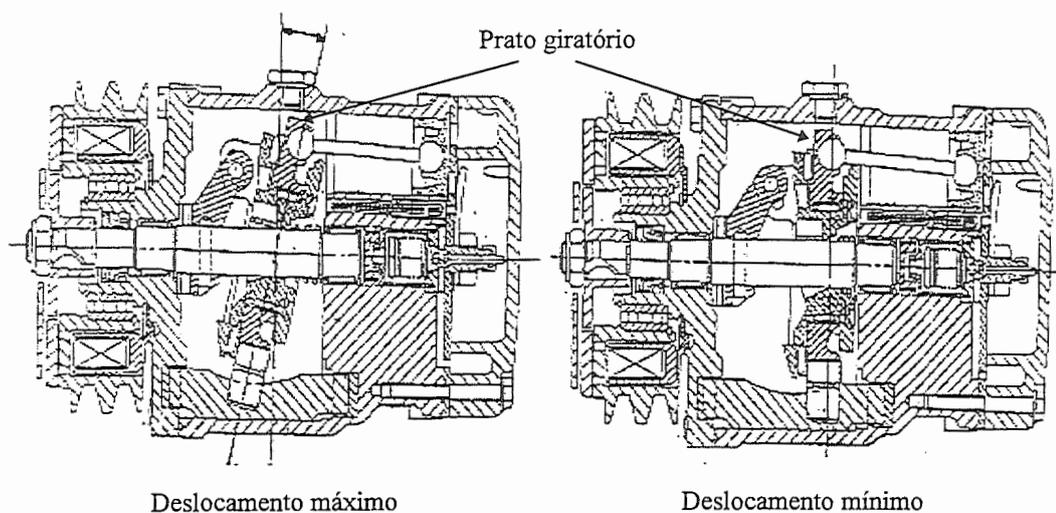


Figura 1.3 Diagrama esquemático de um compressor de deslocamento variável SD7V16 da Sanden.

A mesma tecnologia foi usada no compressor modelo A7-7V16 da SANDEN, ilustrado em corte na Figura 1.3, o mesmo que será utilizado nos ensaios experimentais do presente trabalho. TAKAI et al. (1989) apresentam as características básicas do mencionado compressor, como o mecanismo de controle, melhoras no desenho, estudos de desempenho, durabilidade e redução do ruído. TOJO et al. (1990) apresentam um modelo analítico para avaliar o comportamento dinâmico, características cinemáticas de cada elemento, variação dos momentos originados pelo movimento do prato, as forças nos elementos e as forças de inércia não balanceadas, num trabalho que se constitui numa ferramenta para estimar parâmetros relevantes relativos à dinâmica do

compressor de deslocamento variável. Esses trabalhos abordaram aspectos dinâmicos da operação do compressor.

Outras experiências foram relatadas por NAKAJIMA & HILL (1990) e KONDO & SUZUKI (1990), apresentando estudos do efeito do peso dos elementos do compressor na capacidade de refrigeração e a importância do uso do alumínio na maioria das partes funcionais.

Um dos raros trabalhos da literatura abordando o comportamento térmico do compressor para aplicações automotivas foi desenvolvido por AWF (1995), estudando um compressor de deslocamento fixo, como parte da modelagem matemática do sistema de ar condicionado de um automóvel Renault.

1.2.2 Condensador

Nos ensaios foi utilizado um condensador de tubo plano e fluxo paralelo com condutos de microcanais, como mostra a Figura 1.4. Estes condensadores são constituídos por condutos de diâmetro pequenos (da ordem de 1 mm), conhecidos como microcanais, e aletas conformadas em alumínio.

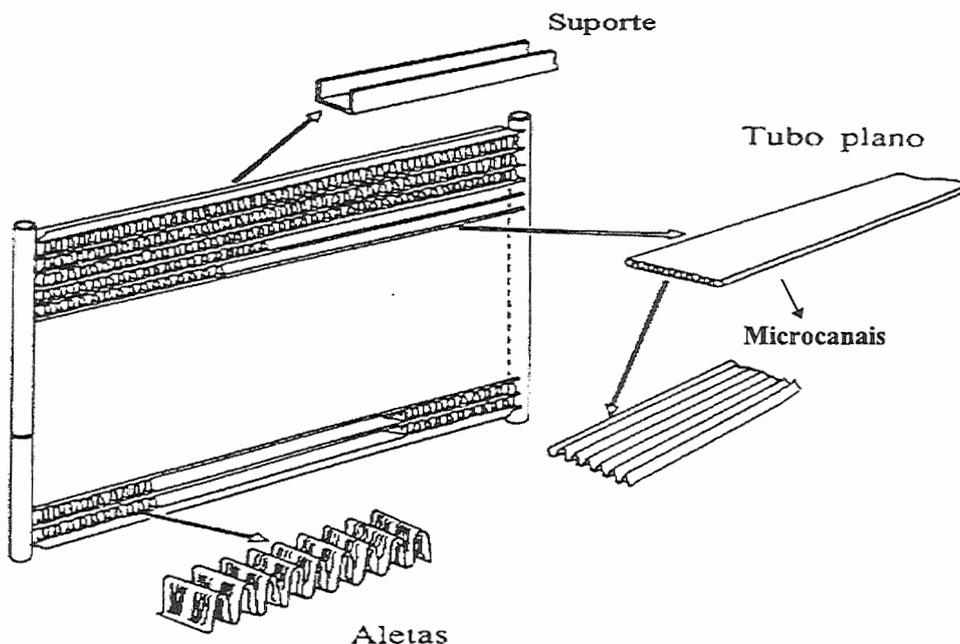


Figura 1.4 Esquema do condensador de microcanais e fluxo paralelo conformado em alumínio usado na indústria automotiva.

Esse tipo de condensador começou a ser utilizado a partir de 1980 e sua aplicação em sistemas frigoríficos automotivos se deu a partir de 1987. A principal vantagem é um volume reduzido para a mesma capacidade.

COX et al. (1989) apresentam um estudo do desempenho de condensadores de pequeno diâmetro, com tubos e aletas de alumínio, desenvolvido exclusivamente para a indústria automotiva, concluindo que uma das vantagens do condensador é a de manter o desempenho de transferência de calor com peso e volume reduzidos, o mesmo ocorrendo com relação à resistência ao escoamento do ar e a complexidade da fabricação. STRUSS (1989) apresenta um estudo de condensadores com tubos de alumínio com múltiplas passagens internas e aletas no lado do ar. Os ensaios foram realizados num túnel de vento a 43 °C, 50 % de umidade relativa, aplicando uma carga de insolação de 3,55 MJ/m² e distintas velocidades. Uma conclusão importante foi que o desempenho do sistema permanece inalterado, permitindo uma redução no inventário de refrigerante no circuito. SUGIJARA & LUCAS (1989) afirmam que este tipo de condensador é o melhor para aplicação na indústria automotiva, confirmando as vantagens de melhor desempenho térmico, menor peso, tamanho reduzido, menor carga de refrigerante e menor perda de carga, tanto do ar como do refrigerante. AWF (1995), na sua tese de doutorado, estabelece um modelo analítico para avaliar o desempenho do condensador, introduzindo correlações para os coeficientes de transferência de calor e perdas de carga no lado do refrigerante e no lado do ar, o mesmo que foi utilizado na simulação de um sistema frigorífico da Renault. Para efeitos de modelagem matemática, o condensador de microcanais e fluxo paralelo pode ser esquematizado segundo a Figura 1.5, apresentando as distintas regiões de escoamento e a maneira como escoam o fluido refrigerante dentro os tubos.

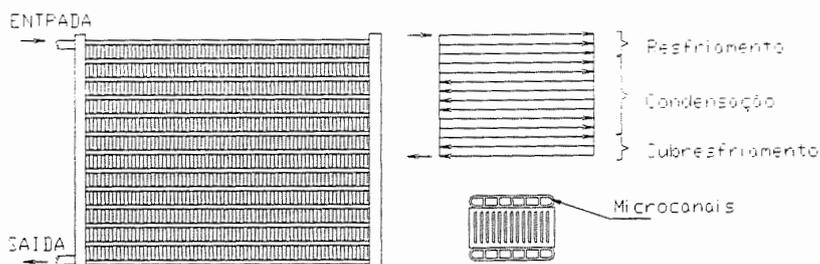


Figura 1.5 Esquema da distribuição das regiões de escoamento do refrigerante ao passar pelo condensador de microcanais.

1.2.3 Evaporador

O evaporador considerado neste trabalho é de tubos e aletas de alumínio, como mostrado na Figura 1.6a, geometria para a qual se dispõe inúmeras correlações para os coeficientes de transferência de calor e perda de carga, tanto na região de escoamento bifásico de evaporação como na região monofásica superaquecida.

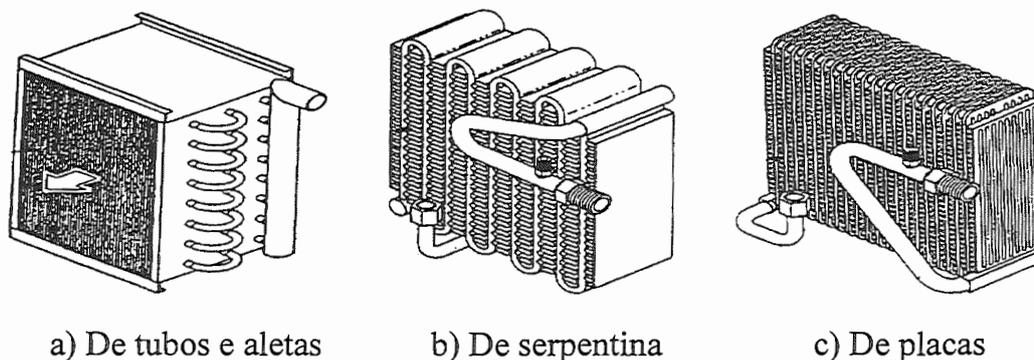


Figura 1.6 Tipos de evaporadores utilizados na indústria automotiva

Os evaporadores usados no automóvel são de tipo compacto, alguns deles são ilustrados na Figura 1.6. No interior dos tubos circula fluido refrigerante e pelo exterior o ar. Para aumentar a turbulência do ar na circulação, as aletas geralmente apresentam nervuras e rugosidades.

KUROSHAWA & NOGUCHI (1987) apresentam um estudo comparativo do desempenho térmico entre os três tipos de evaporadores apresentados na Figura 1.6, concluindo que, o evaporador de placas apresenta uma capacidade de refrigeração por unidade de volume 4 % maior que o de

tubos e aletas, comparável com a capacidade do evaporador tipo serpentina. Por outro lado, OHARA & TAKAHASHI (1988) apresentam um desenho de evaporadores de placas com um desempenho 15 % melhor que os evaporadores tipo serpentina, mostrando que atingem coeficientes globais de transferência de calor maiores.

Para o caso do presente trabalho, diversos estudos foram desenvolvidos para avaliar o desempenho térmico do evaporador compacto de tubos e aletas (esquemático na Figura 1.7), principalmente sobre os efeitos térmicos e parâmetros físicos que envolve o escoamento bifásico, do lado do fluido refrigerante na região de evaporação, as mesmas que serão amplamente explicadas na pesquisa bibliográfica.

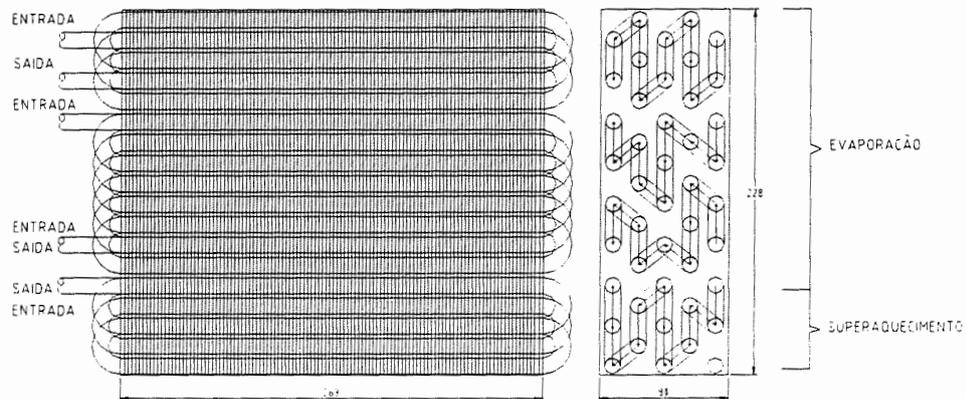


Figura 1.7 Esquema do evaporador de tubos e aletas estudado no presente projeto.

1.2.4 Dispositivo de Expansão

O sistema frigorífico considerado neste trabalho incorpora uma válvula de expansão termostática, do tipo ilustrado na Figura 1.8. A maioria dos estudos de simulação consideram a válvula como um orifício, admitindo que a vaporização do refrigerante só ocorra após a saída da válvula. Segundo CONDE & SUTER (1992), que desenvolveram um modelo matemático para válvulas de expansão termostáticas aplicadas a sistemas com capacidades

superiores a 30 kw, as informações dos fabricantes não são suficientes, havendo necessidade de realização de ensaios para avaliar o correto comportamento da válvula.

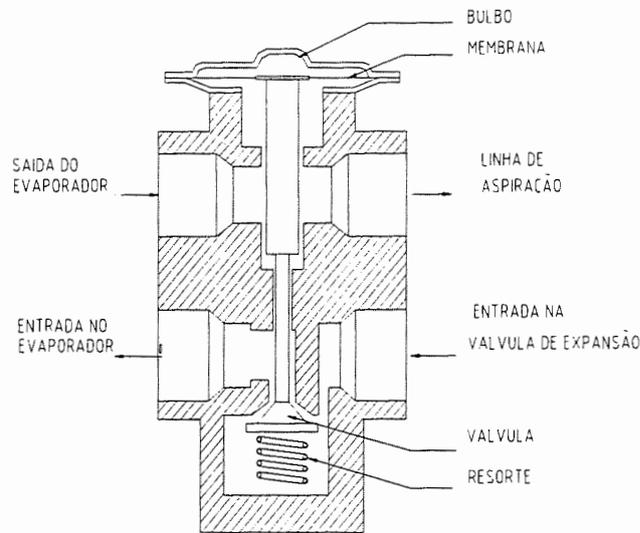


Figura 1.8 Corte transversal da válvula de expansão termostática automotiva EGELHOF de 2 kW de Capacidade de refrigeração.

Estudos realizados por MASAFELLI (1991), a partir dos dados do catálogo de uma válvula de expansão termostática, demonstraram que o valor do coeficiente de descarga, k_A , varia com as condições de operação da válvula. Entretanto, permanece praticamente constante para uma mesma temperatura de evaporação, T_{evap} , independentemente da diferença de pressão através da válvula, Δp , e, da vazão de refrigerante, \dot{m}_r .

1.3 Levantamento Bibliográfico

1.3.1 Introdução

A pesquisa bibliográfica foi realizada nas áreas de estudo abordadas neste trabalho, envolvendo principalmente os seguintes aspectos:

- Modelos analíticos de estudo do desempenho térmico dos distintos componentes do sistema frigorífico, com ênfase no coeficiente de transferência de calor e perda de carga nas distintas regiões características de cada trocador de calor. Também será considerada a troca de calor e perda de carga nas linhas que unem os distintos componentes.

- Métodos e procedimentos de simulação de sistemas térmicos, com ênfase em estudos relacionados a sistemas frigoríficos automotivos.

- Metodologia experimental, tanto para análise como para montagem da bancada experimental, incluindo referências de montagem dos fabricantes.

1.3.2 Trocadores de Calor: Generalidades

O sistema frigorífico automotivo incorpora trocadores de calor como é o caso do condensador e do evaporador. Nesta seção serão estudados parâmetros de importância para analisar o desempenho dos trocadores, tais como, efetividade do trocador, coeficiente global de transferência de calor, taxa de transferência de calor e perda de carga. As particularidades de cada trocador serão estudadas no momento da análise de um determinado parâmetro físico.

Os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com a disposição das correntes dos fluidos, ou de acordo com o tipo de construção. O evaporador utilizado representam um trocador de calor de tubos e aletas em correntes cruzadas e os dois fluidos não misturados. Por outro lado, o condensador representa um trocador de calor de fluxo paralelo (tubo plano com

microcanais) com correntes cruzadas e os dois fluidos, também, não misturados.

1.3.2.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor

Este coeficiente combina os mecanismos de condução e convecção, responsáveis pela transferência de calor do fluido quente ao fluido frio. O produto do coeficiente global de transferência, U , pela diferença entre as temperaturas do fluido quente, T_q , e frio, T_f , representa a taxa de transferência de calor por unidade de área, isto é:

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = U(T_q - T_f) \quad (1.1)$$

Pela analogia com um circuito elétrico constituído de resistências em série, pode-se estabelecer a seguinte relação para U :

$$R_{total} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{\eta_i h_i A_i} + R_{tubo} + R_{contato} + R_{incrust} + \frac{1}{\eta_e h_e A_e} \quad (1.2)$$

A eficiência da superfície interna, η_i , está associada a um possível aletamento interno no tubo. Nesse caso, a eficiência deve ser avaliada de forma semelhante à apresentada na Eq. (1.3). Quando a superfície for lisa, $\eta_i = 1$. A eficiência da superfície externa, η_e , deve ser avaliada de acordo com a seguinte expressão:

$$\eta_e = 1 - \frac{A_s}{A_t} (1 - \eta_a) = \frac{A_t - A_s}{A_t} + \frac{A_s}{A_t} \eta_a = \alpha + \lambda \eta_a \quad (1.3)$$

onde η_a representa a eficiência de uma aleta. Sua avaliação depende da forma e distribuição das aletas em relação aos tubos.

A resistência térmica de contato resulta da imperfeição no contato entre as aletas e os tubos, devido aos defeitos de fabricação, representando uma

resistência adicional. No caso do evaporador, a aderência da aleta ao tubo é sem soldagem, ao contrário do que ocorre no condensador. No presente estudo, será desprezado o termo relativo à resistência térmica de contato, $R_{contato}$, da Eq.(1.2), pelo pequeno efeito que apresenta no coeficiente global comparado aos demais termos.

A resistência térmica de condução, R_{tubo} , da Eq.(1.2), pode ser expressa pela seguinte equação:

$$R_{tubo} = \frac{e_{parede}}{k_{tubo} A_m} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2k_{tubo}\pi L} \quad (1.4)$$

Em virtude da espessura da parede do tubo, e_{parede} , ser muito pequena e sua condutividade térmica, k_{tubo} , muito alta, esta resistência também será desprezada.

A resistência devido a incrustações, $R_{incrust}$, tem origem na deposição progressiva de materiais sólidos na superfície do tubo, o que afeta o valor de U , reduzindo-o pelo aumento da resistência térmica. Assim, no projeto de um novo condensador, é necessário estimar um valor de U maior que o associado ao trocador de paredes limpas para levar em conta a possível deposição de impurezas nas superfícies ao longo do tempo. Várias associações têm estabelecido normas para a escolha de valores de fatores de incrustação, mas no presente trabalho efeito de simplificação e, pelo fato de lidar com equipamentos novos, esta resistência também será desprezada.

1.3.2.2 Método NUT e a Efetividade do Trocador ε

O método tem por base um parâmetro denominado de “Número de Unidades de Transferência”, definido como:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (1.5)$$

Fisicamente, NUT está associado à relação entre a máxima variação de temperatura nos fluidos e uma diferença média entre as temperaturas dos fluidos, como se demonstra a seguir. A taxa de transferência de calor entre os dois fluidos pode ser expressa pelas seguintes equações:

$$\dot{Q} = UA(\Delta T)_{entre-fluidos} \quad (1.6)$$

$$\dot{Q} = C_{min}(\Delta T)_{fluido-C_{min}} \quad (1.7)$$

onde,

$(\Delta T)_{entre-fluidos}$ = Diferença média entre as temperaturas dos fluidos

$(\Delta T)_{fluido-C_{min}}$ = Variação da temperatura do fluido que apresenta o C_{min}

C_{min} = Capacidade térmica mínima entre os dois fluidos

Dividindo a Eq. (1.6) pela Eq. (1.7) resulta:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{(\Delta T)_{fluido-C_{min}}}{(\Delta T)_{entre-fluidos}} \quad (1.8)$$

A máxima troca de calor entre dois fluidos ocorreria em um trocador de calor em contracorrentes, de área de transferência de calor infinita. Tal argumento pode ser utilizado na definição da efetividade, ε . Assim,

$$\varepsilon = \frac{\text{taxa real de transferência de calor}}{\text{taxa máxima de transferência de calor}} \quad (1.9)$$

A efetividade é função direta do NUT , $C^* = C_{min}/C_{max}$, e do arranjo do escoamento, ou seja, pode ser expressa como uma função do tipo:

$$\varepsilon = f(NUT, C^*, \text{arranjo}) \quad (1.10)$$

É importante lembrar que os valores de C_{min} e C_{max} são o menor e o maior valor entre $C_q = \dot{m}_q c_{p,q}$ e $C_f = \dot{m}_f c_{p,f}$.

Dependendo do arranjo do trocador, da região de escoamento dos trocadores e das características tanto do condensador como do evaporador, serão consideradas diferentes funções que relacionam a efetividade ε com NUT e C^* .

Para trocadores de calor de passo simples, correntes cruzadas e sem mistura em ambos os fluidos*, a relação entre a efetividade, ε , e o número de unidades de transferência, NUT , segundo BECKER (1986), pode ser apresentada pela seguinte equação:

$$\varepsilon_{1c} = 1 - \exp\left[\frac{1}{C^*} NUT_{1c}^{0.22} \left(\exp(-C^* NUT_{1c}^{0.78}) - 1\right)\right] \quad (1.11)$$

Para trocadores de calor de passo simples, fluxo cruzado e com mistura de um dos fluidos*, segundo SHAH & MULLER (1985), a relação entre ε e NUT , quando C_{min} está associada ao fluido que apresenta mistura e C_{max} ao fluido “não misturado”, é dada por:

$$\varepsilon_{ev2} = 1 - \text{Exp}\left[-\left(1 - \text{Exp}(-NUT_{ev2} * C_{ev2}^*)\right) / C_{ev2}^*\right] \quad (1.12)$$

No caso em que C_{max} estiver associada ao fluido que apresenta mistura e C_{min} ao fluido “não misturado”, a efetividade pode ser avaliada pela seguinte equação:

$$\varepsilon_{ev2} = \left(\frac{1}{C_{ev2}^*}\right) \left\{1 - \text{Exp}\left[-C_{ev2}^* \left(1 - \text{Exp}(-NUT_{ev2})\right)\right]\right\} \quad (1.13)$$

* Mistura em um fluido designa a condição em que pode ocorrer mistura de distintas correntes do mesmo fluido ao longo do trocador de calor. A mistura não ocorrerá quando o fluido escoar em canais segregados.

A efetividade de um trocador de calor trabalhando em contra - corrente é determinada pela equação:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-C^*)}}{1 - C^* e^{-NUT(1-C^*)}} \quad (1.14)$$

Para um trocador de calor trabalhando com mudança de fase, como é o caso dos condensadores e evaporadores, a relação $C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ é nula, uma vez que C_{max} tende a infinito. Neste caso, avaliando o limite das equações anteriores, resulta:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (1.15)$$

As Tabelas 1.1 e 1.2 apresentam as diferentes relações $\varepsilon = f(NUT, C^*, arranjo)$ que serão utilizadas no condensador e evaporador.

Tabela 1.1 Relações $\varepsilon = f(NUT, C^*, arranjo)$ para o condensador

Região	Relação	Eq.
Resfriamento	$\varepsilon_{1c} = 1 - \exp\left[\frac{1}{C^*} NUT_{1c}^{0.22} \left(\exp(-C^* NUT_{1c}^{0.78}) - 1\right)\right]$	1.16
Condensação	$NUT_{2c} = -\ln(1 - \varepsilon_{2c})$	1.17
Sub-resfriamento	$\varepsilon_{3c} = 1 - \exp\left[\frac{1}{C^*} NUT_{3c}^{0.22} \left(\exp(-C^* NUT_{3c}^{0.78}) - 1\right)\right]$	1.18

Tabela 1.2 Relações $\varepsilon = f(NUT, C^*, \text{arranjo})$ para o evaporador

Região	Relação	Eq.
Evaporação	$\varepsilon_{ev1} = 1 - \text{Exp}(-NUT_{ev1})$	1.19
Superaquecimento	$\varepsilon_{ev2} = 1 - \exp\left[\frac{1}{C^*} NUT_{ev2}^{0.22} \left(\exp(-C^* NUT_{ev2}^{0.78}) - 1\right)\right]$	1.20

1.3.2.3 Perda de Carga no Interior dos Dutos

A consideração da perda de carga nos trocadores é importante na simulação, especialmente no caso do evaporador, uma vez que Δp afeta a pressão de aspiração do compressor e, portanto, seu desempenho. No condensador, a queda de pressão apresenta um efeito pequeno na temperatura de condensação e no coeficiente de transferência de calor interno, reduzindo, levemente, sua taxa de transferência de calor.

Considerando a equação da conservação da quantidade de movimento (ou a equação da conservação da energia), é possível avaliar a perda de pressão ao longo do trocador. Esta é resultante dos efeitos do atrito, da aceleração do fluido, resultante da variação do volume específico médio, e do efeito da gravidade, que, neste caso, será nulo, uma vez que os tubos são horizontais. Assim, a perda de pressão pode ser expressa por uma equação do tipo:

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right) = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{atrito}} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{gravidade}} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{aceleracao}} \quad (1.21)$$

Nesta equação os efeitos da aceleração podem ocasionar aumento ou queda da pressão, dependendo da variação do volume específico. Este efeito pode ser avaliado mediante a seguinte equação, válida para condições de mudança de fase.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{aceleracao} = G^2 \left[\frac{x_s^2}{\rho_v \alpha_s} + \frac{(1-x_s)^2}{\rho_l (1-\alpha_s)} - \left(\frac{x_e^2}{\rho_v \alpha_e} + \frac{(1-x_e)^2}{\rho_l (1-\alpha_e)} \right) \right] \quad (1.22)$$

A componente monofásica do atrito na parede do tubo pode ser assim representada:

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{m_{atrito}} = 2C_f \frac{G^2}{\rho D_h} \quad (1.23)$$

onde, o coeficiente de atrito, C_f , pode ser representado por uma forma de Blasius, mediante a seguinte equação;

$$C_f = C \cdot Re^{-n} \quad (1.24)$$

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{m_{atrito}} = 2C \frac{G^{2-n}}{\rho D_h^{n+1} \mu_l^{-n}} \quad (1.25)$$

com $C=0,076$ e $n=0,25$ para escoamento turbulento, e $C= 16$ e $n=1$ para escoamento laminar.

O efeito do atrito, no caso da ocorrência de mistura líquido - vapor, é obtido a partir do produto da perda de carga monofásica por um fator chamado “multiplicador bifásico”, ϕ_l^2 , expresso pela seguinte equação:

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{atrito} = \phi_l^2 \cdot 2C \frac{G^{2-n}}{\rho D_h^{n+1} \mu_l^{-n}} \quad (1.26)$$

O multiplicador bifásico ϕ_l^2 varia ao longo do comprimento do trocador, ou seja depende da fração de vazio e do título. A fração de vazio entre a entrada e saída da serpentina pode ser aproximada pela seguinte equação* :

$$\alpha = \frac{1}{(1 - X_{tt})^{1/m}} \quad (1.27)$$

onde m depende do regime de escoamento ($m = 2$ escoamento laminar, $m = 2,3875$ escoamento turbulento). X_{tt} , conhecido como parâmetro de Martinelli, depende das propriedades do fluido e do título x , sendo definido como:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0,1} \quad (1.28)$$

Diversas correlações foram desenvolvidas para avaliar diretamente a queda da pressão por atrito, dp_{atrito} , ou o multiplicador bifásico, ϕ_l^2 , que permite avaliar esta queda de pressão ao longo das regiões bifásicas dos trocadores.

Para o caso específico do evaporador na Tabela 1.3, apresentam-se algumas das correlações desenvolvidas para trocadores de calor de tubos circulares. No presente trabalho utilizou-se a correlação de JUNG & RADERMACHER, desenvolvida para evaporadores com diâmetro de tubo similares aos utilizados no presente trabalho.

Tabela 1.3* Correlações para avaliar dp_{atrito} , e o multiplicador bifásico, ϕ_l^2 .

AUTOR	CORRELAÇÃO	Eq.
JUNG & RADERMACHER	$\phi_l^2 = 30,79x^{1,323}(1-x)^{0,477} Pr^{-0,7232}$ $Pr = \frac{p}{p_c}$	1.29
BO PIERRE	$(dp)_{atrito} = C_f \frac{G^2 v_m}{D_i} \text{ sendo } v_m = v_l + x_m(v_v - v_l)$ $C_f = 0,0185K_f^{3/4} Re^{-1/4} \text{ e } K_f = \frac{(i_s - i_e)}{Lg} = Bo$	1.30
CHISHOLM	$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2}$	1.31

* Baseada nas notas de aula do curso de *Escoamento Bifásico*, ministrada pelo Prof. Dr. José M. Saiz Jabardo, Departamento da Engenharia Mecânica da EESC-Universidade de São Paulo.

CHISHOLM & BAROCZI	$\phi_l^2 = 1 + (\Gamma^2 - 1) \left[Bx^{(2-n)/2} (1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n} \right]$ $\Gamma^2 = \left(\frac{v_g}{v_l} \right) \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^n \quad e \quad B = \frac{C\Gamma - 2^{2-n} + 2}{\Gamma^2 - 1}$	1.32
SOLIMAN	$\phi_l^2 = (1-x)^{2-n} \left[\frac{1}{X_{tt}} + 2,85 X_{tt}^{-1,477} \right]$	1.33
ACRC	$\phi_l^2 = 13,429 x^{1,445} (1-x)^{0,355} P_r^{-0,79}$	1.34

Para avaliar a queda da pressão por atrito na região de condensação foi considerada a correlação de YANG & WEBB (1996). Esses autores estudaram o escoamento bifásico em condensadores de microcanais, descartando o uso das correlações que envolvem o multiplicador bifásico, ϕ_l^2 , proposto por LOCKHART & MARTINELLI (1949), afirmando que se obtém melhores resultados aplicando o conceito da velocidade mássica equivalente proposta por AKERS et al. (1959) apud YANG & WEBB (1996), (ver Tabela 1.4).

Tabela 1.4 Fator de atrito local para condensadores de microcanais

AUTOR	CORRELAÇÃO	Eq.
YANG & WEBB (1996)	$\frac{C_f}{C_{f_l}} = 0,435 Re_{eq}^{0,12}$ <p>onde, $Re_{eq} = \frac{GD_h}{\mu_l} \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{1/2} \right]$; $C_{f_l} = 0,079 Re_l^{-0,25}$</p>	1.35

Nas zonas de resfriamento e sub-resfriamento do condensador, o fluido refrigerante se apresentará monofásico. Diversas correlações foram desenvolvidas para o cálculo da perda de carga de escoamentos monofásicos em tubos. YANG & WEBB (1996) verificaram que o coeficiente de atrito nos trocadores de calor de tubo plano com microcanais e microaletas é 36 % superior ao de tubo liso circular, ao passo que no caso do trocador de microcanais sem microaletas é 14% superior. Esse fato leva a evitar as correlações comuns do tipo BLAUSIUS (1908) apud INCROPERA & WITT^{*},

^{*} INCROPERA & WITT (1990), *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3ra.Ed. J.Wiley & Sons, Singapore.

usadas em trocadores de calor de tubos lisos de seção circular. As correlações para o coeficiente de atrito em tubos de microcanais e de placas por eles sugeridas apresentam a seguinte forma:

$$C_{f_{micro}} = 0.0814 \text{Re}_{D_h}^{-0.22} \text{ (tubo plano com microcanais e microaletas)}^* \quad (1.36)$$

$$C_{f_{plano}} = 0.0676 \text{Re}_{D_h}^{-0.22} \text{ (tubo plano com microcanais)} \quad (1.37)$$

A Figura 1.9 apresenta a diferença entre as correlações de BLAUSIUS e as sugeridas por YANG & WEBB (1996), aplicáveis em condensadores de tubo plano com microcanais microaletados e sem microaletas (característico do presente trabalho).

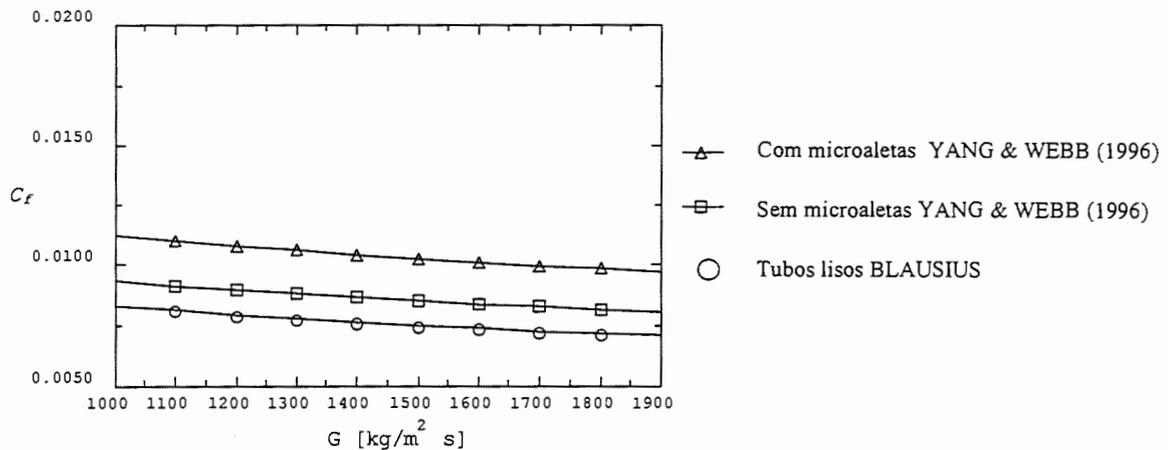


Figura 1.9 Variação com G do coeficiente de atrito para escoamento de líquido saturado em condensadores automotivos. R134a ; T=55 [C]

Para avaliar a queda da pressão por atrito na região monofásica superaquecida do evaporador utilizou-se a correlação de BLAUSIUS, considerando vapor saturado à pressão de evaporação.

* YANG & WEBB (1996), trabalharam com tubos planos com microcanais lisos e com microaletas caracterizadas por nervuras ao longo da superfície interior de cada microcanal, daí o nome de tubo plano com microcanais, com e sem microaletas.

1.3.2.4 Coeficiente de Transferência de Calor Interno

Este é um parâmetro físico importante no estudo do desempenho dos trocadores de calor, razão pela que é necessário estudá-lo com detalhe. No escoamento ao longo dos trocadores de calor, o fluido refrigerante apresenta-se em diferentes fases e estados termodinâmicos, definindo regiões monofásicas (líquido ou vapor) e regiões bifásicas (região de mudança de fase, líquido e vapor). O lado do refrigerante, ao contrario do lado do ar, é caracterizado por altos coeficientes de transferência de calor e perda de carga.

Nas seções seguintes serão apresentadas distintas correlações para a avaliação do coeficiente de transferência de calor em cada uma das regiões dos trocadores de calor, dando maior ênfase ao condensador de microcanais e fluxo paralelo e ao evaporador compacto de tubos e aletas, utilizados no presente trabalho.

1.3.2.4.1 Escoamento Monofásico

No condensador ocorrem duas regiões monofásicas: a região de resfriamento, onde o fluido refrigerante escoar no estado de vapor superaquecido, e a região de sub-resfriamento, onde escoar como líquido. No caso do evaporador, verifica-se a ocorrência da região de superaquecimento, onde o fluido se apresenta no estado de vapor superaquecido.

São diversas as correlações propostas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor monofásico em regime turbulento, que certamente ocorre em todos os casos considerados neste trabalho. DITTUS & BOELTER (1930) apud INCROPERA & WITT^{*}, propuseram uma correlação relativamente simples para escoamento turbulento no interior de tubos (Eq. 1.38), verificando-se erros máximos de até 25 %. Correlações mais complexas foram propostas com o objetivo de melhorar a precisão. É o caso da correlação de PETUKOV et al. (1970), Eq.(1.39), e a de GNIELINSKI (1976), Eq.(1.40). Esta constitui um

^{*} INCROPERA & WITT (1990), *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3ra.Ed. J.Wiley & Sons, Singapore.

desenvolvimento da correlação de PETUKOV et al. (1970) para melhorar a precisão na faixa de números de Reynolds pequenos. As correlações são apresentadas na Tabela 1.5 e comparadas na Figura 1.10. A dispersão máxima observada na Figura 1.10 entre as correlações de PETUKOV et al. (1970) e GNIELINSKI (1976) é de 10,5 % , entre DITTUS BOELTER (1930) e PETUKOV et al. (1970) é de 18 %, e entre DITTUS BOELTER (1930) e GNIELINSKI (1976) é de 15 %. As dispersões observadas para o caso da Figura 1.10 podem sofrer variações dependendo do tipo de fluido e das condições operacionais.

Tabela 1.5 Correlações para o número de Nusselt em escoamento monofásico

AUTOR	CORRELAÇÃO	Eq.
DITTUS & BOELTER (1930)	$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad 0,7 \leq Pr \leq 160$ $Re \geq 10000 \quad L / D \geq 10$ $n=0,3 \text{ para resfriamento.}$ $n=0,4 \text{ para aquecimento.}$	1.38
PETUKOV et Al. (1970)	$Nu_D = \frac{(f/8) Re_D Pr}{1,07 + 12,7 (f/8)^{1/2} (Pr^{1/3} - 1)}$ $f = (1,82 \text{Log}(Re_D) - 1,64)^{-2}$ $0,5 < Pr < 2000 \quad 10000 < Re_D < 5000000$	1.39
GNIELINSKI (1976)	$Nu = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12,7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$ $f = (0,79 \text{Ln}(Re_D) - 1,64)^{-2}$ $0,5 < Pr < 2000 \quad 2300 < Re_D < 5000000$	1.40

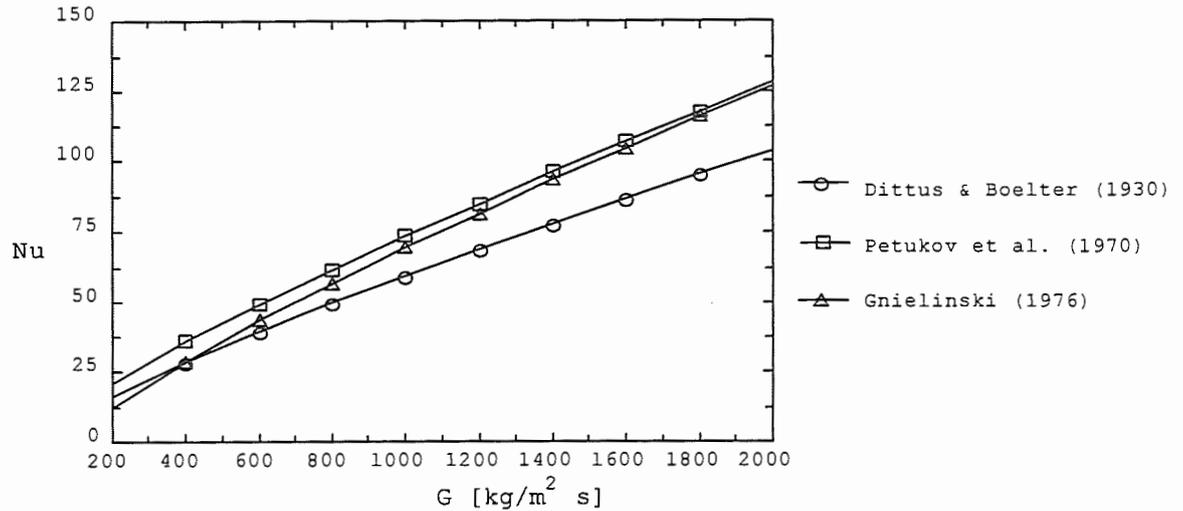


Figura 1.10 Comparação dos resultados proporcionados pelas correlações para o número de Nusselt para líquido saturado. R134a ; T=55 [°C] ; D=0,002 [m]

Avaliado o Número de Nusselt, Nu , o coeficiente de transferência de calor pode ser calculado a partir da relação de definição:

$$h = \frac{Nu k}{D} \quad (1.41)$$

1.3.2.4.2 Escoamento Bifásico

Este tipo de escoamento apresenta-se nas regiões de mudança de fase, tanto no condensador como no evaporador. Durante o escoamento do fluido refrigerante ao longo da região de condensação, este sofre uma mudança de fase de vapor a líquido e, na região de evaporação, este sofre uma mudança de mistura a vapor. Para melhor estudo do coeficiente de transferência de calor na região bifásica, na literatura foram propostas diversas correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor local, representados por modelos empíricos específicos para um padrão de escoamento, ou modelos generalizados aplicáveis à maioria dos padrões de escoamento.

Dentre os modelos empíricos específicos para evaporadores, se destaca o proposto por BO PIERRE (1964), que avalia o coeficiente médio de

transferência de calor numa serpentina, considerando as condições de entrada e saída do fluido refrigerante e válida para R-12 e R-22. KLIMENKO (1988) propôs uma correlação para a transferência de calor na evaporação, válida para tubos horizontais e verticais. TURAGA et al. (1988) afirma que a transferência de calor e perda de carga em serpentinas são influenciadas pela presença do óleo lubrificante transportado desde o compressor. KANDLIKAR (1990) e JUNG & RADERMACHER (1991) avaliam o coeficiente interno de transferência de calor local considerando a variação do título da mistura líquido e vapor. Segundo TANDON et al. (1995) títulos elevados tendem a produzir coeficientes altos, uma vez que, em escoamento anular, a espessura média do filme de líquido na parede do tubo diminui com o título.

Nos modelos generalizados do coeficiente de transferência de calor, admite-se o princípio da superposição de mecanismos de mudança de fase, segundo o qual, o coeficiente combinado de transferência de calor é expresso pela soma dos efeitos de ebulição nucleada e ebulição convectiva, representados por h_{nb} e h_{cb} , respectivamente.

$$h = h_{nb} + h_{cb} \quad (1.42)$$

Alguns dos modelos empíricos generalizados mais conhecidos são de CHEN (1966), GUNGOR & WINTERTON (1985), e JUNG & RADERMACHER (1991). Outros modelos para avaliar o coeficiente de transferência local foram propostos, incluindo entre eles o de SHAH(1978), de KANDLIKAR (1990) e de KLIMENKO (1988). A Tabela 1.6 detalha as distintas correlações. Algumas delas são comparadas na Figura 1.11.

AWF (1995) testou a correlação de KLIMENKO (1988) no estudo de um evaporador automotivo similar ao do presente trabalho, razão pela qual essa correlação será adotada no presente trabalho para a região de evaporação do evaporador.

Tabela 1.6 Correlações para avaliar o coeficiente de transferência de calor, h , para a região de evaporação

AUTOR	CORRELAÇÃO	CONSIDERAÇÕES	Eq.
CHEN (1966)	$h = h_l \cdot F_{Ch} + h_e \cdot S_{Ch}$ $h_e = 0,00122 \left(\frac{k_l^{0,79} c_{pl}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} i_{lv}^{0,24} \rho_v^{0,24}} \right) \Delta T_{sat}^{0,24} \Delta P_{sat}^{0,75}$ $S_{Ch} = \frac{1}{(1 + 2,53 \cdot 10^{-6} \cdot Re_l^{1,17})}$	$h_l = \frac{k_l}{D} \cdot 0,023 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4}$ $F_{Ch} = 1 \text{ para } \frac{1}{X_{ll}} \leq 0,1$ $F_{Ch} = 2,35 \cdot \left(\frac{1}{X_{ll}} + 0,213 \right)^{0,736} \text{ para } \frac{1}{X_{ll}} > 0,1$	1.43
GUNGOR & WINTERTON N (1986)	$h = h_l \cdot F_{GW} + h_e \cdot S_{GW}$ $F_{GW} = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1,37 \cdot \left(\frac{1}{X_{ll}} \right)^{0,86}$ $h_e = 55 \cdot Pr^{0,12} \cdot (-\log_{10} Pr)^{0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot \phi^{0,67}$ $S_{GW} = \frac{1}{1 + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot F_{GW}^2 \cdot Re_l^{1,17}}$	<p>Os fatores F e S deverão ser multiplicados por:</p> $F1 = Fr (0,1 - 2 \cdot Fr)$ $S1 = \sqrt{Fr}$ <p>Se Fr for menor que 0,05, onde:</p> $Fr = \frac{G^2}{(\rho_l^2 g D)}$	1.44
JUNG & RADERMAHER (1990)	$h_b = h_l \cdot F_{JR} + S_{JR} \cdot h_e$ $h_e = 207 \cdot \frac{k_L}{D_b} \cdot \left(\frac{\phi \cdot D_b}{k_l \cdot T_{sat}} \right)^{0,745} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,581} \cdot (Pr_l)^{0,533}$ $S_{JR} = 4048 \cdot X_{ll}^{1,22} \cdot Bo^{1,13} \text{ para } X_{ll} \leq 1$ $S_{JR} = 2,0 - 0,1 \cdot X_{ll}^{-0,28} \cdot Bo^{-0,33} \text{ para } 1 < X_{ll} \leq 5$	$D_b = 0,0146 \cdot \beta \cdot \left[\frac{2 \cdot \sigma}{g(\rho_L - \rho_v)} \right]^{0,5} \text{ com } \beta = 35^\circ$ $F_{JR} = 2,37 \cdot \left(0,29 \cdot \frac{1}{X_{ll}} \right)^{0,85}$ $Bo = \phi / (Gi_{lv})$	1.45
KLIMENKO (1988)	$h = 0,087 Re_m^{0,6} Pr_l^{0,2} \left(\frac{k_v}{k_l} \right)^{0,09} \left(\frac{k_l}{D_L} \right)$	$u_m = \frac{\dot{m}_r}{A_{ci} \rho_L} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right] \quad D_L = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_v)}}$ $Re_m = \frac{u_m D_L}{\left(\frac{\mu_L}{\rho_L} \right)}$	1.46
SHAH (1982)	$h = h_l \psi \text{ onde:}$ <p>$\psi = 1,8 / C_o^{0,8}$ condição limite de mudança de fase convectiva pura, para elevadas vazões e $Bo = \text{Constante}$.</p> <p>$\psi = 230 Bo^{0,5}$ condição limite correspondente a ebulição nucleada.</p>	$C_o = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5}$	1.47

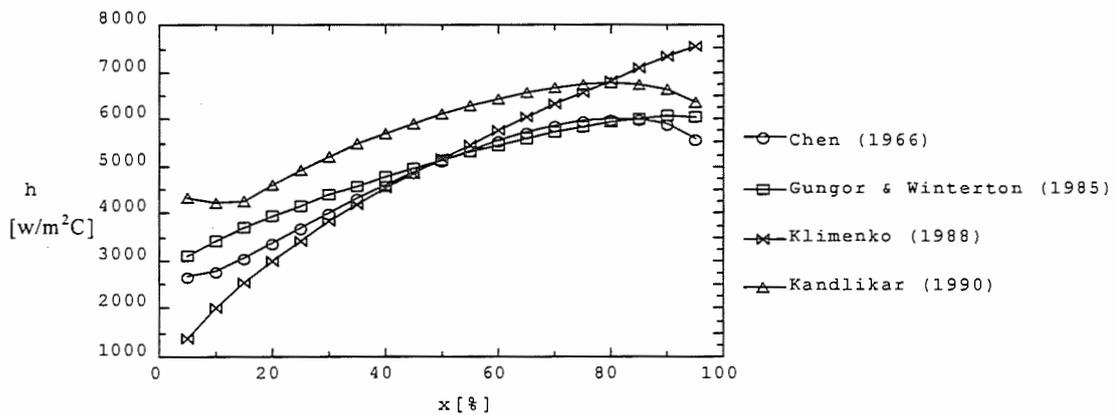


Figura 1.11 Coeficiente de transferência de calor local na região de mudança de fase R12; $T_{sat} = -5 [^\circ C]$; $G = 500 [kg/m^2 s]$; $\Phi = 10 [kw/m^2]$; $D = 0,01 [m]$

Para a região de mudança de fase do condensador de microcanais ou região de condensação não existem muitos estudos. Recentemente KUPERUS (1995) desenvolveu correlações para coeficientes de transferência de calor e perda de carga, aplicáveis à condensação em dutos de microcanais, considerando várias geometrias. Da mesma forma YANG & WEBB (1996) apresentam correlações baseadas na de SHAH (1978), para a região de mudança de fase do trocador. Esta correlação foi utilizada no presente trabalho, por ser aferida em tubos planos com microcanais de geometria similar à existente no condensador. AWF (1995) desenvolve uma correlação baseada no modelo de SAIZ JABARDO(1988) apud AWF(1995) considerando a variação do título na região. A Figura 1.12 mostra uma comparação entre os valores obtidos pelas correlações de KUPERUS (1995), SHAH (1978), SAIZ JABARDO (1988).

Tabela 1.7 Correlações para avaliar o número de Nusselt no condensador de microcanais.

AUTOR	CORRELAÇÃO	Eq.
KUPERUS (1995)	<p>Para $G > 500$, $G < 500$ e $Fr_s > 20$:</p> $Nu = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \left(1 + \frac{1,130}{X_{tt}^{1,064}} \right)$ <p>Para $G < 500$ e $Fr_s < 20$: $Nu = Nu_{filme} + S Nu_{fo}$</p> $S = Arc \cos \left[2 \left(\frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{2/3}} \right) - 1 \right] \left(\frac{1}{\pi} \right)$ $Nu_{filme} = \frac{0,23 Re_{vo}^{0,12}}{1 + 1,11 X_{tt}^{0,58}} \left(\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g D_h^3 Pr_l}{\mu^2} \right) \left(\frac{c_{pl} T - T_p }{h_g} \right)$ $Nu_{fo} = 0,0195 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \sqrt{1,376 + \frac{7,242}{X_{tt}^{1,655}}}$	1.48
SHAH (1978)	$h_{2c}(x) = h_{10} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{Pr^{0,38}} \right]$ $h_{10} = \frac{0,023 Re_{l0}^{0,8} Pr_l^{0,4} k_l}{D_h}$	1.49
SAIZ JABARDO (1988)	$Nu = 0,05 Re_q^{0,8} Pr_l^{0,33}$ $Re_q = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} + Re_l$	1.50

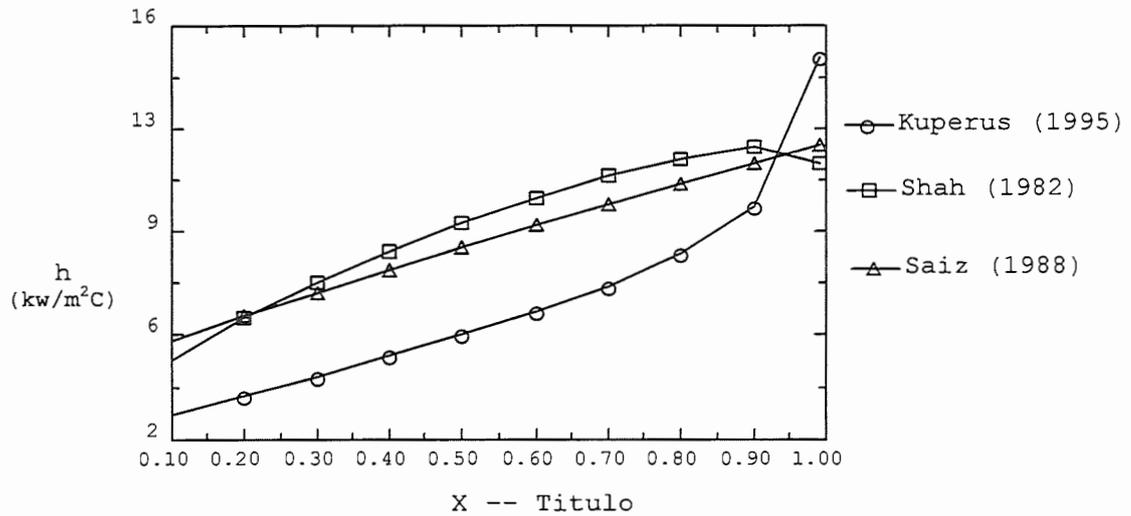


Figura 1.12 Coeficiente de transferência de calor local na região de condensação. $G=500[\text{kg/s m}^2]$, $T_{\text{cond}} = 60[^\circ\text{C}]$, R-134a

A maioria das correlações mostradas, tanto para o condensador como para o evaporador, avaliam o coeficiente de transferência de calor local, razão pela qual, é importante observar que, no presente estudo será utilizado o coeficiente de transferência de calor médio ao longo do tubo ou da região a considerar, sendo dado por:

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h(z) dz \quad (1.51)$$

sendo z a distância ao longo do comprimento do tubo

No caso em que o fluxo de calor no tubo, Φ , for uniforme, considerando equilíbrio termodinâmico*,

$$dz = \left(\frac{GD i_{lg}}{4\Phi} \right) dx \quad (1.52)$$

* Corresponde à condição em que o calor transferido da parede é integralmente “convertido” na mudança de fase.

e

$$L = \left(\frac{GD_{ig}}{4\Phi} \right) (x_s - x_e) \quad (1.53)$$

portanto:

$$\bar{h} = \frac{1}{(x_s - x_e)} \int_{x_e}^{x_s} h(x) dx \quad (1.54)$$

1.3.2.5 Coeficiente de Transferência de Calor Externo

O cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do ar será estabelecido empregando o fator de Colburn j_{ar} , expresso pela seguinte relação:

$$j_{ar} = St_{ar} Pr_{ar}^{2/3} \quad (1.55)$$

onde,

$$St_{ar} = \frac{Nu_{ar}}{Pe_{ar}} = \frac{Nu_{ar}}{Re_{ar} Pr_{ar}} \quad (1.56)$$

a partir do Número de Nusselt, Nu_{ar} , o coeficiente de transferência de calor, h_{ar} , pode ser avaliado por intermédio da seguinte relação:

$$h_{ar} = \frac{Nu_{ar} k_{ar}}{D_{har}} \quad (1.57)$$

A maioria das correlações existentes para avaliar o fator de Colburn j são apresentadas como funções diretas do número de Reynolds, Re_{ar} , dado pela seguinte relação:

$$Re_{ar} = \frac{G_{ar} D_{har}}{\mu_{ar}} \quad (1.58)$$

onde:

$$G_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{ca}} = \rho_{ar} V_{ar} \quad (1.59)$$

O diâmetro hidráulico, D_{har} , e a área de mínimo escoamento do ar, A_{ca} , são avaliados no Apêndice I.

Para trocadores de calor de tubos e aletas foram desenvolvidas diversas correlações, como detalha a Tabela 1.8. AWF (1995) propôs uma correlação a partir de uma curva apresentada por KAYS & LONDON (1984) para trocadores de superfície seca e configuração similar à dos evaporadores usados na indústria automotiva. McQUISTON & RICH (1978) e CHEN & REN (1988) desenvolveram correlações para superfícies secas, KAYANSAYAN (1993) incorpora parâmetros geométricos que afetam o fator j . Algumas destas correlações são apresentadas e comparadas na Figura 1.13.

Tabela 1.8 Correlações para a determinação do fator de Colburn (j).

AUTOR	CORRELAÇÃO	Eq.
McQUISTON (1981)	$j = \frac{k}{D_h} \frac{Re^{0,8} Pr^{0,73}}{Gc_p}$	1.60
CHEN & REN (1988)	$j = 0,191 Re^{-0,32} Pr^{0,07}$	1.61
AWF (1995)	$j = 0,91 \left(\frac{Re}{1000} \right)^{-0,39}$	1.62

A correlação escolhida para avaliar o coeficiente de transferência de calor no lado do ar para superfície seca do evaporador é a de AWF(1995), testada para evaporadores automotivos de tubos e aletas de geometria similar ao utilizado no presente trabalho.

No sistema de ar condicionado automotivo, a superfície das aletas do evaporador apresenta uma temperatura inferior à temperatura de orvalho do meio externo, de modo que, a superfície externa do evaporador fica molhada, aumentando o coeficiente de transferência de calor no lado do ar. Este efeito é considerado segundo DOMANSKI & DIDION (1985), Eq.(2.33) apresentada no seguinte capítulo.

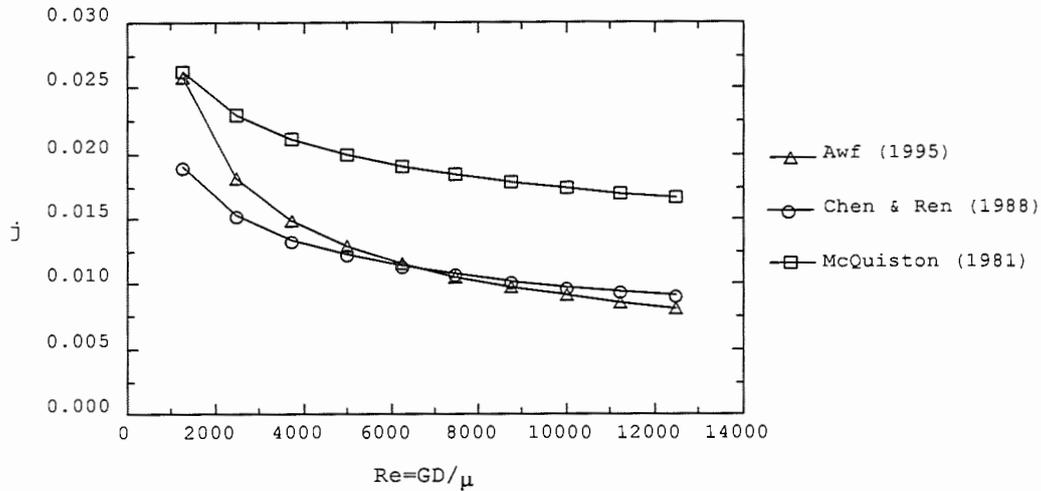


Figura 1.13 Gráfico de comparação do coeficiente de Colburn para o ar $T=30$ [°C] ; $P=101.3$ [kPa]

No caso específico dos condensadores automotivos, objeto do presente estudo, AWF (1995) desenvolveu correlações apresentadas na Tabela 1.9 e ilustradas na Figura 1.14 , para distintos tipos de condensadores automotivos.

Tabela 1.9 Fatores de colburn, j , para condensadores automotivos

AUTOR	CORRELAÇÃO	Eq.
AWF (1995)	$j = 0,02633 - 0,02374 \left(\frac{Re}{2000} \right) + 0,007383 \left(\frac{Re}{2000} \right)^2$ Para condensadores de tubo plano sem microcanais	1.63
AWF (1995)	$j = 0,91 Re^{-0,5}$ Para condensadores de tubo plano com microcanais e fluxo paralelo.	1.64
TINAUT et al. (1991)	$j = 0,263 Re^{-0,468}$ Para condensadores automotivos de tubos.	1.65

No presente trabalho o coeficiente de transferência de calor no lado do ar do condensador foi avaliado mediante o fator de colburn dado por AWF(1995), Eq.(1.64) aferida para o tipo de condensador utilizado.

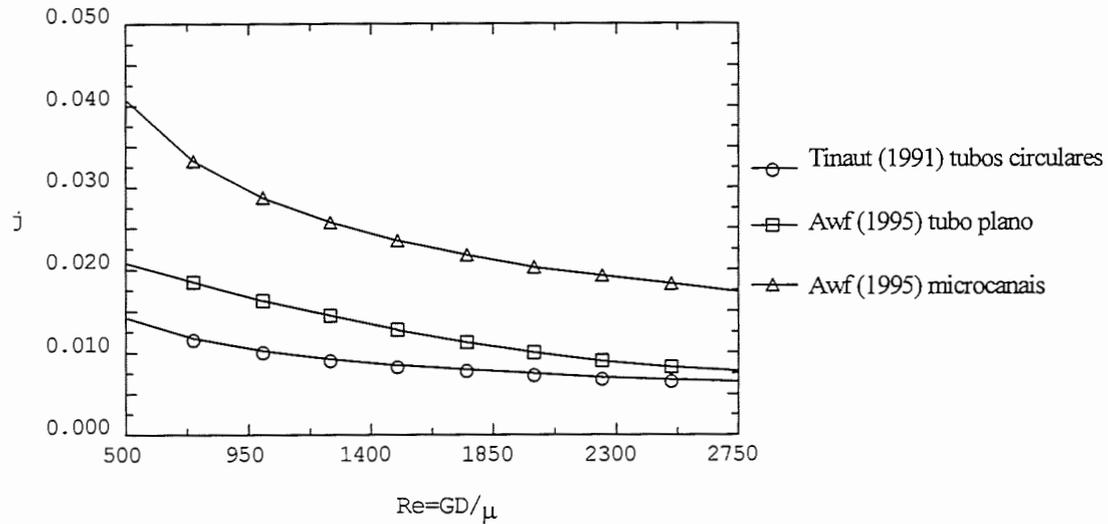


Figura 1.14 Gráfico de comparação do fator de Colburn para ar escoando sobre condensadores automotivos. $T=30$ [°C] ; $P=101,3$ [kPa]

1.3.3 Análise do Sistema Frigorífico Automotivo

Após estudar os parâmetros físicos mais importantes para modelar matematicamente os componentes do sistema frigorífico, é necessário estudar as metodologias de simulação do sistema frigorífico automotivo, com o objetivo de conhecer seu comportamento a partir das características individuais de cada um dos componentes. O objetivo principal desta seção é pesquisar a maioria dos estudos feitos relacionados com simulação de sistemas frigoríficos, com especial ênfase na simulação de sistemas frigoríficos automotivos, que são de interesse no presente trabalho.

Observou-se a carência de trabalhos específicos relacionados ao estudo do desempenho térmico dos sistemas frigoríficos automotivos, fato que representou outra motivação para a execução deste trabalho.

1.3.3.1 Revisão da Simulação do Sistema Frigorífico

Um dos métodos mais usados na engenharia para a análise de sistemas térmicos é a determinação dos pontos de equilíbrio. Neste método, o comportamento característico de dois componentes interligados é expresso em

termos das mesmas variáveis e, então, relacionado na forma gráfica. A interseção das curvas correspondentes a cada equipamento indica a condição em que os pré-requisitos para cada equipamento estão satisfeitos. Este será, então, o ponto de operação do sistema composto pelos dois equipamentos.

Outro caminho para o análise de sistemas é a denominada simulação, baseada mais em procedimentos matemáticos ao invés dos gráficos. A interseção de duas curvas, que determina o ponto de equilíbrio, sugere que este ponto seja a solução de um sistema de duas equações simultâneas. A simulação de sistemas é, de fato, a solução simultânea das equações que representam o comportamento característico de todos os componentes que compõem o sistema, juntamente com as equações de conservação de massa, energia e equações de estado.

Estudos de simulação de sistemas térmicos, como é o caso de um sistema de refrigeração, foram desenvolvidos para prever condições de operação e quantificar os estados do fluido de trabalho nos distintos componentes do sistema. Nesta simulação busca-se a condição onde todas as equações de conservação de energia e massa, equações de estado da substância e todas as características de desempenho dos componentes e controle do sistema sejam satisfeitas. STOECKER (1971) apresenta um programa generalizado para simulação de sistemas térmicos em regime permanente, utilizando o método de solução simultânea, aplicando a técnica de Newton-Raphson. Discute, também, as vantagens e desvantagens do método das substituições sucessivas ou iteração funcional.

Outros trabalhos de simulação de sistemas térmicos foram desenvolvidos por pesquisadores como ELLISON & RICE (1979) , FISCHER & RICE (1982), ROSELL et al. (1979) e MUNCH & BERNTSSON (1983), os quais apresentaram modelos de simulação de bombas de calor. DEBRUIN et al. (1978), DHAR & SOEDEL (1979), GROFF et al. (1981), BADR et. al. (1990), MONDOT (1991), GRODENT et al. (1993), OLIVEIRA (1996) apresentaram modelos de simulação para sistemas frigoríficos.

Especificamente, no caso de sistemas frigoríficos para ar condicionado automotivo, AWF (1995) apresenta um modelo de simulação de um sistema frigorífico para um automóvel Renault, usando o método de substituições sucessivas. Este trabalho é um dos poucos que estuda especificamente um sistema frigorífico automotivo, tendo utilizado três tipos de condensadores de alumínio (de tubos circulares, de tubo plano e de tubo plano com microcanais), três tipos de evaporadores de alumínio (de tubos circulares e aletas, de serpentina e de placas), um compressor de deslocamento fixo SANDEN SD-709 e uma válvula de expansão termostática.

1.3.4 Avaliação da Pesquisa Bibliográfica

A presente pesquisa bibliográfica procurou explorar a maioria dos parâmetros físicos que envolve a modelagem matemática de cada componente, dando ênfase, principalmente, ao compressor de deslocamento variável e ao condensador de microcanais, por se tratar de componentes de tecnologia recente e de muito interesse para a indústria automotiva (Electro Auto S.A.). Apesar das dificuldades e do reduzido material bibliográfico existente, relativo aos dois componentes anteriormente referidos, conseguiu-se boa quantidade de informação que permitiu a elaboração dos modelos matemáticos, levando em conta a maioria dos fenômenos físicos apresentados.

Após de estudar as ferramentas básicas para atingir o objetivo da simulação do circuito frigorífico automotivo, nos próximos capítulos serão desenvolvidos, com detalhe, os diferentes modelos matemáticos para cada componente, as metodologias de solução do sistema de equações representativo do sistema, uma análise crítica dos resultados e do efeito da variação de algumas variáveis dentro o sistema, um detalhamento dos procedimentos e equipamentos experimentais utilizados, finalizando com a apresentação dos resultados e conclusões do estudo.

CAPÍTULO 2

Modelo Matemático do Sistema Frigorífico

Modelos matemáticos adequados para cada um dos componentes do sistema frigorífico automotivo foram desenvolvidos para condições de regime permanente. Em cada um dos modelos matemáticos procurou-se incorporar a maioria dos fenômenos físicos característicos associados à operação do sistema frigorífico. A seguir foi elaborado um sub-programa de cálculo de avaliação de cada um dos componentes para, posteriormente, desenvolver o programa principal que determina os pontos de equilíbrio ou solução do sistema frigorífico.

O refrigerante considerado é o R134a, alternativo ao R12, que apresenta a vantagem de não ser nocivo à camada de ozônio. Pela necessidade de se dispor das propriedades termodinâmicas e de transporte do R134a, foi realizado um estudo, apresentado no Apêndice II e, posteriormente, foram desenvolvidos programas na linguagem “Fortran” para avaliar as mencionadas propriedades. No programa de simulação matemática, tal dificuldade foi contornada pela utilização do programa EES, “*Engineering Equation Solver*”, que dispõe de funções especiais para avaliação dessas propriedades.

No presente capítulo será feito um detalhamento dos modelos matemáticos de cada componente do sistema frigorífico considerado no presente trabalho e da metodologia utilizada.

2.1 Modelo do Compressor

Num sistema frigorífico, o compressor tem a função de circular o refrigerante pelo sistema. No caso do presente estudo, como observado anteriormente, o refrigerante será o R134a, razão pela qual o compressor será adequado para operação com esse refrigerante, como é o caso do compressor SANDEN SD7V16. A Tabela 2.1 apresenta algumas características e especificações técnicas do mesmo. Deve se notar que o referido compressor é

do tipo deslocamento variável. Uma de suas vantagens é a de proporcionar a possibilidade de ajuste as condições operacionais, evitando o controle do tipo tudo ou nada. O modelo desenvolvido incorpora a característica de deslocamento variável do compressor. O comprimento do deslocamento dos pistões é controlado pelo movimento de um disco de ângulo variável. Quanto maior o ângulo, maior o deslocamento dos pistões. A posição do disco é ajustada de forma a manter a pressão de evaporação constante para qualquer condição operacional.

Tabela 2.1 Especificações técnicas do compressor SANDEN SD7V16

Deslocamento dos pistões	Mínimo 2,2 [mm] , máximo 34,2 [mm]
Diâmetro dos pistões	29,3 [mm]
Número de cilindros	7
Deslocamento por revolução	Mínimo 10,4 [cm ³ /rev], máximo 161,3 [cm ³ /rev]
Refrigerante	R-134 ^a
Diâmetro da polia	119 [mm]
Velocidade máxima contínua	6000 [rpm]
Velocidade máxima instantânea	7000 [rpm]
Peso do compressor e embreagem	6,8 [kg]
Quantidade de óleo	135 [cm ³]

A exemplo do que ocorre em um compressor alternativo de deslocamento fixo o rendimento volumétrico de espaço nocivo pode ser expresso em função da fração de espaço nocivo, ε_n , e da relação entre pressões,

$$r_c = p_d / p_a .$$

$$\eta_v = 1 - \varepsilon_n \left[\left(\frac{p_d}{p_a} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (2.1)$$

É importante notar que o rendimento volumétrico real depende de fatores tais como perda de carga, troca de calor nos canais de admissão, número de revoluções, *rpm*, e a cilindrada, *cc*. Nessas condições, uma forma simplificada que levasse em conta o efeito da rotação e a cilindrada utilizando os dados de catálogo do fabricante poderia ser expressa pela seguinte equação:

$$\eta_v = f(\text{rpm}, \text{cc}, P_d/P_a) = \left\{ 1 - \varepsilon_n \left[\left(\frac{P_d}{P_a} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\} f_1(\text{rpm}, \text{cc}) \quad (2.2)$$

A função $f_1(\text{rpm}, \text{cc})$ foi obtida a partir dos dados de catálogo do compressor Sanden SD7V16, apresentados na Tabela 2.2. Fazendo uma regressão múltipla pelo método dos mínimos quadrados, a função $f_1(\text{rpm}, \text{cc})$ resulta:

$$f_1 = 0,00311013 \text{cc}^2 + 5,07037 \cdot 10^{-4} \text{cc} \cdot \text{rpm} + 5,43372 \cdot 10^{-8} \text{cc} \cdot \text{rpm}^2 + 2,771 \cdot 10^{-10} \text{cc}^2 \cdot \text{rpm}^2 - 3,28737 \cdot 10^{-6} \text{cc}^2 \cdot \text{rpm} + 9,58702 \cdot 10^{-8} \text{rpm}^2 \quad (2.3)$$

A vazão de refrigerante que o compressor desloca pode ser obtida pela seguinte equação:

$$\dot{m}_r = \frac{VD \cdot n_r}{v_a} \eta_v \quad ; \quad n_r = \frac{\text{rpm}}{60} \quad (2.4)$$

onde ;

$$VD = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot L \cdot Z_c = \text{Deslocamento volumétrico} \quad (2.5)$$

O deslocamento do pistão, L , depende da posição do disco ou prato giratório, esta que varia com o número de revoluções, n_r , e com a pressão de aspiração do compressor, p_a . O aumento da rotação no compressor representa um aumento da vazão de refrigerante, aumentando a capacidade de refrigeração. Para evitar esse incremento é diminuído o deslocamento do pistão mediante uma inclinação do prato giratório. Por outro lado, um aumento da pressão de aspiração, p_a , implica um incremento do ângulo de inclinação do prato giratório com o objetivo de manter constante a temperatura de evaporação.

Tabela 2.2 Características de desempenho do compressor SANDEN modelo SD7V16

		Velocidade do Compressor (rpm)							
		750	1000	1800	3000	4000	5000	6000	7000
100 % (163 cc)	\dot{Q} (kcal/h)	2301	3141	5526	7298	7553			
	\dot{Q} (kw)	2.675	3.652	6.452	8.486	8.782			
	\dot{W}_{real} (kw)	1.094	1.455	2.732	4.683	5.982			
	η_v (%)	69.8	71.6	70	55.5	43			
	COP	2.445	2.509	2.351	1.811	1.468			
	Td (°C)	80	79.1	85.2	91.7	97.9			
75 % (123 cc)	\dot{Q} (kcal/h)	1600	2166	3955	6130	7353	8273		
	\dot{Q} (kw)	1.861	2.519	4.599	7.127	8.549	9.619		
	\dot{W}_{real} (kw)	0.791	1.045	1.93	3.332	4.443	5.416		
	η_v (%)	64.9	65.8	66.8	62.1	55.9	50.3		
	COP	2.352	2.41	2.382	2.139	1.924	1.776		
	Td (°C)	79.5	78.2	82.4	87.2	93.8	96.2		
50 % (83 cc)	\dot{Q} (kcal/h)			2320	3918	5121	5857	6732	
	\dot{Q} (kw)			2.697	4.555	5.954	6.81	7.827	
	\dot{W}_{real} (kw)			1.169	2.064	2.77	3.393	4.07	
	η_v (%)			58.1	58.9	57.7	52.8	50.5	
	COP			2.306	2.206	2.149	2.007	1.923	
	Td (°C)			80	79.5	86.7	89.8	86.7	
30 % (50 cc)	\dot{Q} (kcal/h)				1648	2065	2598	3297	3688
	\dot{Q} (kw)				1.916	2.401	3.021	3.834	4.288
	\dot{W}_{real} (kw)				1.022	1.365	1.778	2.192	2.557
	η_v (%)				40.7	38.3	38.6	40.8	39.1
	COP				1.874	1.759	1.699	1.749	1.676
	Td (°C)				87.7	89.8	93.2	95.7	97

Condições de teste:

P_d = Pressão de descarga

$P_d / P_a = 15 / 2$ bar.

P_a = Pressão de aspiração

$\Delta T_{sr} = 6$ °C Subresfriamento do líquido antes da V.E.

$\Delta T_{sa} = 10$ °C Superaquecimento do vapor

A temperatura de descarga, T_d , foi avaliada mediante o rendimento de compressão adiabática, obtida a partir dos dados do catálogo (Tabela 2.2).

Considerando a Figura 2.1, o rendimento de compressão adiabática pode ser definido como:

$$\eta_{iso} = \frac{\dot{W}_{iso}}{\dot{W}_{real}} = \frac{i_{2s} - i_1}{i_{2'} - i_1} \quad (2.6)$$

$$\eta_{iso} = \frac{\dot{m}_r (i_{2s} - i_1)}{\dot{W}_{real}} \quad (2.7)$$

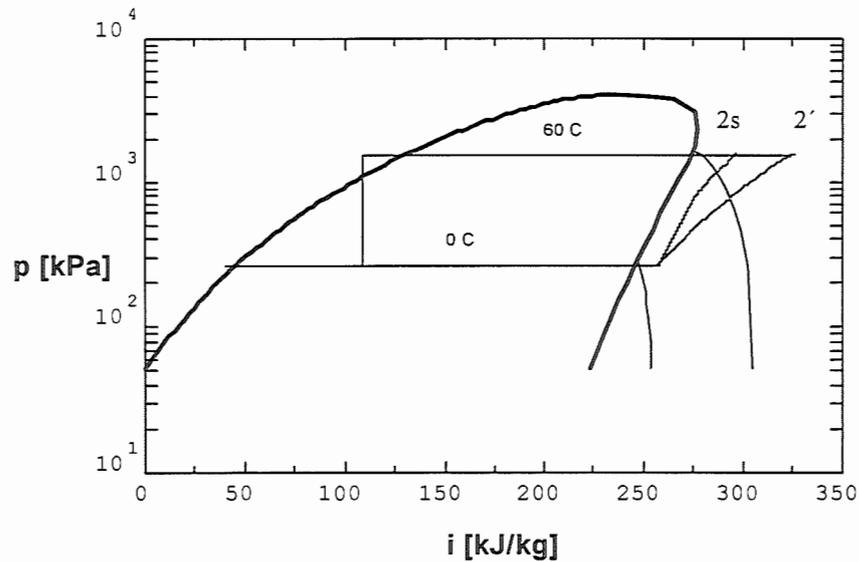


Figura 2.1 Diagrama (p,i) de um sistema frigorífico simples, incluindo a compressão adiabática e a real.

A eficiência da compressão adiabática foi avaliada pela Eq.(2.7), considerando os valores da Tabela 2.1. A entalpia do refrigerante na saída do compressor, $i_{2'}$, pode ser obtida pela seguinte equação:

$$i_{2'} = \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_{iso}} + i_1 \quad (2.8)$$

Tendo os valores das pressões de descarga, P_d , e de admissão, P_a , as entalpias $i_{2'}$ e i_1 são avaliadas. No cálculo da entalpia, i_1 , é admitido um determinado grau de superaquecimento, ΔT_{SA} . A temperatura de descarga do compressor será obtida a partir de $T_{scomp} = f(i_{2'}, P_d)$.

Considerando a potência consumida pelo compressor, \dot{W}_{real} , o coeficiente de desempenho do sistema frigorífico pode ser avaliado pela seguinte equação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{real}} = \frac{i_1 - i_4}{i_2' - i_1} \quad (2.9)$$

2.2 Modelo do Condensador

O modelo do condensador leva em conta as três regiões, caracterizadas como região de resfriamento ou superaquecida, região de condensação e região de sub-resfriamento.

Para cada uma das regiões é avaliado o coeficiente global de transferência de calor referido à superfície interna do tubo, de acordo com a Eq.(1.2), ou seja, avalia-se o coeficiente de transferência de calor médio, \bar{h}_c . As constantes α e λ são constantes representando relações de áreas (avaliadas no Apêndice I). No caso do condensador, as aletas não são propriamente retas, mas apresentam uma leve curvatura, o que não impede que possam ser satisfatoriamente modeladas como aletas retangulares. A Figura 2.2 mostra esquematicamente a distribuição real das aletas e uma aleta retangular. Neste caso a eficiência da aleta poderá ser calculada pela seguinte equação:

$$\eta_a = \frac{\tanh\left(\frac{H_a}{2} \sqrt{\frac{2h_{ar}}{k_a t_a}}\right)}{\frac{H_a}{2} \sqrt{\frac{2h_{ar}}{k_a t_a}}} \quad (2.10)$$

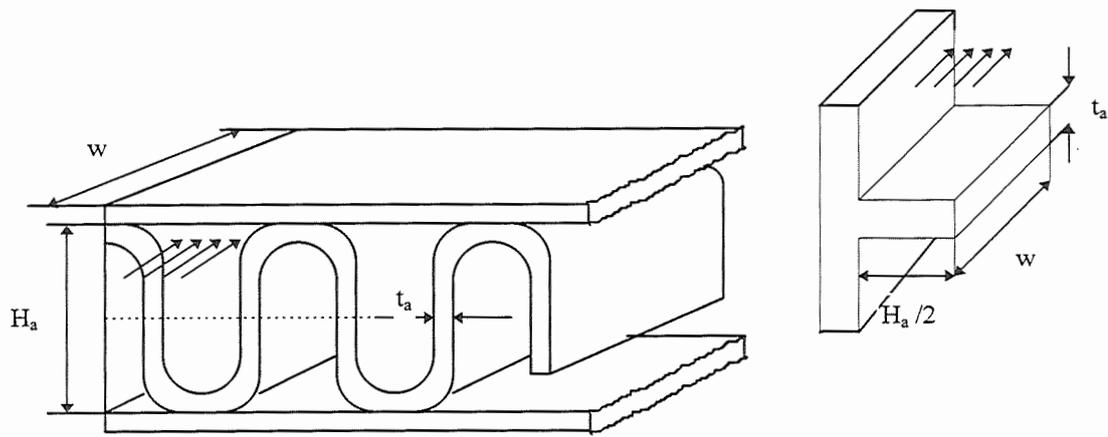


Figura 2.2 Esquema de representação das aletas e aproximadas por uma aleta de perfil retangular.

O coeficiente de transferência de calor no lado do ar, h_{ar} , é avaliada mediante o fator de Colburn, j , proposto por AWF (1985), Eq.(1.64).

Em cada uma das regiões, correlações do tipo $\varepsilon = f(NUT, C^*, arranjo)$, apresentadas no Capítulo 1, foram incorporadas com o objetivo de avaliar a efetividade do trocador, ε .

Nas regiões de resfriamento e condensação, a vazão de ar, \dot{m}_{ar} , é avaliada mediante um processo iterativo, assumindo inicialmente valores arbitrários. No caso da região de resfriamento, assume-se inicialmente uma vazão de ar de $\dot{m}_{ar1c} = 0,1\dot{m}_{ar}$, ao passo que na região de condensação, o valor inicial assumido é dado por $\dot{m}_{ar2c} = 0,8\dot{m}_{ar}$. Estes valores foram assumidos levando em conta que a região de condensação predomina. Para a região de sub-resfriamento a vazão de ar é dada por $\dot{m}_{ar3c} = \dot{m}_{ar} - (\dot{m}_{ar1c} + \dot{m}_{ar2c})$.

O comprimento de uma região é avaliado a partir da superfície interior total de troca de calor na região, A_{ijc} , considerando o número de tubos por passo, N_{tubos} ,

$$L_{jc} = \frac{A_{ijc}}{p_{it} N_{tubos}} \quad (2.11)$$

2.2.2 Região de resfriamento

Nesta região, o refrigerante escoa como vapor superaquecido. Para efeito de simplificação, o coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante, \bar{h}_{1c} , é avaliado considerando as propriedades do vapor saturado à temperatura de condensação, usando a correlação de DITTUS & BOELTER (1930), Eq.(1.38).

Para avaliar a vazão de ar nesta região, assume-se inicialmente uma vazão de ar de $\dot{m}_{ar_{1c}} = 0,1\dot{m}_{ar}$. Posteriormente as capacidades caloríficas podem ser avaliadas como:

$$C_{ar_{1c}} = c_{par} \dot{m}_{ar_{1c}}$$

$$C_{re_{1c}} = c_{pr_{1c}} \dot{m}_r^*$$

onde;

$$\begin{aligned} C_{min} = C_{ar_{1c}} = c_{par} \dot{m}_{ar_{1c}} & \quad \text{ou} & \quad C_{max} = C_{ar_{1c}} = c_{par} \dot{m}_{ar_{1c}} \\ C_{max} = C_{re_{1c}} = c_{pr_{1c}} \dot{m}_r & & \quad C_{min} = C_{re_{1c}} = c_{pr_{1c}} \dot{m}_r \end{aligned}$$

A efetividade, ε_{1c} , pode ser avaliada mediante a seguinte equação:

$$\varepsilon_{1c} = \frac{C_{re_{1c}} (T_{cond_e} - T_{cond_{1c}})}{C_{min} (T_{cond_e} - T_{ae_{1c}})} \quad (2.12)$$

Obtido o valor da efetividade, ε_{1c} , calcula-se o Número de Unidades de Transferência, NUT_{1c} , segundo a Eq.(116) apresentada na Tabela 1.1, válida para trocadores de calor em correntes cruzadas e considerando fluidos não misturados. A seguir calculamos a área de troca de calor necessária mediante a seguinte equação:

$$A_{i_{1c}} = \frac{NUT_{1c} \cdot C_{min}}{\bar{U}_{1c}} \quad (2.13)$$

* \dot{m}_r é a vazão total de refrigerante que circula pelo condensador.

Considerando essa área, determina-se uma nova vazão de ar, expressa pela seguinte equação:

$$\dot{m}_{ar_{11c}} = \frac{A_{i_{1c}} \dot{m}_{ar}}{A_{tt} N_{tubos} N_{pasos}} \quad (2.14)$$

Os valores de vazão assumidos inicialmente são corrigidos em cada iteração, até que verifique a desigualdade seguinte:

$$\frac{|\dot{m}_{ar_{11c}} - \dot{m}_{ar_{1c}}|}{\dot{m}_{ar_{1c}}} \leq 0,001 \quad (2.15)$$

Se a desigualdade anterior não for satisfeita e $\dot{m}_{ar_{11c}} > \dot{m}_{ar_{1c}}$, então $\dot{m}_{ar_{1c}} = 1,1\dot{m}_{ar_{1c}}$, repetindo-se o procedimento até que a desigualdade seja satisfeita. Se $\dot{m}_{ar_{11c}} < \dot{m}_{ar_{1c}}$, então, adota-se $\dot{m}_{ar_{1c}} = 0,9\dot{m}_{ar_{1c}}$, e repete-se o procedimento.

Após a avaliação da vazão de ar que atravessa a região, procede-se a avaliar o coeficiente global de transferência de calor, \bar{U}_{1c} , segundo Eq. (1.2).

Aplicando o princípio de conservação da energia no lado do refrigerante,

$$\dot{Q}_{1c} = \dot{m}_r c_{pr_{1c}} (T_{cond_e} - T_{cond_{1c}}) \quad (2.16)$$

Aplicando o mesmo princípio para o lado do ar, resulta a temperatura de saída do ar na região,

$$T_{as_{1c}} = T_{ae_{1c}} + \frac{\dot{Q}_{1c}}{\dot{m}_{ar_{1c}} c_{par}} \quad (2.17)$$

A queda de pressão experimentada pelo refrigerante na zona de resfriamento, Δp_{1c} , é avaliada utilizando coeficiente de atrito segundo YANG & WEBB (1996), dada pela Eq. (1.37). Considerando essa queda de pressão, a nova temperatura de saturação para a região de condensação, resulta:

$$T_{cond_{1c}} = T_{sat} (p_{cond} - \Delta p_{1c}) \quad (2.18)$$

2.2.3 Região de Condensação

Nesta região o refrigerante se condensa, resultando em um coeficiente de transferência de calor variável ao longo do comprimento devido à redução do volume específico desde vapor saturado até líquido saturado. O coeficiente de transferência de calor médio no interior do tubo nesta região, \bar{h}_{2c} , é determinado em termos da temperatura de saturação correspondente à pressão do refrigerante na entrada, como indicado na Eq.(2.18). Este coeficiente é avaliado segundo SHAH (1978), Eq.(1.49), correlação sugerida por YANG & WEBB (1996), após um estudo de trocadores de microcanais.

Para avaliar a vazão de ar nesta região, assume-se inicialmente uma vazão de ar de $\dot{m}_{ar_{2c}} = 0,8\dot{m}_{ar}$. Nessas condições, as capacidades caloríficas dos fluidos são iguais a, $C_{ar_{2c}} = c_{p_{ar}} \dot{m}_{ar_{2c}}$ e $C_{re_{2c}} = c_{p_{r_{2c}}} \dot{m}_r$ tende ao infinito.

Assim,

$$C_{min} = C_{ar_{2c}} = c_{p_{ar}} \dot{m}_{ar_{2c}}$$

$$C_{max} = C_{re_{2c}} = c_{p_{r_{2c}}} \dot{m}_r \approx \infty$$

A efetividade da troca de calor na região, ε_{2c} , e o Número de Unidades de Transferencia, NUT_{2c} , são avaliadas mediante as Eq. (2.19) e Eq.(1.17) apresentada na Tabela 1.1.

$$\varepsilon_{2c} = \frac{\dot{Q}_{2c}}{C_{ar_{2c}}(T_{cond_{2c}} - T_{ae_{2c}})} = \frac{\dot{m}_r(i_{v_{2c}} - i_{l_{2c}})}{C_{ar_{2c}}(T_{cond_{2c}} - T_{ae_{2c}})} \quad (2.19)$$

A seguir, o procedimento de avaliação da vazão de ar que atravessa a região é similar ao processo iterativo da região anterior. Calculada a vazão de ar na região, $\dot{m}_{ar_{2c}}$, avalia-se o coeficiente global de transferência de calor, \bar{U}_{2c} , segundo a Eq.(1.2.)

Aplicando o princípio da conservação de energia no lado do refrigerante e no lado do ar, resulta:

$$\dot{Q}_{2c} = \dot{m}_r (i_{v2c} - i_{l2c}) \quad (2.20)$$

$$T_{as_{2c}} = T_{ae_c} + \frac{\dot{Q}_{2c}}{\dot{m}_{ar_{2c}} c_{par}} \quad (2.21)$$

A queda de pressão na região de condensação, Δp_{2c} , é avaliada considerando os efeitos do atrito e desaceleração, segundo a Eq.(1.21). O fator de atrito local na região é dada por YANG & WEBB (1996), Eq.(1.35). A nova temperatura de condensação na saída da região de condensação pode ser determinada como:

$$T_{cond_{2c}} = T_{sat} (p_{cond_{1c}} - \Delta p_{2c}) \quad (2.22)$$

2.2.4 Região de Sub-resfriamento

Nesta região, o refrigerante escoar como líquido sub-resfriado, o coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante, \bar{h}_{3c} , é avaliado segundo DITTUS & BOELTER (1930), Eq.(1.38), para resfriamento, considerando as propriedades do líquido saturado à nova temperatura de saturação na entrada da região, $T_{cond_{2c}}$.

Como $\dot{m}_{ar_{3c}} = \dot{m}_{ar} - \dot{m}_{ar_{1c}} - \dot{m}_{ar_{2c}}$, as capacidades caloríficas resultam

iguais a, $C_{ar_{3c}} = c_{par} \dot{m}_{ar_{3c}}$ e $C_{re_{3c}} = c_{pr_{3c}} \dot{m}_r$, onde,

$$\begin{aligned} C_{min} = C_{ar_{3c}} = c_{par} \dot{m}_{ar_{3c}} & \quad \text{ou} & \quad C_{max} = C_{ar_{3c}} = c_{par} \dot{m}_{ar_{3c}} \\ C_{max} = C_{re_{3c}} = c_{pr_{3c}} \dot{m}_{ar_{3c}} & & \quad C_{min} = C_{re_{3c}} = c_{pr_{3c}} \dot{m}_{ar_{3c}} \end{aligned}$$

A seguir pode ser avaliado o coeficiente global de transferência de calor da região, \bar{U}_{3c} , segundo Eq.1.2.

A efetividade da troca de calor na região, ε_{3c} , é avaliada segundo a Eq. (1.18), Tabela 1.1, onde:

$$NUT_{3c} = \frac{\bar{U}_{3c} A_{i3c}}{C_{min}} \quad (2.23)$$

e a área de troca de calor da região é: $A_{i3c} = P_{it} L_{3c} = P_{it} (L_c - L_{1c} - L_{2c})$.

Aplicando a equação de conservação da energia no lado do refrigerante e do ar sucessivamente resulta:

$$\dot{Q}_{3c} = \dot{m}_r c_{pl3c} (T_{scond} - T_{cond2c}) \quad (2.24)$$

$$T_{as3c} = T_{ae_c} + \frac{\dot{Q}_{3c}}{\dot{m}_{ar3c} c_{par}} \quad (2.25)$$

De maneira similar as regiões anteriores, a queda de pressão na região de sub-resfriamento, Δp_{3c} , é avaliada considerando os efeitos do atrito segundo YANG & WEBB (1996), Eq.(1.37). A pressão na saída do condensador, levando em conta esta queda de pressão, pode ser determinada pela seguinte equação:

$$P_{scond} = P_{cond3c} = P_{cond2c} - \Delta p_{3c} \quad (2.26)$$

2.3 Modelo do Evaporador

Este modelo considera um evaporador de tubos e aletas utilizado na indústria automotiva (ver Figura 1.6). Seu estudo será feito levando em conta as duas regiões características nos evaporadores, a região de evaporação e a região superaquecida. Em cada região será avaliado o coeficiente de transferência de calor médio no lado do refrigerante, \bar{h}_{ev} , e o coeficiente global de transferência de calor, \bar{U}_{ev} , segundo Eq.1.2.

À diferença do condensador, o evaporador apresenta aletas de tipo placas com tubos circulares, razão pela qual é difícil obter uma solução matemática exata para a eficiência desse tipo de configuração. Nessas condições, será utilizado um método aproximado que avalia a eficiência em termos de uma aleta circular equivalente, como se mostra na Figura 2.3.

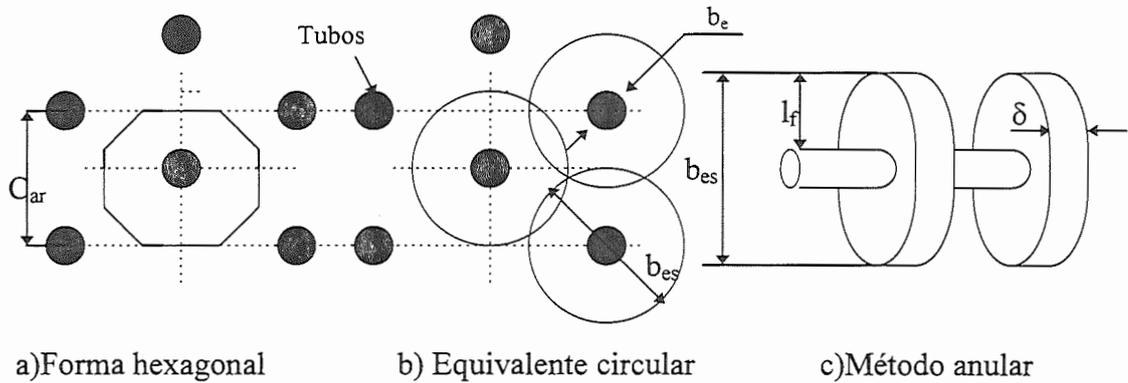


Figura 2.3 Esquema representativo da abordagem das aletas do evaporador de tubos e aletas usado na indústria automotiva.

Este método é chamado equivalente anular, onde, segundo SHAH (1985) apud AWF (1995), o rendimento da aleta é avaliado pela seguinte expressão:

$$\eta_a = \frac{\tanh(\Psi)}{\Psi} \quad (2.27)$$

onde

$$\Psi = m_o h_o r^{Exp(0,13m_o h_o - 1,3863)} \quad (2.28)$$

$$r = \frac{C_{ar}}{b_e} \quad (2.29)$$

$$h_o = l_f + \frac{\delta}{2} \quad (2.30)$$

$$l_f = \frac{b_{es} - b_e}{2} \quad (2.31)$$

$$m_o = \sqrt{\frac{2h_{ar}}{k\delta}} \quad (2.32)$$

O coeficiente de transferência de calor do ar seco, h_{ar} , pode ser avaliado através do fator de Colburn, j , Eq.(1.62).

No caso automotivo, é comum que a temperatura da superfície externa do evaporador seja menor que a temperatura de orvalho do ar, deixando molhada a superfície do evaporador. Portanto, será considerado o efeito da umidade no coeficiente de transferência de calor do ar seco através de um fator dado por DOMANSKI & DIDION (1985) apud AWF (1995), apresentado na seguinte equação:

$$h_{ar_h} = h_{ar} \left(1 + \frac{i_{lv_a} (w - w_s)}{c_{pa} (T_{ae_{ev}} - T_{ag})} \right) \quad (2.33)$$

Onde $T_{ae_{ev}}$ é a temperatura de entrada do ar, T_{ag} é a temperatura de orvalho na superfície exterior do trocador, i_{lv_a} a entalpia de vaporização da água e, w e w_s são a umidade absoluta do ar e a umidade absoluta na saturação, considerando a temperatura de entrada do ar.

2.3.2 Região de Evaporação

Nesta região ocorre escoamento bifásico, motivo pelo qual o coeficiente de transferência de calor do refrigerante varia ao longo do comprimento, $h_{ev1}(x)$, até atingir a evaporação completa. O coeficiente de transferência de calor nesta região é avaliado segundo KLIMENKO (1988), Eq.(1.46), que leva em conta um modelo local. Posteriormente, será avaliado o coeficiente de transferência de calor médio, \bar{h}_{ev1} , e, a seguir, o coeficiente global de transferência de calor, \bar{U}_{ev1} , segundo Eq.(1.2).

Aplicando a equação de conservação de energia entre a entrada do evaporador, onde o título do refrigerante é x_e , e o fim da região de evaporação, onde o refrigerante se encontra como vapor saturado, resulta:

$$\dot{Q}_{ev1} = \dot{m}_r (1 - x_e)(i_1 - i_5) \quad (2.34)$$

A superfície de troca de calor necessária para a região pode ser avaliada como:

$$A_{i_{ev1}} = \frac{\dot{Q}_{ev1}}{\bar{U}_{ev1}(T_{ea_{ev1}} - T_{ev1})} \quad (2.35)$$

A seguir é avaliada a vazão de ar na região, $\dot{m}_{ar_{ev1}}$, mediante a seguinte equação:

$$\dot{m}_{ar_{ev1}} = \frac{A_{i_{ev1}}}{A_{i_{tt}}} \dot{m}_{ar} \quad (2.36)$$

Por ser uma região de mudança de fase, o Número de Unidades de Transferência, NUT , e a efetividade da região, ε , são avaliadas pelas seguintes expressões:

$$NUT_{ev1} = \frac{\bar{U}_{ev1} A_{ev1}}{c_{p_{ar}} \dot{m}_{ar}} \quad (2.37)$$

$$\varepsilon_{ev1} = 1 - \text{Exp}(-NUT_{ev1}) \quad (2.38)$$

Aplicando a equação de conservação de energia no lado do ar, obtêm-se a temperatura de saída do ar:

$$T_{as_{ev1}} = T_{ae_{ev1}} - \varepsilon_{ev1}(T_{ae_{ev1}} - T_{ev1}) \quad (2.39)$$

Ao longo do comprimento na região, o fluido refrigerante sofre uma queda de pressão por efeito do atrito e da aceleração, resultante da mudança de fase (evaporação). Esta variação de pressão, Δp_{ev1} , deve ser avaliada de acordo com Eq.(1.21), considerando o efeito do atrito segundo a Eq.(1.29). A

com Eq.(1.21), considerando o efeito do atrito segundo a Eq.(1.29). A temperatura de saturação que entra na região superaquecida, avalia-se da seguinte forma:

$$T_{ev2} = T_{sat}(p_{ev1} - \Delta p_{ev1}) \quad (2.40)$$

2.3.3 Região de Superaquecimento

Considerando a nova pressão de entrada na região, avalia-se o coeficiente de transferência de calor médio, \bar{h}_{ev2} , Eq.(1.38). A seguir determina-se o coeficiente global de transferência de calor da região, \bar{U}_{ev2} , segundo Eq.1.2.

A vazão de ar na região resulta $\dot{m}_{ar_{ev2}} = \dot{m}_{ar} - \dot{m}_{ar_{ev1}}$. As capacidades caloríficas são dadas por $C_{a_{ev2}} = c_{pa_{ev2}} \dot{m}_{ar_{ev2}}$ e $C_{a_{ev2}} = c_{pae} \dot{m}_{ar_{ev2}}$. A efetividade, ε_{ev2} , e o Número de Unidades de Transferência, NUT_{ev2} , são avaliados de acordo à Eq.(1.20), apresentada na Tabela 1.2.

Aplicando a equação da conservação da energia, obtêm-se o calor trocado na região e as temperaturas de saída, tanto do ar como do fluido refrigerante:

$$\dot{Q}_{ev2} = \dot{m}_r c_{p_{ev2}} (T_{sr_{ev2}} - T_{er_{ev2}}) \quad (2.41)$$

$$T_{as_{ev2}} = T_{ae_{ev2}} + \frac{\dot{Q}_{ev2}}{\dot{m}_{ar_{ev2}} c_{p_{ar}}} \quad (2.42)$$

A queda de pressão por atrito na região, Δp_{ev2} , deve ser avaliada de acordo com a Eq.(1.25), resultando a seguinte pressão na saída do evaporador:

$$p_{ev3} = p_{ev2} - \Delta p_{ev2} \quad (2.43)$$

2.4 Modelo da Válvula de Expansão Termostática

A operação da válvula está baseada na manutenção de um certo grau de superaquecimento na saída do evaporador, o que permite manter um nível adequado de refrigerante líquido no evaporador para diversas condições de carga térmica do sistema.

O fabricante apresenta dados de capacidades para a válvula totalmente aberta, para distintas quedas da pressão e temperaturas de evaporação, como mostra a Tabela 2.3^{*}. A capacidade frigorífica da válvula é dada em termos de um sub-resfriamento do líquido e a determinada condição do vapor na saída do evaporador. No caso da Tabela 2.3, essas condições são os seguintes:

$$\Delta T_{sr} = 1 \text{ [}^\circ\text{C]} ; \Delta T_{sa} = 0 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Tabela 2.3 Capacidade em [kw] da válvula de expansão termostática em função da queda de pressão, Δp , e da Temperatura de Evaporação.

Δp [bar]	Temperatura de Evaporação em [°C]					
	10	0	-10	-20	-30	-40
3	5,8	5,8	5,8			
4	6,4	6,4	6,3	4,8	3,7	
6	7,1	7,1	7,0	5,2	4,0	2,9
8	7,6	7,4	7,3	5,5	4,1	3,0
10	7,8	7,7	7,4	5,6	4,1	3,0
12	7,8	7,8	7,4	5,6	4,1	3,0
14	7,8	7,7	7,4	5,6		

A melhor abordagem para a modelagem do processo de expansão seria admiti-lo como isoentálpico. Para cada condição de operação pode-se calcular as entalpias do refrigerante na entrada e saída do evaporador, como mostra a Figura 2.4, para as diferentes condições fixadas pelo fabricante.

^{*} Os dados apresentados na Tabela 2.3 são para válvulas de expansão termostática de 2 Tn de capacidade, modelo TCD-2 segundo catálogo do fabricante EGELHOF.

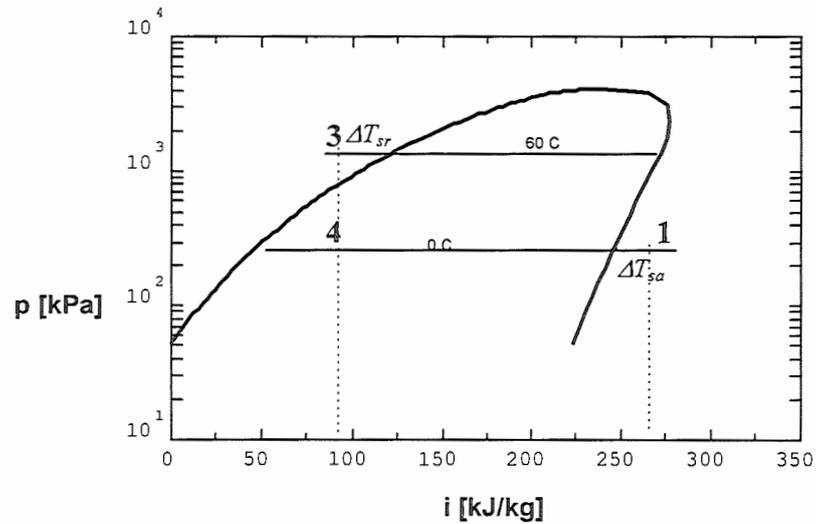


Figura 2.4 Esquema ilustrativo dos estados relativos à tabela de capacidade dos fabricantes.

Mediante um balanço de energia aplicado no lado do refrigerante do evaporador, a vazão de refrigerante, \dot{m}_r , através da válvula de expansão termostática, poderia ser calculada como:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{evap}}{i_1 - i_4} \quad (2.44)$$

Para efeito de cálculo, a válvula pode ser considerada como um orifício, onde ocorre uma “vena contracta”, esquematizada na Figura 2.5.

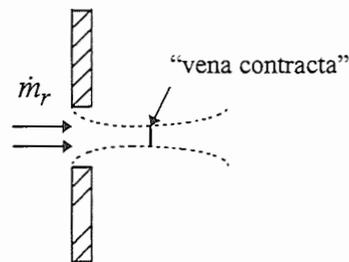


Figura 2.5 Esquema da “vena contracta” considerada no modelo da válvula de expansão termostática.

Assim, admitindo que a vaporização do refrigerante só ocorre após da saída do orifício, a vazão referida à válvula totalmente aberta (condição de catálogo) pode ser representada como:

$$\dot{m}_{r_{max}} = C_d A_o \sqrt{2\rho_l(p_3 - p_4)} \quad (2.45)$$

onde, C_d é o coeficiente de descarga, A_o a área do orifício da válvula ou da “vena contracta”.

Como a área do orifício ou da “vena contracta” da válvula, A_o , não é conhecida, define-se o coeficiente k_A , dado por:

$$k_A \equiv C_d A_o \sqrt{2} \quad (2.46)$$

Com vazão de refrigerante, $\dot{m}_{r_{max}}$, calculada pela Eq.(2.45), o valor de k_A pode ser determinado como:

$$k_A = \frac{\dot{m}_{r_{max}}}{\sqrt{\rho_l(P_3 - P_4)}} \quad (2.47)$$

A partir de dados de catálogo de uma válvula de expansão termostática, MASAFELLI (1991) demonstrou que o valor do coeficiente k_A varia para distintas condições de operação da válvula, permanecendo praticamente constante para uma mesma temperatura de evaporação T_{evap} , independentemente da diferença de pressão, $\Delta p = p_3 - p_4$, e da vazão de refrigerante, $\dot{m}_{r_{max}}$. Assim, com os dados de catálogo do fabricante, é possível obter uma correlação:

$$k_A = f(T_{evap}) \quad (2.48)$$

Desta forma, conhecendo a densidade do refrigerante na entrada da válvula, ρ_l , e a diferença de pressão ($p_3 - p_4$) com que a válvula está operando, é possível avaliar a vazão, $\dot{m}_{r_{max}}$, para a válvula trabalhando totalmente aberta.

A Tabela 2.4 apresenta os resultados simulados e os avaliados com dados de catálogo do fabricante (EGELHOF Modelo TCD-2), para a vazão de refrigerante $\dot{m}_{r_{max}}$ e o coeficiente k_A , considerando que a válvula trabalha

totalmente aberta. A Figura 2.6 mostra o comportamento dos valores simulados para o coeficiente k_A .

Tabela 2.4 Dados do fabricante e resultados obtidos para o coeficiente k_A .

Tevap[°C]	DP[bar]	Q[kw]	m_r [kg/s]	m_{rs} [kg/s]	k_A [m ²]	k_{As} [m ²]
10,000	3.000	5.800	0.035	0.035	5,79E-02	5,77E-02
10,000	4.000	6.400	0.040	0.040	5,80E-02	5,77E-02
10,000	6.000	7.100	0.048	0.048	5,75E-02	5,77E-02
10,000	8.000	7.600	0.055	0.055	5,80E-02	5,77E-02
10,000	10.000	7.800	0.060	0.060	5,78E-02	5,77E-02
10,000	12.000	7.800	0.065	0.065	5,72E-02	5,77E-02
10,000	14.000	7.800	0.069	0.070	5,74E-02	5,77E-02
0,000	3.000	5.800	0.034	0.034	5,63E-02	5,64E-02
0,000	4.000	6.400	0.039	0.039	5,66E-02	5,64E-02
0,000	6.000	7.100	0.047	0.047	5,65E-02	5,64E-02
0,000	8.000	7.400	0.053	0.054	5,58E-02	5,64E-02
0,000	10.000	7.700	0.060	0.059	5,66E-02	5,64E-02
0,000	12.000	7.800	0.065	0.064	5,70E-02	5,64E-02
0,000	14.000	7.700	0.069	0.069	5,66E-02	5,64E-02
-10,000	3.000	5.800	0.034	0.034	5,52E-02	5,50E-02
-10,000	4.000	6.300	0.038	0.038	5,50E-02	5,50E-02
-10,000	6.000	7.000	0.047	0.046	5,53E-02	5,50E-02
-10,000	8.000	7.300	0.053	0.053	5,50E-02	5,50E-02
-10,000	10.000	7.400	0.058	0.058	5,46E-02	5,50E-02
-10,000	12.000	7.400	0.062	0.063	5,45E-02	5,50E-02
-10,000	14.000	7.400	0.067	0.067	5,51E-02	5,50E-02

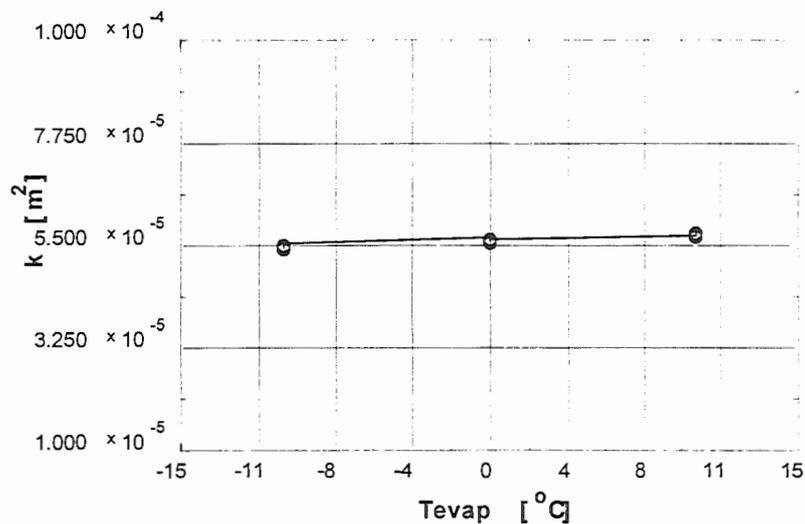


Figura 2.6 Coeficiente k_A simulado para a válvula de expansão termostática totalmente aberta.

Quando a válvula de expansão termostática com bulbo, opera com abertura parcial, esta abertura é definida pelas pressões que atuam nas superfícies do diafragma, como mostra a Figura 2.7.

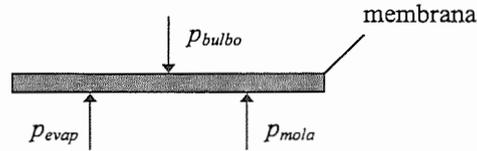


Figura 2.7 Pressões que atuam na superfície do diafragma da válvula de expansão termostática.

Considerando uma válvula de expansão termostática com bulbo, as forças que agem sobre o diafragma atingem o equilíbrio, quando obedecem à seguinte equação:

$$P_{bulbo} = P_{evap} + P_{mola} \quad (2.49)$$

A válvula utilizada no presente trabalho não tem bulbo, mas existe um fluido que atua sobre o diafragma. Este varia sua pressão em função da temperatura de saída no evaporador, produzindo efeito similar ao bulbo. Para efeitos da modelagem matemática da válvula de expansão com abertura parcial, considerou-se que o fluido refrigerante que atua no diafragma é o mesmo do circuito. Por outro lado, a temperatura do refrigerante na saída do evaporador apresenta sempre um superaquecimento, ΔT_{sa} . Logo, a pressão no bulbo pode ser obtida mediante:

$$P_{bulbo} = P_{sat}(T_{evap} + \Delta T_{sa}) \quad (2.50)$$

Se não houver superaquecimento a pressão no bulbo será igual a pressão do evaporador e a válvula permanecerá fechada devido à força da mola. Como se mostra na Figura 2.8, um certo superaquecimento é necessário para que a válvula comece a abrir. Além disso, é necessário que a carga do bulbo exerça

pressões progressivamente maiores sobre o diafragma para obter maiores aberturas, o que, pode ser conseguido mediante superaquecimentos maiores.

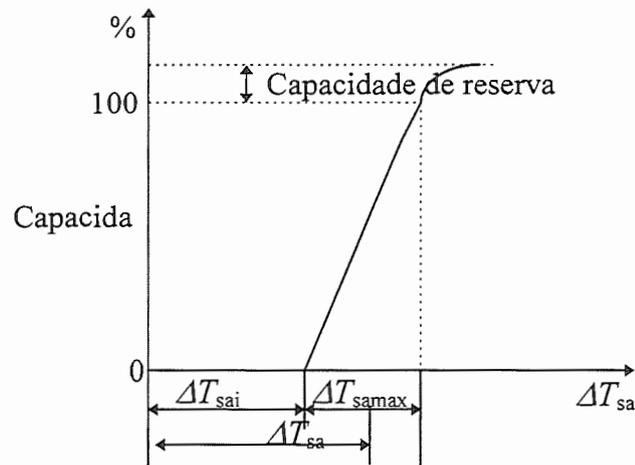


Figura 2.8 Diagrama da capacidade da válvula de expansão termostática em função do superaquecimento.

Assim, a vazão de refrigerante para a válvula parcialmente aberta é determinada pela seguinte equação:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{r_{max}} \frac{P_{mola} - P_{mola-min}}{P_{mola-max} - P_{mola-min}} \quad (2.51)$$

onde,

$$P_{mola} = P_{sat}(T_{evap} + \Delta T_{sa}) - P_{sat}(T_{evap}) \quad (2.52)$$

$$P_{mola-min} = P_{sat}(T_{aj} + \Delta T_{sai}) - P_{sat}(T_{aj}) \quad (2.53)$$

$$P_{mola-max} = P_{sat}(T_{aj} + \Delta T_{samax}) - P_{sat}(T_{aj}) \quad (2.54)$$

2.5 Transferência de Calor nas Linhas

No escoamento do fluido refrigerante pelas linhas de conexão entre os componentes ocorre transferência de calor do fluido para o meio ou vice-versa, dependendo da temperatura do refrigerante para avaliar essa transferência de calor, a temperatura do fluido que escoava sobre os tubos será admitida igual a T_{∞} constante, como ilustrado na Fig. 2.9.

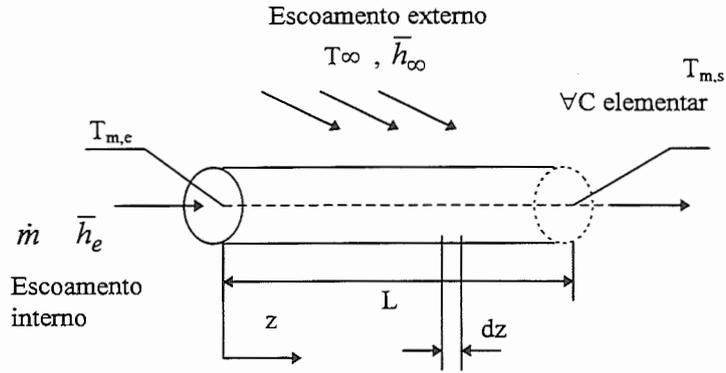


Figura 2.9 Representação esquemática do escoamento do fluido refrigerante pelo interior de um tubo e o fluxo do ar externo ao tubo.

Sendo $\Delta T = T_{\infty} - T_m$, e aplicando a lei de resfriamento de Newton.

$$\Phi = U(T_{\infty} - T_m) \quad (2.55)$$

ou,

$$\frac{dT_m}{dz} = -\frac{d(\Delta T)}{dz} = \frac{\Phi P}{\dot{m}c_p} = \frac{P}{\dot{m}c_p}U(T_{\infty} - T_m) = \frac{P}{\dot{m}c_p}U(\Delta T) \quad (2.56)$$

separando variáveis e integrando Eq.(2.56) em ΔT , entre a entrada e saída,

$$\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right) = -\frac{PL}{\dot{m}c_p} \left(\int_0^L \frac{1}{L} U dz \right) \quad (2.57)$$

Considerando que $\bar{U} = \int_0^L \frac{1}{L} U dx$ representa o coeficiente global médio de

transferência de calor e substituindo na Eq.(2.57), finalmente,

$$\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} = \frac{T_{\infty} - T_{m,s}}{T_{\infty} - T_{m,e}} = e^{\left(-\frac{PL}{\dot{m}c_p} \bar{U} \right)} \quad (2.58)$$

A taxa de transferência de calor, \dot{Q} , pode ser obtida como:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(\Delta T_e - \Delta T_s) = \bar{U}A_P\Delta T_{\ln} \quad \text{sendo} \quad \Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \quad (2.59)$$

O coeficiente global médio de transferência de calor \bar{U} poderá ser avaliado considerando o coeficiente de transferência convectivo no lado externo \bar{h}_∞ e do lado do refrigerante \bar{h} , desprezando o efeito da resistência térmica da parede do tubo.

CAPÍTULO 3

3.1 Simulação do Sistema Frigorífico

Na simulação do sistema frigorífico automotivo será considerado o regime permanente. Os modelos matemáticos de cada um dos componentes apresentados no capítulo anterior representam um sistema de equações algébricas não lineares, apresentadas na Tabela 3.1. Sua solução representa o ponto de funcionamento do sistema. Caso fosse simulado o comportamento em regime transitório, o sistema de equações envolveria equações diferenciais no tempo.

Sistemas com um pequeno número de componentes, como o sistema frigorífico de compressão a vapor, podem ser simulados tanto gráfica como matematicamente. Para a simulação matemática existem duas técnicas, o método de solução seqüencial ou de substituições sucessivas, e o método de solução simultânea ou Newton Raphson. Os principais componentes do sistema de refrigeração são: o compressor, o condensador, a válvula de expansão e o evaporador. A combinação dos três primeiros componentes representam a unidade de condensação, ao passo que o evaporador representa a unidade de evaporação. A simulação gráfica do sistema de compressão de vapor pode ser feita definindo-se primeiramente os pontos de equilíbrio para a unidade de condensação e para a unidade de evaporação. Esses pontos definem o lugar geométrico da curva de comportamento de cada unidade (Figura 3.1) e a interseção das curvas define os pontos de equilíbrio do sistema.

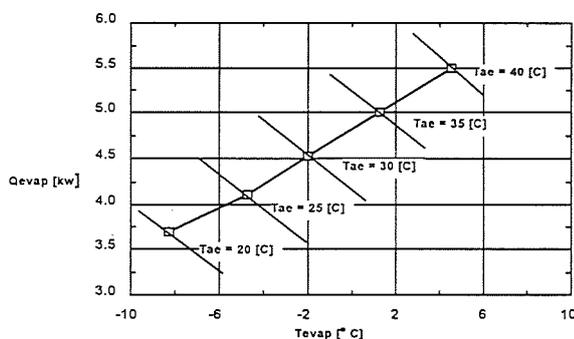


Figura 3.1 Gráfico ilustrativo do procedimento gráfico para obtenção dos pontos de equilíbrio do sistema frigorífico automotivo.

Tabela 3.1 Principais equações que definem o comportamento do sistema

COMPONENTE	EQUAÇÕES
Compressor	$\eta_v = f(\text{rpm}, \text{cc}, P_d/P_s) = \left[1 - \varepsilon_n \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right] f_1(\text{rpm}, \text{cc})$ $\dot{m}_r = \frac{VD \cdot \eta_r}{v_a} \eta_v$ $T_{scomp} = f(i_2, P_d)$
Condensador	<p>Resfriamento:</p> $NUT_{1c} = \frac{U_{1c} A_{1c}}{C_{min_{1c}}}$ $\varepsilon_{1c} = 1 - \exp \left[\frac{1}{C^*} NUT_{1c}^{0.22} \left(\exp(-C^* NUT_{1c}^{0.78}) - 1 \right) \right]$ $\dot{Q}_{1c} = \dot{m}_r c_{p r 1c} (T_{econd} - T_{cond1})$ $T_{as1c} = T_{aec} + \frac{\dot{Q}_{1c}}{\dot{m}_{ar1c} c_{par}}$ <p>Condensação:</p> $NUT_{2c} = \frac{U_{2c} A_{2c}}{C_{min_{2c}}}$ $NUT_{2c} = -\ln(1 - \varepsilon_{2c})$ $\dot{Q}_{2c} = \dot{m}_r (i_{2v} - i_{2L})$ $T_{as2c} = T_{aec} + \frac{\dot{Q}_{2c}}{\dot{m}_{ar2c} c_{par}}$ <p>Sub-resfriamento:</p> $NUT_{3c} = \frac{U_{3c} A_{3c}}{C_{min_{3c}}}$ $\varepsilon_{3c} = 1 - \exp \left[\frac{1}{C^*} NUT_{3c}^{0.22} \left(\exp(-C^* NUT_{3c}^{0.78}) - 1 \right) \right]$ $\dot{Q}_{3c} = \dot{m}_r c_{p L3} (T_{scond2} - T_{scond3})$ $T_{as3c} = T_{aec} + \frac{\dot{Q}_{3c}}{\dot{m}_{ar3c} c_{par}}$ $\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{1c} + \dot{Q}_{2c} + \dot{Q}_{3c}$
Evaporador	<p>Evaporação:</p> $NUT_{ev1} = \frac{U_{ev1} A_{iev}}{C_{min_{ev1}}}$ $\dot{Q}_{ev1} = \dot{m}_r (1 - x_e) (i_1 - i_5)$ $\varepsilon_{ev1} = 1 - \text{Exp}(NUT_{ev1})$ $T_{ase1} = T_{ae} - \varepsilon_{ev1} (T_{ae} - T_{ev1})$ <p>Superaquecida:</p> $NUT_{ev2} = \frac{U_{ev2} A_{iev2}}{C_{min_{ev2}}}$ $\varepsilon_{ev2} = f(NUT_{ev2}, C^*, \text{arranjo})$ $\dot{Q}_{ev2} = \varepsilon_{ev2} C_{min} (T_{ev2} - T_{eae})$ $T_{ase2} = T_{ae} - \frac{\varepsilon_{ev2} C_{min}}{C_{ae}} (T_{ev2} - T_{eae})$ $\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{ev1} + \dot{Q}_{ev2}$
Válvula de Expansão	$k_A = \frac{\dot{m}_{rmax}}{\sqrt{\rho_l (P_3 - P_4)}}$ $\dot{m}_r = \dot{m}_{rmax} \frac{P_{mola} - P_{mola-min}}{P_{mola-max} - P_{mola-min}}$

No caso da abordagem “matemática”, após a solução do sistema de equações, será importante fazer uma análise da sensibilidade para examinar de que maneira uma variável do sistema é afetada devido à mudança de outra variável ou parâmetro. A finalidade mais importante de fazer esta análise é de procurar a otimização do sistema que se traduza em vantagens tecnológicas e econômicas na indústria automotiva.

3.2 Métodos de Solução do Sistema de Equações

3.2.1 Substituições Sucessivas

Este método, também conhecido como iteração funcional, pode ser aplicado na solução do modelo matemático do sistema frigorífico associando as informações dos componentes e do sistema numa malha ou diagrama de fluxo, como indicado na Figura 3.2.

O processo de solução é iterativo, no sentido em que a seqüência de cálculos é iniciada com valores arbitrários introduzidos em certas variáveis. Estes valores admitidos são substituídos por novos valores cada vez que os cálculos se completam na malha. No nosso caso os parâmetros de início de cálculo são: a temperatura de condensação, o superaquecimento e o deslocamento do compressor.

3.2.2 Newton Raphson e Quasi Newton

Este método também representa um recurso iterativo, que requer uma solução ou tentativa inicial para, posteriormente, atingir a convergência. Sejam $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ as incógnitas e $f_1, f_2, f_3, \dots, f_n$ as funções algébricas não lineares resultantes do modelo matemático do sistema frigorífico, tal que:

$$\begin{aligned}
 f_1(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) &= 0 \\
 f_2(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) &= 0 \\
 f_3(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) &= 0 \\
 &\vdots \\
 f_n(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) &= 0
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$

O método consiste em determinar os valores de $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ para os quais as funções $f_1, f_2, f_3, \dots, f_n$ se anulam.

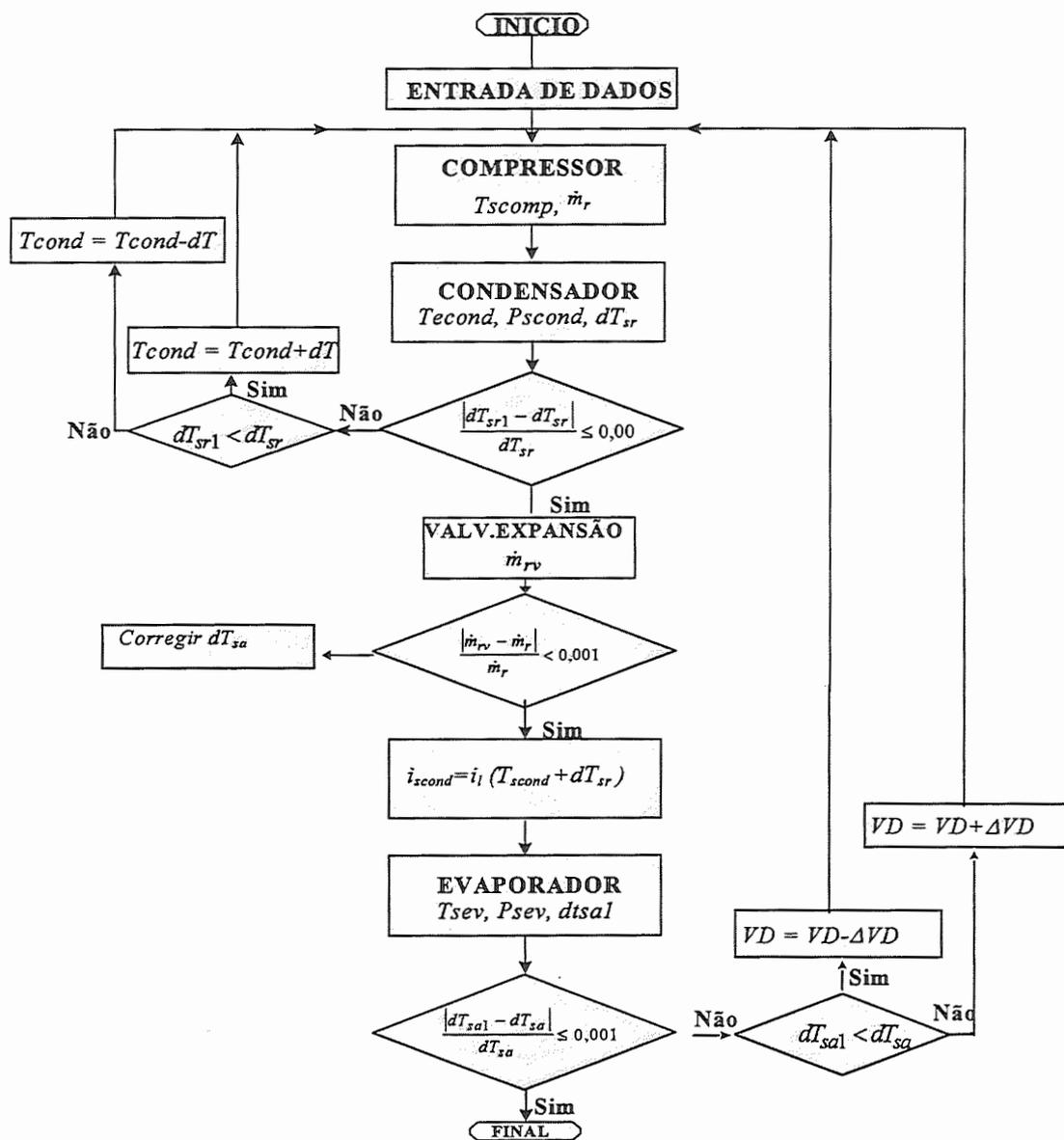


Figura 3.2 Diagrama de fluxo de solução do sistema frigorífico pelo método de substituições sucessivas.

Em termos operacionais, as funções $f_1, f_2, f_3, \dots, f_n$ devem ser desenvolvidas em séries de Taylor até a derivada primeira. Para isso devem ser obtidas as derivadas parciais de todas as funções com relação a todas as variáveis. A Eq. (3.2) representa a função f_1 expandida em série de Taylor até o primeiro termo da série:

$$\begin{aligned}
 f_1(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \approx & f_1(x_{1c}, x_{2c}, x_{3c}, \dots, x_{nc}) + \frac{\partial f_1(x_{1t}, x_{2t}, x_{3t}, \dots, x_{nt})}{\partial x_1} (x_{1t} - x_{1c}) + \\
 & + \frac{\partial f_1(x_{1t}, x_{2t}, x_{3t}, \dots, x_{nt})}{\partial x_2} (x_{2t} - x_{2c}) + \\
 & + \frac{\partial f_1(x_{1t}, x_{2t}, x_{3t}, \dots, x_{nt})}{\partial x_3} (x_{3t} - x_{3c}) + \\
 & \cdot \\
 & \cdot \\
 & + \frac{\partial f_1(x_{1t}, x_{2t}, x_{3t}, \dots, x_{nt})}{\partial x_n} (x_{nt} - x_{nc})
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

Deve-se notar que a Eq.(3.2) é uma aproximação, pois os termos da série de Taylor relativos à derivada segunda em diante foram desprezados. Escrevendo, na forma de matriz e incluindo todas as funções, resulta:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \frac{\partial f_1}{\partial x_3} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial x_n} \\ \frac{\partial f_3}{\partial x_1} & \frac{\partial f_3}{\partial x_2} & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} & \dots & \frac{\partial f_3}{\partial x_n} \\ \cdot & & & & \\ \cdot & & & & \\ \frac{\partial f_n}{\partial x_1} & \frac{\partial f_n}{\partial x_2} & \frac{\partial f_n}{\partial x_3} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{1t} - x_{1c} \\ x_{2t} - x_{2c} \\ x_{3t} - x_{3c} \\ \cdot \\ \cdot \\ x_{nt} - x_{nc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \cdot \\ \cdot \\ f_n \end{bmatrix} \tag{3.3}$$

Resolvendo o sistema acima, para cada iteração k , resulta $x_{it} - x_{ic}$, que ao ser subtraído da última solução parcial $(x_{i,k})$, proporciona a nova solução parcial $(x_{i,k+1})$:

$$\begin{aligned}
 x_{1,k+1} &= x_{1,k} - (x_{1t} - x_{1c})_k \\
 x_{2,k+1} &= x_{2,k} - (x_{2t} - x_{2c})_k \\
 x_{3,k+1} &= x_{3,k} - (x_{3t} - x_{3c})_k \\
 &\vdots \\
 &\vdots \\
 x_{n,k+1} &= x_{n,k} - (x_{nt} - x_{nc})_k
 \end{aligned}
 \tag{3.4}$$

O procedimento continua até que a diferença entre duas soluções parciais consecutivas seja inferior a um erro pré-estabelecido.

O método *Quasi-Newton* é uma evolução do método *Newton-Raphson* apenas na primeira iteração. Nesta fase são avaliados o vetor de funções $F=(f_1, f_2, f_3, \dots, f_n)$ e a inversa da matriz de derivadas parciais (ou Jacobiano), H^{-1} , a partir dos quais calcula-se o vetor correção X ,

$$X = -H^{-1}F \tag{3.5}$$

A matriz de derivadas parciais, calculada avaliando-se a derivada parcial de cada uma das funções com relação a cada uma das variáveis, será então determinada a partir da segunda iteração mediante a Eq.(3.6), que não prescinde do cálculo das derivadas:

$$H_{k+1} = H_k + \frac{(X_k - H_k Y_k) X_k^T H_k}{X_k^T H_k Y_k} \tag{3.6}$$

onde, $Y_k = F_{k+1} - F_k$. Sendo k o número da iteração atual e $k+1$ o da iteração seguinte.

3.3 Desenvolvimento do Programa de Simulação

Para a solução do sistema de equações, será elaborado um programa para computador pessoal, cujo diagrama de fluxo geral é apresentado na Figura 3.3, independentemente do método de solução aplicado para o sistema de equações.

Inicialmente trabalhou-se com o método Quasi-Newton, elaborando um programa na linguagem Fortran. As dificuldades apresentadas por este método estão relacionadas com a elaboração de sub-programas para cada uma das propriedades termodinâmicas e de transporte necessárias para o refrigerante R134a, bem como a necessidade de se introduzir uma solução inicial muito próxima à solução real do sistema para atingir a convergência. Posteriormente trabalhou-se com o "software" EES *Engineering Equation Solver* utilizando o método de substituições sucessivas (Ver Apêndice III). Uma das grandes vantagens deste "software" são as funções disponíveis de propriedades termodinâmicas e de transporte de quase todos os refrigerantes. Como a procura da solução neste método é seqüencial, a solução inicial, não necessariamente, deve ser muito próxima da solução real.

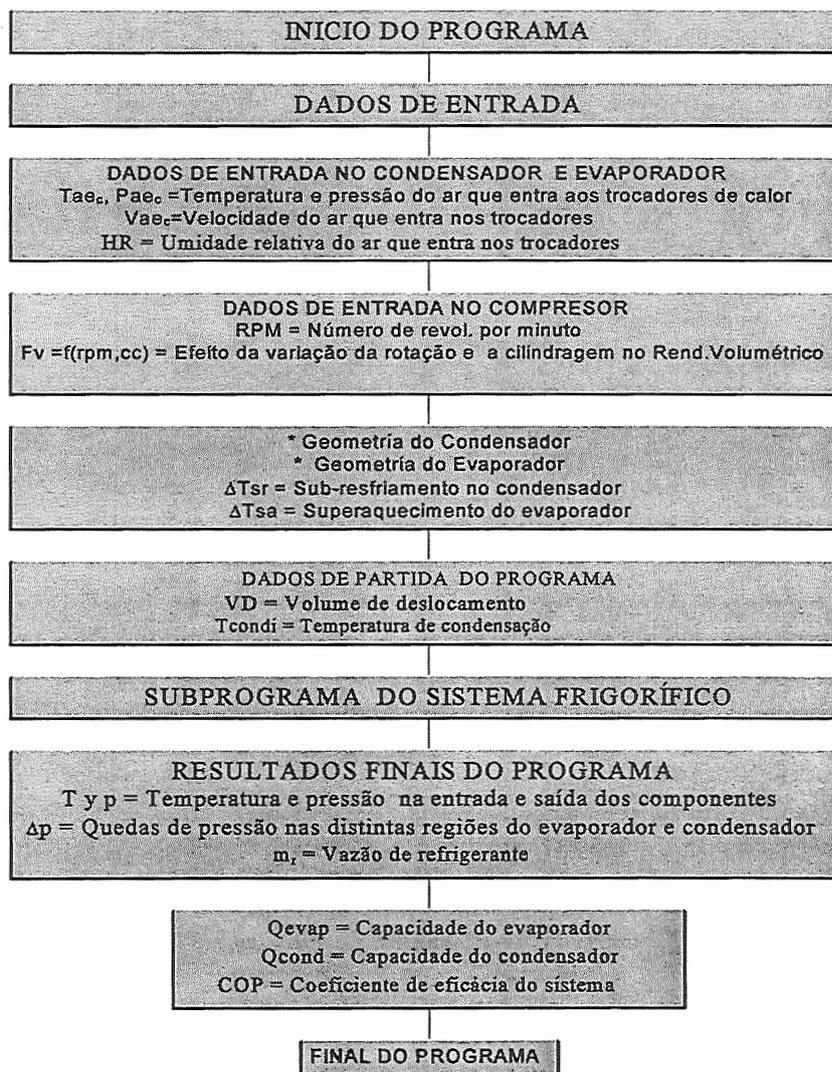


Figura 3.3 Diagrama de fluxo do programa de solução do modelo matemático do sistema frigorífico.

3.4 Análise dos Resultados da Simulação

O modelo matemático permite simular a operação do circuito frigorífico, produzindo, como resultado, valores de parâmetros físicos de interesse de acordo com a nomenclatura adotada na modelagem de cada um dos componentes. A seguir serão apresentados os resultados obtidos na simulação de diferentes condições operacionais. Cada tabela de resultados apresentará os valores de entrada ou valores das variáveis independentes, que representam as situações nas quais se deseja analisar o comportamento do equipamento. Na mesma tabela serão apresentados os valores obtidos para as variáveis

dependentes da simulação. Na próxima seção será apresentada uma análise qualitativa dos efeitos de distintos parâmetros no desempenho do circuito.

Como foi mencionado anteriormente, foi elaborado, no início, um programa na linguagem “Fortran” trabalhando com o método *Quasi-Newton*, e, posteriormente, foi implementado o programa *EES (Engineering Equation Solver)* utilizando-se o procedimento das substituições sucessivas, com a qual se conseguiu maior flexibilidade no tratamento e obtenção dos resultados (ver Apêndice III).

O sistema frigorífico automotivo está projetado para operar sobre determinadas condições de trabalho: a temperatura de evaporação deve oscilar entre -10 e 0 [°C], aproximadamente, e a temperatura de condensação entre 45 e 60 [°C]. Estas condições de operação determinam um campo soluções restrito para o sistema de equações. Devido a isso os valores das variáveis de entrada devem ter consistência, caso contrário a convergência da solução ou ponto de equilíbrio do sistema será inviável.

O tempo de CPU necessário para cada uma das condições simuladas oscilou entre cinco e vinte segundos num computador Pentium de 100 Mhz. O tempo de processamento depende dos valores iniciais adotados. Caso estes sejam próximos da solução, o tempo de processamento será inferior.

Para operá-lo, o programa *sistema.ees* deve ser, inicialmente, acessado no ambiente do “software” *EES*. A seguir os parâmetros necessários devem ser introduzidos. Nas tabelas seguintes são apresentados exemplos de execução do programa, mostrando os dados de entrada e os resultados obtidos para todas as variáveis de interesse.

Nas seções seguintes, serão feitas análises dos efeitos de alguns parâmetros importantes que podem variar com o regime de operação do veículo. Estes são: a rotação do compressor, a temperatura de entrada do ar no condensador (temperatura de condensação) e a velocidade de entrada do ar no condensador. O estudo desses efeitos é importante para a indústria automotiva devido, principalmente, à constante variação desses parâmetros com o regime

de operação de qualquer sistema frigorífico automotivo. Esta análise também permitirá mostrar a funcionalidade e importância do programa de simulação.

Tabela 3.2 Simulação No.1

TESTE No.1	
Dados de entrada	
$T_{ae_c} = 35 [^{\circ}C]$	
$p_{ae_c} = 101,3 [kPa]$	
$V_{ae_c} = 8,8 [m/s]$	
$rpm = 3500 [rev/min]$	
$\dot{m}_{ae_{ev}} = 0,116 [kg/s]$	
$T_{ae_{ev}} = 30 [^{\circ}C]$	
$HR = 40 [\%]$	
$T_{evap} = -5 [^{\circ}C]$	
Resultados	
$\dot{Q}_{cond} = 4,8 [kW]$	$\bar{U}_{1c} = 203,0 [W/m^2C]$
$\bar{U}_{2c} = 250,8 [W/m^2C]$	$\bar{U}_{3c} = 193,0 [W/m^2C]$
$T_{as1c} = 40,2 [^{\circ}C]$	$T_{as2c} = 37,8 [^{\circ}C]$
$T_{as3c} = 35,3 [^{\circ}C]$	$dp_{cond} = 31,6 [kPa]$
$L_{1c} = 0,437 [m]$	$L_{2c} = 2,332 [m]$
$L_{3c} = 0,071 [m]$	$i_4 = 116,7 [kJ/kg]$
$T_{cond} = 49,0 [^{\circ}C]$	$T_{econd} = 91,1 [^{\circ}C]$
$T_{scond} = 47,7 [^{\circ}C]$	$\dot{m}_r = 0,0233 [kg/s]$
$COP = 1,8$	$\dot{Q}_{evap} = 3,1 [kW]$
$U_{evap1} = 904,5 [W/m^2C]$	$U_{evap2} = 266,4 [W/m^2C]$
$T_{asev} = 10,8 [^{\circ}C]$	$dp_{evap} = 8,12 [kPa]$
$T_{sevap2} = 1,4 [^{\circ}C]$	$FD = 0,501$
	$dt_{sa} = 9,15 [^{\circ}C]$

Tabela 3.3 Simulação No.2

TESTE No.2	
Dados de entrada	
$T_{ae_c} = 40 [^{\circ}C]$	
$p_{ae_c} = 101,3 [kPa]$	
$V_{ae_c} = 5 [m/s]$	
$rpm = 3500 [rev/min]$	
$\dot{m}_{ae_{ev}} = 0,116 [m/s]$	
$T_{ae_{ev}} = 30 [^{\circ}C]$	
$HR = 40 [\%]$	
$T_{evap} = -5 [^{\circ}C]$	
Resultados	
$\dot{Q}_{cond} = 5,2 [kW]$	$\bar{U}_{1c} = 169,3 [W/m^2C]$
$\bar{U}_{2c} = 197,3 [W/m^2C]$	$\bar{U}_{3c} = 162,5 [W/m^2C]$
$T_{ae1c} = 48,8 [^{\circ}C]$	$T_{ae2c} = 45,5 [^{\circ}C]$
$T_{ae3c} = 40,7 [^{\circ}C]$	$dp_{cond} = 33,26 [kPa]$
$L_{1c} = 0,507 [m]$	$L_{2c} = 2,319 [m]$
$L_{3c} = 0,014 [m]$	$i_4 = 125,6 [kJ/kg]$
$T_{cond} = 54,0 [^{\circ}C]$	$T_{econd} = 94,3 [^{\circ}C]$
$T_{scond} = 53,1 [^{\circ}C]$	$\dot{m}_r = 0,0255 [kg/s]$
$COP = 1,7$	$\dot{Q}_{evap} = 3,2 [kW]$
$\bar{U}_{ev1} = 1106,0 [W/m^2C]$	$\bar{U}_{ev2} = 285,9 [W/m^2C]$
$T_{asev2} = 10,4 [^{\circ}C]$	$dp_{evap} = 11,07 [kPa]$
$T_{sev2} = 3,1 [^{\circ}C]$	$FD = 0,57$
$dtsa = 9,3 [^{\circ}C]$	

3.4.1 Efeito da Rotação do Compressor no Sistema Frigorífico

Uma das particularidades do sistema frigorífico automotivo é o aproveitamento da potência do motor do veículo através de uma transmissão polia-correia, o que implica em que qualquer variação na rotação do motor afeta diretamente a velocidade de rotação do compressor. Por esse motivo, torna-se importante estudar o efeito da rotação do compressor no desempenho do sistema frigorífico.

Para efeitos de análise, é importante lembrar a particularidade do compressor utilizado no presente trabalho, que já foi referido no capítulo 2. O compressor apresenta a possibilidade de variar o deslocamento volumétrico através do movimento de um prato giratório. Este movimento é controlado pelas condições de aspiração e descarga do compressor, por meio da válvula de compensação. O aumento da velocidade do compressor implica numa redução do volume de deslocamento, resultante da redução do ângulo do prato giratório do compressor (princípio de funcionamento do compressor). Na Figura 3.4 é apresentado o efeito da rotação sobre a vazão de refrigerante. Como seria de esperar, a vazão de refrigerante aumenta com a rotação.

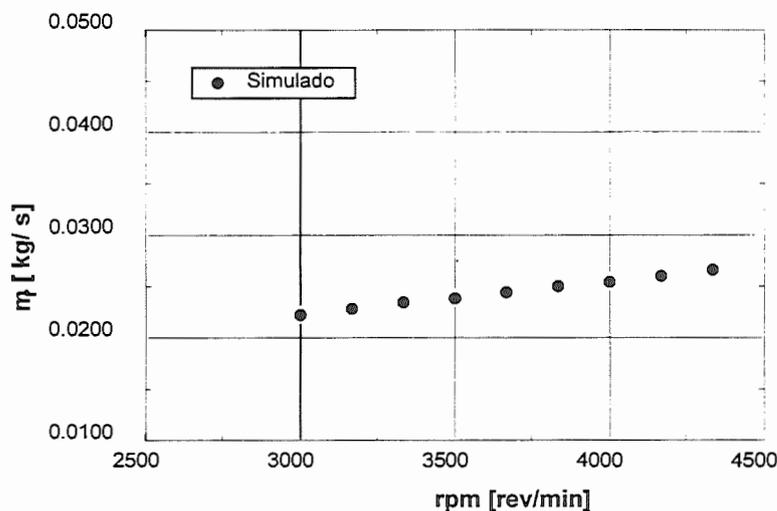


Figura 3.4 Efeito do número de revoluções do compressor, rpm , na vazão de refrigerante do sistema, \dot{m}_r . $T_{ae_c} = 40 [^{\circ}C]$; $p_{ae_c} = 101,3$ [kPa];

$$V_{ae_c} = 8,8$$
 [m/s]; $T_{ae_{ev}} = 25$ [°C]; HR=20%

Analisando a Eq.(2.4), nota-se uma proporcionalidade entre a vazão, \dot{m}_r , e o número de revoluções do compressor, n_r . Por outro lado, o aumento da rotação do compressor implica numa redução no rendimento volumétrico, η_v , segundo Eq.(2.2), o que tenderia a diminuir a vazão. Associando estes dois efeitos, a Figura 3.4 mostra que o último é menos significativo que o primeiro, verificando um aumento na vazão de refrigerante. Para um incremento do 50 % na rotação do compressor obtém-se um acréscimo da ordem de 14,6 % na vazão de refrigerante, apresentando uma relação praticamente linear.

A temperatura e pressão de condensação tendem a se elevar como resultado do aumento da rotação. Tal tendência é resultado da necessidade de satisfazer o aumento da capacidade do condensador propiciado pelo aumento da vazão de refrigerante, desde que as condições de entrada do ar se mantenham constantes. Tal comportamento é ilustrado na Figura 3.5.

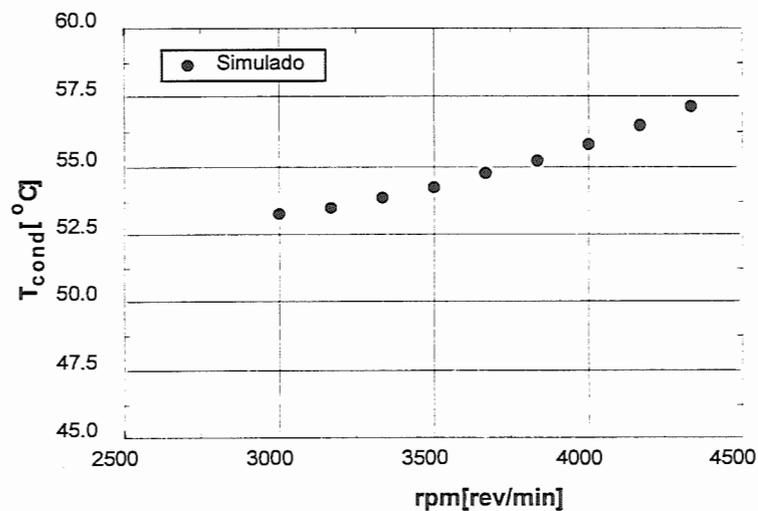


Figura 3.5 Efeito do número de revoluções do compressor, rpm , na temperatura de condensação, T_{cond} . $T_{ae_c} = 40 [^{\circ}C]$; $p_{ae_c} = 101,3 [kPa]$; $V_{ae_c} = 8,8 [m/s]$; $T_{ae_{ev}} = 25 [^{\circ}C]$; $HR = 20\%$.

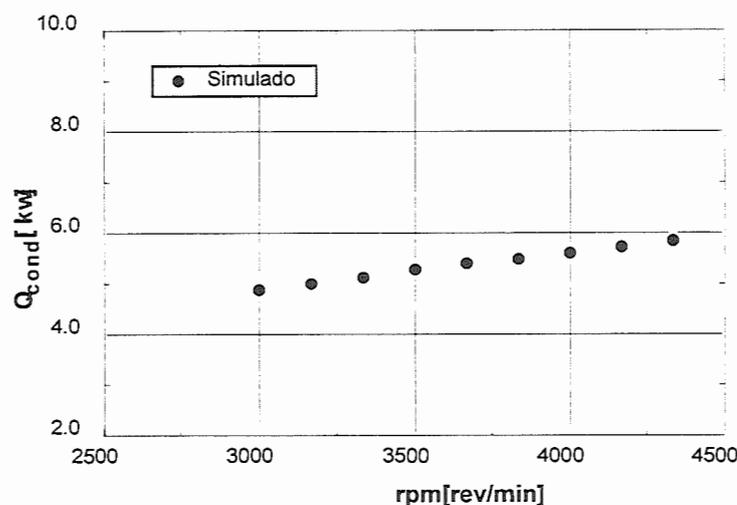


Figura 3.6 Efeito do número de revoluções do compressor, rpm , na capacidade do condensador, \dot{Q}_{cond} . $T_{ae_c}=40[^\circ\text{C}]$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [°C]; HR=20%.

O aumento da capacidade do condensador com o aumento da rotação é ilustrado na Figura 3.6, aspecto físico que já foi discutido anteriormente. Nota-se, também, que a elevação em 50 % da rotação implica num aumento de 17,1 % na capacidade do condensador, sendo este um incremento considerável.

A capacidade do evaporador é igual ao produto da vazão de refrigerante pela diferença entre as entalpias de entrada e saída do refrigerante. Se, por um lado, o aumento da vazão implicaria num incremento direto da taxa de transferência de calor do trocador, por outro lado, o aumento da temperatura de condensação implica numa maior entalpia na entrada ao evaporador. Como conseqüência, a diferença entre as entalpias na entrada e saída do refrigerante diminuiria, tendendo a reduzir a taxa de transferência de calor no evaporador. Na Figura 3.7 é apresentado o efeito da rotação sobre a taxa de transferência de calor no evaporador. A elevação desta com a rotação indica que o efeito de aumento da vazão predomina sobre a redução da diferença de entalpias do refrigerante. É, entretanto, interessante notar que uma elevação de, aproximadamente, 50 % na rotação implica num aumento da capacidade do evaporador da ordem de 10,9 %. Um efeito pouco significativo como se vê.

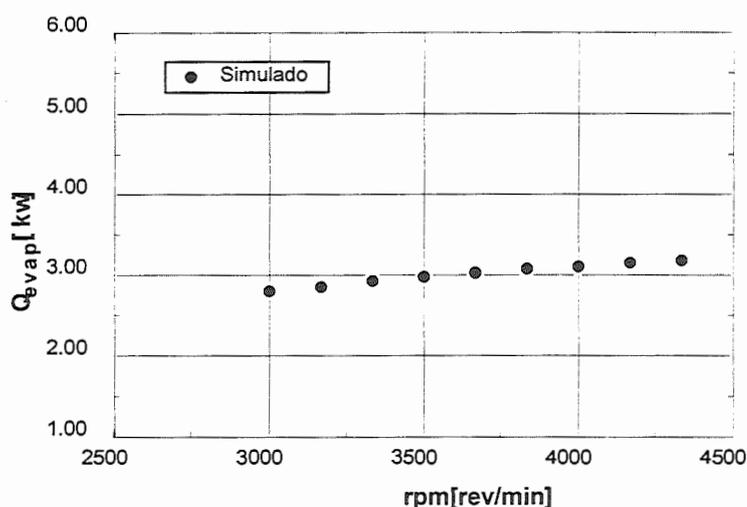


Figura 3.7 Efeito do número de rotações do compressor, rpm , na capacidade do evaporador, \dot{Q}_{evap} . $T_{ae_c} = 40 [^{\circ}C]$; $p_{ae_c} = 101,3$ [kPa]; $V_{ae_c} = 8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}} = 25 [^{\circ}C]$; HR=20%.

O coeficiente de eficácia do sistema, COP , é definido como a relação entre a capacidade de refrigeração, \dot{Q}_{evap} , e a potência do compressor, \dot{W} , segundo Eq.(2.9). O aumento da temperatura de condensação implica em temperaturas maiores na descarga do compressor, com conseqüente aumento de entalpia, o que eleva a diferença de entalpia entre a entrada e saída deste componente, ou seja, aumenta a potência do compressor, \dot{W} . Por outro lado, o aumento da vazão de refrigerante produz outro aumento adicional. Como foi observado anteriormente, o aumento da rotação implica numa elevação da capacidade do evaporador, acompanhado de um aumento da potência consumida pelo compressor. A Figura 3.8 mostra que o aumento da potência do compressor apresenta uma maior influência, o que implica na redução do coeficiente de eficácia. Para um incremento da rotação do compressor de aproximadamente 50 %, o coeficiente de eficácia experimenta uma redução da ordem de 10,5 %.

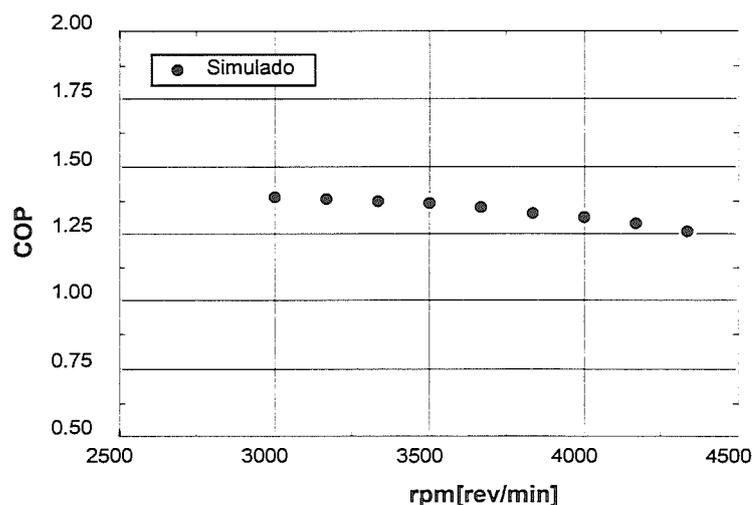


Figura 3.8 Efeito do número de revoluções do compressor, rpm , no coeficiente de eficácia, COP . $T_{ae_c}=40[^\circ C]$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [°C]; HR=20%.

3.4.2 Efeito da Temperatura de Entrada do Ar no Condensador

O desempenho do circuito frigorífico do sistema de ar condicionado automotivo é afetado por variações da temperatura ambiente. Esta pode variar dependendo da hora, do dia, da época do ano e, eventualmente, da localização do veículo. Nessas condições é importante avaliar seu efeito em alguns parâmetros característicos do sistema.

A elevação da temperatura de entrada do ar, T_{ae_c} , no condensador deve impor uma carga térmica maior no sistema de ar condicionado do veículo. Um controle adequado desse sistema deveria agir no sentido de elevar sua capacidade. Como o compressor tende a operar com pressão de evaporação “constante”, o efeito de elevação da capacidade frigorífica do sistema é acomodado pela elevação da taxa de deslocamento volumétrico do compressor, resultante do ajuste do curso do pistão pelo “prato” giratório. Assim, sem dispor dos dados de simulação, seria possível prever que, para um aumento da T_{ae_c} , ocorre um aumento na temperatura de condensação, na vazão de refrigerante, na capacidade do condensador e na capacidade do evaporador.

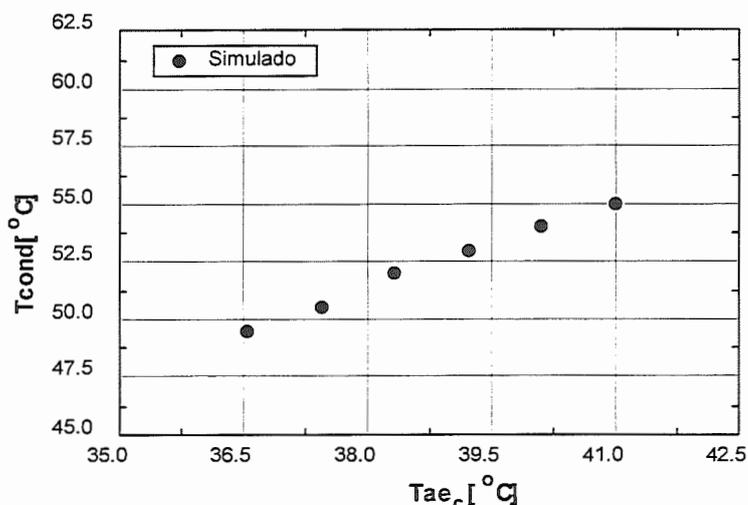


Figura 3.9 Efeito da temperatura de entrada do ar no condensador, T_{ae_c} , na temperatura de condensação, T_{cond} . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [°C]; HR=40%

O aumento da temperatura do ar ambiente, T_{ae_c} , impõe que o sistema opere a temperaturas de condensação, T_{cond} , maiores, comportamento ilustrado na Figura 3.9. Na mesma figura se evidencia que um aumento de 10 % na temperatura do ar ambiente provoca uma elevação de 9 % na temperatura de condensação. Este aumento provoca uma diminuição no rendimento volumétrico, η_v , e conseqüente redução na vazão, \dot{m}_r , como se depreende da Eq.(2.4). Por outro lado, o aumento da temperatura de condensação, provoca um aumento no deslocamento do compressor (devido ao movimento do prato giratório, provocado pelo efeito do aumento da pressão de descarga na movimentação da válvula de compensação), aumentando a vazão. Nessas condições, se por um lado a elevação da pressão de condensação tende a reduzir a vazão de refrigerante, pela redução do rendimento volumétrico, por outro, verifica-se um aumento na taxa de deslocamento volumétrico. O efeito final é uma elevação na vazão de refrigerante. De acordo a Figura 3.10 o incremento de aproximadamente 10 % na T_{ae_c} , provoca um incremento de 14,4 % na vazão de refrigerante, comportamento que mostra que o efeito do aumento do

deslocamento do compressor é mais significativo que a diminuição do rendimento volumétrico.

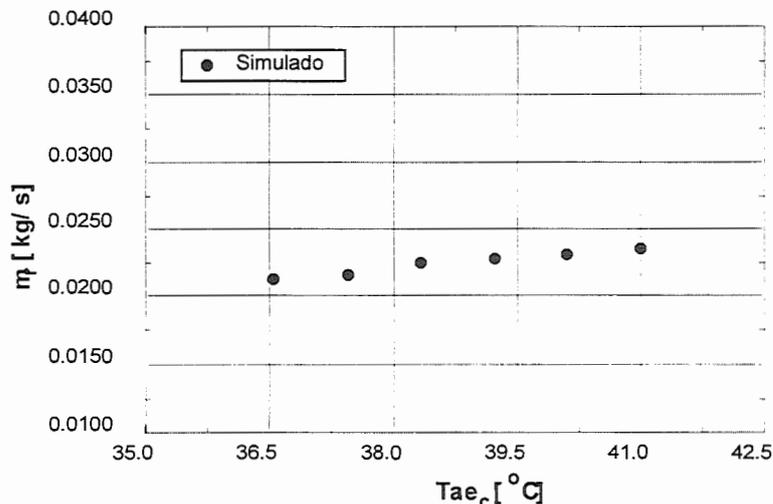


Figura 3.10 Efeito da temperatura de entrada do ar no condensador, T_{ae_c} , na vazão de refrigerante, \dot{m}_r . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [°C]; HR=40%

A capacidade do condensador é afetada pela variação entre a temperatura do ar ambiente e a temperatura de condensação, a Figura 3.9 confirma um incremento de 1,3 % nessa diferença para um aumento de 12,3 % na temperatura do ar ambiente, efeito que aumentará a capacidade do condensador. Por outro lado, o aumento da vazão de refrigerante tenderá a aumentar a capacidade do trocador. A Figura 3.11 ilustra o referido aumento, evidenciando que, para um aumento de 10 % na temperatura do ar ambiente, a capacidade do condensador se eleva de 6,4 %.

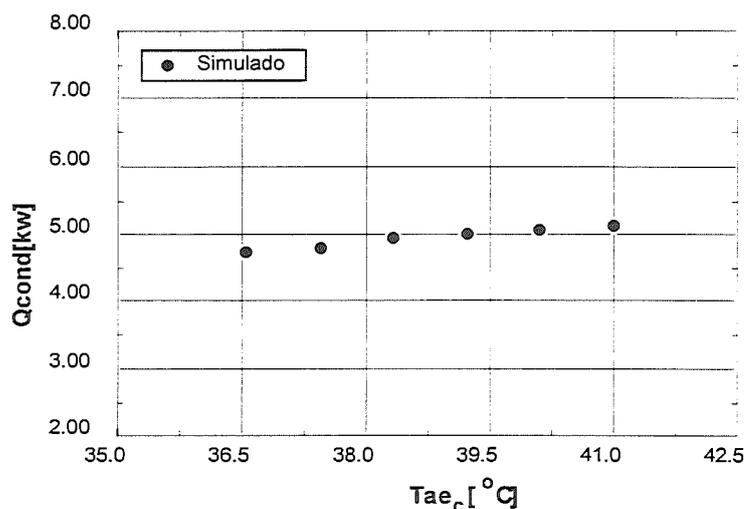


Figura 3.11 Efeito da temperatura de entrada do ar no condensador T_{ae_c} , na capacidade do condensador, $\dot{Q}_{cond} \cdot rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [°C]; HR=40%

Quanto maior a temperatura de condensação, a entalpia de entrada no evaporador aumenta, reduzindo, assim, a variação de entalpia do refrigerante* nesse componente. Assim, a elevação da temperatura de condensação tende a reduzir o efeito de refrigeração, desde que a temperatura de evaporação seja mantida constante. Por outro lado, o aumento da vazão de refrigerante tende a elevar a capacidade do evaporador. A Figura 3.12 mostra uma elevação da capacidade do evaporador com a temperatura do ar ambiente, o que implica num efeito mais significativo da vazão de refrigerante. Neste aspecto, o controle de capacidade do compressor por variação do deslocamento volumétrico (curso do pistão) tende a conferir uma capacidade frigorífica maior para temperaturas ambiente superiores, o que é razoável, sob o ponto de vista operacional.

* À variação de entalpia do refrigerante no evaporador se denomina de “efeito de refrigeração”.

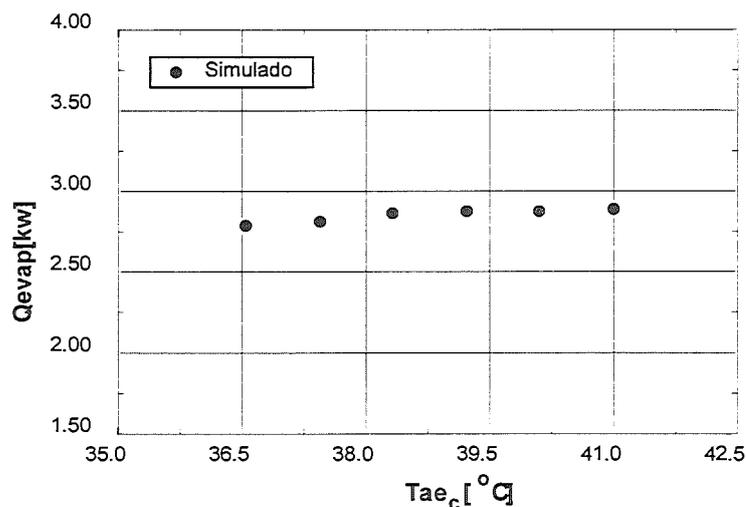


Figura 3.12 Efeito da temperatura de entrada do ar no condensador T_{ae_c} , na capacidade do evaporador, $\dot{Q}_{evap} \cdot rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [°C]; HR=40%

O coeficiente de eficácia do sistema, como observado nas seções anteriores, depende da capacidade do evaporador e da potência do compressor. Mediante a análise anterior, foi justificado o aumento da capacidade do evaporador para elevações da temperatura ambiente. Por outro lado, o aumento da vazão de refrigerante e a elevação da temperatura de condensação (que impõe uma elevação da entalpia de descarga, elevando a variação de entalpia no processo de compressão*) geram um significativo aumento na potência de compressão. Nessas condições, é possível prever uma redução no coeficiente de eficácia. Na Figura 3.13 pode ser observada uma significativa redução no valor do coeficiente de eficácia (ou desempenho) resultante da elevação da temperatura ambiente. Tal redução evidencia o maior efeito da potência de compressão relativamente à elevação da capacidade frigorífica.

* À variação de entalpia de compressão se denomina de “trabalho de compressão”.

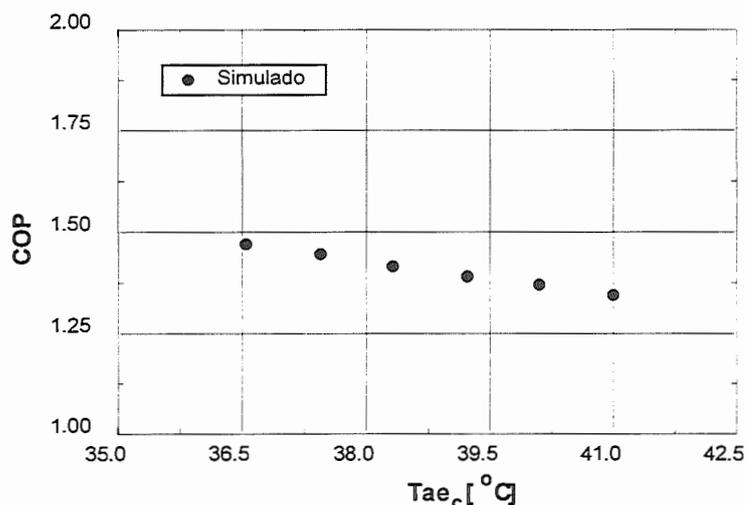


Figura 3.13 Efeito da temperatura de entrada do ar no condensador, T_{ae_c} , no coeficiente de eficácia do sistema, COP ; $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $V_{ae_c}=8,8$ [m/s]; $T_{ae_{ev}}=25$ [°C]; $HR=40\%$

3.7 Efeito da Velocidade de Entrada do Ar no Condensador

A velocidade de entrada do ar no condensador é um parâmetro importante no estudo dos sistemas frigoríficos de ar condicionado de automóveis. Esta pode variar dependendo da velocidade do veículo ou do acionamento dos ventiladores que insuflam ar no condensador, apresentando um efeito direto no sistema frigorífico devido às condições de troca de calor no condensador.

O aumento da velocidade de entrada do ar origina diretamente uma queda na temperatura ou pressão de condensação (uma vez que intensifica a transferência de calor entre o refrigerante e o ar). A Figura 3.14 mostra que um incremento de 50 % na velocidade do ar implica uma queda de, aproximadamente, 5,3 % na temperatura de condensação.

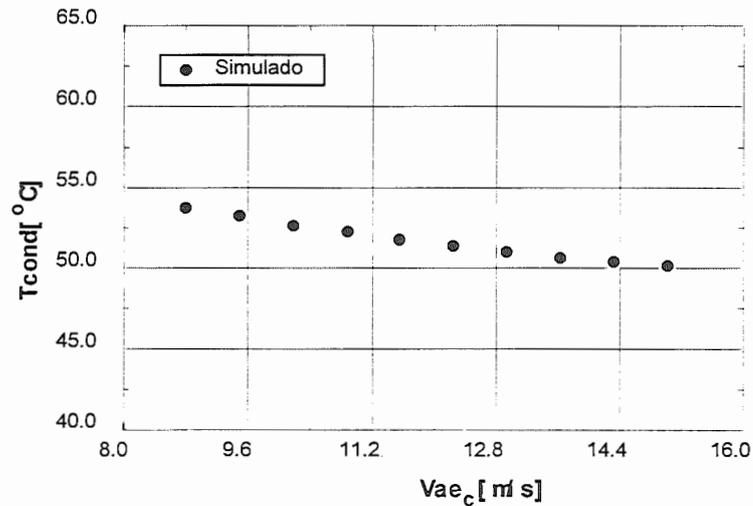


Figura 3.14 Efeito da velocidade de entrada do ar no condensador, V_{ae_c} , na temperatura de condensação T_{cond} . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $T_{ae_c}=40$ [°C]; $T_{ae_{ev}}=25$ [C]; HR=40%

A queda da temperatura de condensação manifesta-se no compressor, pela elevação do rendimento volumétrico, ou seja, resulta numa elevação da vazão de refrigerante. Por outro lado, o controle de capacidade do compressor responde à queda da pressão de condensação* com uma diminuição no ângulo do prato giratório, o que reduz o deslocamento volumétrico, diminuindo, assim, a vazão. O resultado final é mostrado na Figura 3.15, onde se verifica uma redução da vazão de refrigerante, resultante de um maior efeito da diminuição do deslocamento em relação àquele resultante do aumento do rendimento volumétrico. Um incremento da ordem de 50 % na velocidade do ar implica uma redução de 3,7 % na vazão de refrigerante.

* A queda na pressão de condensação eleva a capacidade do compressor, resultando numa tendência de queda da pressão de evaporação. Esta tendência é compensada pela ação do prato giratório, reduzindo o curso do pistão e, conseqüentemente, a capacidade frigorífica do compressor. Na realidade o compressor não responde diretamente à variação da pressão de condensação, mas à redução na pressão de evaporação que tenderia a acompanhar uma elevação da pressão de condensação.

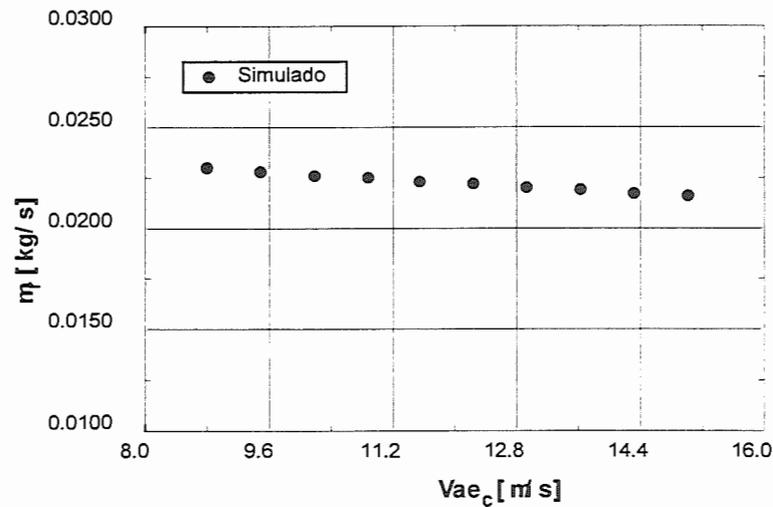


Figura 3.15 Efeito da velocidade de entrada do ar no condensador, V_{ae_c} , na vazão de refrigerante, \dot{m}_r . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $T_{ae_c}=40$ [° C]; $T_{ae_{ev}}=25$ [° C]; HR=40%

Fazendo uma análise similar à da seção anterior, a diminuição da temperatura de condensação produz uma redução na diferença de temperaturas no condensador, diminuindo a capacidade do mesmo. Por outro lado, a diminuição da vazão de refrigerante contribui, também nesse sentido, resultando uma previsível redução na capacidade do condensador. A Figura 3.16 evidencia uma diminuição da ordem de 3,5 % na capacidade do condensador resultante de um incremento de 50 % na velocidade do ar.

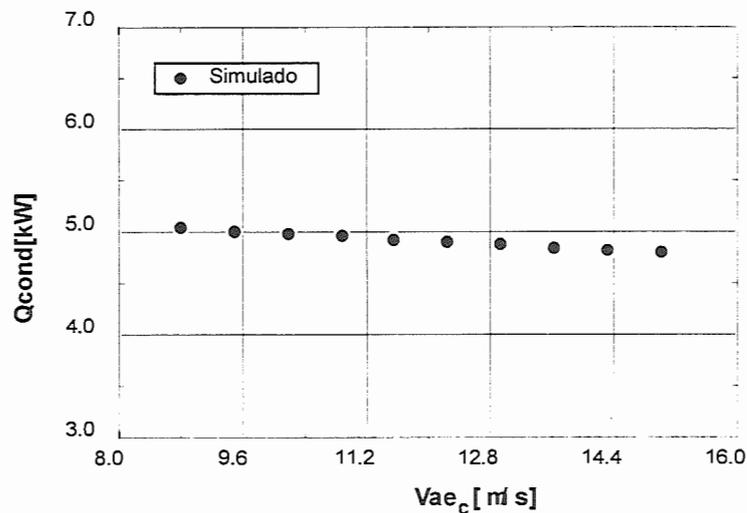


Figura 3.16 Efeito da velocidade de entrada do ar no condensador, V_{ae_c} , na capacidade do condensador, \dot{Q}_{cond} . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $T_{ae_c}=40$ [° C]; $T_{ae_{ev}}=25$ [° C]; HR=40%

Levando em conta a análise da variação da capacidade do evaporador feita na seção anterior, a redução da vazão de refrigerante manifesta-se no evaporador reduzindo sua capacidade, embora ocorra um aumento no efeito de refrigeração, resultante da redução na temperatura de condensação. A Figura 3.17 mostra tal efeito, apresentando uma redução na capacidade do evaporador pouco significativa, de 1,27 % para um incremento de 50 % na velocidade de entrada do ar no condensador.

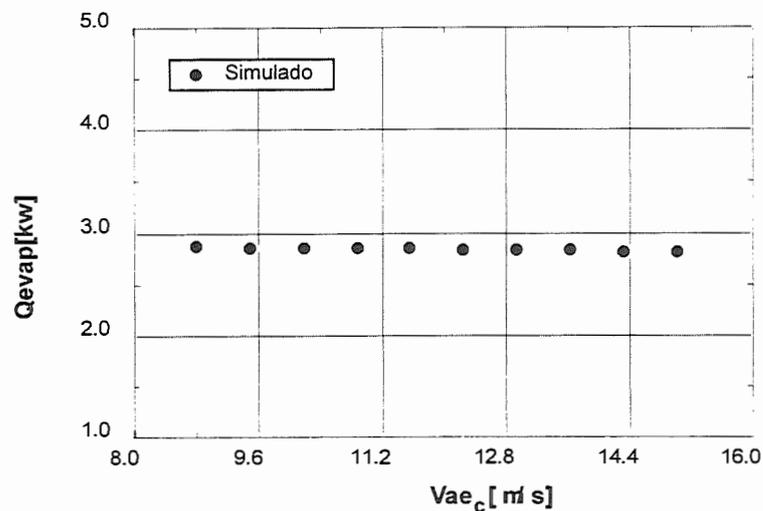


Figura 3.17 Efeito da velocidade de entrada do ar no condensador, V_{ae_c} , na capacidade do evaporador, \dot{Q}_{evap} . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $T_{ae_c}=40$ [° C]; $T_{ae_{ev}}=25$ [° C]; HR=40%

O coeficiente de eficácia do sistema apresenta uma tendência a se elevar com a velocidade de entrada do ar no condensador, resultado da queda da potência de compressão. Esta queda é maior que da capacidade do evaporador, resultando na elevação do COP. A queda da potência de compressão resulta, principalmente, da queda da temperatura de condensação (com a conseqüente redução no trabalho de compressão). A Figura 3.18 mostra a tendência do coeficiente de eficácia do sistema frigorífico, onde, um acréscimo de 50 % da velocidade de entrada do ar implica um aumento de 4,4 % no coeficiente de eficácia.

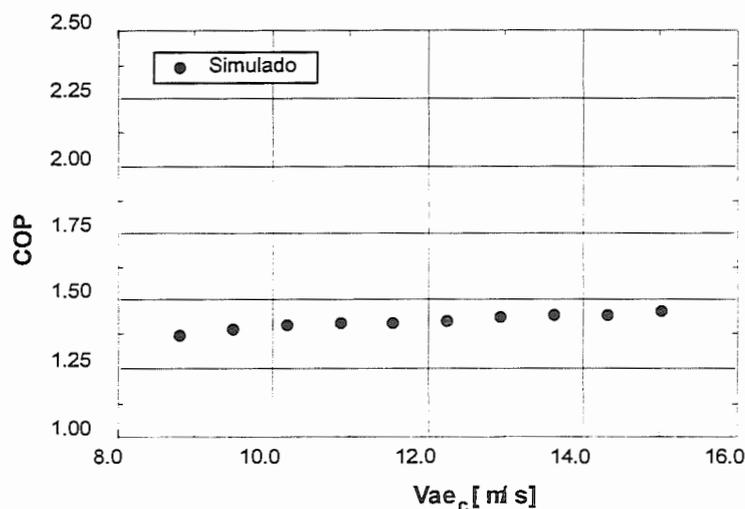


Figura 3.18 Efeito da velocidade de entrada do ar no condensador, V_{ae_c} , na capacidade do evaporador, COP . $rpm=3000$; $p_{ae_c}=101,3$ [kPa]; $T_{ae_c}=40$ [° C]; $T_{ae_{ev}}=25$ [° C]; $HR=40\%$

Os distintos resultados obtidos na simulação e as análises quantitativas realizadas com alguns dos parâmetros importantes do sistema frigorífico apresentam comportamentos consistentes, tanto quantitativa quanto qualitativamente. Estes resultados permitem atender o efeito que produz o compressor de deslocamento variável nas distintas variáveis do sistema frigorífico automotivo. Na Tabela 3.4 é apresentado um resumo do efeito dos parâmetros de análise utilizados neste capítulo. Assim, o programa de simulação propicia uma análise de sensibilidade devido à variação de importantes parâmetros de desenho e condições de trabalho do sistema frigorífico automotivo, como: temperatura e velocidade de entrada do ar no condensador e o número de revoluções do compressor. As conclusões desta análise são importantes para a indústria automotiva, pois é possível prever o desempenho do sistema e de cada componente, aspecto importante na toma de decisões e projeto de equipamentos para ar condicionado automotivo.

Tabela 3.4 Porcentagens de variação dos parâmetros analisados

Porcentagem de acrécimo nas variáveis	T_{cond} [%]	\dot{m}_r [%]	\dot{Q}_{cond} [%]	\dot{Q}_{evap} [%]	COP [%]
50 % [rpm]	+7,3	+14,6	+17,1	+10,9	-10,5
10 % [T_{ae_c}]	+9,0	+14,4	+6,3	+2,8	-6,8
50 % [V_{ae_c}]	-5,3	-3,7	-3,5	-1,27	+4,4

CAPÍTULO 4

Resultados Experimentais

4.1 Bancada Experimental

Os testes experimentais foram realizados num automóvel SEAT-IBIZA com motor de 1600 cc , no interior de uma câmara de provas experimentais, desenhada exclusivamente para testar os distintos equipamentos de ar condicionado que fabrica a empresa T. ELECTRO AUTO S.A., com sede em Madrid, Espanha. Esta câmara de provas incorpora um sistema de ventilação para simular a velocidade do automóvel, um sistema de aquecimento de ar, um sistema de geração de umidade por pulverizadores, um sistema de extração dos gases de combustão e uma bateria de lâmpadas para simular a irradiação solar. A Figura 4.1 apresenta uma foto mostrando a câmara de testes.



Figura 4.1 Vista da câmara de simulação Electro-Auto S.A.

O sistema frigorífico foi devidamente instrumentado para medições de temperatura e pressão, tanto na região de condensação como de evaporação. Além disso, foram instalados termopares no interior da cabina do automóvel, cujo objetivo era medir a temperatura do ar na entrada e saída, tanto do

evaporador quanto do condensador, além da câmara de testes, onde também foram instalados medidores de umidade. Os sinais dos distintos transdutores (temperatura e pressão) foram tratados mediante um sistema de aquisição de dados microprocessado DATATAKER DT-500. A Figura 4.2 mostra um esquema do sistema frigorífico e o posicionamento dos transdutores de pressão e termopares.

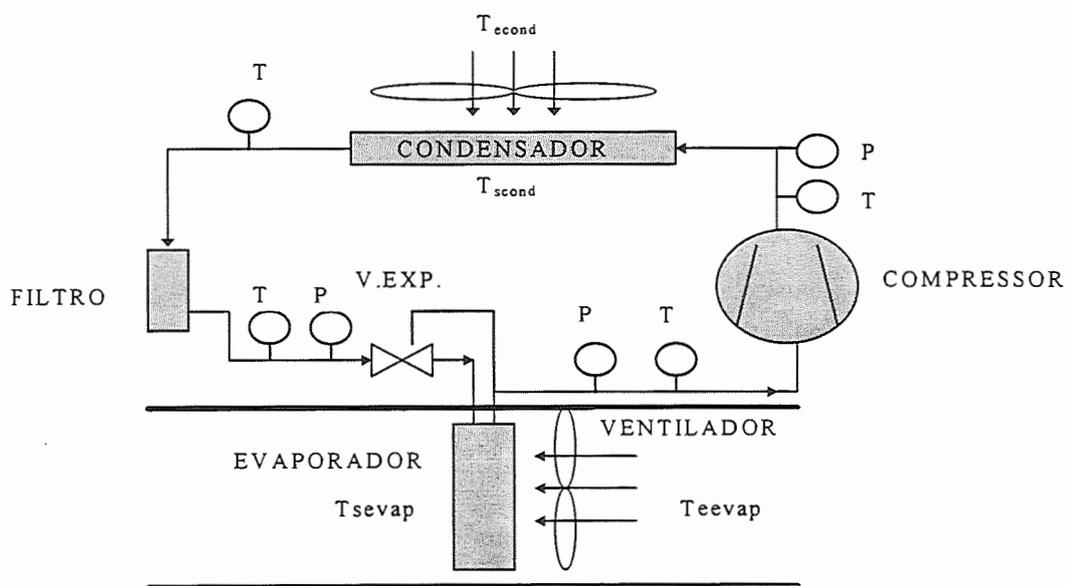


Figura 4.2 Esquema de distribuição dos instrumentos de medição no circuito frigorífico.

O sistema de apoio, envolvendo o sistema de ventilação, extração de gases, lâmpadas, aquecimento do ar e umidificação era “monitorado” mediante um painel de controle.

A Tabela 4.1 detalha os equipamentos usados no sistema frigorífico, incluindo componentes, instrumentação e o sistema de aquisição de dados.

Tabela 4.1 Equipamentos utilizados nos testes experimentais

Qde.	EQUIPAMENTO	CARACTERÍSTICAS
1	Compressor de deslocamento variável.	SANDEN-SD7V16, para R134a 10 cc min. 161 cc max.
1	Condensador de fluxo paralelo com tubos e aletas de alumínio.	Modelo 2.0i, TD-microcanais (ver detalhes no Apêndice I)
1	Evaporador de tubos e aletas de alumínio.	$\dot{Q}_{min} = 5600 \text{ W}$, $\dot{m}_r = 600 \text{ kg/h}$ (ver detalhes no Apêndice I)
1	Ventilador (soprador)	$V=530 \text{ m}^3/\text{h}$
1	Válvula de expansão termostática	Egelhof - TCD-2 Ton.
1	Filtro desidratador	XH-9 para R-134a
2	Transdutores de baixa pressão	Omega PX425-100GV (de 0 a 100 psi)
2	Transdutores de alta pressão	Omega PX425-300GV (de 0 a 300 psi)
2	Termopares de imersão	Omega Tipo K
16	Termopares de contato	Omega Tipo K

As leituras de temperatura e pressão foram obtidas mediante termopares e transdutores de pressão previamente calibrados, pertencentes à empresa Electro Auto S.A. Estes aparelhos apresentam precisões fornecidas no catálogo que deverão ser consideradas numa análise de incertezas por simples amostragem.

As precisões dos distintos aparelhos utilizados na bancada experimental são apresentadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 Precisão dos transdutores e termopares

APARELHO	MODELO	PRECISÃO
Termopar de imersão OMEGA Tipo K	CF-000-J-2-60-1	1,1 [°C] ou 0,4 %
Transdutor de Alta Pressão OMEGA	PX425-300GV (de 0 a 300 psi)	4,2 [kPa] ou $\pm 0,2 \%$ (entre - 54 a 120 °C)
Transdutor de Baixa Pressão OMEGA	PX425-100GV (de 0 a 100 psi)	1,4 [kPa] ou $\pm 0,2 \%$ (entre - 54 a 120 °C)

4.1.1 Montagem dos Transdutores de Pressão

O posicionamento dos transdutores de pressão foi escolhido de maneira de aproveitar os pontos de carga ou descarga de refrigerante, existentes na região de alta e baixa pressão. Na Figura 4.3 mostra-se um esquema da montagem dos transdutores de pressão.

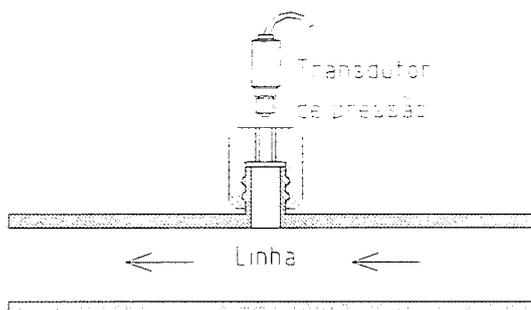


Figura 4.3 Esquema da montagem dos transdutores de pressão nas tomadas de carga de refrigerante existentes no circuito frigorífico automotivo.

4.1.2 Montagem dos Termopares

Uma das maiores dificuldades foi medir a temperatura do refrigerante no interior das linhas do sistema, principalmente, por limitações de equipamento adequado para medir nas condições do circuito frigorífico, evitando fugas de refrigerante. Esta dificuldade foi resolvida utilizando medidores de temperatura de imersão OMEGA Mod.CF-000-J-2-60-1 (também foram utilizados termopares OMEGA Tipo K), que permitiam uma montagem relativamente simples sem apresentar vazamentos, como mostrado na Figura 4.4.

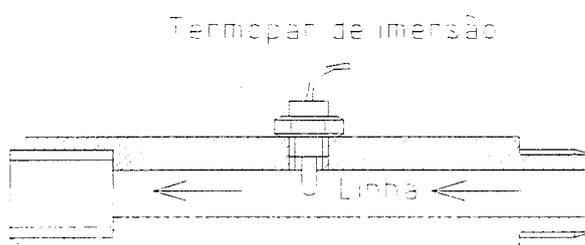


Figura 4.4 Montagem do termopar de imersão Tipo K em uma peça auxiliar posicionada entre as linhas do circuito frigorífico automotivo.

4.2 Sistema de Aquisição de Dados

Os sinais provenientes dos transdutores de pressão e termopares eram enviados ao sistema de aquisição de dados DATA-TAKER DT-500, composto por uma placa conversora com entradas analógicas e digitais, incluindo terminais de conexão. Este sistema é dotado de uma fonte, podendo trabalhar de forma independente ao software de apoio DATALOGGER para Windows 3.1. Este possibilita o acompanhamento da aquisição de dados através de recursos gráficos e estatísticos.

As entradas analógicas aceitam sinais de voltagem, corrente, resistência e frequência, os mais comuns utilizados nos sensores. As curvas de calibração dos distintos aparelhos foram incorporadas ao sistema de aquisição. No caso dos transdutores e termopares as sinais de entrada eram em milivolts.

4.3 Procedimento de Teste

A obtenção de dados experimentais envolveu uma série de procedimentos tanto na câmara como no sistema frigorífico do automóvel.

Inicialmente o circuito frigorífico era evacuado até um nível de aproximadamente 10 kPa de pressão absoluta, sendo mantido nessa condição durante, pelo menos, 30 minutos. A seguir, introduziam-se 870g de gás refrigerante R-134_a com o motor em operação.

Uma vez que o sistema frigorífico estava adequadamente ajustado, o sistema de aquecimento do ar, de umidificação, de extração dos gases de combustão e o conjunto de lâmpadas na câmara eram acionados, no sentido de atingir as condições iniciais do teste: temperatura na câmara de 40 °C, umidade relativa de 20 %, temperatura no interior da cabine do automóvel entre 50 a 60 °C. Uma vez atingidas as condições iniciais de teste, acionava-se o motor do automóvel e o sistema de ar condicionado, fixando a rotação do motor entre 1000 e 4500 rpm. O sistema de aquisição de dados começava a operar a partir desse instante, com as leituras sendo feitas até que as pressões e

temperaturas nos distintos pontos ficassem praticamente constantes, simulando uma condição de regime permanente.

4.4 Comparação Dos Resultados Experimentais e Simulados

Na Tabela 4.4 são apresentados os resultados obtidos no teste de um automóvel SEAT IBIZA 1.6L trabalhando com um compressor SANDEN SD7V16 , com as seguintes condições de teste:

$$T_{ae_c} = 40 [^{\circ}C]$$

$$D_p = 120 [mm]$$

$$rpm = 4500 [rev/min]$$

$$D_m = 150 [mm]$$

$$Radiação\ Solar = 1000 [W/m^2]$$

$$HR = 20 \%$$

$$Carga\ de\ refrigerante\ R134a = 870 [g]$$

Tabela 4.3 Resultados experimentais para distintas velocidades de condensação

PROPRIIDADE	Va = 8 [m/s]	Va =17 [m/s]	Va = 26 [m/s]
$P_{ecomp} [kPa]$	238	243	244
$T_{ecomp} [^{\circ}C]$	0,8	1	1,2
$P_{scomp} [kPa]$	1580	1480	1430
$T_{scomp} [^{\circ}C]$	84,1	82,8	80,2
$T_{scond} [^{\circ}C]$	52,7	50,6	49,5
$T_{evalv} [^{\circ}C]$	53,1	50,8	49,9
$P_{sevap} [kPa]$	250	253	253
$T_{s-evap} [^{\circ}C]$	-4,304	-3,986	-3,986
$dtsa [^{\circ}C]$	6,3	5,9	5,8
$dtsr [^{\circ}C]$	3,7	3,3	3,2
$\dot{m}_r [kg/s]^*$	0,0278	0,0254	0,0238
$T_{asc} [^{\circ}C]$	42,7	41,5	41,0
$T_{ae_v} [^{\circ}C]$	21,35	20,58	20,63

Incerteza das Medidas:

O objetivo da análise de incertezas é o de estimar o efeito da incerteza de medida de parâmetros individuais (em nosso caso pressões e temperaturas) sobre parâmetros tais como: vazão de refrigerante, \dot{m}_r , capacidade de

* Valor experimental não medido, avaliado indiretamente mediante balanço de energia no condensador.

refrigeração, \dot{Q}_{evap} , capacidade do condensador, \dot{Q}_{cond} , e o coeficiente de eficácia do sistema, COP , parâmetros que serão utilizados na análise comparativa com os resultados do modelo matemático.

Segundo MOFFAT (1988) a equação básica para avaliar a incerteza, w_H , do resultado final de uma função H , que depende das variáveis v_1, v_2, \dots, v_n , com incertezas w_1, w_2, \dots, w_n ; é representado pela seguinte equação:

$$w_H^2 = \left(\frac{\partial H}{\partial v_1} \cdot w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial v_2} \cdot w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial H}{\partial v_n} \cdot w_n \right)^2 \quad (4.1)$$

A vazão de refrigerante, que é uma variável importante para análise do sistema frigorífico, não foi medida diretamente por limitações de equipamento confiável. Para efeito de análise, será levada em conta a vazão de refrigerante avaliada mediante balanço de energia no lado externo do condensador, considerando as condições de entrada e saída do refrigerante e do ar, ou seja, a vazão será avaliada de acordo com a seguinte equação:

$$\dot{m}_r = \frac{\rho_{ae_c} V_{ae_c} A_{ca} c_{pae_c} (T_{as_c} - T_{ae_c})}{i_{e_c} - i_{s_c}} \quad (4.2)$$

A incerteza da vazão de refrigerante será estimada como a diferença máxima existente, entre a vazão avaliada segundo Eq.(4.2) considerando os limites máximo e mínimo de precisão dos aparelhos. No caso da velocidade de entrada do ar no condensador, V_{ae} , foi considerada a variação observada na área transversal ao escoamento entre dois pontos distintos, esta variação foi da ordem de 0,5 m/s. Considerando os dados experimentais da Tabela 4.4, a incerteza de medida para a vazão resulta igual a $\pm 0,001655$ kg/s (aproximadamente $\pm 6\%$), valor que será considerado para avaliar as incertezas dos outros parâmetros.

A incerteza da capacidade do condensador foi avaliada segundo Eq.(4.1), levando em conta as seguintes equações:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r (i_{e_{cond}} - i_{s_{cond}}) \cong \dot{m}_r \cdot i_{lv_{cond}} = \dot{m}_r [i_{lv_o} + T_{cond} (c_{p_v} - c_{p_l})] \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{cond}}{\partial \dot{m}_r} = i_{lv_o} + T_{cond} (c_{p_v} - c_{p_l}) \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{cond}}{\partial T_{cond}} = \dot{m}_r (c_{p_v} - c_{p_l}) \quad (4.5)$$

A incerteza da capacidade do evaporador foi avaliada de maneira similar, considerando a temperatura de evaporação, T_{evap} , ao invés da temperatura de condensação, T_{cond} , ou seja, as propriedades termodinâmicas devem ser avaliadas considerando a temperatura de evaporação.

As equações para a avaliação da incerteza do coeficiente de eficácia segundo a Eq.(4.1), são, apresentadas a seguir:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}} = \frac{(i_{s_{evapd}} - i_{e_{evap}})}{(i_{s_{comp}} - i_{e_{comp}})} = \frac{[i_{lv_o} + T_{evap} (c_{p_l} - c_{p_v})]}{c_{p_v} (T_{s_{comp}} - T_{e_{comp}})} \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial COP}{\partial T_{evap}} = \frac{c_{p_v} - c_{p_l}}{c_{p_v} (T_{s_{comp}} - T_{e_{comp}})} \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial COP}{\partial T_{s_{comp}}} = - \frac{[i_{lv_o} + T_{evap} (c_{p_v} - c_{p_l})]}{c_{p_v} (T_{s_{comp}} - T_{e_{comp}})^2} \quad (4.8)$$

A Tabela 4.3 apresenta um resumo das incertezas dos distintos parâmetros utilizados na análise do circuito frigorífico do presente estudo.

Tabela 4.3 Incertezas avaliadas para os parâmetros experimentais derivados

No. De Teste	INCERTEZA		
	\dot{Q}_{evap} [kw]	\dot{Q}_{cond} [kw]	COP
1	±0,331	±0,252	±0,030
2	±0,330	±0,259	±0,034
3	±0,328	±0,262	±0,036

Como foi mencionado anteriormente, a vazão de refrigerante não foi diretamente levantada durante os testes, em virtude da indisponibilidade de um medidor confiável. Para efeitos da análise e comparação dos resultados experimentais com os simulados considera-se como dado de referência experimental a vazão de refrigerante avaliada mediante balanço de energia no lado do ar do condensador. Esta foi comparada com a vazão avaliada através da vazão volumétrica medida pela empresa Valeo Climatización (Barcelona, Espanha) para condições similares de teste. Esta comparação foi realizada para aferir as vazões obtidas por balanço de energia.

A Tabela 4.4 mostra uma comparação dos valores obtidos aplicando balanço de energia e as medições da empresa Valeo Climatización. Os valores “experimentais” das variáveis de interesse foram avaliados considerando a vazão de refrigerante resultante do balanço de energia no condensador.

Tabela 4.4 Valores experimentais da vazão de refrigerante

Vazão	$V_{ac}=8,8$ m/s	$V_{ac}=17,7$ m/s	$V_{ac}=26,7$ m/s
\dot{m}_r [kg/s] Balanço de energia	0,0278	0,0254	0,0238
\dot{m}_r [kg/s] Valeo Climatización	0,0299	0,0275	0,0267

Devido às limitações de equipamento para a obtenção de um número maior de dados, a confrontação entre os resultados experimentais e os do modelo matemático será feita considerando somente o efeito da variação da velocidade do ar na entrada do condensador.

Com relação a vazão de refrigerante, a Figura 4.5 mostra comportamento similar entre os resultados simulados e experimentais, caracterizando a queda da vazão de refrigerante com o aumento da velocidade do ar na entrada do condensador, comportamento físico discutido no Capítulo 3. Na mesma figura, nota-se que, para um incremento de 50 % na velocidade do ar, verificam-se reduções de 17 % e 8 % na vazão experimental e simulada respectivamente. Por outro lado, mostra uma diferença mínima entre resultados de 4,6 % a

velocidades menores, e uma diferença máxima de 26 % para a maior velocidade de teste. Estas diferenças diminuem, considerando, as incertezas avaliadas para a vazão experimental que são da ordem de 6 % aproximadamente, como mostra a Figura 4.5.

As diferenças quantitativas observadas se devem a diversos fatores tanto na parte experimental quanto na simulação do sistema frigorífico automotivo, alguns dos quais serão discutidos a seguir.

Um dos fatores que afeta diretamente na vazão de refrigerante é a função adotada (ver Eq.2.3) para levar em conta o efeito da rotação e do deslocamento volumétrico no rendimento volumétrico do compressor. Esta função foi obtida mediante regressão múltipla a partir dos dados de catálogo do fabricante, considerando uma relação de compressor fixa que na realidade não acontece sempre. Também, existe a possibilidade de apresentar-se casos, onde, a função não descreva o comportamento correto.

Outro fator que afeta indiretamente poderiam ser o comportamento das correlações assumidas para avaliar os coeficientes de transferência de calor, tanto no lado do ar, quanto, no lado do refrigerante, especialmente, no caso específico do condensador de microcanais, por ser, de tecnologia recente e pouco conhecida. Assim por exemplo, o fator de Colburn, mediante o qual foi avaliada o coeficiente de transferência de calor no lado do ar, afeta diretamente na temperatura de condensação e, conseqüentemente, a vazão de refrigerante simulada.

Em campo foi observado um fator importante, que é a significativa variabilidade da temperatura do meio externo aos componentes e linhas do circuito frigorífico, posicionadas no capô do veículo, afetando às condições de entrada e saída aos componentes, e conseqüentemente à vazão experimental.

Outro fator que origina estas diferenças são as hipóteses consideradas no modelo de avaliação da troca de calor nas linhas, considerando, temperatura do meio externo constante que na realidade não acontece no capô do veículo.

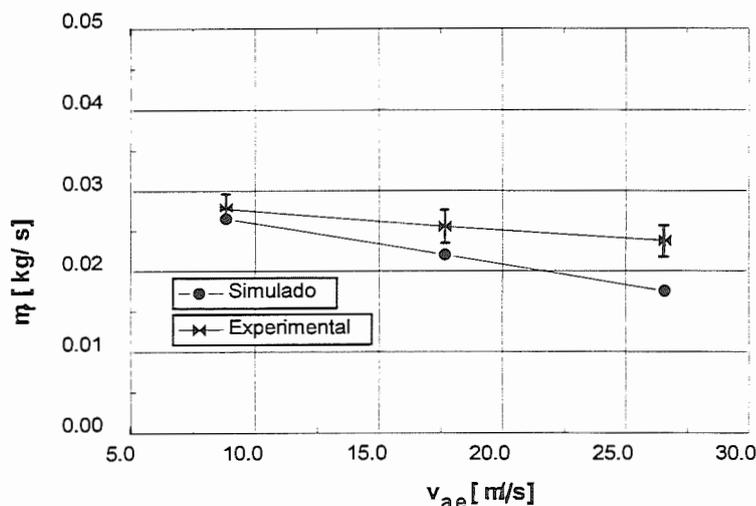


Figura 4.5 Comparação entre os resultados experimentais e simulados para a vazão de refrigerante

A capacidade do condensador foi avaliada segundo a Eq.(4.3) utilizando os resultados experimentais da Tabela 4.3. A Figura 4.6 indica que tanto os resultados experimentais quanto os proporcionados pelo modelo representam adequadamente o comportamento físico, segundo o qual a capacidade do condensador deve diminuir com a velocidade de entrada do ar do condensador. Quantitativamente as diferenças entre os resultados experimentais e simulados assinem um máximo de 18 % e um mínimo de 6 %. Como pode ser observado na Figura 4.6, um acréscimo de 50 % na velocidade do ar implica numa redução de aproximadamente 6,5 % e 15,6 % na capacidade do condensador experimental e simulada, respectivamente.

Além dos fatores anteriormente mencionados, deve-se notar, também, a dificuldade em obter um valor mais preciso da velocidade do ar na entrada ao condensador. Nos ensaios, considerou-se como velocidade de entrada, à velocidade do ar dentro da câmara de provas ou túnel de vento. Na realidade, o valor da velocidade do ar que atravessa o condensador é menor devido as janelas existentes no automóvel na frente do condensador.

Outro efeito, não considerado na simulação, é a radiação térmica induzida pelo radiador, que prejudica a transferência de calor do condensador ao meio. A Figura 4.6 mostra que a não consideração desse efeito no modelo de

simulação não é muito visível, toda vez que, a capacidade do condensador simulada é maior que a experimental, pelo menos, para velocidades menores.

Na Figura 4.6, também pode ser observado que a capacidade do condensador resultante da simulação é superior para velocidades menores, e resulta menor à experimental na maioria das velocidades do ar ensaiadas.

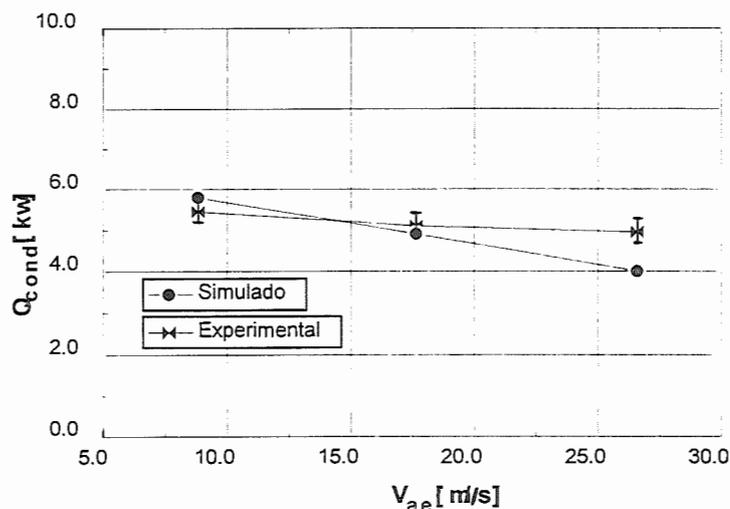


Figura 4.6 Comparação entre os resultados experimentais e simulados para a capacidade do condensador.

A Figura 4.7 apresenta um comportamento compatível com a análise feita para a capacidade do evaporador no capítulo anterior. Mostra, também, que os resultados simulados apresentam-se inferiores aos experimentais. A diferença quantitativa existente se deve a diversos fatores, alguns deles comentados anteriormente. No caso do evaporador essa diferença de capacidade está relacionada às diferenças de vazão anteriormente comentadas. Deve-se mencionar, também, que as leituras da temperatura do refrigerante na saída do evaporador (considerada no cálculo da capacidade frigorífica nos ensaios), não foram feitas exatamente na saída, mas após um certo comprimento de tubo, ao longo do qual ocorre transferência de calor do meio, aumentando, assim, a entalpia na saída do evaporador. Este aumento implica numa capacidade frigorífica experimental mais elevada. Os resultados simulados e experimentais mostrados na Figura 4.7 verificam que, para um acréscimo de 50 % na velocidade do ar implica uma queda de 9 % e 18 % na capacidade

experimental e simulada, respectivamente. Por outro lado, apresenta uma diferença inicial de 17,7 %, assumindo uma máxima de aproximadamente 24 %, para, um acréscimo na velocidade do ar de 50 %. Considerando a incerteza de 8,9 % para o valor experimental, as diferenças tendem a se reduzir.

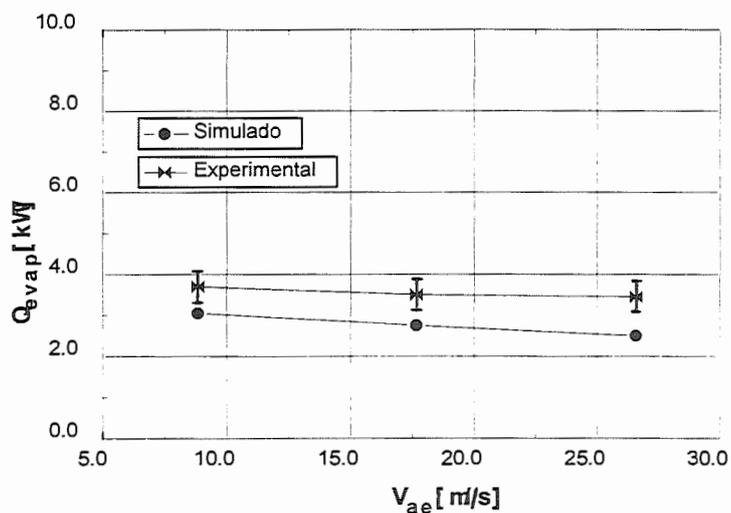


Figura 4.7 Comparação dos resultados simulados e experimentais para a capacidade do evaporador.

A comparação dos resultados simulados e experimentais para o coeficiente de eficácia são apresentados na Figura 4.8, indicando que, tanto os resultados experimentais quanto os proporcionados pelo modelo representam adequadamente o comportamento físico, justificado no capítulo anterior.

Quantitativamente, a Figura 4.8 mostra que um acréscimo de 50% na velocidade do ar implica um aumento de 10 % e 23 % para os valores experimentais e simulados, respectivamente. Por outro lado, para um acréscimo similar da velocidade do ar verifica-se uma diferença máxima de 35 % a velocidades menores, e uma mínima de 27 % para o teste de maior velocidade. A incerteza avaliada de 6 % para o valor experimental, pode ser considerada para reduzir essas diferenças, como mostra a Figura 4.8.

Os fatores para que exista essa diferença significativa são principalmente os que foram mencionados durante a análise dos outros parâmetros.

Outro fator a considerar é o filtro desidratador (aumenta o sub-resfriamento, conseqüentemente a capacidade de refrigeração), não considerado no modelo de simulação que indiretamente aumenta o COP.

Outra consideração é que a potência experimental do compressor foi afetada pelas medições tanto da pressão quanto da temperatura, na saída e entrada do compressor, toda vez que, as leituras foram obtidas a um determinado comprimento de tubo, ou seja após de uma transferência de calor entre as linhas e o meio, contribuindo à redução da potência.

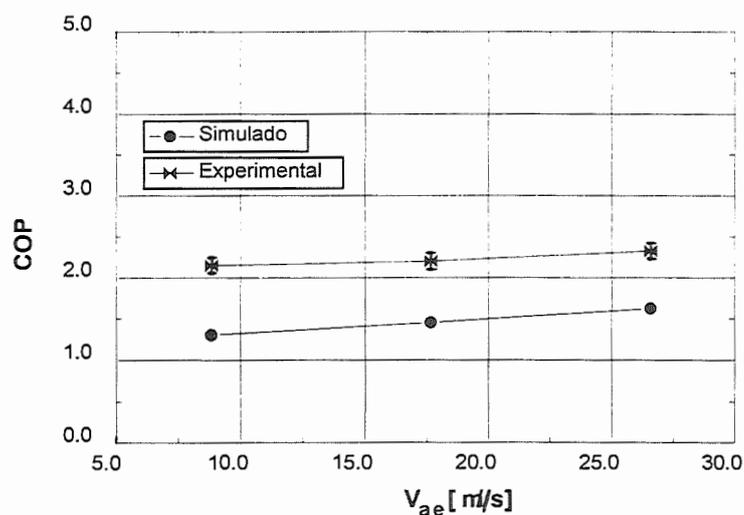


Figura 4.8 Comparação de resultados simulados e experimentais para o coeficiente de eficácia do sistema.

A comparação dos resultados do modelo com os obtidos experimentalmente confirmou as tendências observadas no capítulo anterior. Sob o ponto de vista qualitativo, os resultados do modelo reproduziram fielmente os experimentais. Sob o ponto de vista quantitativo, os resultados do modelo discrepam dos experimentos. As discrepâncias foram, de forma geral, inferiores a 25 %, o que pode ser considerado excelente, a pesar das condições em que os ensaios foram realizados. É necessário enfatizar que uma das grandes dificuldades esteve na parte experimental, principalmente pelos motivos seguintes: limitações de instrumentação, dificuldade de instalação dos instrumentos devido a limitações de espaço no capô, a variabilidade existente

das condições externas aos componentes posicionados no capô, dificuldade no controle da umidade da câmara de testes. Uma comparação mas significativa entre os resultados experimentais e simulados não foi possível ser realizada, principalmente, pelos fatores anotados anteriormente. Por outro lado, é bom lembrar que as incertezas avaliadas para os resultados experimentais podem reduzir as diferenças em relação ao modelo de simulação, o que permite afirmar que a simulação produz resultados razoáveis.

CAPÍTULO 5

Conclusões e Recomendações

No início do projeto a preocupação principal foi a elaboração de um modelo matemático que considerasse a maioria dos fenômenos físicos que acontecem em cada componente e no sistema, procurando desenvolver um modelo que descrevesse, da melhor maneira possível, o comportamento real de um sistema frigorífico para ar condicionado de automóveis. O esforço realizado neste sentido foi satisfatoriamente compensado, uma vez que os resultados de todas as variáveis de interesse, como a temperatura de condensação, capacidade do condensador, capacidade do evaporador, coeficiente de eficácia e outros parâmetros de interesse do sistema, apresentaram comportamento consistente. Assumindo valores comparáveis com aos resultados obtidos experimentalmente.

Os resultados da análise de sensibilidade realizada em capítulos anteriores, demonstram que o modelo desenvolvido pode ser utilizado como ferramenta de projeto e de otimização de cada um dos componentes, uma vez que a indústria de ar condicionado automotivo, freqüentemente precisa satisfazer necessidades do mercado, desenvolvendo novos desenhos de sistemas frigoríficos para determinados tipos de automóveis.

Analisando os procedimentos disponíveis para a simulação, comprovou-se que o método de solução simultânea Quasi Newton (para o qual foi elaborando um programa em "Fortran") apresentou algumas dificuldades, como a necessidade de introduzir tentativas iniciais muito próximas à solução do sistema. Outra dificuldade foi a necessidade de elaboração de sub-programas de propriedades termodinâmicas e de transporte para os fluidos refrigerantes (R134a ou R12) utilizados nos sistemas frigoríficos automotivos. Estas propriedades foram avaliadas considerando equações generalizadas (Apêndice II), que também exigiam de um cálculo iterativo. Tais aspectos contribuem para uma menor flexibilidade do programa.

A maioria das dificuldades referidas anteriormente foram resolvidas implementando o método de substituições sucessivas, trabalhando no ambiente do “software” *EES (Engineering Equation Solver)*. Este programa apresenta algumas vantagens, como as propriedades termodinâmicas e de transporte de quase todos os refrigerantes, a possibilidade de trabalhar diretamente com o método de solução simultânea, introduzindo valores iniciais às variáveis, recursos gráficos e estatísticos para o tratamento dos resultados e uma linguagem de programação.

Na parte experimental muitas foram as dificuldades para fazer medições precisas, que servissem de subsídio para o programa de simulação. A câmara de provas que foi utilizada na avaliação experimental (empresa Electro Auto S/A) foi projetada com o objetivo de analisar o desempenho global do sistema frigorífico automotivo, considerando condições reais de operação. Nessas condições, algumas dificuldades apareceram, como: a manutenção da temperatura do ambiente da câmara de provas; a medida da velocidade de entrada do ar no condensador, em virtude da não existência de um perfil de velocidade uniforme do ar que atravessa o condensador, do que resultaram diferenças da ordem de 0,5 m/s; o controle da umidade dentro a câmara, devido a limitações no sistema de umidificação (pulverizadores) e aparelhos de medição; leituras de temperatura e pressão do refrigerante na entrada e saída dos componentes, resultantes de problemas de espaçamento e desenho das linhas do sistema frigorífico. Todos estes fatores contribuíram, sem dúvida, para que os resultados experimentais obtidos não apresentassem a precisão ideal.

Outra limitante importante para a qualidade dos resultados experimentais, foi a indisponibilidade de equipamento confiável para medir a vazão de refrigerante. Esta dificuldade foi satisfatoriamente contornada obtendo a vazão mediante um balanço de energia no lado do ar do condensador. Os valores obtidos foram comparados com medições da empresa Valeo Climatizacion para condições de teste similares.

Quanto ao modelo de simulação, verificou-se que, qualitativamente, os resultados obtidos na maioria das variáveis de interesse confirmam fielmente os experimentais. Quantitativamente os resultados do modelo discrepam dos experimentais. Tais discrepâncias apresentaram uma diferença máxima de 25 %, o que implica na necessidade tanto de uma melhora no modelo, especialmente no que diz respeito a efeitos de parâmetros que influenciam significativamente os resultados. Alguns desses efeitos foram comentados em capítulo anterior, destacando-se: a não consideração do efeito que produz a radiação do motor principalmente nas linhas e no condensador, o modelo da troca de calor nas linhas, desenvolvido a partir da hipótese de temperatura constante no capô; a não consideração do filtro desidratador, e as correlações assumidas para avaliar os coeficientes de transferência de calor no lado do ar e do refrigerante (especialmente no condensador de microcanais e fluxo paralelo). Assumindo as considerações anteriores e a análise de incerteza realizada no capítulo anterior, que mostra a possibilidade de diminuir as diferenças entre os resultados experimentais e simulados, pode-se considerar, como excelentes os resultados do modelo.

Para trabalhos futuros permito-me fazer algumas recomendações, tanto na parte experimental como na parte de elaboração do modelo. Na parte experimental seria interessante trabalhar sobre uma bancada de provas que permita um controle melhor das condições externas do ar que atravessa o condensador e o evaporador, além das condições externas ao sistema, evitando, assim, o efeito da variação de temperatura dentro o capô. Instrumentar o circuito de forma a permitir leituras de pressão e temperatura do refrigerante na entrada e saída de cada componente, e a vazão de refrigerante no sistema. Este tipo de bancada permitiria um estudo melhor do desempenho térmico do sistema e de cada componente, tanto em regime permanente como em regime transitório.

Outra evolução para o estudo de sistemas de ar condicionado automotivo representaria a realização de um estudo transiente do sistema frigorífico e da

cabine, constituindo uma ferramenta importante para o estudo da evolução do sistema de ar condicionado com o tempo, além da possibilidade de permitir um estudo de conforto térmico na cabine.

No modelo de simulação, a melhora pode ser introduzida na implementação de sub-programas mais elaborados para a troca de calor nas linhas, considerando as distintas temperaturas existentes dentro do capô e de eventuais resistências de isolamentos nas linhas. Outra melhora no programa poderia ser a implementação de novos sub-programas que incorporassem a modelagem de condensadores e evaporadores distintos aos estudados neste projeto (como o condensador de microcanais aletado e o novo evaporador a placas). Outra implementação do modelo poderia ser a consideração da direção do ar que incide no evaporador, que na realidade não é paralela as aletas do trocador devido à disposição dentro o compartimento do automóvel, ou seja, o ar que atravessa o evaporador não o faz com a mesma velocidade.

Finalmente, é bom recomendar o uso do “software” EES, pela significativa ajuda que representa ao proporcionar todos os recursos para simulação, cálculo de sistemas térmicos ou qualquer fenômeno físico que envolva às propriedades termodinâmicas e de transporte dos fluidos mais conhecidos, freqüentemente, utilizados em estudos de fenômenos de transporte, mecânica dos fluidos e transferência de calor e massa.

Referências Bibliográficas

ASHRAE HANDBOOK, (1993). *Fundamentals*, Atlanta, ASHRAE, SI.ed cap.16, pp.16.1-17.86.

AWF, R.A., (1995). *Modelado de condensadores, evaporadores y del ciclo global en sistemas de aire acondicionado de automoción*, Tesis de Doctorado, ETSII, Universidad de Valladolid.

AWF, R.A , et al. (1995). *Modelling of an air conditioning evaporator with calculation of refrigerant pressure gradient*, III Congresso do CIAR,1995.

BADR, O., et al. (1990). *Vapour-compression refrigeration systems*. Applied energy, v.36, n. 4, pp. 303-301.

BANDARRA, E. P., JABARDO, J. M. S., (1997). *Estudo da transferência de calor em ebulição convectiva de refrigerantes halogenados em tubos horizontais*, Dissertação de mestrado, EESC-USP, São Carlos.

BIRD, R.B., et al. (1960). *Transport phenomena*, John Wiley & Sons, 2.ed, New York.

CEREDA, R., MALDONADO, J.C., (1987). *Introdução ao fortran 77 para microcomputadores*, São bernardo do campo, FCA, 1.ed.

CHAE, H.B., et al. (1990). *Surface tension of refrigerants R-123 and R-134^a*, Journal of chemical engineering data.

CHEN, J. C., (1966). *Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow*, I & EC Process design, v.5, n.3, pp.322-329.

CHISHOLM, D., (1973). *Pressure gradient due to friction during the flow of evaporating two phase mixtures in smooth and channels*, International journal of heat and mass transfer, v.16, pp.347-358.

CLELAND, A. C. , (1985). *Experimental verification of mathematical model for simulation of industrial refrigeration plants*, International journal of refrigeration, v. 8, n.5, pp. 275-282.

COLLIER, J. G., THOME, J. R., (1996). *Convective boiling and condensation*, 3rd edition, Oxford, Great Britain.

- COX, T. L., et. Al. (1989). *Small diameter in line tube and fin aluminum heat exchanger for automotive air condition systems*, International congress and exposition of SAE, Detroit.
- DOWNING, R.C. *Refrigerant equations*, The Du Pont Company, Freon Products Division, No.2313.
- DOWNING, R.C., (1974). *Refrigerant equations*, ASHRAE Transactions, v.80, n.2313, pt.2, pp.158-169.
- DU PONT COMPANY, *Thermodynamics properties of HFC-134^a*, Technical publication.
- ELECTRO AUTO, (1994). *Documentación de equipos de aire acondicionado SEAT-IBIZA*, Madrid.
- ELMAHDY, A. H.; MITALAS, G. P. (1977). *A Simple Model for Cooling and Dehumidifying Coils for use in Calculating Energy Requirements for Buildings*, Transactions ASHRAE, v. 83, pt 2, pp.103-117.
- FARRELL, P., et al. (1991). *Heat transfer and friction characteristics of turbulator radiator tubes*, International congress and exposition of SAE, Detroit.
- FOX, R. W., Mc.DONALD, A. T., (1994) *Introduction to fluid mechanics*, John Wiley & Sons., 4th edition, New York.
- GNIELINSKI, V., (1976). *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*, International chemical engineering, v.16, n.2, pp.359-368.
- GRODENT, M.; et al. (1993). *Modeling compressors and chilling systems*.
- GUNGOR, K.E., WINTERTON, R. H. S., (1985). *A general correlation for flow boiling in tubes and annuli*, Journal of heat and mass transfer, v.29, pp.351-358.
- INCROPERA, F. P., DE WITT, D. P. (1990). *Fundamentals of heat and mass transfer*, 3rd Edition, Singapore.
- ISOPE, A., et. Al. (1990). *Development of SV-06 A/C compressor for mini-car applications*, International congress and exposition of SAE, Detroit.
- JABARDO, J. M. S. (1995). *Convecção de calor e massa*, Notas de Aula.

- JABARDO, J. M. S. (1995). *Transferência de calor em escoamentos bifásicos*, Notas de Aula.
- JUNG, D.; RADERMACHER, R. (1991). *Prediction of heat transfer coefficient of various refrigerants during evaporation*, ASHRAE Transactions, v.97, pp-3492-3497.
- JUNG, D.; RADERMACHER, R. (1991). *Transport properties and surface tension of pure and mixed refrigerants*, ASHRAE Transactions, v.97, pt.2.
- JUNG, D.; RADERMACHER, R. (1989). *Prediction of pressure drop during horizontal annular flow boiling of pure and mixed refrigerants*, International journal of heat and mass transfer, v.32, n.9, pp-2435-2446
- KANDLIKAR, S.G., (1990). *A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes*, Journal of heat transfer. v.112, pp.221-228.
- KATSOUNES, G.T., EARTH, R.A., (1971). *Computer calculations of the thermodynamic properties of refrigerants 12, 22 e 502*, ASHRAE Transactions, v.77, pt.2, pp.88.
- KAYS, W. M.; LONDON, A. (1995). *Compact heat exchangers*. Pato Alto, California, The National Press, 156p.
- KAYS, W. M., CRAWFORD, M. E. (1993). *Convective heat and mass transfer*, 3ra. Edição, Mc.Graw Hill, Inc., Singapore.
- KAZUHIKO, T., et al. (1989). *A7-Cylinder IVD compressor for automotive air conditioning*, International congress and exposition of SAE, Detroit.
- KLIMENKO, V.V., (1988). *A generalized correlation for two-phase forced flow heat transfer*, International journal of heat and mass transfer, v.31, n.3, pp.541-552
- KUPERUS, M. H., (1995). *Performance and optimization of microchannel condensers*, Doctoral thesis, University of Illinois, Urbana.
- KUROSAWA, I., NOGUCHI, I., (1987). *Development on a high efficiency drawn cup type evaporator core*, International congress and exposition of SAE, Detroit.
- LI, C.C., (1970). *A generalized correlation of liquid thermal conductivity of halogenated hydrocarbon refrigerants*, ASHRAE Transactions, v.76.

- LOCKHART, R.W., MARTINELLI, R.C., (1949). *Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two component flow in pipes*, Chemical engineering process, v.45, n.1, pp.39-48
- MARTIN, J.J., (1959). *Correlations and equations used in calculating thermodynamic properties of freon refrigerants*, Thermodynamic and transfer properties of gases, liquids and solids, ASME, p.100, New York.
- MARTIN, J.J., DOWNING, R.C., *Thermodynamic properties of refrigerant 502*, ASHRAE Transactions, v.76, pt.2, pp.129.
- MASSAFELLI, N. , (1991). *Análise de resfriamento de instalações frigoríficas para carne bovina*, Dissertação de mestrado, EFEI, Itajubá.
- NAGAOKA, K., et al. (1986). *A new correlation for the viscosity of gaseous fluoro carbon refrigerants*, Journal of thermophysics, v.7, n.5, pp.1023-1031.
- OLIVEIRA, S. J., (1996). *Simulação de um sistema frigorífico em regime permanente*, Dissertação de mestrado, EESC-USP, São Carlos.
- OHARA, T., TAKAHASHI, T., (1988). *High performance evaporator development*, International congress and exposition of SAE, Detroit.
- PANISSI, D.L., (1995). *Simulação de um sistema de condicionamento de ar com termoacumulação*, Dissertação de mestrado, EFEI, Itajubá.
- PERRY, R., GREEN, D., (1984). *Perry's chemical engineers' handbook*, Mc. Graw-Hill, New York, 6 ed.
- PHILLIPS, T.W., MURPHY, K.P. (1970a). *Liquid viscosity of halogenated refrigerants*, ASHRAE Transactions, v.76, pp.146-156.
- PIERRE, B. (1964). *Flow resistance with boiling refrigerants - part I*, ASHRAE transactions, v.82, pt.1, pp. 487-501.
- RIEHL, R. R., (1996). *Análise teórico/experimental de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras de ar*, Dissertação de mestrado, EESC-USP, São Carlos.
- RUGH, J. P.; et al. (1992). *A study of a very compact heat exchanger used for passenger compartment heating in automobiles*, ASME Transactions , v. 201, 1992.

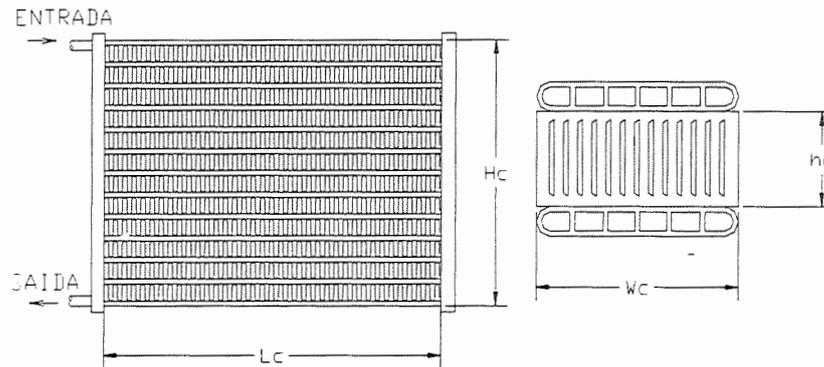
- SANDEN CORPORATION, (1993). *Compresores de desplazamiento variable SDV10 (R12) y SD7V16 (R134a)*. Información Técnica, 1993.
- SCHOFIELD, J.A., (1970). *Computer calculation of the theoretical performance properties of fluorocarbon refrigerants*, ASHRAE Transactions, v.76, pt.1, pp.52.
- SHAH, M. M., (1976). *A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes*, ASHRAE Transactions, v.82, pp.66-86
- SHAH, R. K. (1985). *Compact heat exchangers*, Handbook of heat transfer. Ed. W. M. Rohsenow, McGraw Hill, Cap. 4.
- SKINNER, T. J. et Al., (1985) *V-5 Automotive variable displacement air conditioning compressor*, International congress and exposition of SAE, Detroit.
- SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS PT-39, (1991). *Automotive climate control systems*, Warrendale, PA.
- SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS HS-2900, (1994). *Interior climate control standards manual*, Warrendale, PA.
- STOCKER, W. F., (1989). *Design of thermal systems*, McGraw-Hill, Inc. Chapter 14: Steady state simulation of large systems.
- STOECKER, W. F., (1971). *A generalized program for steady-state system simulation*, ASHRAE Transactions, v. 77, pp. 140-148.
- STOECKER, W. F., JONES, J. W. (1985). *Refrigeração e ar condicionado*, McGraw-Hill do Brasil, 481p.
- STRUSS, R. A. , et. Al., (1989). *Refrigerant charge reduction through the application of a new vehicular condenser*, International congress and exposition of SAE, Detroit.
- SUGIHARA, A., LUKAS, H.G., (1989). *Performance of parallel flow condensers in vehicular applications*, International congress and exposition of SAE, Detroit.
- TAKAI, K.. et. Al., (1989). *A 7-Cylinder IVD compressor for automotive air conditioning*, International congress and exposition of SAE, Detroit.

- TOJO, K., et al., (1990). *Dynamic behaviour of variable displacement compressor for automotive air conditioners*, International congress and exposition of SAE, Detroit.
- TOYODA, H., (1990). *Historical review of the wobbleplate and scroll type compressors*, International congress and exposition of SAE, Detroit.
- WAMBSGANSS, M.W., et al. (1992). *Two phase flow and pressure drop in flow passages of compact heat exchangers*, International congress and exposition of SAE, Detroit.
- WELSBY, P., et al. (1988). *Steady- and dynamic-state simulations of heat-pumps*, Applied energy, Salford, v. 31, n. 3, pp. 189-203.
- YANG, C. Y.; WEBB, R. L. , (1996). *Condensation of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins*, Journal of heat and mass transfer, v.39, n.4, pp. 791-800.
- YANG, C. Y.; WEBB, R. L. , (1996). *Friction pressure drop of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins*, Journal of heat and mass transfer, v.39, n.4, pp. 801-809.
- YATA, J., et al. (1984). *Measurement of thermal conductivity of liquid fluorocarbons*, Int. Journal of thermophysics, v.5, n.2, pp.209-218.

APÊNDICE I

Geometria dos Trocadores de Calor

Condensador:



$t_{pt} = 0.00025 [m]$	Espessura da parede do tubo.
$t_{pm} = 0.00025 [m]$	Espessura da parede entre os microcanais.
$H_a = 0.0086 [m]$	Altura da aleta.
$t_a = 0.000127 [m]$	Espessura da aleta.
$pa = 720 [aletas/m]$	Distribuição das aletas ao longo do comprimento.
$d_h = 0.001 [m]$	Diâmetro hidráulico do microcanal.
$a_m = 0.001 [m]$	Largura de cada microcanal.
$O = 16 [canaís/tubo]$	Número de microcanais no tubo.
$L = 0.568 [m]$	Comprimento do condensador.
$N_{tubos} = 7$	Número de tubos por passo.
$N_{pasos} = 5$	Número de passos.

Altura exterior e interior do microcanal:

$$h_{ext} = d_h + 2t_{pm}$$

$$h_{int} = d_h$$

Largura exterior e interior do microcanal:

$$w_{ext} = 2t_{pm} + (O - 1)t_{pt} + O \cdot d_h$$

$$w_{int} = w_{ext} - 2t_{pm}$$

Perímetro exterior e interior do tubo:

$$P_{ext} = 2(w_{ext} - h_{ext}) + \pi h_{ext}$$

$$P_{int} = 2(w_{int} - h_{int}) + \pi h_{int} + 2h_{int}(O - 1)$$

Área transversal interior e exterior do tubo:

$$A_{ci} = h_{int}(w_{in} - h_{int}) + \frac{\pi}{4} h_{int}^2 - t_{pt} h_{int}(O - 1)$$

$$A_{ce} = h_{ext}(w_{ext} - h_{ext}) + \frac{\pi}{4} h_{ext}^2$$

Altura e área frontal do condensador:

$$H_c = N_{tubos} N_{pasos} (h_{ext} + H_a) - H_a$$

$$A_{fc} = L_c \cdot H_c$$

Superfície interior e exterior de cada tubo:

$$A_{ti} = P_{int} L_c$$

$$A_{tp} = P_{ext} L_c$$

Superfície interior e exterior de troca de calor dos tubos:

$$A_{ii} = A_{ti} N_{tubos} N_{pasos}$$

$$A_{ee} = A_{tp} N_{tubos} N_{pasos}$$

Superfície total das aletas:

$$A_s = 2H_a w_c N_a (N_{tubos} N_{pasos} - 1)$$

Superfície total de troca de calor do lado do ar:

$$A_t = A_{pp} + A_s$$

Área livre de passo mínimo do lado do ar:

$$A_{ca} = L_c H_c - L_c h_{ext} N_{pasos} N_{tubos} - h_a t_a p a L_c (N_{pasos} N_{tubos} - 1)$$

Diâmetro hidráulico para o fluxo de refrigerante:

$$D_h = \frac{4A_{ci}}{P_{\text{int}}}$$

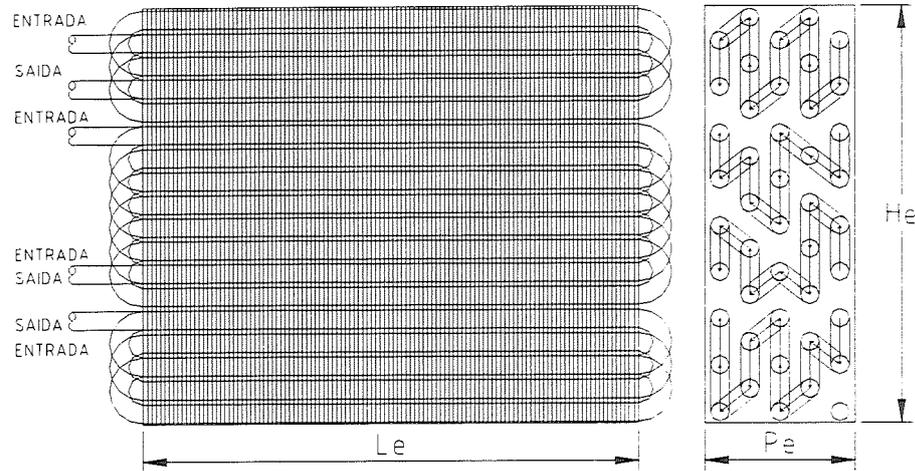
Diâmetro hidráulico para o fluxo de ar:

$$D_{h_{ar}} = \frac{4A_{ca}w_c}{A_t}$$

Cálculo de alguns parâmetros geométricos utilizados na modelagem:

$$\alpha = (A_t - A_s)/A_t$$

$$\lambda = \frac{A_s}{A_t}$$

Evaporador:

$$b_i = 0,008 [m]$$

Diâmetro interno do tubo.

$$b_e = 0,010 [m]$$

Diâmetro externo do tubo.

$$n_l = 624 [aletas/m]$$

Número de aletas per unidade de comprimento.

$$\delta = 0,0002 [m]$$

Espessura da aleta.

$$L_e = 0,263 [m]$$

Comprimento do evaporador.

$$H_e = 0,228 [m]$$

Altura do evaporador.

$$p_e = 0,080 [m]$$

Profundidade do evaporador.

$$n_t = 12$$

Número de tubos.

$$n_f = 4$$

Número de linhas.

$$Car = 0,022 [m]$$

Distancia entre eixos dos tubos.

$$n_c = 5$$

Número de colunas .

Perímetro interno e externo do tubo:

$$p_{int} = \pi \cdot b_i$$

$$p_{ext} = \pi \cdot b_e$$

Área transversal interior e externo do tubo:

$$A_{ci} = \left(\frac{\pi}{4}\right) b_i^2$$

$$A_{ce} = \left(\frac{\pi}{4}\right) b_e^2$$

Área frontal por linha:

$$A_{fel} = \frac{L_e H_e}{n_f}$$

Superfície interior de cada tubo:

$$A_{tt} = p_{\text{int}} L_e$$

Superfície exterior de troca de calor de um tubo:

$$A_{pp} = p_{\text{ext}} L_e (1 - \delta \cdot n_1)$$

Superfície das aletas per linha:

$$A_{af} = \frac{2n_1 L_e}{n_f} (p_e H_e - 2n_f n_t A_{ce})$$

Superfície interior de troca de calor por linha:

$$A_{ii} = A_{tt} n_t$$

Superfície externa total de troca de calor por linha:

$$A_t = A_{pp} n_t + A_{af}$$

Superfície exterior livre de passo mínimo do ar por linha:

$$A_{ca} = L_e (1 - \delta \cdot n_1) \left(\frac{h_e}{n_f} - 5b_e \right)$$

Diâmetro hidráulico do duto:

$$D_h = \frac{4A_{ci}}{P_{int}}$$

Diâmetro hidráulico no lado do ar por linha:

$$D_{h_a} = \frac{4A_{ca}P_e}{A_t}$$

As constantes α e λ são avaliadas de similar forma ao condensador.

APÊNDICE II

Equações Gerais Para as Propriedades Termodinâmicas*

1 Densidade do Líquido

$$\rho_l = A_l + B_l \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{\frac{1}{3}} + C_l \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{\frac{2}{3}} + D_l \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{\frac{4}{3}} + F_l \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{\frac{1}{2}} + G_l \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^2 \quad (A1)$$

onde,

ρ_l = Densidade do líquido [lbs/cuft]

T = Temperatura do refrigerante [°R] = °F + 459,67

T_c = Temperatura crítica do refrigerante [°R]

Tabela A1 Constantes para a Eq.(A1) da densidade do líquido

Fluido	A _l	B _l	C _l	D _l	E _l	F _l	G _l	T _c
R-11	34,57	57,63811	43,6322	-42,82356	36,70663	0	0	848,07
R-12	34,84	53,341187	0	18,69137	0	21,98396	-3,150994	693,3
R-13	36,06996	54,395124	0	8,512776	0	25,879906	9,589006	543,60
R-14	39,06	69,568489	4,5866114	36,171666	-8,058986	0	0	409,50
R-21	116,37962	-0,0310680	-0,0000501	0	0	0	0	812,9
R-22	32,76	54,634409	36,74892	-22,2925657	20,4732886	0	0	664,50
R-23	32,7758	63,37784	-25,30533	144,16182	-106,1328	0	0	538,33
R-113	122,872	-0,0128	0,0000636	0	0	0	0	877,0
R-114	36,32	61,146414	0	16,418015	0	17,476838	1,119828	753,95
R-134a	32,9711	47,14456	64,21816	-59,25145	37,05512	0	0	673,6

2 Pressão de Saturação

$$\log P = A + \frac{B}{T} + C \log T + DT + E \left(\frac{F-T}{T}\right) \log(F-T) \quad (A2)$$

onde,

p = Pressão de saturação = [psi]

T = Temperatura de saturação = °F + 459,67

Tabela A2 Constantes para a Eq.(A2) da pressão de saturação

Fluido	A	B	C	D	E	F
R-11	42,14702865	-4344,343807	-12,84596753	4,0083725E-03	0,0313605356	862,07
R-12	39,88381727	-3436,632228	-12,47152228	4,73044244E-03	0	0
R-13	25,967975	-2709,538217	-7,17234391	2,545154E-03	0,280301091	546,00
R-14	20,71545389	-2467,505285	-4,69017025	6,4798076E-04	0,770707795	424,00
R-21	42,7908	-4261,34	-13,0295	3,9851E-03	0	0
R-22	29,3575453	-3845,193152	-7,86103122	2,1909390E-03	0,445746703	686,1
R-23	328,90853	-7952,76913	-144,5142304	0,24211502	-2,1280665E-04	9,434955E-08
R-113	33,0655	-4330,98	-9,2635	2,0539E-03	0	0
R-114	27,071306	-5113,7021	-6,3086761	6,913003E-04	0,78142111	768,35
R-134a	43,25629	-4293,056	-13,06883	4,231114E-03	0,2342564	677,00

* Avaliadas segundo o estudo apresentado por DOWNING (1974).

3 Equação de Estado

$$p = \frac{RT}{V-b} + \frac{A_2 + B_2T + C_2e^{-\frac{KT}{T_c}}}{(V-b)^2} + \frac{A_3 + B_3T + C_3e^{-\frac{KT}{T_c}}}{(V-b)^3} + \frac{A_4 + B_4T + C_4e^{-\frac{KT}{T_c}}}{(V-b)^4} + \frac{A_5 + B_5T + C_5e^{-\frac{KT}{T_c}}}{(V-b)^5} + \frac{A_6 + B_6T + C_6e^{-\frac{KT}{T_c}}}{e^{iV}(1 + \lambda e^{iV})} \quad (A3)$$

onde,

p = Pressão do vapor [psi]

T = Temperatura do vapor [°R] = °F + 459,67

V = Volume específico do vapor = [cuft/lb]

T_c = Temperatura crítica do refrigerante [°R]

Tabela A3a Constantes da Eq.(A3) equação de estado

Ctte.	R-11	R-12	R-13	R-14	R-21
R	0,078117	0,088734	0,102728	0,1219336	0,10427
b	0,001900	0,0065093886	0,0048	0,0015	0
A ₂	-3,126759	-3,40972713	-3,083417	-2,162959	-7,316
B ₂	1,318523E-03	1,59434848E-03	2,341695E-03	2,135114E-03	4,6421E-03
C ₂	-35,76999	-56,7627671	-18,212643	-18,941131	0
A ₃	-0,025341	0,0602394465	0,058854	4,404057E-03	-0,20382376
B ₃	4,875121E-05	-1,87961843E-05	-5,671268E-05	1,282818E-05	3,593E-04
C ₃	1,220367	1,31139908	0,571958	0,539776	0
A ₄	1,687277E-03	-5,4873701E-04	-1,026061E-03	1,921072E-04	0
B ₄	-1,805062E-06	0	1,338679E-06	-3,918263E-07	0
C ₄	0	0	0	0	0
A ₅	-2,358930E-05	0	5,290649E-06	-4,481049E-06	0
B ₅	2,448303E-08	3,468834E-09	-7,395111E-09	9,062318E-09	0
C ₅	-1,478379E-04	-2,54390678E-05	-3,874233E-05	-4,836678E-05	0
A ₆	1,057504E08	0	7,378601E07	5,838823E07	0
B ₆	-9,472103E04	0	-7,435565E04	-9,263923E04	0
C ₆	0	0	0	0	0
K	4,500	5,475	4,000	4,000	0
t	580,0	0	625	661,199997	0
λ	0	0	0	0	0
T _c	848,07	693,3	543,60	409,50	812,9

Tabela A3b Constantes da Eq.(A3) equação de estado

Ctte.	R-22	R-23	R-113	R-114	R-134a
R	0,124098	0,15327	0,05728	0,062780807	0,1052
b	0,002	0,00125	0	0,005914907	0,006016014
A ₂	-4,353547	-4,679499	-4,035	-2,3856704	-3,315708
B ₂	2,407252E-03	3,472778E-03	2,618E-03	1,0801207E-03	9,115011E-04
C ₂	-44,066868	-159,775232	0	-6,5643648	-77,21597
A ₃	-0,017464	0,012475	-0,0214	0,034055687	-0,6061984
B ₃	7,62789E-05	7,733388E-05	5,00E-05	-5,3336494E-06	8,526469E-04
C ₃	1,483763	5,941212	0	0,16366057	12,77414
A ₄	2,310142E-03	2,068042E-03	0	-3,857481E-04	0,1697907
B ₄	-3,605723E-06	-3,684238E-06	0	0	-2,131040E-04
C ₄	0	0	0	0	-2,843653
A ₅	-3,724044E-05	-3,868546E-05	0	1,6017659E-06	-1,144381E-02

B ₅	5,355405E-08	6,455643E-08	0	6,2632341E-10	1,419396E-05
C ₅	-1,845051E-04	-7,394214E-04	0	-1,0165314E-05	1,921091E-01
A ₆	1,363387E08	7,502357E07	0	0	0
B ₆	-1,672612E05	-1,114202E05	0	0	0
C ₆	0	0	0	0	0
K	4,2	5,50	0	3,0	4,599967
t	548,2	520,0	0	0	0
λ	0	0	0	0	0
T _C	664,50	538,33	877,0	753,59	673,6

4 Calor Específico do Vapor

$$C_v = a + bT + cT^2 + dT^3 + \frac{f}{T^2} - \frac{JK^2Te^{-\frac{KT}{T_c}}}{T_c^2} \left[\frac{C_2}{(V-b)} + \frac{C_3}{2(V-b)^2} + \frac{C_4}{3(V-b)^3} \right] - \frac{JK^2Te^{-\frac{KT}{T_c}}}{T_c^2} \left[\frac{C_5}{4(V-b)^4} + \frac{C_6}{ae^{aV}} - \frac{C_6\lambda}{t} (\ln 10) \log \left(1 + \frac{1}{\lambda e^{aV}} \right) \right] \quad (A4)$$

onde,

C_v = Calor específico do vapor a volume constante = [Btu/lb °R]

T = Temperatura do fluido [°R] = F + 459,67

J = 0.185053

Tabela A4 Constantes da Eq.(A4) calor específico do vapor

Fluido	a	b	c	d	f
R-11	0,023815	2,798823E-04	-2,123734E-07	5,999018E-11	-336,80703
R-12	8,0945E-03	3,32662E-04	-2,413896E-07	6,72363E-11	0
R-13	0,01602	2,823E-04	-1,159E-07	0	0
R-14	0,0300559282	2,3704335E-04	-2,85660077E-08	-2,95338805E-11	0
R-21	0,0427	1,40E-04	0	0	0
R-22	0,02812836	2,255408E-04	-6,509607E-08	0	257,341
R-23	0,07628087	-7,561805E-06	3,9065696E-07	-2,454905E-10	0
R-113	0,07963	1,159E-04	0	0	0
R-114	0,0175	3,49E-04	-1,67E-07	0	0
R-134 ^a	0,7540287	-2,198925E-03	3,211365E-06	-1,538660E-09	-2,341093E04

5 Calor Latente de Vaporização

$$\Delta H_{lat} = JT(V_g - V_f) \left[p \ln 10 \left(\frac{-B}{T^2} + \frac{C}{T \ln 10} + D - E \left(\frac{\log e}{T} + \frac{F \log(F-T)}{T^2} \right) \right) \right] \quad (A5)$$

onde,

ΔH_{lat} = Calor latente de vaporização [Btu/lb]

J = 0.185053

V_g = Volume específico de vapor saturado [cft/lb]

V_f = Volume específico do líquido saturado [cft/lb]

p = Pressão de vapor [psi]

T = Temperatura do refrigerante [°R]

As constantes B, C, D, E e F são as da equação da pressão de saturação.

6 Entalpia do Vapor Superaquecido

$$\begin{aligned}
 i = aT + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3} + \frac{dT^4}{4} - \frac{f}{T} + JpV + J \left[\frac{A_2}{V-b} + \frac{A_3}{2(V-b)^2} + \frac{A_4}{3(V-b)^3} + \frac{A_5}{4(V-b)^4} \right] \\
 + J \left[\frac{A_6}{a} \left(\frac{1}{e^{aV}} - t(\ln 10) \log \left(1 + \frac{1}{te^{aV}} \right) \right) + e^{-\frac{KT}{T_c}} \left(1 + \frac{KT}{T_c} \right) \left(\frac{C_2}{V-b} + \frac{C_3}{2(V-b)^2} + \frac{C_4}{3(V-b)^3} \right) \right] \\
 + J e^{-\frac{KT}{T_c}} \left(1 + \frac{KT}{T_c} \right) \left[\frac{C_5}{4(V-b)^4} + \frac{C_6}{te^{aV}} - \frac{C_6 t(\ln 10)}{t} \log \left(1 + \frac{1}{te^{aV}} \right) \right] + X
 \end{aligned} \quad (A6)$$

7 Entropia do Vapor Superaquecido

$$\begin{aligned}
 S = a(\ln 10) \log T + bT + \frac{cT^2}{2} + \frac{dT^3}{3} - \frac{f}{2T^2} + JR(\ln 10) \log(V-b) \\
 - J \left[\frac{B_2}{V-b} + \frac{B_3}{2(V-b)^2} + \frac{B_4}{3(V-b)^3} + \frac{B_5}{4(V-b)^4} + \frac{B_6}{a} \left(\frac{1}{e^{aV}} - t(\ln 10) \log \left(1 + \frac{1}{te^{aV}} \right) \right) \right] \\
 + \frac{JKe^{-\frac{KT}{T_c}}}{T_c} \left[\frac{C_2}{V-b} + \frac{C_3}{2(V-b)^2} + \frac{C_4}{3(V-b)^3} + \frac{C_5}{4(V-b)^4} + \frac{C_6}{ae^{aV}} - \frac{C_6 t(\ln 10)}{a} \log \left(1 + \frac{1}{te^{aV}} \right) \right] + Y
 \end{aligned} \quad (A7)$$

Para as equações da entalpia e entropia temos que:

S = Entropia = [Btu/ lb °R]

i = Entalpia = [Btu/lb]

T = Temperatura = [°R]

p = Pressão = [psi]

V = Volume específico = [cft/lb]

a, b, c, d, f = Constantes da equação do calor específico do vapor

A, B, C, K, t, λ = Constantes da equação de estado

$X = \Delta i$ (calor latente à T de referência) - i (Entalpia do vapor à T de referência)

$Y = \frac{\Delta i \text{ (calor latente à } T \text{ de referência)}}{T}$ (temperatura de referência) - S (entropia do vapor à T de referência)

Tabela A5 Valores de referência da entalpia e entropia

Refrigerante	X	Y
R-11	50,5418	-0,0918395
R-12	39,556551	-0,016537936
R-13	20,911	-0,05676
R-14	86,102162	0,36172528
R-21	-	-
R-22	62,4009	-0,0453335
R-23	-	-
R-113	25,198	-0,40552
R-114	25,3396621	-0,11513718
R-134 ^a	-	-

Propriedades de Transporte e Tensão Superficial

1 Viscosidade do Vapor⁽¹⁾

$$\mu^* \varepsilon = (0,5124T_r - 0,0517)^{0,82} Z_c^{-0,81} \quad (\text{A8})$$

$$\varepsilon = T_c^{1/6} M_w^{-1/2} P_c^{-2/3} \quad (\text{A9})$$

onde,

μ^* = Viscosidade do gás [Pa.s.E06]

ε = Parâmetro de viscosidade característica do tipo de refrigerante

T_c = Temperatura crítica [°K]

T_r = Temperatura reduzida

p_c = Pressão crítica

M_w = Peso molecular

Z_c = Fator de compressibilidade no ponto crítico.

O cálculo da viscosidade do vapor é feita mediante o uso da viscosidade residual ($\mu - \mu^*$), que é a diferença entre a viscosidade em alta pressão e a pressão atmosférica na mesma temperatura, é função da densidade, do peso molecular e constantes críticas.

$$(\mu - \mu^*)\varepsilon = 0,761931 \rho_r^{1,1111}; (\rho_r < 0,1) \quad (\text{A10})$$

$$(\mu - \mu^*)\varepsilon = 2,79283(9,045 \rho_r + 0,63); (0,1 < \rho_r \leq 0,9) \quad (\text{A11})$$

$$(\mu - \mu^*)\varepsilon = 4,6 \cdot 10^{c1}; c1 = 3,0 - 10^{(0,6439 - 1,005 \rho_r)}; (0,9 < \rho_r \leq 2,6) \quad (\text{A12})$$

onde,

μ^* = Viscosidade do gás [Pa. s. 10⁶]

μ = Viscosidade [Pa. s. 10⁶]

$\rho_r = \rho/\rho_c$ = Densidade reduzida

ε = Parâmetro de viscosidade definida segundo Eq.(A9)

Tabela A6 Constantes termodinâmicas para Eqs.(A8-A12) dos refrigerantes puros

Fluido	M_w [kg/kmol]	NBP[K]	FP[K]	T_c [K]	P_c [kPa]	V_c [m ³ /kmol]	Z_c
R-11	137,370	296,9	162,15	471,2	4467,0	0,2470	0,2816
R-12	120,910	243,4	115,15	385,0	4180,0	0,2170	0,2834
R-13	104,460	191,7	92,15	302,0	3921,0	0,1810	0,2827
R-22	86,470	232,3	113,15	369,3	5054,0	0,1690	0,2782
R-23	70,010	191,0	118,15	299,1	4900,0	0,1330	0,2621
R-113	187,380	320,7	238,15	487,5	3456,0	0,3290	0,2805
R-114	170,920	276,8	179,15	419,0	3304,0	0,3070	0,2912
R-134a	102,030	247,1	172,15	374,3	4067,0	0,1990	0,2601

⁽¹⁾ Nagaoka et al. (1986) desenvolverão uma correlação empírica geral para os refrigerantes gasosos de flúor e carbono, os quais foram baseados nos trabalhos de Flynn & Thodos (1961), Thodos (1962), (1964a).

2 Viscosidade do Líquido⁽¹⁾

$$\log_{10} \mu = A + \frac{B}{T} + CT + DT^2 \quad (\text{A13})$$

onde,

T = Temperatura [°K]

μ = Viscosidade [cp]

Tabela A7 Constantes para Eq.(A13) da viscosidade do líquido

Fluido	A	B	C	D	Faixa [K]	Referência
R-11	-1,29206	340,0040	-0,115815E-02	0,125295E-05	209-352	Phillips(1970a)
R-12	-2,14142	309,1170	0,291040E-02	-0,469771E-05	202-312	Phillips(1970a)
R-13	-0,85534	112,9830	-0,304635E-03	-0,463312E-05	192-271	Phillips(1970a)
R-22	-5,40057	556,3200	0,162973E-01	-0,231479E-04	200-299	Phillips(1970a)
R-23	-5,31765	434,5270	0,203424E-01	-0,369802E-04	190-257	Phillips(1970b)
R-113	-7,32343	1070,493	0,174030E-01	-0,182840E-04	240-450	ASHRAE(1976)
R-114	-1,72411	391,4970	0,714627E-04	-0,599369E-06	199-331	Phillips(1970a)
R-134a	-5,82061	738,6060	-0,138540E-01	-0,164426E-04	251-343	Shankland(1990)

3 Condutividade Térmica do Vapor⁽²⁾

$$k_v^* = \mu^* C_v M_w^{-1} \left(C_1 + C_2 \frac{R}{C_v} \right) \quad (\text{A14})$$

onde,

k_v^* = Condutividade térmica do gás a pressão atmosférica [W/m °K]

μ^* = Viscosidade do gás à pressão atmosférica [Pa. s]

C_v = Calor específico do gás ideal a volume constante [kJ/(W/m⁻¹ °K⁻¹)]

M_w = Peso Molecular

R = Constante universal dos gases, 8314 kJ/kmol K

$C_1 = 1,235$

$C_2 = 1,9$

Stiel & Thodos (1964b) desenvolveram uma correlação que relaciona o excesso da condutividade térmica e as propriedades físicas do fluido.

As seguintes expressões são obtidas para calcular condutividades térmicas do gás a uma determinada pressão.

$$(k_v - k_v^*) \lambda Z_c^5 = 14,0 \cdot 10^{-8} (e^{-0,535 \rho_r} - 1,0); \rho_r < 0,5 \quad (\text{A14})$$

⁽¹⁾ Segundno Phillips & Murphy (1970) que mediram a viscosidade do líquido de 21 refrigerantes.

⁽²⁾ Para gases a pressões baixas a aproximação geral simples de Eucken(1913) e os métodos modificados de Eucken apresentados por Svehla(1962) e sugeridos por Reid et al. (1987) e Perry & Green (1984).

$$(k_v - k_v^*) \lambda Z_c^5 = 13,1 \cdot 10^{-8} (e^{0,67 \rho_r} - 1,069); 0,5 < \rho_r \leq 2,0 \quad (\text{A15})$$

$$(k_v - k_v^*) \lambda Z_c^5 = 2,976 \cdot 10^{-8} (e^{1,155 \rho_r} + 1,069); 2,0 < \rho_r \leq 2,8 \quad (\text{A16})$$

$$\lambda = T_c^{\frac{1}{6}} M_w^{\frac{1}{2}} P_c^{-\frac{2}{3}} \quad (\text{A17})$$

onde,

k_v = Condutividade térmica do gás a pressão [W/ m °K]

k_v^* = Condutividade térmica do gás a pressão atmosférica [W/m °K]

λ = Parâmetro de condutividade térmica

T_c = Temperatura crítica [°K]

ρ_r = Densidade reduzida

P_c = Pressão crítica a pressão atmosférica

M_w = Peso molecular

Z_c = Fator de compressibilidade no ponto crítico.

4 Condutividade Térmica do Líquido⁽¹⁾

$$k_l = A + BT + CT^2 \quad (\text{A18})$$

onde,

k_l = Condutividade térmica do líquido [mW/ m.°K]

T = Temperatura do fluido [°K]

Tabela A8 Constantes para Eq.(A18) condutividade do líquido

Fluido	A	B	C	Faixa[°K]	Referência
R-11	0,171700	-0,28193E-03	0	233-438	Yata(1984)
R-12	0,170200	-0,33941E-03	0	204-366	Yata(1984)
R-13	0,170000	-0,42790E-03	0	204-264	Yata(1984)
R-22	0,226800	-0,47877E-03	0	234-354	Yata(1984)
R-23	0,330304	-0,13600E-02	-0,17262E-05	179-293	Johns(1983)
R-113	0,133600	-0,20630E-03	0	254-449	Yata(1984)
R-114	0,133600	-0,23838E-03	0	263-387	Yata(1984)
R-134a	0,258258	--0,73235E-03	0,46428E-06	298-348	Shankland(1990)

5 Tensão Superficial⁽¹⁾

$$\sigma = \sigma_0 (1,0 - T_r)^n \quad (\text{A19})$$

onde:

σ = Tensão superficial do fluido [mN/m]

T_r = Temperatura reduzida do fluido

⁽¹⁾ Yata et al.(1984) mediu a condutividade térmica do líquido em 10 refrigerantes halogenados.

⁽¹⁾ Okada & Watanabe(1988) desenvolveram uma correlação sistemática para a tensão superficial que é uma das propriedades físicas mais importantes . Eles usaram a correlação de Van der Waals para representar o efeito da temperatura na tensão superficial.

σ_0 = Parâmetro da tensão superficial [mN/m]

n = Constante característica do fluido

Tabela A9 Constantes para Eq(A19) da tensão superficial

Fluido	σ_0	n	Faixa[°K]	Referência
R-11	62,00	1,250	160-471	Okada(1988)
R-12	56,52	1,270	125-385	Okada(1988)
R-13	50,60	1,280	90-302	Okada(1988)
R-22	61,23	1,230	115-369	Okada(1988)
R-23	65,62	1,290	210-299	Okada(1988)
R-113	55,66	1,240	230-487	Okada(1988)
R-114	50,84	1,240	180-419	Okada(1988)
R-134a	60,80	1,260	253-373	Chae(1990)

Estrutura e Desenvolvimento dos Sub-Programas de Propriedades

A estrutura de cada sub-programa para os distintos tipos de refrigerante é similar, a diferença entre elas é o bloco de dados necessários para avaliação das equações dependendo do tipo de refrigerante. A seguir apresenta-se as variáveis envolvidas, tanto, dependentes, quanto, independentes.

Tabela A10 Propriedades calculadas e variáveis envolvidas

Propriedade	Equações envolvidas	Variáveis independentes	Método de solução
Densidade do líquido	Eq.(A1)	T	substituição
Pressão de saturação	Eq.(A2)	T	substituição
Calor específico do vapor superaquecido	Eq.(A4)	T, V	substituição
Pressão do vapor superaquecido	Eq.(A3)	T, V	substituição
Entalpia do vapor superaquecido	Eq.(A6) Eq.(A3) e Eq.(A6)	T, V p, T ou p, V	substituição newton-raphson
Entropia do vapor superaquecido	Eq.(A7) Eq.(A3) e Eq.(A6)	T, V p, T ou p, V	substituição newton-raphson
Viscosidade do vapor	Eq.(A8) até Eq.(A12)	T, V	substituição
Viscosidade do líquido	Eq.(A13)	T	substituição
Condutividade térmica do vapor	Eq.(A14) até Eq.(A17)	T, V	substituição
Condutividade térmica do líquido	Eq.(A18)	T	substituição
Tensão superficial	Eq.(19)	T	substituição

Nos casos onde se aplicou o método newton-raphson, o Jacobiano, ou seja, a matriz das derivadas parciais foi avaliada explicitamente, a partir das equações envolvidas para o cálculo de uma determinada propriedade.

APÊNDICE III

Programa de Simulação

No início do projeto elaborou-se um programa na linguagem “Fortran”, onde, foi utilizado o estudo das propriedades termodinâmicas e de transporte dos refrigerantes, apresentada no Apêndice II. Devido à maior facilidade e flexibilidade fornecidas pelo “software” *EES Engineering Equation Solver*, na elaboração e no tratamento dos dados do programa, este foi o mais implementado. Sua listagem é apresentada a continuação:

```

*****
*****      MODELO DO COMPRESSOR      *****
*****
PROCEDURE COMPRESOR(Tcond,Tevap,dtsa,rpm,factor : despis,vazao,Tecond,h2,h1,rendvol,pcond)
Pcond:=PRESSURE(R134a,T=Tcond,x=0)
Pevap:=PRESSURE(R134a,T=Tevap,x=1)
zcil:=7 {numero de cilindros}
cn:=1.17 {coeficiente politropico de compress}
pen:=0.05 {relação de espaço nocivo}
dpistao:=0.0293{diâmetro do pistão [m]}
despis:=0.02606*factor {deslocamento do pistão [m]}
vdeslo:=(pi/4)*dpistao^2*zcil*despis{Cilindragem do compressor [m^3]}
rc:=pcond/pevap
v11:=vdeslo*1000000
rr3:=-5.43372e-8*v11*rpm^2+2.771e-10*v11^2*rpm^2-3.28737e-6*v11^2*rpm+9.58702e-8*rpm^2
rvolum:=(0.00311013*v11^2+5.07037e-4*v11*rpm+rr3)*0.01/0.761
rendvol:=(1-pen*((rc^(1/cn))-1))*rvolum
roadm:=1/VOLUME(R134a,T=Tevap+dtsa,P=Pevap)
vazao:=vdeslo*(rpm/60)*roadm*rendvol
zp1:=-0.1887506601-0.0001193874323*rpm+0.001179342756*v11+0.9975259448e-5*rpm*v11
h1:=ENTHALPY(R134a,T=Tevap+dtsa,P=Pevap)
s1:=ENTROPY(R134a,T=Tevap+dtsa,P=Pevap)
h2s:=ENTHALPY(R134a,S=s1,P=Pcond) {Entalpia isoentrópica de saída do compressor}
etas:=vazao*(h2s-h1)/zp1 {Rendimento isoentrópico da compressão}
h2:=(h2s-h1)/etas+h1 {Entalpia real de saída do compressor}
Tecond:=TEMPERATURE(R134a,h=h2,P=Pcond) {Temperatura de saída do compressor}
END
*****
*****      MODELO DO CONDENSADOR      *****
*****
PROCEDURE DPBIFASE(G,Tsat,Dh,L:dpbi)
k:=0
dpb:=0
Psat:=PRESSURE(R134a,T=Tsat,x=0)
rol:=1/VOLUME(R134a,T=Tsat,x=0)
rov:=1/VOLUME(R134a,T=Tsat,x=1)
mil:=VISCOSITY(R134a,T=Tsat,P=Psat+0.0001)
miv:=VISCOSITY(R134a,T=Tsat,P=Psat-0.0001)
Re:=G*Dh/mil
fc:=0.0814*Re^(-0.22)
70:
k:=k+1
x:=k/10
dp:=(2*L*fc*G^2/(rol*dh))
Geq:=G*((1-x)+x*(rol/rov)^0.5)
Req:=Geq*Dh/mil
fb:=fc*0.435*Req^0.12
dpx:=(2*L*fb*Geq^2/(rol*dh))
If (k<10) Then
    dpb:=dpb+dpx
    Goto 70

```

```

Else
    dpb:=dpb/k
Endif
{Queda de pressão por aceleração}
xtte2:=0.021*(rov/rol)*(mil/miv)^0.25
xtts2:=46.765*(rov/rol)*(mil/miv)^0.25
alpa:=1/(1+xtte2^(1/2.375))
alpas:=1/(1+xtts2^(1/2.375))
dpac:=-G^2*((0.1^2/(rov*alpas)+0.9^2/(rol*(1-alpas))) - (0.9^2/(rov*alpa)+0.1^2/(rol*(1-alpa))))*L
dpbi:=(dpb+dpac)/1000
End
{Queda de pressão por atrito do refrigerante líquido}
PROCEDURE DPLIQUIDO(G,Tsat,Dh,L:dpl)
Psat:=PRESSURE(R134a,T=Tsat,x=0)
rol:=1/VOLUME(R134a,T=Tsat,x=0)
mil:=VISCOSITY(R134a,T=Tsat,P=Psat+0.0001)
Re:=G*Dh/mil
fc:=0.0814*Re^(-0.22)
dpl:=(2*L*fc*G^2/(rol*dh*1000))
End
{Queda de pressão por atrito do refrigerante vapor}
PROCEDURE DPVAPOR(G,Tsat,Dh,L:dpv)
Psat:=PRESSURE(R134a,T=Tsat,x=0)
rov:=1/VOLUME(R134a,T=Tsat,x=1)
miv:=VISCOSITY(R134a,T=Tsat,P=Psat-0.0001)
Re:=G*Dh/miv
fc:=0.0814*Re^(-0.22)
dpv:=(2*L*fc*G^2/(rov*dh*1000))
End
{Função de calculo do NUT monofasico}
FUNCTION NUTEPS(eps1,CCR1)
nute:=1
10:
epso:=1-exp((1/CCR1)*nute^0.22*(exp(-CCR1*nute^0.78)-1))
if (epso<eps1) Then
    If ((eps1-epso)>0.001) Then
        nute:=nute*1.1
        goto 10
    Else
        nuteps:=nute
    Endif
Else
    If ((epso-eps1)>0.001) Then
        nute:=nute*0.9
        goto 10
    else
        nuteps:=nute
    Endif
Endif
End
End
{Propriedades do ar}
PROCEDURE PROPSAR(Tai,Pai:rhoar,miar,cpar,kar)
rhoar:=1/VOLUME(Air,T=Tai,P=Pai)
miar:=VISCOSITY(Air,T=Tai)
cpar:=SPECHEAT(Air,T=Tai)
kar:=CONDUCTIVITY(Air,T=Tai)
End
{procedimento de calculo da vazao de ar}
PROCEDURE MINMAR1(mar,cpar,cpvc,vazao,Tecond,Tcond,Tai,Att,U1c,Ntubos,Npasos:mar1,eps1,nut1,Aie1)
mar1:=0.1*mar
20:
Ccar1:=cpar*mar1
Ccre1:=cpvc*vazao
If (Ccar1<Ccre1) then
    Cmin1:=Ccar1
    Cmax1:=Ccre1
Else
    Cmin1:=Ccre1
    Cmax1:=Ccar1
Endif

```

```

CCR1:=Cmin1/Cmax1
eps1:=vazao*cpvc*(Tecond-Tcond)/(Cmin1*(Tecond-Tai))
NUT1:=NUTEPS(eps1,CCR1)
Aie1:=NUT1*Cmin1*1000/U1c
mar11:=(Aie1*mar)/(Att*(Ntubos*Npasos))
If (mar11<mar1) Then
  If (abs(mar1-mar11)>0.001) Then
    mar1:=mar1*0.9
    GoTo 20
  Else
    mar1:=mar11
  Endif
Else
  If (abs(mar11-mar1)>0.001) Then
    mar1:=mar1*1.1
    GoTo 20
  Else
    mar1:=mar11
  Endif
Endif
End
{procedimento de calculo da vazao de ar2}
PROCEDURE MMAR2(mar,cpar,Tcond2p,Tai,Qco,U2c,Att,ntubos,npasos: mar2, eps2, nut2,Aie2)
mar2:=0.8*mar
30:
eps2:=Qco/(cpar*mar2*(Tcond2p-Tai))
NUT2:=-ln(1-eps2)
Aie2:=NUT2*Cpar*1000*mar2/U2c
mar22:=(Aie2/Att)*(mar/(ntubos*npasos))
If (mar22<mar2) Then
  If (abs(mar2-mar22)>0.01) Then
    mar2:=mar2*0.95
    Goto 30
  Else
    mar2:=mar22
  Endif
Else
  If (abs(mar22-mar2)>0.01) Then
    mar2:=mar2*1.05
    Goto 30
  Else
    mar2:=mar22
  Endif
Endif
END
{procedimento de cmin3}
PROCEDURE CCR3MIN(Ccar3,Ccre3:Cmin3,Cmax3)
If (Ccar3<Ccre3) then
  Cmin3:=Ccar3
  Cmax3:=Ccre3
Else
  Cmin3:=Ccre3
  Cmax3:=Ccar3
Endif
END
{*****}
{*****MODELO DO CONDENSADOR*****}
{*****}
PROCEDURE
CONDENSAD(Tai,Pai,Va,Tcond,Tecond,vazao:hrc1,hrc2,hrc3,U1c,U2c,U3c,Lenf,Lcond,Lsre,Qce,Qco,Qcs,Tasc1,Tasc2
,Tasc3,dpv,dphi,dpl,Tscond,Qcond)
Pcond=PRESSURE(R134a,T=Tcond,x=0)
pcritic:=4067 { (kPa Pressão crítica)
kAl: = 0.237 {[kw/mK] Coeficiente de Condutividade termica do aluminio }
rhoAl:= 2702 {[kg/m^3] Densidade do aluminio}
grav := 9.81 { m/s^2}
{Informacao Geométrica do condensador}
tweb:= 0.00025 {[m] Espessura da parede do tubo}
twall := 0.00025 {[m] Espessura da parede entre os microcanais }
Hfin := 0.0086 {[m] Altura da aleta no condensador}

```

```

tfin := 0.000127 {[m] Espessura da aleta}
pfin := 720 {[aletas/m] Distribucao das aletas ao longo do comprimento}
Dh := 0.0010 {[m] Diametro hidraulico do microcanal}
O := 16 {[canais/tubo] Numero de microcanaes no tubo}
L := 0.568 {[m] Comprimento do condensador}
Ntubos:=7
Npasos:=5
{ calculo dos parametros geometricos do condensador}
hext:=dh+2*twall
hint:=Dh
wc:=2*twall+(O-1)*tweb+O*Dh
wi:=wc-2*twall
{perimetro exterior do tubo}
pet:=2*(wc-hext)+pi*hext
{perimetro interior do tubo}
pit:=2*(wi-hint)+pi*hint+2*(hint)*(O-1)
{Area transversal interior e exterior do tubo}
Aci:=hint*(wi-hint)+(pi/4)*hint^2-tweb*hint*(O-1)
Aet:=hext*(wc-hext)+(pi/4)*hext^2
{area frontal do condensador}
Hc:=Ntubos*Npasos*(hext+Hfin)-Hfin
Arfr:=L*Hc
{Superficie interior de cada tubo}
Att:=pit*L
{superficie exterior de cada tubo}
Ap:=pet*L
{superficie interior de troca dos tubos por passo}
Ai:=Att*Ntubos*Npasos
{superficie exterior de troca dos tubos}
Apt:=Ap*Ntubos*Npasos
{Numero de aletas por linha}
Na:=pfin*L
{Superficie total das aletas}
Aff:=2*Hfin*wc*Na*(Ntubos*Npasos-1)
{Superficie de troca de calor no lado do ar}
A0:=Apt+Aff
{Comprimento entre eixos de tubos}
Car:=(Hc-(Ntubos*Npasos*hext*0.5))/(Ntubos*Npasos-1)
{Area livre de passo minimo no lado do ar}
Aca:=L*Hc-L*hext*Npasos*Ntubos-hfin*tfin*Na*(Npasos*Ntubos-1)
{Diametro Hidraulico para o fluxo de refrigerante}
Dht:=4*Aci/Pit
{Diametro hidraulico para o fluxo de ar}
Dhe:=4*Aca*wc/A0
{Parametros geometricos}
alpa:=Ap/Att
lamda:=Aff/Ai
{Calculo das propriedades do refrigerante}
mivc:=VISCOSITY(R134a,T=Tcond,P=Pcond-0.0001)
cpvc:=SPECHEAT(R134a,T=Tcond,P=Pcond-0.0001)
kvc:=CONDUCTIVITY(R134a,T=Tcond,P=Pcond-0.0001)
rovc:=1/VOLUME(R134a,T=Tcond,x=1)
milc:=VISCOSITY(R134a,T=Tcond,P=Pcond+0.0001)
cplc:=SPECHEAT(R134a,T=Tcond,P=Pcond+0.0001)
klc:=CONDUCTIVITY(R134a,T=Tcond,P=Pcond+0.0001)
rolc:=1/VOLUME(R134a,T=Tcond,x=0)
{Calculo dos coeficientes de transferencia de calor}
{zona de resfriamento}
prvc:=mivc*(cpvc*1000)/kvc
Revc:=(vazao/ntubos)*Dht/(Aci*mivc)
Nu1:=0.023*Revc^0.8*Prvc^0.3 { Dittus-Boelter enfriamento}
hrc1:=Nu1*kvc/Dht
{zona de condensação}
prlc:=milc*(cplc*1000)/klc
Relc:=(vazao/ntubos)*Dht/(Aci*milc)
Req:=Revc*(mivc/milc)*(rolc/rovc)^0.5+Relc
Nu2:=0.05*Req^0.8*Prlc^0.33
hrc2:=Nu2*klc/Dht
{zona de subresfriamento}
Nu3:=0.023*Relc^0.8*Prlc^0.3

```

```

hrc3:=Nu3*kic/Dht
{No lado do ar}
Call Propsar(Tai,Pai:rhoar,miar,cpar,kar)
mar:=rhoar*Va*Aca
Prar:=miar*(cpar*1000)/kar
Rear:=rhoar*va*Dhe/miar
jar:=0.91*Rear^(-0.5)
Nuar:=jar*Rear*Prar^(1/3)
harc:=Nuar*kar/Dhe
{calculo da eficiência das aletas}
mm1:=sqrt(2*harc/(Kal*tfin))
xi1:=tanh(mm1*Hfin/2)/(mm1*Hfin/2)
{Calculo do fluxo de calor no condensador}
{Coef. global na zona de resfriamento}
U1c:=1/((1/hrc1)+1/(harc*(alpa+xi1*lamda)))
{Calculo da vazao de ar que atravessa a zona de resfriamento}
CALL MINMAR1(mar,cpar,cpvc,vazao,Tecond,Tcond,Tai,Att,U1c,Ntubos,Npasos:mar1,eps1,nut1,Aie1)
Qce:=vazao*cpvc*(Tecond-Tcond)
Tasc1:=Tai+Qce/(mar1*cpar)
Lenf:=Aie1/(Pit*Ntubos)
G:=(vazao/ntubos)/Aci
CALL DPVAPOR(G,Tcond,Dh,Lenf:dpv)
Tcond2p:=TEMPERATURE(R134a,P=Pcond-dpv,x=0)
{Coeficiente global da zona de condensação}
hvcond:=ENTHALPY(R134a,T=Tcond2p,x=1)
hicond:=ENTHALPY(R134a,T=Tcond2p,x=0)
hlvco:=hvcond-hicond
dtco:=(Tcond2p-Tai)/(1+(hrc2/harc)*(Ai/A0))
hlvp:=hlvco+(3/8)*Cplc*dtco
Qco:=vazao*hlvp
U2c:=1/((1/hrc2)+1/(harc*(alpa+xi1*lamda)))
{Calculo da vazao de ar que atravessa o condensador}
CALL MMAR2(mar,cpar,Tcond2p,Tai,Qco,U2c,Att,ntubos,npasos:mar2,eps2,nut2,Aie2)
Lcond:=Aie2/(ntubos*pit)
Tasc2:=Tai+Qco/(mar2*cpar)
CALL DPBIFASE(G,Tcond2p,Dh,Lcond:dpbi)
{Zona de subresfriamento}
U3c:=1/((1/hrc3)+1/(harc*(alpa+xi1*lamda)))
Lsre:=L*Npasos-Lcond-Lenf
Aie3:=Pit*Lsre
mar3:=mar-mar1-mar2*((Aie3/(Att*ntubos*npasos))
Ccar3:=cpar*mar3
Ccre3:=cplc*vazao
CALL CCR3MIN(Ccar3,Ccre3:Cmin3,Cmax3)
NUT3:=U3c*Aie3/(Cmin3*1000)
CCR3:=Cmin3/Cmax3
EPS3:=1-exp((NUT3^0.22/CCR3)*(exp(-CCR3*NUT3^0.78)-1))
Tcond3p:=TEMPERATURE(R134a,P=Pcond-dpv-dpbi,x=0)
CALL DPLIQUIDO(G,Tcond3p,Dh,Lsre:dpl)
Tscond:=Tcond3p-eps3*CCR3*(Tcond3p-Tai)
Pscond:=Pcond-dpv-dpbi-dpl
Qcs:=vazao*cplc*(Tcond3p-Tscond)
Tasc3:=Tai+Qcs/(mar3*cpar)
{Cálculo do calor trocado total}
Qcond:=Qcs+Qco+Qce
END
{*****}
{*****MODELO DA VALVULA*****}
{*****}
PROCEDURE VALVEXPA(Tscond,Tevap,Tcond,dtsa:mrcal,mr,fmr)
Pcond=PRESSURE(R134a,T=Tcond,x=0)
Pevap=PRESSURE(R134a,T=Tevap,x=1)
rol:=1/VOLUME(R134a,T=Tscond,x=0)
dp:=(Pcond-Pevap)
kcal:=5.6369e-5+1.3575e-7*tevap
mrcal:=kcal*sqrt(rol*dp)
{****cálculo da válvula con fechamento parcial****}
Ta:=0
dtsi:=3
dtsm:=15

```

```

Pm:=PRESSURE(R134a,T=Tevap+dtsa,x=1)-PRESSURE(R134a,T=Tevap,x=1)
Pmmin:=PRESSURE(R134a,T=dtsi+Ta,x=1)-PRESSURE(R134a,T=Ta,x=1)
Pmmax:=PRESSURE(R134a,T=dtsm+Ta,x=1)-PRESSURE(R134a,T=Ta,x=1)
fmr:=(Pm-Pmmin)/(Pmmax-Pmmin)
mr:=mrcal*fmr
END
{*****
MODELO DO EVAPORADOR
*****}
PROCEDURE CCEVAPO(Cear2,Cere2,Aevap2,Uevap2:Cmin2,Cmax2,Nutevap2,CCRRe2,epse2 )
If (Cear2<Cere2) then
    Cmin2:=Cear2
    Cmax2:=Cere2
    Nutevap2:=Uevap2*Aevap2/(Cmin2*1000)
    CCRRe2:=Cmin2/Cmax2
    epse2:=1-exp(-(1-exp(-Nutevap2*CCRRe2))/CCRRe2)
Else
    Cmin2:=Cere2
    Cmax2:=Cear2
    Nutevap2:=Uevap2*Aevap2/(Cmin2*1000)
    CCRRe2:=Cmin2/Cmax2
    epse2:=(1/CCRRe2)*(1-exp(-CCRRe2*(1-exp(-nutevap2))))
Endif
End
{Propriedades do ar}
PROCEDURE PROPSAR(Tai,Pai:rhoar,miar,cpar,kar)
rhoar:=1/VOLUME(Air,T=Tai,P=Pai)
miar:=VISCOSITY(Air,T=Tai)
cpar:=SPECHEAT(Air,T=Tai)
kar:=CONDUCTIVITY(Air,T=Tai)
End
{Queda de pressão da zona de evaporação do refrigerante JUNG & RADEMACHER}
PROCEDURE DPBIFA(Tsat,G,D,L:dpev)
Psat:=PRESSURE(R134a,T=Tsat,x=1)
Pcrit:=4067
Pred:=Psat/Pcrit
kk:=0
filosum:=0
60:
x:=kk/10
filo2:=30.79*x^1.323*(1-x)^0.477*Pred^(-0.7232)
filosum:=filosum+filo2
If (kk<10) Then
    kk=kk+1
    Goto 60
Else
filo2m:=filosum/kk
Endif
mil:=VISCOSITY(R134a,T=Tsat,P=Psat+0.001)
rol:=1/VOLUME(R134a,T=Tsat,x=0)
Rel=G*D/mil
If (Rel <2300) Then
    cf=16/Rel
Else
    cf=0.046*Rel^(-0.2)
Endif
dp:=(2*cf*G^2*L*filo2m)/(D*rol)
{aumento da pressão por aceleração, considerando um padrão de escoamento homogêneo}
rov:=1/VOLUME(R134a,T=Tsat,x=1)
miv:=VISCOSITY(R134a,T=Tsat,P=Psat-0.0001)
xtte2:=0.021*(rov/rol)*(mil/miv)^0.25
xtts2:=46.765*(rov/rol)*(mil/miv)^0.25
alpa:=1/(1+xtte2^(1/2.375))
alpas:=1/(1+xtts2^(1/2.375))
dpac:=G^2*((0.1^2/(rov*alpas)+0.9^2/(rol*(1-alpas))) - (0.9^2/(rov*alpa)+0.1^2/(rol*(1-alpa))))*L
dpev:=(dpac+dp)/1000
End
{Queda de Pressão da fase vapor do refrigerante no evaporador}
PROCEDURE DPMONO(Tsat,G,D,L:dpm)
Psat:=PRESSURE(R134a,T=Tsat,x=1)

```

```

ro:=1/VOLUME(R134a,T=Tsat,x=1)
mi:=VISCOSITY(R134a,T=Tsat,P=Psat-0.0001)
Re:=G*D/mi
If (Re <2300) Then
    cfm:=16/Re
Else
    cfm:=0.079*Re^(-0.25)
Endif
dpm:=(2*cfm*G^2*L)/(D*ro*1000)
END
{Procedimento de cálculo do Evaporador}
PROCEDURE EVAPORADOR(h4,vazao,Tevap,tea,marev,umed:hrev1,Levap1,Levap2,Uevap1,Uevap2,Tasevap2,dpev,
dpm,Qevap,tsevap2,tevap2,jae)
{GEOMETRIA DO EVAPORADOR}
bi:=0.008{Diametro interno do tubo [m]}
be:=0.010{Diametro externo do tubo [m]}
n1:=624{No. de aletas/m}
delta:=0.0002 {espesura da aleta [m]}
lc:=0.263{Comprimento do evaporador [m]}
hc:=0.228{Altura do evaporador [m]}
pc:=0.080{Profundidade do evaporador [m]}
nt:=12 {Numero de tubos}
nf:=4 {Numero de linhas}
car:= 0.0254 {Distancia entre eixos dos tubos [m]}
k:=202.4 {Condutividade das aletas [w/m K]}
{No. de Colunas do evaporador}
nc:=5
{Perimetro interno e externo do tubo}
pit:=pi*bi
pet:=pi*be
{Area transversal interior e exterior do tubo}
aci:=(pi/4)*bi^2
aet:=(pi/4)*be^2
{Area frontal por linha}
arfr:=lc*hc/nf
{Comprimento de troca em cada tubo}
le:=lc
{Superficie interior de cada tubo}
att:=pit*le
{Superficie exterior de troca de um tubo}
ap:=pet*le*(1-delta*n1)
{superficie das aletas por linha}
aff:=(2*n1*lc/nf)*(pc*hc-nf*nt*aet)
{superficie interior de troca por linha}
ai:=att*nt
{A superficie de troca externa por linha total e a superficie das aletas}
{de uma linha mais a superficie exterior de troca dos tubos da fila}
ao:=ap*nt+aff
{Area exterior livre de passo minimo por linha}
ace:=(lc-delta*n1*lc)*(hc/nf-5*be)
{diametro hidraulico do conduto}
dht:=4*aci/pit
{Diametro hidraulico para o ar numa linha}
dhe:=4*ace*pc/ao
{calculo de alpa}
alpa:=ap/att
{calculo de lambda}
lambda:=aff/ai
{DADOS NECESARIOS PARA O TESTE DO MODELO}
maf:=marev/nf {vazao de ar que atravessa o evaporador por linha [kg/s]}
patm:=101.3 {Pressao atmosferica}
graved:=9.81{aceleracao de gravidade}
tensao:=12.58*0.001{ tensao superficial assumida N/m}
{CALCULO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR}
{No lado do Ar humedo}
Pevap:=PRESSURE(R134a,x=0,T=Tevap)
wea:=HUMRAT(AirH2O,T=tea,P=patm,R=umed) {humedade absoluta do ar [kg vapor/kg ar seco]}
miae:=VISCOSITY(AirH2O,T=Tea,P=patm,w=wea){viscosidade do ar humedo [kg/m s]}
raee:=(maf/ace)*dhe/miae {numero de reynolds do ar}
cpae:=SPECHEAT(AirH2O,T=tea,P=patm,R=umed) {capacidade calorifica [kj/kg K]}

```

```

kae:=CONDUCTIVITY(AirH2O,T=tea,P=patm,w=wea) { condutividade [W/m K]}
prae:=miae*cpae*1000/kae { Numero de prant do ar humedo}
jae:=0.0104*(reae/1000)^(-0.39) {Coeficiente de Coulburn}
stanae:=jae/(prae^(2/3)){Numero de Stanton do ar no evap.}
hase:=stanae*cpae*maf/ace {coef.de transf.de calor do ar seco [kW/ m2 K]}
hwg:=ENTHALPY(Water,T=tea,x=1)
hwf:=ENTHALPY(Water,T=tea,x=0)
hwfg:=hwg-hwf {entalpia de vaporizacao da agua a Temp. de entrada do ar}
tdwae:=DEWPOINT(AirH2O,T=tea,P=patm,w=wea) {temperatura de orvalho do ar}
weas:=HUMRAT(AirH2O,T=tdwae,P=patm,R=umed) {humedade absoluta a T de orvalho do ar}
factorh:=1+(hwfg/cpae)*(wea-weas)/(tea-tdwae){fator que multiplica o coefic. de transf. seco}
hahe:=hase*factorh*1000{coeficiente de transferencia de calor humedo no lado do ar [w/m2 K]}
{Zona de evaporacao}
mirle:=VISCOSITY(R134a,T=tevap,P=pevap+0.001)
cprle:=SPECHEAT(R134a,T=tevap,P=pevap+0.001)
krle:=CONDUCTIVITY(R134a,T=tevap,P=pevap+0.001)
mirve:=VISCOSITY(R134a,T=tevap,P=pevap-0.001)
cprve:=SPECHEAT(R134a,T=tevap,P=pevap-0.001)
rorle:=1/(VOLUME(R134a,T=tevap,x=0))
krve:=CONDUCTIVITY(R134a,T=tevap,P=pevap-0.001)
rorve:=1/(VOLUME(R134a,T=tevap,x=1))
h1:=ENTHALPY(R134a,T=tevap,x=1)
h5:=ENTHALPY(R134a,T=tevap,x=0)
{Zona de evaporacao}
xx:=(h4-h5)/(h1-h5)
prle:=mirle*1000*cprle/krle
umix:=(vazao/(nf*aci*rorle))*(1+xx*((rorle/orve)-1))
laplace:=sqrt(tensao/(graved*(rorle-orve)))
rerev:=umix*laplace/(mirle/orle) {numero de Reynolds de la Mistura}
hrev1:=0.087*(rerev^0.6)*(prle^0.1667)*(rorve/orle)^0.2 *(krve/krle)^0.09 *(krle/laplace) { w/ m2 K}
{Zona de superaquecimento}
Rev2:=(vazao*dht)/(nf*Acimirve)
Prve2:=mirve*cprve*1000/krve
Nuev2:=0.023*Rev2^0.8*Prve2^0.4
hrev2:=Nuev2*krve/Dht
{calculo da eficiencia da aleta}
rr:=car/be
bes:=0.525*car
lf:=(bes-be)/2
hh:=lf+(delta*0.5)
mm:=sqrt(2*hahe/(k*delta))
fiefi:=mm*hh*rr^(exp(0.13*mm*hh-1.3863))
efialeta:=(tanh(fiefi))/fiefi
{calculo do coeficiente global de troca de calor do evaporador}
{Zona de evaporacao}
uevap1:=1/(((1/hrev1)+(1/(hahe*(alpa+efialeta*lambda)))) {w/m2 K}
{Calculo do calor absorvido pelo evaporador}
Qevap1:=(vazao/nf)*(1-xx)*(h1-h5)
Aevap1:=Qevap1*1000/(uevap1*(Tea-Tevap))
Levap1:=Aevap1/(pi*bi)
nutevap1:=uevap1*Aevap1/(cpae*1000*maf)
epsevap1:=1-exp(-nutevap1)
Tasevap1:=Tea-epsevap1*(Tea-Tevap)
Ge:=vazao/(nf*Ac)
CALL DPBIFA(Tevap,Ge,bi,Levap1:dpev)
{Zona de superaquecimento}
Call PROPSAR(Tasevap1,Patm:rhoar2,miar2,cpar2,kar2)
Levap2:=nc*Le-Levap1
uevap2:=1/(((1/hrev2)+(1/(hahe*(alpa+efialeta*lambda)))) {w/m2 K}
Aevap2:=Levap2*pi*bi
maf2:=maf
Cear2:=cpar2*maf2
Cere2:=cprve*(vazao/nf)
CALL CCEVAPO(Cear2,Cere2,Aevap2,Uevap2:Cmin2,Cmax2,Nutevap2,CCRRe2,epse2 )
Tevap2:=TEMPERATURE(R134a,P=Pevap-dpev,x=1)
Tsevap2:=Tevap2-epse2*Cmin2*(Tevap2-Tasevap1)/Cere2
CALL DPMONO(Tevap2,Ge,bi,Levap2:dpm)
Psevap2:=Pevap-dpev-dpm
Qevap2:=Cere2*(Tsevap2-Tevap2)
Tasevap2:=Tasevap1-Qevap2/Cear2

```

```

{Capacidade total do evaporador}
Qevap:=nf*(Qevap1+Qevap2)
END
{***** SUBPROGRAMA DE TROCA DE CALOR NAS LINHAS*****}
PROCEDURE QLINHAS(d,L,tavg,Pavg,vazao,n,kk:tsduto,qduto,Umduto,hiduto,hcev)
{Calculo do coeficiente de transferência de calor do lado do ar}
Tsup:=Tavg+(-1)^(kk)*4
wind:=3.6
C:=11.58
k:=CONDUCTIVITY(R134a,T=Tavg,P=Pavg)
cp:=SPECHEAT(R134a,T=Tavg,P=Pavg)*1000
mi:=VISCOSITY(R134a,T=Tavg,P=Pavg)
pr:=mi*cp/k
hcev:=C*(1/d)^0.2*(1/(tavg+17.8))^0.181*(abs(Tavg-Tsup))^0.266*(1+0.7935*wind)^0.5
{calculo do coeficiente de transferência de calor interior}
Reduto:=4*vazao/(pi*d*0.001*mi)
Nuduto:=0.023*Reduto^(4/5)*Pr^n
hiduto:=Nuduto*k/(D*0.001)
{calculo do coeficiente global}
Umduto:=1/(1/hiduto+1/hcev)
dtin:=tsup-tavg
dtout:=dtin*exp(-pi*d*0.001*L*Umduto/(vazao*cp))
Tsduto:=Tavg+dtout
qduto:=Umduto*pi*d*0.001*L*(dtout-dtin)/ln(dtout/dtin)
End
{***** SUBPROGRAMA PRINCIPAL *****}
PROCEDURE
SISTEMA(Tai,Pai,Va,rpm,tea,marev,umed:dtsa,Tcond,Tevap,vazao,tecond,U1c,U2c,U3c,Lenf,Lcond,Lsre,Qcond,Tasc1,
Tasc2,Tasc3,dpv,dpbi,dpl,Tscond,mrcal,mr,h4,hrev1,Levap1,Levap2,Uevap1,Uevap2,Tasevap2,dpev,dpm,Qevap,tsevap
2,tevap2,supa,factor,jae)
Tcond:=48
Tevap:=-5
dtsa= 9 { Superaquecimento na entrada ao compressor [C] }
factor:=0.5
80:
CALL COMPRESOR(Tcond,Tevap,dtsa,rpm,factor: despis,vazao,Tscomp,h2,h1,rendvol,Pcond)
CALL QLINHAS(12.5,1.5,Tscomp,Pcond,vazao,0.3,1:Tcond,qduto,Umduto,hiduto,hcev)
CALL
CONDENSAD(Tai,Pai,Va,Tcond,Tecond,vazao:hrc1,hrc2,hrc3,U1c,U2c,U3c,Lenf,Lcond,Lsre,Qce,Qco,Qcs,Tasc1,Tasc2
,Tasc3,dpv,dpbi,dpl,Tscond,Qcond)
If (Lsre<0) Then
    Tcond:=Tcond+0.5
    GoTo 80
Endif
CALL VALVEXPA(Tscond,Tevap,Tcond,dtsa:mrcal,mr,fmr)
fvaz:=abs((vazao-mr)/vazao)
If (fvaz>0.01) Then
    If (vazao>mr) Then
        dtsa:=dtsa+0.05
        GoTo 80
    Else
        dtsa:=dtsa-0.05
        GoTo 80
    Endif
Endif
h4=ENTHALPY(R134a,T=Tcond,x=0)
CALL
EVAPORADOR(h4,vazao,Tevap,tea,marev,umed:hrev1,Levap1,Levap2,Uevap1,Uevap2,Tasevap2,dpev,dpm,Qevap,tse
vap2,tevap2,jae)
Pevap2=PRESSURE(R134a,T=Tsevap2,x=1)
CALL QLINHAS(19,1.5,Tsevap2,Pevap2-0.001,vazao,0.4,2:Tcomp,qduto,Umduto,hiduto,hcev)
supa:=tcomp-tevap
fsupa:=abs((dtsa-supa)/dtsa)
If (fsupa>0.1) Then
    If (dtsa>supa) Then
        factor:=factor-0.01
    Endif
Endif

```

```

        GoTo 80
    Else
        factor:=factor+0.01
        GoTo 80
    Endif
Endif
END
{*****}
{***** PROGRAMA PRINCIPAL *****)
{*****}
Tai= 35 { Temperatura de entrada do ar no condensador [C] }
Pai= 101.3 { Pressão de entrada do ar no condensador [C] }
Va= 8.8 { Velocidade do ar na entrada ao condensador [m/s] }
marev=0.116 { Vazão de ar que atravessa o evaporador [kg/s] }
tea=30{ Temperatura de entrada do ar no evaporador [C] }
umed=0.4{ Humidade relativa do ar [%/100] }
rpm =3500 { Número de revoluções do compressor [rev/min] }
CALL
SISTEMA(Tai,Pai,Va,rpm,tea,marev,umed:dtsa,Tcond,Tevap,vazao,tecond,U1c,U2c,U3c,Lenf,Lcond,Lsre,Qcond,Tasc1,
Tasc2,Tasc3,dpv,dpbi,dpl,Tscond,mrcal,mr,h4,hrev1,Levap1,Levap2,Uevap1,Uevap2,Tasevap2,dpev,dpm,Qevap,tsevap
2,tevap2,supa,factor,jae)
dpcond=dpv+dpbi+dpl
dpevap=dpev+dpm
Pevap=PRESSURE(R134a,T=Tevap,x=1)
Pcond=PRESSURE(R134a,T=Tcond,x=0)
hentcomp=ENTHALPY(R134a,T=Tsevap2,x=1)
hsaicom=ENTHALPY(R134a,T=Tecond,P=Pcond)
cop=(hentcomp-h4)/(hsaicom-hentcomp)
Pcomp=vazao*(hsaicom-hentcomp)

```