

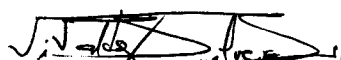
UNICAMP - UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FEA - FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS
DEA - DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS

**AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO EXPERIMENTAL DO SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO DE UM TÚNEL DE CONGELAMENTO COM R-502 E R-408A.**

PARECER

Este exemplar corresponde à redação final da tese defendida por Flávio Vasconcelos da Silva aprovada pela Comissão Julgadora em 10 de agosto de 1998.

Campinas, 10 de agosto de 1998.


Prof. Dr. VIVALDO SILVEIRA
JÚNIOR - Presidente da Banca

Flávio Vasconcelos da Silva
Engenheiro Químico

Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior
Orientador

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Alimentos da Universidade Estadual de Campinas para obtenção do grau de Mestre em Engenharia de Alimentos.

Campinas - SP
AGOSTO/1998

5820279

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA F.E.A. - UNICAMP

Si38a

Silva, Flávio Vasconcelos da

Avaliação do comportamento experimental do sistema de refrigeração de um túnel de congelamento com R-502 e R-408 A / Flávio Vasconcelos da Silva. – Campinas, SP: [s.n.], 1998.

Orientador: Vivaldo Silveira Júnior

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas.Faculdade de Engenharia de Alimentos.

1.Refrigeração. 2.Clorofluorcarbonos. 3.Aquisição de dados. I.Silveira Júnior, Vivaldo. II.Universidade Estadual de Campinas.Faculdade de Engenharia de Alimentos. III.Título.

UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	FLUM CAMP
	Si38a
V.	Ex.
TOMBO BC/	35.209
PROC.	395/98
C	☐
D	☒
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	30/05/98
N.º CPD	

CM-00117173-7

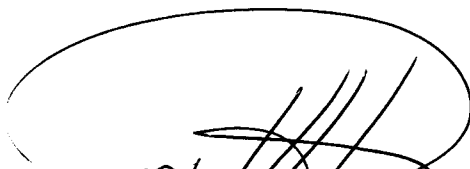
BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior.
Faculdade de Engenharia de Alimentos - UNICAMP



Prof. Dr. Luiz Augusto Barbosa Cortez
Faculdade de Engenharia Agrícola - UNICAMP



Prof. Dr. Paulo Sérgio G. Magalhães
Faculdade de Engenharia Agrícola - UNICAMP

Prof. Dr. Theo Guenter Kieckbusch
Faculdade de Engenharia Química - UNICAMP

*Ao meu pai,
por tudo de bom que sempre
representou em minha vida...*

AGRADECIMENTOS.

A Deus, pela Sua presença constante.

Ao Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior, muito mais que um orientador, um amigo. Muito obrigado!!!.

Ao Prof. Lincoln Camargo Neves Filho, pela amizade, dedicação, ensinamentos, apoio e principalmente pela confiança depositada em meu trabalho.

Aos integrantes da banca examinadora Prof. Dr. Luiz Augusto Barbosa Cortez, Prof. Dr. Paulo Sérgio G. Magalhães e Prof Dr. Theo Guenter Kieckbusch, pelas fundamentais correções, observações, sugestões e acima de tudo pela compreensão com os curtos prazos estabelecidos.

À minha mãe D. Marlene, pelas incontáveis horas de oração e preocupação.

Às empresas Elf Atochem Refrigerantes e Bitzer Compressores, pela doação de materiais indispensáveis ao andamento deste trabalho.

À Kity, pelo amor, dedicação, apoio e principalmente por proporcionar os momentos mais felizes da minha vida. Te adoro!!!.

Ao Carlos Parreira (Carlão) pela inestimável contribuição técnica, pela amizade e bom humor de todos os dias. Valeu!!!.

Ao Izaías (Zazá), pela ajuda, alegria e por tornar o cotidiano do laboratório bastante agradável.

Aos grandes amigos André, Mauro e Gustavo, pelos bons momentos vividos e por me fazer acreditar cada vez mais no sentido da amizade. Obrigado Pestes!!!.

À Lia e Álvaro (República de Sergipe), por se tornarem a minha segunda família em Campinas.

À inseparáveis Fábria e Mariah, pelas palavras de apoio, sempre amigas, sinceras e ternas.

À Rose pelo apoio, bondade e bom senso com o qual sempre pude contar, além de ótima ouvinte de piadas.

Aos amigos distantes de Aracaju: Luciano, Márcia Cristal, Fransley, Anselmo, Franklin, Alana, Profa. Marina, Hipólito e Iva, pelos incontáveis, indispensáveis e sempre divertidos telefonemas. Obrigado por tudo!!!.

Ao Raul, meu fiel "escravinho", pela ajuda e companhia durante todo o trabalho. Muito obrigado!!!.

Aos amigos: Helder, Henelyta, Janaína, Ana Gabas, Mari, Alfredo, Luciane, todas as Elianes, Gabriel, Fernanda, Pricila, Aline, Silvia, Jaime e todos do hospício Santa Genebra, por tornar minha vida em Campinas bastante agradável.

A todos que compõem o Departamento de Engenharia de Alimentos.

A Philipe (*in memoriam*) meu fiel cão, uma "pessoa maravilhosa".

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS	viii
LISTA DE FIGURAS	ix
NOMENCLATURA.....	xvi
RESUMO.....	xviii
SUMMARY	xix
1 - INTRODUÇÃO.....	1
2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1 - ASPECTOS GERAIS.....	5
2.1.1 - Processo de congelamento por convecção forçada	5
2.1.2 - Instrumentação e Automação	5
2.1.3 - Clorofluorcarbonos	8
2.1.4 - O R-502 e o R-408A.....	9
2.1.5 - Lubrificação e lubrificantes	11
2.1.6 - Substituição de refrigerantes.....	14
2.2 - AVALIAÇÕES TEÓRICAS E EXPERIMENTAIS DE REFRIGERANTES	15
2.3 - AVALIAÇÕES EXPERIMENTAIS DE SUBSTITUIÇÃO DO R-502	20
3 - MATERIAIS E MÉTODOS	23
3.1 - CARACTERÍSTICAS GERAIS DO TÚNEL DE CONGELAMENTO	23
3.2 - INSTRUMENTAÇÃO DO SISTEMA FRIGORÍFICO.	25
3.2.1 - Sensores de Temperatura.....	25
3.2.2 - Distribuição dos sensores de temperatura no sistema frigorífico	26
3.2.3 - Sensores de Pressão	27
3.2.4 - Sensor de velocidade de ar.....	28
3.3 - SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS.....	28
3.4 - AJUSTE DOS TRANSDUTORES DE TEMPERATURA.....	29
3.5 - CARGA TÉRMICA ARTIFICIAL E CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA	31
3.6 - "RETROFIT" DO SISTEMA FRIGORÍFICO	32
3.7 - PLANEJAMENTO DOS ENSAIOS	32
3.8 - CÁLCULOS TERMODINÂMICOS.....	34
3.9 - DETERMINAÇÃO DE MODELOS MATEMÁTICOS	36
3.10 - ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DE PARÂMETROS.....	36

4 - RESULTADOS E DISCUSSÕES	38
4.1 - CALIBRAÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA	38
4.2 - DETERMINAÇÃO DA VELOCIDADE DO AR	39
4.3 - DETERMINAÇÃO DA CARGA TÉRMICA DE ESTABILIZAÇÃO DO SISTEMA COM R-502	39
4.4 - RESULTADOS DOS ENSAIOS COM R-502	41
4.4.1 - <i>Determinação dos modelos empíricos</i>	41
4.4.2 - <i>Resultado da análise de sensibilidade de parâmetros</i>	43
4.4.3 - <i>Ciclos de refrigeração do R-502</i>	50
4.5 - SUBSTITUIÇÃO DO REFRIGERANTE DO SISTEMA ("RETROFIT")	51
4.5.1 - <i>Procedimento de troca do refrigerante</i>	51
4.6 - DETERMINAÇÃO DA CARGA TÉRMICA DE ESTABILIZAÇÃO DO SISTEMA COM R-408A	52
4.7 - RESULTADOS DOS ENSAIOS COM R-408A	53
4.7.1 - <i>Determinação dos modelos empíricos</i>	53
4.7.2 - <i>Resultados da análise de sensibilidade de parâmetros</i>	55
4.7.3 - <i>Ciclos de refrigeração do R-408A</i>	61
4.8 - ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DO SISTEMA FRIGORÍFICO COM R-502 E R-408A	62
4.8.1 - <i>Coeficiente de desempenho total (COP total)</i>	62
4.8.2 - <i>Coeficiente de desempenho útil (COP útil)</i>	65
4.8.3 - <i>Consumo de energia elétrica (E)</i>	69
4.8.4 - <i>Capacidade frigorífica do sistema (Qo)</i>	72
4.8.5 - <i>Calor de compressão (Qcomp)</i>	73
4.8.6 - <i>Temperatura do ar de insuflamento (Tar)</i>	76
4.8.7 - <i>Temperatura de descarga (Tdesc)</i>	79
4.8.8 - <i>Razão de compressão (RC)</i>	82
5 - CONCLUSÕES	86
6 - SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	88
7 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	89
8 - APÊNDICE A	93
9 - APÊNDICE B	103

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Valores dos potenciais de degradação da camada de ozônio (ODP) e de aquecimento global (GWP) para diversos refrigerantes	02
Tabela 2.1 - Propriedades físicas dos refrigerantes R-502 e R-408A.	11
Tabela 3.1 - Localização dos sensores de temperatura no sistema frigorífico.	27
Tabela 3.2 - Localização dos sensores de pressão no sistema frigorífico	27
Tabela 3.3 - Especificações das Resistências Elétricas	31
Tabela 3.4 - Planejamento dos Ensaio com o R-502 e R-408A	33
Tabela 4.1 - Curvas de calibração para os sensores de temperatura.	38
Tabela 4.2 - Valores médios da velocidade do ar.	39
Tabela 4.3 - Equações de ajustes dos dados experimentais para o R-502.	42
Tabela 4.4 - Resultados dos fatores de sensibilidade para as variáveis manipuladas para o sistema operando com R-502.	43
Tabela 4.5 - Equações lineares de ajustes dos dados experimentais para o R-408A.	54
Tabela 4.6 - Resultados dos fatores de sensibilidade para as variáveis manipuladas do sistema operando com R-408A.	55
Tabela 4.7 - Diferenças percentuais do COP total do R-408A relativo ao R-502.	65
Tabela 4.8 - Diferenças percentuais do COP útil do R-408A relativo ao R-502.	68
Tabela 4.9 - Diferenças percentuais do consumo de energia elétrica pelo compressor do sistema utilizando o R-408A.	72
Tabela 4.10 - Diferenças percentuais da calor de compressão do R408A relativo ao R-502.	75
Tabela 4.11 - Diferenças percentuais de redução ou incremento de temperatura do ar com R408A relativas ao R-502.	78
Tabela 4.12 - Diferenças percentuais de redução ou incremento de temperatura de descarga com R408A relativa ao R-502.	82
Tabela 4.13 - Diferenças percentuais de redução ou incremento de razão de compressão com R408A relativo ao R-502.	85

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Diagrama comparativo pressão x entalpia (R-502 / R-408A)	10
Figura 3.1	Esquema do sistema de refrigeração e túnel de congelamento.	24
Figura 3.2	Esquema da sistema de aquisição de dados.	29
Figura 4.1	Histórico das temperaturas no evaporador e linha de sucção nas condições de $T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\acute{a}gua} = 2,3 \frac{kg}{s}$.	40
Figura 4.2	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do COP total frente a variações na temperatura de evaporação (R-502).	44
Figura 4.3	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do COP útil frente a variações na temperatura de evaporação do refrigerante (R-502).	45
Figura 4.4	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do consumo de energia elétrica (R-502).	45
Figura 4.5	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do calor de compressão frente a variações na temperatura de evaporação (R-502).	46
Figura 4.6	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura de descarga frente a variações na temperatura de evaporação do (R-502).	46
Figura 4.7	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura do ar de insuflamento frente a variações na temperatura de evaporação do (R-502).	47
Figura 4.8	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da razão de compressão frente a variações na temperatura de evaporação do refrigerante (R-502).	47
Figura 4.9	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura de condensação frente a variações na vazão de água (R-502).	48
Figura 4.10	Diagrama de Mollier para o ciclo de refrigeração por compressão do R-502 ($V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\acute{a}gua} = 2,3 \frac{kg}{s}$).	50

Figura 4.11	Histórico das temperaturas no evaporador e linha de sucção nas condições de $T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{água} = 2,3 \frac{kg}{s}$.	53
Figura 4.12	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do COP total frente a variações na temperatura de evaporação (R-408A).	56
Figura 4.13	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do COP útil frente a variações de temperatura de evaporação do refrigerante (R-408A).	57
Figura 4.14	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do consumo de energia elétrica frente a variações de temperatura de evaporação (R-408A).	57
Figura 4.15	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do calor de compressão frente a variações de temperatura de evaporação (R-408A).	58
Figura 4.16	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura de descarga frente a variações da temperatura de evaporação (R-408A).	58
Figura 4.17	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura do ar de insuflamento frente a variações da temperatura de evaporação (R-408A).	59
Figura 4.18	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da razão de compressão frente a variações da temperatura de evaporação (R-408A).	59
Figura 4.19	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura de condensação frente a variações da vazão de água (R-408A).	60
Figura 4.20	Diagrama de Mollier para ciclo de refrigeração por compressão do R-408A ($V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{água} = 2,3 \frac{kg}{s}$).	61
Figura 4.21	Coeficiente de desempenho total na condição de $\dot{m}_{água} = 2,3 \frac{kg}{s}$.	62
Figura 4.22	Coeficiente de desempenho total na condição de $\dot{m}_{água} = 2,3 \frac{kg}{s}$.	63

Figura 4.23	Coeficiente de desempenho total na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	63
Figura 4.24	Coeficiente de desempenho total na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	64
Figura 4.25	Coeficiente de desempenho útil na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	66
Figura 4.26	Coeficiente de desempenho útil na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	66
Figura 4.27	Coeficiente de desempenho útil na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	67
Figura 4.28	Coeficiente de desempenho útil na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	67
Figura 4.29	Consumo de energia elétrica na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	70
Figura 4.30	Consumo de energia elétrica na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	70
Figura 4.31	Consumo de energia elétrica na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	71
Figura 4.32	Consumo de energia elétrica na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	71
Figura 4.33	Calor de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	73
Figura 4.34	Calor de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	74
Figura 4.35	Calor de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	74
Figura 4.36	Calor de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	75
Figura 4.37	Temp. do ar de insuflamento na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	76
Figura 4.38	Temp. do ar de insuflamento na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	77
Figura 4.39	Temp. do ar de insuflamento na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	77
Figura 4.40	Temp. do ar de insuflamento na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	78

Figura 4.41	Temperatura de descarga na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	79
Figura 4.42	Temperatura de descarga na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	80
Figura 4.43	Temperatura de descarga na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	80
Figura 4.44	Temperatura de descarga na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	81
Figura 4.45	Razão de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	83
Figura 4.46	Razão de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	83
Figura 4.47	Razão de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	84
Figura 4.48	Razão de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	84
Figura 9.1	Curva de calibração de termopar para o canal 1.	103
Figura 9.2	Curva de calibração de termopar para o canal 2.	103
Figura 9.3	Curva de calibração de termopar para o canal 3.	104
Figura 9.4	Curva de calibração de termopar para o canal 4.	104
Figura 9.5	Curva de calibração de termopar para o canal 5.	105
Figura 9.6	Curva de calibração de termopar para o canal 6.	105
Figura 9.7	Curva de calibração de Pt100 para o canal 9.	106
Figura 9.8	Curva de calibração de Pt100 para o canal 10.	106
Figura 9.9	Curva de calibração de Pt100 para o canal 11.	107
Figura 9.10	Curva de calibração de Pt100 para o canal 12.	107
Figura 9.11	Curva de calibração de Pt100 para o canal 13.	108
Figura 9.12	Curva de calibração de Pt100 para o canal 14.	108
Figura 9.13	Histórico das temperaturas no evaporador e linha de sucção nas condições de $T_{\text{evap}} = -17^{\circ}\text{C}$, $V_{\text{ar}} = 4,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	109
Figura 9.14	Histórico das temperaturas na câmara de congelamento nas condições de $T_{\text{evap}} = -17^{\circ}\text{C}$, $V_{\text{ar}} = 4,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	109

Figura 9.15	Histórico das temperaturas no condensador e linha de subresfriamento ($T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\acute{a}gua} = 2,3 \frac{kg}{s}$).	110
Figura 9.16	Histórico das pressões no evaporador e linha de sucção nas condições de $T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\acute{a}gua} = 2,3 \frac{kg}{s}$.	110
Figura 9.17	Histórico da pressão de condensação nas condições de $T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\acute{a}gua} = 2,3 \frac{kg}{s}$.	111
Figura 9.18	Histórico das temperaturas de descarga e linha de gás quente nas condições de $T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\acute{a}gua} = 2,3 \frac{kg}{s}$.	111
Figura 9.19	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para o COP total.	112
Figura 9.20	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para o COP útil.	112
Figura 9.21	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para o consumo de energia elétrica pelo compressor.	113
Figura 9.22	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a potência de compressão.	113
Figura 9.23	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a temperatura de descarga.	114
Figura 9.24	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a temperatura do ar de insuflamento.	114
Figura 9.25	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a razão de compressão.	115
Figura 9.26	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a temperatura de condensação.	115
Figura 9.27	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do COP útil (a) e COP total (b) com menores fatores de sensibilidade (R-502).	116
Figura 9.28	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do consumo de energia elétrica (a) e potência de compressão (b) com menores fat. de sensibilidade (R-502).	116

Figura 9.29	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da capacidade frigorífica (a) e temperatura do ar (b) com menores fatores de sensibilidade (R-502).	117
Figura 9.30	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura de descarga (a) e razão de compressão (b) com menores fatores de sensibilidade (R-502).	117
Figura 9.31	Ciclos de refrigeração para o R502 nas condições de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ e velocidade de ar 4.6 (a), 3.4 (b), 1.5 (c) e 0.8 (d) m/s.	119
Figura 9.32	Histórico das temperaturas no evaporador e linha de sucção nas condições de $T_{\text{evap}} = -17^{\circ}\text{C}$, $V_{\text{ar}} = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	120
Figura 9.33	Histórico das temperaturas na câmara nas condições de $T_{\text{evap}} = -17^{\circ}\text{C}$, $V_{\text{ar}} = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	120
Figura 9.34	Histórico das temperaturas no condensador e na linha de resfriamento nas condições de $T_{\text{evap}} = -17^{\circ}\text{C}$, $V_{\text{ar}} = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	121
Figura 9.35	Histórico da temperatura de descarga nas condições de $T_{\text{evap}} = -17^{\circ}\text{C}$, $V_{\text{ar}} = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	121
Figura 9.36	Histórico da pressão de condensação nas condições de $T_{\text{evap}} = -17^{\circ}\text{C}$, $V_{\text{ar}} = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	122
Figura 9.37	Histórico das pressões no evaporador e na linha de sucção nas condições de $T_{\text{evap}} = -17^{\circ}\text{C}$, $V_{\text{ar}} = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.	122
Figura 9.38	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para o COP total.	123
Figura 9.39	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para o COP útil.	123
Figura 9.40	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para o consumo de energia elétrica pelo compressor.	124
Figura 9.41	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para o potência de compressão.	124

Figura 9.42	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a temperatura de descarga.	125
Figura 9.43	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a temperatura do ar de insuflamento.	125
Figura 9.44	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a razão de compressão.	126
Figura 9.45	Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a temperatura de condensação.	126
Figura 9.46	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do COP útil (a) e COP total (b) com menores fatores de sensibilidade (R-408A).	127
Figura 9.47	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do consumo de energia elétrica (a) e potência de compressão (b) com menores fatores de sensibilidade (R-408A).	127
Figura 9.48	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da capacidade frigorífica (a) e temperatura do ar (b) com menores fatores de sensibilidade (R-408A).	128
Figura 9.49	Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura de descarga (a) e razão de compressão (b) com menores fatores de sensibilidade (R-408A).	128

NOMENCLATURA

Símbolo	Descrição	Unidade
A	Área	m^2
$\dot{m}$	Vazão mássica	kg/s
c_p	Calor específico	kcal/kg.°C
T	Temperatura	°C
$\dot{Q}_0$	Carga térmica	W
h	Entalpia	kcal/kg
$\dot{Q}_{comp}$	Calor de compressão	W
COP	Coeficiente de desempenho	-
P	Pressão	bar
Rc	Razão de Compressão	-
V	Velocidade	m/s
FS	Fator de Sensibilidade	-
C	Variável	-
E	Consumo de energia elétrica	W

GREGAS

v	Volume específico	m^3/kg
Δ	Variação (valor final - valor inicial)	-

Subscritos

	Descrição
ar	Ar da câmara
água	Água do condensador
evap	Evaporação
r	Refrigerante

<i>Subscritos</i>	<i>Descrição</i>
desc	Descarga do compressor
cond	Condensação
útil	útil
out	saída
resf	resfriamento
1	Resposta
2	Manipulada

RESUMO

Com a implantação das restrições adotadas a partir do Protocolo de Montreal, torna-se importante a avaliação experimental do desempenho de novos fluidos refrigerantes. O R-502 (mistura azeotrópica HCFC-22 / CFC-115; 48,8% / 51,2%) é extensivamente utilizado como fluido refrigerante em equipamentos de refrigeração a baixas temperaturas. Já o R-408A (mistura quase azeotrópica composta de HCFC-22 / HFC-125 / HFC-143a; 47% / 7% / 46%) pode apresentar vantagens como substituto do R-502 em sistemas em funcionamento, visto seu comportamento termodinâmico, baixa toxicidade e não inflamabilidade. Os ensaios foram conduzidos em um túnel de congelamento de alimentos instrumentado com sensores de velocidade de ar, temperatura e pressão, cujo sistema frigorífico operou sob diferentes condições em regime estacionário. O ciclo de refrigeração, capacidade frigorífica, comportamento de troca térmica na dissipação de calor, coeficiente de desempenho do sistema, potência de compressão, potência consumida, desempenho global do sistema de refrigeração e fatores de sensibilidade das variáveis manipuladas foram avaliados entre os dois refrigerantes, evitando-se substituições ou modificações físicas no sistema.

Os resultados obtidos após os testes de desempenho do R-502 e R-408A permitiram uma avaliação comparativa das condições de operação do sistema frigorífico através de modelos empíricos. O comportamento do R-408A no sistema apresentou um ganho de 20 a 30% no coeficiente de desempenho útil e 29,5% no coeficiente de desempenho total, nas condições de referência. O consumo de energia elétrica do R-408A superou em até 7% o consumo do R-502, porém apresentando uma maior capacidade frigorífica, em torno de 30%, em todos os ensaios. O calor de compressão apresentou um aumento de 9,5%. Sob algumas condições houve uma redução de 0,5% na temperatura do ar de insuflamento utilizando-se o R-408A. No sistema estudado, a temperatura de descarga do R-408A apresentou incremento de até 1% e 0,8% operando com menor e maior vazão de água no condensador, respectivamente. Ocorreu uma redução de 14 a 20% na razão de compressão do R-408A.

SUMMARY

An experimental evaluation of the new cooling fluid performance is important because of the introductions of the adopted restrictions of the Montreal Protocol. R-502 (azeotropic blend of HCFC-22 / CFC-115; 48,8% / 51,2%) is extensively used as a cooling fluid in low-temperature refrigeration equipments. R-408A (near-azeotropic blend of HCFC-22 / HFC-125 / HFC-143a; 47% / 7% / 46%) can show advantages as a substitute for R-502 in operating systems, due to its thermodynamic behaviour, low toxicity and no flame propagation. Tests were conducted in a food freezing tunnel, instrumented with air velocity, temperature and pressure sensors, which operated under different steady-state conditions. The refrigeration cycle, cooling capacity, thermal exchange behaviour, coefficient of performance, compression power, electrical demand, global performance of the refrigeration system and sensitivity factors of the handled variables were evaluated for two refrigerants, avoiding alterations or physical modifications in the system.

The results after the R-502 and R-408A performance tests made it possible to comparatively evaluate the refrigeration system operation conditions through empirical models. The R-408A performance in system presented a gain of 20 to 30% in the useful coefficient of performance and 29,5% in the total coefficient of performance, in the reference conditions. The electrical energy consumption when using the R-408A overcame up to 7% the R-502 electrical consumption, nevertheless it presented a better refrigeration capacity, around 30%, for all the tests. The compression heat presented an increase of 9,5%. Under some conditions there was a reduction of 0,5% in the air temperature inside the tunnel, while using the R-408A. In the studied system, the R-408A discharge temperature presented an increment of 1% and 0,8% when operating with lower and higher water flow in the condenser, respectively. There was a reduction of 14-20% in the R-408A pressure ratio.

1.INTRODUÇÃO

O congelamento de produtos alimentícios perecíveis tem particular interesse para o armazenamento e prolongamento da vida útil. Temperaturas suficientemente baixas asseguram uma redução na atividade tanto de enzimas quanto de agentes microbiológicos, viabilizando a conservação de alimentos em seu estado original por um maior período de tempo. As condições de congelamento dependem das características de cada produto, devendo-se evidenciar a utilização de um sistema de refrigeração que assegure a faixa de temperatura de congelamento e de armazenagem do alimento.

O método de congelamento por convecção forçada de ar (túnel de congelamento) consiste na combinação dos efeitos de temperaturas baixas e altas velocidades de ar, originando uma elevada taxa de retirada de calor do produto. O congelamento rápido proporciona ao alimento características de qualidade superiores, devido, principalmente, a dimensão, número e localização dos cristais de gelo formados no produto.

É de grande importância dispor de um sistema de refrigeração que corresponda às exigências requeridas pelo processo de congelamento e as oscilações das variáveis de processo, possibilitando uma maior eficiência do processo.

Com o advento da questão dos clorofluorcarbonos (CFC) e seus efeitos na destruição da camada de ozônio, torna-se importante o estudo de novos refrigerantes e seu impacto na eficiência dos processos. Outras questões tais como aquecimento global do planeta, tem agravado a situação dos refrigerantes, os quais possuem influência direta sobre o efeito estufa de duas maneiras: a direta contribuição do gás, juntamente com o CO₂ no aquecimento da atmosfera e a contribuição indireta da ineficiência energética dos equipamentos que os

utilizam, pois um maior consumo de energia elétrica, nos países europeus e nos Estados Unidos, ocasiona maior emissão de CO₂ para a atmosfera (GOSWAMI,1993).

Os efeitos destes diversos protocolos, legislações e regulamentações internacionais em relação ao uso dos refrigerantes têm causado bastante interesse nas indústrias, fabricantes e comunidade científica. Assim, atribuiu-se aos refrigerantes em uso, valores de potenciais de degradação da camada de ozônio (ODP), entre 0 e 1, e de aquecimento global (GWP) (Tabela 1.1), podendo ser facilmente quantificado a agressão à natureza por parte dessas substâncias.

Tabela 1.1 - Valores dos potenciais de degradação da camada de ozônio (ODP) e de aquecimento global (GWP) para diversos refrigerantes.

Refrigerante	ODP	GWP
R-11 (CFC-11)	1,0	1,0
R-12 (CFC-12)	1,0	3,0
R-113 (CFC-113)	0,8	1,4
R-114 (CFC-114)	1,0	3,9
R-115 (CFC-115)	0,6	7,5
R-500 (CFC-12/HFC-152a)	0,73	2,26
R-502 (HCFC-22/CFC-115)	0,33	5,0
R-22 (HCFC-22)	0,05	0,34
R-123 (HCFC-123)	0,02	0,02
R-124(HCFC-124)	0,02	0,10
R-32 (HFC-32)	0	0,13
R-125 (HFC-125)	0	0,84
R-134a (HFC-134a)	0	0,28
R-143a (HFC-143a)	0	0,76
R-152a (HFC-152a)	0	0,03
R-404A (HFC-125/143a/134a)	0	0,94
R-408A (HCFC-22/HFC-125/143a)	0,026	0,75

Fonte: GOSWAMI (1993)

Foram realizados subseqüentes protocolos e convenções, em resposta ao consenso mundial no que diz respeito aos efeitos nocivos dos clorofluorcarbonos, iniciando-se com a Convenção de Viena em 1985, seguindo-se do Protocolo de Montreal em 1987 e sua posterior revisão em Londres em 1990, chegando-se ao acordo internacional de completa eliminação dos clorofluorcarbonos até 1º de janeiro do ano 2000, para os países desenvolvidos.

Nota-se que essas medidas estão direcionadas aos refrigerantes à base de clorofluorcarbonos. Porém, na Tabela 1.1 observa-se que os hidroclorofluorcarbonos (HCFC) também possuem um potencial de degradação da camada de ozônio, ao contrário dos refrigerantes à base de hidrofluorcarbonos (HFC) que possuem potencial zero de ODP. Com isso, os hidroclorofluorcarbonos também estão sendo almejados em uma política de eliminação gradual, especialmente devido ao seu longo período de permanência na atmosfera.

Diante dessas restrições, a indústria tem sido forçada a desenvolver refrigerantes que não agredam o meio ambiente. As alterações nos projeto de equipamentos novos parece estar bem definidas com relação ao uso dos hidrofluorcarbonos tais como R-134a e R404A. Porém, para instalações em operação, essas mudanças não estão muito bem determinadas. Fatores como, custo de substituição de refrigerante ("retrofit"), compatibilidade do material e eficiência energética do sistema devem ser enfocados.

A operação de "retrofit" envolve a retirada do refrigerante à base de clorofluorcarbono de uma instalação em operação e a sua substituição por outro refrigerante sem este componente. Para tornar esta operação economicamente viável, deve-se efetuar o menor número possível de modificações no sistema, ou seja, evitar a troca de compressores, evaporadores, condensadores, válvulas de expansão e quando possível o óleo lubrificante no caso de sistemas herméticos.

No Brasil, algumas empresas estão desenvolvendo programas de substituição dos refrigerantes dos seus equipamentos, antecipando também o prazo estabelecido pelo Protocolo de Montreal. Diversos fatores contribuem para essa postura: determinação das matrizes, competitividade do mercado internacional ou o próprio compromisso da política ambiental das empresas.

Muitas análises experimentais e teóricas do potencial dos substitutos dos clorofluorcarbonos e hidroclorofluorcarbonos têm sido estudadas. Contudo, informações publicadas em relação a análise experimental de equipamentos em operação com um substituto do R-502 sob condições reais ainda necessitam de incrementos. O desenvolvimento desse estudo poderá ser útil, pois fornece subsídios reais de comparação do desempenho do R-502 frente ao seu potencial substituto imediato, o R-408A.

A proposta deste estudo foi fazer uma avaliação comparativa da capacidade frigorífica e desempenho do sistema de refrigeração de um túnel de congelamento de alimentos utilizando-se dois refrigerantes, o R-502 e o R-408A. Fazendo-se uso de técnicas experimentais procedeu-se uma análise dos fatores de sensibilidade de parâmetros do processo tais como, temperatura de evaporação, vazão de água do condensador e velocidade de ar em condições estacionárias.

2.REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Aspectos gerais.

2.1.1 Processo de congelamento por convecção forçada.

A era moderna do alimento congelado teve início com o desenvolvimento de técnicas de congelamento rápido, através das quais, o congelamento pode ser realizado em horas, ao invés de dias, evitando-se assim a formação de macro cristais no interior do produto. Atualmente, essa indústria é responsável por uma movimentação econômica em torno de 8 bilhões de dólares ao ano. Um dos métodos mais populares de congelamento incluem os túneis por convecção forçada de ar (STOECKER & JABARDO, 1994).

O congelamento por jato de ar utiliza os efeitos combinados de temperaturas baixas e altas velocidades de ar para produzir uma elevada taxa de transferência de calor do produto. Embora o método de congelamento empregado varie consideravelmente com a aplicação, é importante que a disposição do produto no túnel seja tal que permita que o ar possa circular livremente ao redor de todas as partes do produto (DOSSAT, 1985).

2.1.2 Instrumentação e Automação.

Nos mais diversos seguimentos da engenharia existe a necessidade de se quantificar e avaliar grandezas tais como vazões, pressões e temperaturas. Hoje, o mercado encontra-se competitivo e sofisticado, cujos fatores levam a uma busca direcionada à qualidade, desenvolvimento e otimização de processos. Com a era da computação e a tendência cada vez maior de se informatizar

processos, desenvolveram-se sistemas que respondem com rapidez, segurança e precisão às informações relativas aos processos em geral (MACHADO,1989).

O caminho para o desenvolvimento de qualquer país passa pela implementação da instrumentação e automação industrial. O mercado do Brasil ainda dá os primeiros passos, se comparado ao dos Estados Unidos, do Canadá e da Europa, mas vem demonstrando um poder de crescimento que tem despertado bastante interesse (ANÔNIMO (a),1997).

A finalidade de um sistema de controle de processos é permitir uma operação estável dentro de valores pré-estabelecidos para as condições e variáveis do processo. Esta finalidade é alcançada com o emprego de sistema de sensores que medem os valores instantâneos das grandezas e os comparam com os valores desejados. A partir das diferenças existentes inicia-se as ações, visando reduzir o desvio ocorrido, de forma contínua e automatizada (COUGHANOWR & KOPPEL, 1965).

No estudo em extrusores, WIEDMANN & STRECKER (1988) alertam para as vantagens econômicas da automação deste processo. Uma economia de 74% foi obtida em relação ao processo convencional sendo também verificada uma acentuada melhoria na qualidade do produto final.

O dimensionamento e seleção de equipamentos de um sistema de refrigeração são determinados em condições de operação pré-definidas, como por exemplo, a capacidade máxima frigorífica (carga térmica) e temperaturas de operação (evaporação e condensação) de acordo com a aplicação e o refrigerante utilizado (DOSSAT,1985). Contudo, em operação, o sistema estará submetido a oscilações que ocasionarão alterações nas condições de operação, provocando gastos excedente de energia, obviamente, indesejáveis.

Portanto, as técnicas de instrumentação e o controle de sistemas frigoríficos vem crescendo rapidamente nos últimos anos, devido a necessidade

de uma maior confiabilidade no processo, redução nos custos de energia elétrica, aperfeiçoamento da supervisão e melhoria da qualidade do processo e dos produtos refrigerados.

A revista "**Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating**" (novembro,1985) destaca uma economia de energia elétrica na ordem de 59 a 66% proporcionada pela instalação, em aparelhos de ar condicionado, de sensores com infravermelho que reconhecem a quantidade de pessoas presentes no ambiente, racionalizando assim o potencial do sistema de refrigeração.

NICHOLSON & GRAHAM (1985) desenvolveram um trabalho de monitoração, através de microcomputador, em armazenagem frigorificada, constatando muitos benefícios deste procedimento, tais como: melhoria da eficiência operacional, melhor identificação de falhas, economia de energia, otimização do procedimento de descongelamento, melhoria da qualidade do produto e melhoria das condições de estocagem através da redução das taxas de desidratação, oxidação e outras mudanças adversas associadas às oscilações de temperatura de armazenamento.

Em estudos de recuperação e conservação de energia em abatedouros avícolas NEVES Fo (1991) afirma que muitas falhas das várias partes do sistema frigorífico são refletidas diretamente na unidade de condensação, indicadas por variações das pressões e temperaturas de operação. É, portanto, necessário ter sempre em perfeito funcionamento a instrumentação do sistema, inclusive com calibrações periódicas.

Para manter a qualidade de um produto refrigerado, a temperatura da câmara de estocagem deve ser corretamente mantida com baixas oscilações. Variações de 1 a 1,5 K na temperatura do produto são na maioria das vezes comprometedoras. As câmaras de estocagem devem receber instrumentação adequada, com termostatos e sensores de temperatura (ASHRAE,1994).

2.1.3 Clorofluorcarbonos.

Os clorofluorcarbonos são compostos químicos derivados de hidrocarbonetos que possuem elementos halógenos em sua estrutura. Foram inicialmente sintetizados em 1890 e individualizados em 1928, quando se iniciou seu emprego como fluido refrigerante. Na década de 50, passaram a ser utilizados em larga escala como propelente em aerossóis, agentes expansores de espuma e aumentaram sua aplicação como refrigerante. Considerados como uma das maiores descobertas químicas dos últimos tempos, os clorofluorcarbonos têm sido empregados pelas indústrias de alimentos, saúde, comunicação e transporte, reunindo, através de uma combinação única, várias propriedades desejáveis: não são inflamáveis, explosivos ou corrosivos, extremamente estáveis e pouco tóxicos. (NAGENGAST, 1988).

Os problemas dos clorofluorcarbonos foram detectados pela primeira vez em 1974, tendo sido demonstrado que os compostos clorados poderiam migrar para a estratosfera e destruir moléculas de ozônio. Estes compostos, por suas características altamente estáveis, ao serem liberados na superfície terrestre conseguem atingir a estratosfera sem sofrer degradação. Assim, os clorofluorcarbonos foram acusados com os maiores responsáveis pelo aparecimento do buraco na camada de ozônio sobre a Antártida. Em 1985, vários países se reuniram na Convenção de Viena declarando princípios visando aprofundar o tema em busca de um protocolo ou tratado mundial sobre controle e emissão de clorofluorcarbonos. A decisão veio com a assinatura do Protocolo de Montreal, 1987, por 47 países, assumindo o compromisso de reduzir a utilização de clorofluorcarbonos em três fases: congelamento da produção a partir de 1989, redução de 20% a partir de 1993 e redução de 50% a partir de 1998. Segundo o Protocolo, os países em desenvolvimento, como o Brasil, deveriam seguir as mesmas recomendações com uma carência de dez anos nas medidas restritivas. A revisão do Protocolo de Montreal em 1990 adotou medidas mais restritivas:

redução de 50% na produção e consumo dos clorofluorcarbonos a partir de 1993, redução de 85% a partir de 1997 e eliminação total no ano 2000 (Revista Abrava, 1990).

Todas as nações do mundo utilizam os clorofluorcarbonos porém, 87,6% do consumo mundial pertence aos países desenvolvidos. O Brasil responde por 1% do consumo mundial, porém sua participação no Protocolo de Montreal requer uma integração entre governo, indústria e comunidade científica para encontrar soluções e alternativas ao uso de clorofluorcarbonos (ANÔNIMO (b), 1990).

2.1.4 O R-502 e o R-408A.

O refrigerante R-502 é uma mistura azeotrópica de 48,8% de R-22 e 51,2% de R-115 (em massa). Foi inicialmente desenvolvido como um refrigerante de baixa temperatura para substituir o R-22 em algumas aplicações de alta taxa de compressão, alta temperatura de descarga e problemas de retorno de óleo. O R-502, a partir de então, tem sido empregado em processos de baixas temperaturas, como por exemplo: armazenagem de produtos congelados. A principal vantagem do R-502 sobre o R-22 é a sua temperatura de descarga ser mais baixa. O R-502 é inflamável, não tóxico e possui uma miscibilidade em óleo relativamente baixa (DOSSAT, 1985). No entanto, o R115 é um agente agressivo à camada de ozônio estando submetido ao Protocolo de Montreal. Diversos refrigerantes substitutos ao R-502 estão sendo desenvolvidos e apresentados com alternativas para a substituição a curto prazo, porém essas novas misturas ainda contém o R-22 que tem a sua paralisação de produção prevista para o ano de 2020. Para evitar despesas com reprojeto de equipamentos no futuro, os fabricantes de sistemas frigoríficos e engenheiros buscam refrigerantes alternativos que possuam potencial zero de depreciação da camada de ozônio. Diversos substitutos definitivos ao R-502 à base de hidrofluorcarbonos estão sendo desenvolvidos (LINTON *et alii*, 1995).

O refrigerante R-408A é uma mistura quase azeotrópica composta por 47% de R-22, 7% de R-125 e 46% de R143a (em massa) com baixo potencial de degradação da camada de ozônio. Foi desenvolvido para fornecer uma conveniente substituição ao R-502 em refrigeração comercial e industrial em médias e baixas temperaturas de evaporação, devido principalmente ao seu desempenho, facilidade de manuseio e baixa toxicidade. O R-408A, sendo uma mistura quase azeotrópica, não apresenta significativa mudança na sua composição devido a fracionamento. O que pode ocorrer é uma diferença de composição da fase vapor quando em equilíbrio com a fase líquida. Portanto, é recomendável proceder uma carga do sistema na fase líquida. O R-408A oferece a possibilidade de se usar os lubrificantes mineral, alquilbenzeno ou polioléster; sistemas R-502 que operam com satisfatório retorno de óleo pode continuar a usar o lubrificante mineral quando substituídos pelo R-408A. Na maioria das aplicações, o R-408A apresenta uma eficiência e capacidade ligeiramente maior que o R-502 e um comportamento termodinâmico similar (Figura 2.1). O compressor, a válvula de expansão, o comprimento das linhas e outros acessórios não necessitam ser substituídos. (Refrigerant Ref. Guide, 1997).

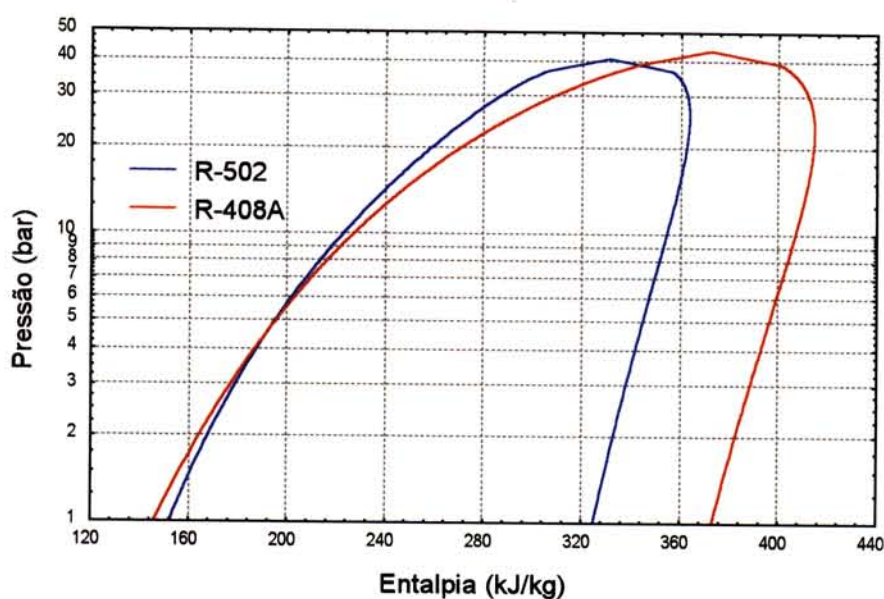


Figura 2.1 - Diagrama comparativo pressão x entalpia para o R-502 e R 408A.

A Tabela 2.1 apresenta algumas propriedades físicas de interesse dos refrigerantes R-502 e R408A, já mencionados, para a análise proposta.

Tabela 2.1 - Propriedades físicas dos refrigerantes R-502 e R-408A.

Propriedades	Unidade	R-502	R-408A
Massa Molecular	g/mol	111,6	87
Temp. de Evaporação	°C	-45,4	-44,4
Pressão de Vapor a 25°C	bar	11,6	11,6
Temperatura Crítica	°C	82,1	83,5
Pressão Crítica	bar	40,7	43,4
Densidade Crítica	kg/dm ³	0,566	0,493
Calor Específico a 25 °C(Líquido)	kJ/(kg.°C)	1,25	1,53
Calor específico à 25°C (Vapor)	kJ/(kg.°C)	0,70	0,80
Tensão Superficial à 25°C	mN.m ⁻¹	5,9	6,5

fonte: C. A. L. - Elf Atochen, 1995

2.1.5 Lubrificação e lubrificantes.

Em compressores de refrigeração as partes móveis são lubrificadas com uma mistura de óleo e refrigerante. Pouco é conhecido a respeito das características físicas e de lubrificação destas misturas. A substituição dos refrigerantes clorados tem levado ao rápido desenvolvimento de novos lubrificantes pois os comumente utilizados são geralmente incompatíveis com os refrigerantes em desenvolvimento.

O papel do lubrificante nos compressores de refrigeração é reduzir o atrito, prevenir desgaste e servir como selo entre a alta e baixa pressão no interior do compressor. Nas demais partes do sistema frigorífico a presença do lubrificante atua como um contaminante que reduz a eficiência de troca térmica (JONSSON & HÖGLUND,1993).

O sistema de lubrificação de um compressor a pistões é composto por uma bomba que transfere o lubrificante do cárter aos pistões. O cárter é normalmente refrigerado no lado de baixa pressão do compressor pelo próprio refrigerante proporcionando uma considerável miscibilidade, ocorrendo mudanças nas propriedades do óleo. A pressão no cárter é mantida constante durante a operação, porém pode aumentar significativamente durante os períodos de parada com temperatura reduzida, aumentando assim a quantidade de refrigerante dissolvido no lubrificante. Com o reinício da operação a pressão torna a reduzir, evaporando o refrigerante e causando a formação de espumas, aumentando o volume do lubrificante podendo causar sérios danos na câmara de compressão (JONSSON & HÖGLUND,1993).

O fluxo de lubrificante para o condensador e evaporador é minimizado por um separador de óleo montado imediatamente após a exaustão do vapor refrigerante superaquecido. O lubrificante retido é continuamente retornado ao cárter. No condensador pode ocorrer a separação do óleo parcialmente miscível no refrigerante, a fração rica em refrigerante é levada à válvula de expansão e a fração rica em lubrificante permanece no condensador causando um baixo retorno de óleo ao compressor e conseqüente deficiência de lubrificação. No evaporador, o lubrificante é submetido a baixas temperaturas que pode levar a problemas de formação de ceras e separação de fases. Devido ao aumento da viscosidade a baixas temperaturas ocorrem problemas referentes ao retorno de óleo do evaporador para o compressor ocasionando também problemas de lubrificação (JONSSON & HÖGLUND,1992).

Encontrar substitutos funcionais para os clorofluorcarbonos, sob o ponto de vista termodinâmico, não se constitui em um problema, já que os mesmos são conhecidos e estudados a algumas décadas. O problema ainda é o insuficiente conhecimento do comportamento destes refrigerantes nos sistemas de refrigeração quanto a lubrificação. O R-134a, por exemplo, está disponível no mercado desde 1989, mas ainda não difundido satisfatoriamente até 1993,

devido à existência de problemas quanto a suas altas taxas de desgaste do equipamento e formação ácida no sistema (JONSSON & HÖGLUND, 1993).

Uma vasta maioria de sistemas que utilizam o R-502 como fluido refrigerante utilizam o óleo mineral como lubrificante, embora alguns sistemas utilizem óleos semi-sintéticos (mistura de óleos mineral e alquilbenzeno) e outros óleos alquilbenzenos (C.A.L. - Elf Atochen, 1997, Refrigerant Report 5- Bitzer, 1996).

O óleo polioléster é reconhecido como a melhor solução para a lubrificação em todos os sistemas de refrigeração que utilizam hidrofluorcarbonos. Porém, a miscibilidade é apresentada como um novo contexto que requer particular atenção dos projetistas de refrigeração quando efetuada a substituição do refrigerante no sistema, levando-se em consideração a quantidade de óleo mineral/alquilbenzeno residual. A percentagem de óleo mineral/alquilbenzeno residual no sistema não deve ser arbitrária, dependendo das condições do sistema e do retorno de óleo ao compressor. CHUPIN (1994) mostra que menos de 1% de óleo original residual se constitui num valor aceitável de contaminação do óleo polioléster, quando realizado "retrofit" com hidrofluorcarbonos, para isto são necessárias diversas "lavagens" do sistema, tornando o procedimento extremamente dispendioso.

O R-408A, devido a alta polaridade do HCFC-143a, é parcialmente miscível em lubrificantes mineral e alquilbenzeno no entanto, esta miscibilidade é suficiente para fornecer um satisfatório retorno de óleo ao compressor. Sistemas que operam com R-502 e óleo mineral e apresentam adequado retorno de óleo podem continuar operando com o mesmo óleo. Combinações de óleo alquilbenzeno e/ou polioléster podem ser usadas para aumentar a miscibilidade e o retorno de óleo. É aconselhável consultar recomendações adicionais do fabricante do compressor para melhor utilização do sistema (C.A.L. - Elf Atochen, 1995; Refrigerant Reference Guide-National Refrigerants, 1997).

2.1.6 Substituição de refrigerantes ("Retrofit").

Atualmente, "retrofit" é uma palavra bastante discutida na área de refrigeração. Mas, ainda um pequeno número de profissionais está preparado para realizar tal operação como também o número de equipamentos submetidos a ela. De modo geral, fazer um "retrofit" em um equipamento significa mudar suas condições de funcionamento, adaptando-as a um objetivo específico, como o incremento do rendimento de um sistema ou redução do consumo de energia elétrica. Atualmente este termo está diretamente relacionado com a substituição do tipo de fluido refrigerante utilizado em um sistema motivado pelas mudanças nas leis da maioria dos países do mundo, proibindo a comercialização dos clorofluorcarbonos (ANÔNIMO (c), 1997).

A grande dúvida e preocupação era o que fazer com os equipamentos já existentes, em operação, pois a utilização dos refrigerantes não clorados nestes equipamentos geralmente causavam perda de eficiência. Desta forma, outros gases foram sugeridos como alternativos, formados por misturas de hidroclorofluorcarbonos e hidrofluorcarbonos, menos nocivos à camada de ozônio (ANÔNIMO (c), 1997).

O Brasil possui uma carência de dez anos sobre o prazo estipulado pelo protocolo para a eliminação total dos clorofluorcarbonos e hidroclorofluorcarbonos, porém muitas empresas estão se antecipando em realizar a troca de refrigerante, em função de vários fatores, como: determinações gerenciais, competitividade do mercado internacional ou o próprio compromisso com a política ambiental e clientes (ANÔNIMO (c), 1997; Elf Atochem, 1995).

A seleção do refrigerante alternativo para a realização do "retrofit" é baseada em diversos fatores: tipo de refrigerante original do sistema, desempenho termodinâmico da instalação, tempo de vida da instalação, viabilidade técnica e custos de conversão comparado com o valor do

equipamento. Existem duas opções principais: a utilização de hidrofluorcarbonos puros ou misturas de hidrofluorcarbonos e hidroclorofluorcarbonos. A experiência técnica de campo demonstra que as misturas são a alternativa mais simples, rápida e econômica para a conversão de sistemas existentes de R-12 e R-502 (ANÔNIMO (d), 1997).

Os procedimentos de "retrofit" estão em contínuo desenvolvimento. Os passos recomendados foram testados em campo, porém não se constituem numa regra. O resultado final de uma conversão depende da qualidade das condições iniciais de cada equipamento, podendo requerer algumas modificações específicas no sistema (ANÔNIMO (d), 1997).

2.2 Avaliações teóricas e experimentais de refrigerantes.

Segundo MEI *et alii* (1995), em testes de desempenho do R-22 e uma mistura ternária de R-32 / R-125 / R-134a realizados em condicionadores de ar sob operações normais e evaporador inundado, a capacidade de refrigeração da mistura ternária foi de aproximadamente 7,7% menor que o R-22. Em operação com evaporador inundado, a capacidade frigorífica aumentou 8% para o R-22 e 15,9% para a mistura ternária. Durante a operação em evaporador inundado a capacidade de refrigeração da mistura ternária foi 1,1% menor para o R-22. Ressaltando uma superioridade energética da mistura ternária quando comparada com o R-22. Para a operação normal, o coeficiente de desempenho (COP) do sistema com R-22 foi cerca de 4,4% maior que o da mistura ternária. No entanto, utilizando-se o evaporador inundado, o COP do sistema com o R-22 foi somente cerca de 2,5% maior que o da mistura ternária, sendo que o COP do sistema foi melhorado em 6,8% para o R-22 e em 9,7% para a mistura ternária.

Em estudo realizado por SPATZ & ZHENG (1993) para um sistema de testes ARI, os resultados da mistura azeotrópica R-32/125 mostraram um significativo aumento na eficiência energética (7,5 a 9,1%) quando comparado ao R-22. A eficiência do R-32 / 125 / 134a é ligeiramente menor (0,8 a 2,1%) que o

R-22. Uma das maiores razões para o aumento da eficiência do R-32/125 é o aumento da temperatura de sucção do compressor e a redução da temperatura de saturação na descarga do compressor. Outra razão para o aumento do desempenho deve-se a um aumento da eficiência isentrópica do compressor, onde cálculos da mesma mostram 66% de eficiência isentrópica para o R-22 e 70,1% para o R32/125. Esta diferença na eficiência isentrópica essencialmente mascara as diferenças termodinâmicas existentes entre os dois fluidos.

BIVENS *et alii* (1994) estudaram uma mistura ternária de HFC-32/HFC-125/HFC-134a em duas unidades “split” de bomba de calor e uma unidade de condicionador de ar. Os testes foram realizados em duas câmaras de atmosfera controlada. Dois estados estacionários foram selecionados para verificar o desempenho em toda faixa de operação considerada. Os dados obtidos demonstraram que o desempenho da mistura ternária é favorável ao “retrofit” de um sistema operando com o HCFC-22. Modelos computacionais com a utilização de trocadores de calor entre as linhas de líquido e sucção com evaporadores e condensadores operando em contracorrente predisseram aumentos adicionais no desempenho da mistura ternária. Os dados calculados demonstraram que o uso de um trocador de calor entre a linha de líquido e a linha de sucção aumenta a eficiência energética com a mistura ternária em 1,6 a 2,3%. A utilização de evaporadores e condensadores em contracorrente poderia aumentar a eficiência energética da mistura ternária de 6,2% para 7,5%, assim como a capacidade em 4,5%. Se apenas o evaporador fosse convertido para contracorrente, a mistura ternária poderia aumentar a eficiência energética de 3,5% para 4,0% e um aumento de 3,5% de capacidade.

A mistura azeotrópica R-407C foi testada como substituto do R-22 (BIVENS *et alii*, 1997) em bombas de calor acopladas a câmaras climatizadas com temperaturas de bulbo seco e úmido controladas e mantidas em condições industriais e “Chiller”, utilizando como fluido secundário água. Os testes tomados como padrões foram realizados com o R-22 e óleo mineral e posteriormente com R-407C e lubrificante polioléster. Nos testes com o sistema da bomba de calor

obteve-se um aumento da capacidade calorífica de 3 a 8% e no sistema “Chiller” observou-se decréscimos de 7% na capacidade calorífica e 14% na eficiência energética.

SAND *et alii* (1990) utilizaram um equipamento para testes de refrigerantes alternativos e com o auxílio de uma adequada instrumentação baseada em medidores de temperatura, pressão e vazão puderam fazer uma completa avaliação de diversos fluidos refrigerantes alternativos. Conclusões específicas foram obtidas, como: o R152a apresentou-se como o refrigerante de melhor desempenho em todas as condições exceto na temperatura de evaporação mais baixa, sendo que nesta condição observou-se o melhor desempenho para o R-143a.

Cálculos dos ciclos termodinâmicos são efetuados como uma primeira etapa na avaliação e comparação dos refrigerantes alternativos, podendo-se ter uma visão ampliada dos parâmetros do sistema. A análise do ciclo termodinâmico é considerada como uma ferramenta útil de avaliação de refrigerantes alternativos, entretanto, refrigerantes candidatos não podem ser selecionados somente através desta via de análise. Fatores importantes no desempenho do sistema, tais como transferência de calor e queda de pressão, são ignorados neste tipo de comparação, necessitando-se de análises e testes adicionais efetuados para classificar e avaliar os refrigerantes alternativos de uma forma mais correta (SPATZ & ZENG, 1993).

HE *et alii*, (1992) estudaram o desempenho da mistura R-22/R142b na substituição do R-12 em refrigeradores domésticos através da análise do ciclo termodinâmico em condições estacionárias. Utilizando o mesmo compressor o melhor desempenho foi encontrado com uma fração mássica de 0,52 de R-22. O consumo de energia elétrica foi reduzido de 1,9 a 3,5% quando comparado ao R-12. Em outro teste, o compressor foi substituído por outro com um deslocamento volumétrico 20% maior que o original, obtendo-se um desempenho comparável ao R-12 com apenas 0,42 de fração mássica de R-22. Assim, a mistura R-22/R-

142b mostrou-se eficiente como substituto do R-12, porém com a recomendação de que os trocadores de calor do sistema devem operar em contracorrente e o óleo alquilbenzeno deve ser usado como lubrificante da compressão.

Muitos trabalhos enfocam a comparação de refrigerantes alternativos e refrigerantes clorados utilizando simulações baseadas em modelos semi-teóricos, apresentando resultados consistentes com os dados práticos (DOMANSKI & DIDON, 1993; DEVOTTA *et alii*, 1993, 1994).

A avaliação do desempenho do sistema está se tornando essencial para aceitação de um substituto, sendo a capacidade considerada um parâmetro crítico. Diversos sistemas em operação foram projetados com excesso de capacidade, onde uma pequena perda na capacidade após o "retrofit" pode ser tolerada. Outros sistemas podem ter sido projetados com rígida tolerância, onde pequenas perdas de capacidade são indesejáveis. Desta forma, tem-se demonstrado que pequenas modificações nos sistemas podem fornecer uma capacidade igual ou superior a um sistema trabalhando com R-12 (CORR *et alii*, 1993).

O transporte de lubrificante pelo sistema e mais especificamente seu retorno ao compressor é de importante interesse. Tem-se mostrado experimentalmente que o comportamento do polioléster (POE) é similar ao óleo mineral. Portanto, é de particular preocupação, na substituição do refrigerante, o efeito do óleo mineral residual no equipamento. Em estudos anteriores, alguns testes foram conduzidos substituindo apenas o refrigerante e utilizando o óleo mineral existente, obtendo-se resultados não satisfatórios. A principal razão para a troca de óleo lubrificante é o comportamento do transporte do óleo no sistema (CORR *et alii*, 1993).

O hidrofluorcarbono possui baixa solubilidade em óleos minerais, resultando em uma alta tensão interfacial entre o refrigerante e o óleo, o que ocasiona um pobre transporte do óleo mineral através do sistema, resultando

num acúmulo de óleo no evaporador, onde a viscosidade é suficientemente alta para resistir ao arraste do fluxo de vapor. Nos piores casos pode-se levar à carência de óleo lubrificante no compressor, provocando uma possível falha do sistema. Além disso, uma fina camada de óleo no evaporador pode reduzir a transferência de calor do sistema. Baseando-se em estudos recentes, a presença de 1 a 4% de óleo mineral misturado ao óleo sintético não deve causar danos ao sistema (CORR *et alii*, 1993).

A substituição dos refrigerantes clorados reabriu a discussão no que diz respeito a utilização da amônia em equipamentos de pequeno e médio porte. STOECKER (1994) desenvolveu um estudo de comparação termodinâmica, custos e toxicidade entre a amônia e diversos refrigerantes utilizados como fluidos em uma planta de resfriamento. Foram enfocadas diversas características favoráveis à utilização da amônia, entre elas: alto calor latente de vaporização, baixa perda de carga, fácil separação do óleo, fácil monitoramento de vazamentos e preço baixo. Como desvantagens foram citadas: alta toxicidade, altas temperaturas de descarga e do óleo, incompatibilidade com materiais como cobre e ligas e insolubilidade com óleo mineral. Concluiu-se que a amônia é um viável substituto em plantas de resfriamento de água com as implementações devidas que reduzem os efeitos de suas características desfavoráveis.

Uma análise comparativa entre a amônia e os principais refrigerantes halogenados atualmente em uso foi realizada por STOECKER & JABARDO (1994), mostrando a amônia e o R-502 como os refrigerantes de menor e maior custo, respectivamente. O trabalho ratifica diversas características termodinâmicas favoráveis da amônia e aponta a toxidez como principal desvantagem frente aos halogenados.

2.3 Avaliações experimentais de substituição do R-502.

No trabalho desenvolvido por LINTON *et alii* (1995) foram realizados uma série de testes que forneceram todos os detalhes da comparação do desempenho termodinâmico do R-502 e R-507. A flexibilidade do equipamento utilizado para os testes permitiu uma investigação que atingisse uma ampla faixa de temperaturas de evaporação. Os testes foram efetuados inicialmente com R-502 e posteriormente com o R-507, onde os resultados relatados neste estudo eram dependentes do desempenho do compressor. Para as temperaturas de condensação estudadas observou-se que o R-507 requer cerca de 8,5% a mais de potência no eixo para a temperatura de condensação menor e cerca de 8% de aumento da potência no eixo para a temperatura de condensação maior, quando comparado com o R-502. A capacidade volumétrica de refrigeração são praticamente iguais, indicando que para a mesma carga de refrigeração, o deslocamento requerido pelo compressor será praticamente o mesmo para os dois refrigerantes nas condições testadas.

LINTON *et alii* (1995) avaliaram também a razão de compressão, onde se obteve que o R-507 possui uma razão de compressão de 2,4% a 4,2% maior que o R-502 na temperatura de condensação menor e de 3,3% a 4,7% maior que o R-502, na temperatura de condensação maior. A pressão absoluta de operação do R-507 foi 9% maior que o R-502 no evaporador e 14% maior no condensador. Os resultados para o valor do coeficiente de desempenho (COP) mostraram que para uma temperatura de condensação menor o R-507 possui um valor de COP na ordem de 5,3 a 9% inferior ao R-502 na faixa de temperatura de evaporação testada. Com o aumento do subresfriamento o COP do R-507 aumenta com relação ao R-502, mas ainda 3,7 a 6,7% abaixo do valor apresentado pelo R-502. Os testes com uma temperatura de condensação maior afetaram o desempenho do R-507, que apresentou um valor de COP de 8,4 a 13,1% mais baixo que o valor do R-502. Com um subresfriamento maior ocorreu um aumento do valor do COP comparado ao R-502 porém ainda na ordem de 5,8 a 8,8% abaixo do valor

do R-502, ocorrendo os menores valores de COP nas menores temperaturas de evaporação.

Instalações que utilizam como fluido refrigerante o R-502 foram estudadas por RICKETTS & BRUBAKER (1996) apresentando duas misturas provisórias de HCFC (R-408A e R-409A) que devido a sua fácil utilização e excelentes desempenho de operação podem promover a substituição do R-502 a um baixo custo. Os dados do estudo foram obtidos em equipamentos industriais e utilizados para mostrar a economia de energia elétrica com os refrigerantes R-408A e R-409A, quando comparados com o R-22, o R-502 e outros refrigerantes substitutos disponíveis. Informações sobre miscibilidade de óleo também foram apresentadas. Os resultados indicaram que a mistura R-408A é 19,7% mais eficiente do que o R-22 e 19% mais eficiente que o R-409A. Para um supermercado de médio porte operando com um sistema de 30 toneladas de refrigeração (TR) de capacidade, a economia em energia elétrica chega a aproximadamente 10% ao ano.

Em trabalho similar BARREAU *et alii* (1996) utilizaram o R-404A, constituído por uma mistura azeotrópica, não tóxica e não inflamável exibindo um comportamento termodinâmico similar ao R-502. Os resultados foram considerados e tratados com o auxílio do diagrama de Mollier e em termos de desempenho mostraram claramente que o R404-A se adapta perfeitamente para este tipo de aplicação.

SHIFLETT & YOKOZEKI (1993) estudaram misturas azeotrópicas prováveis substitutas do refrigerante R-502. Três composições diferentes foram avaliadas em suas propriedades termodinâmicas, ambientais e azeotrópicas, compatibilidade de materiais e lubrificantes apropriados. Os refrigerantes propostos foram submetidos a testes em sistemas comerciais de máquinas de gelo e câmaras de supermercado. A capacidade de refrigeração, coeficiente de desempenho (COP) e demais propriedades foram calculadas através de

equações de estado, obtendo-se aumento da eficiência energética de até 7% comparadas ao R-502.

Utilizando um sistema de potência média constituído por dois compressores diferentes (alternativo e "Bivis") DUCRUET (1994) realizou testes de comparação do R-502 e o R-404A. Os ensaios realizados permitiram observar modificações sensíveis no comportamento do sistema: a pressão e temperatura de evaporação foram ligeiramente deslocadas, o compressor alternativo funcionando com o R-404A favorece o aumento da capacidade frigorífica e o coeficiente de desempenho da instalação, já com o compressor "bivis" ocorre um considerável aumento da capacidade frigorífica, porém com uma redução do coeficiente de desempenho.

MARIOTON (1994) estudou a conversão de instalações que operavam com R-502 por R-404A e R-408A, chegando à conclusão de que, após meses de funcionamento sem anomalias e operando com desempenho similar aqueles apresentados por equipamentos sem modificações, estes refrigerantes são uma alternativa viável de substituição aos clorofluorcarbonos.

Diversos trabalhos técnicos de avaliação e divulgação das técnicas de "retrofit" de R-502 foram publicadas principalmente pelos fabricantes dos refrigerantes alternativos. O C.A.L. - Elf Atochen (1996) descreve diversos casos práticos de substituição do R-502 pelo R-408A limitando-se apenas a conclusões técnicas e descrições sucintas da técnica de "retrofit".

3.MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Características gerais do túnel de congelamento.

O túnel de congelamento e pré-resfriamento utilizado no desenvolvimento do trabalho apresenta um sistema frigorífico equipado com uma instrumentação primária e alguns controles tipo “on-off” e proporcional (Figura 3.1).

O sistema frigorífico possui as seguintes especificações técnicas:

- Unidade Condensadora

A unidade condensadora a água é composta por um compressor alternativo semi-hermético (Bitzer Frigor), um condensador horizontal tipo carcaça e tubos (Apema), separador de óleo automático vertical, separador de líquido horizontal, filtro secador, visor de líquido e pressostato de alta e baixa pressão.

- Evaporador

O evaporador é constituído de tubos de cobre e aletas de alumínio para temperaturas abaixo de 0 °C , descongelamento elétrico, caixa e bandeja de recolhimento constituída de chapa tratada.

- Ventilador

O ventilador axial possui hélices de alumínio e são acionados por motor elétrico blindado, trifásico, quatro pólos, 380 V e 60 Hz.

- Válvulas de Expansão

O equipamento é composto por duas válvulas de expansão (Danfoss) para temperaturas de evaporação de 0 °C e -40 °C.

- Válvulas solenóides e válvulas reguladoras de pressão (CPP).
- Refrigerante R-502 (Forane 502)

O sistema frigorífico e o túnel de congelamento foram instrumentados a fim de manter as condições necessárias para o desenvolvimento dos experimentos, aquisição dos dados e análise da aplicação.

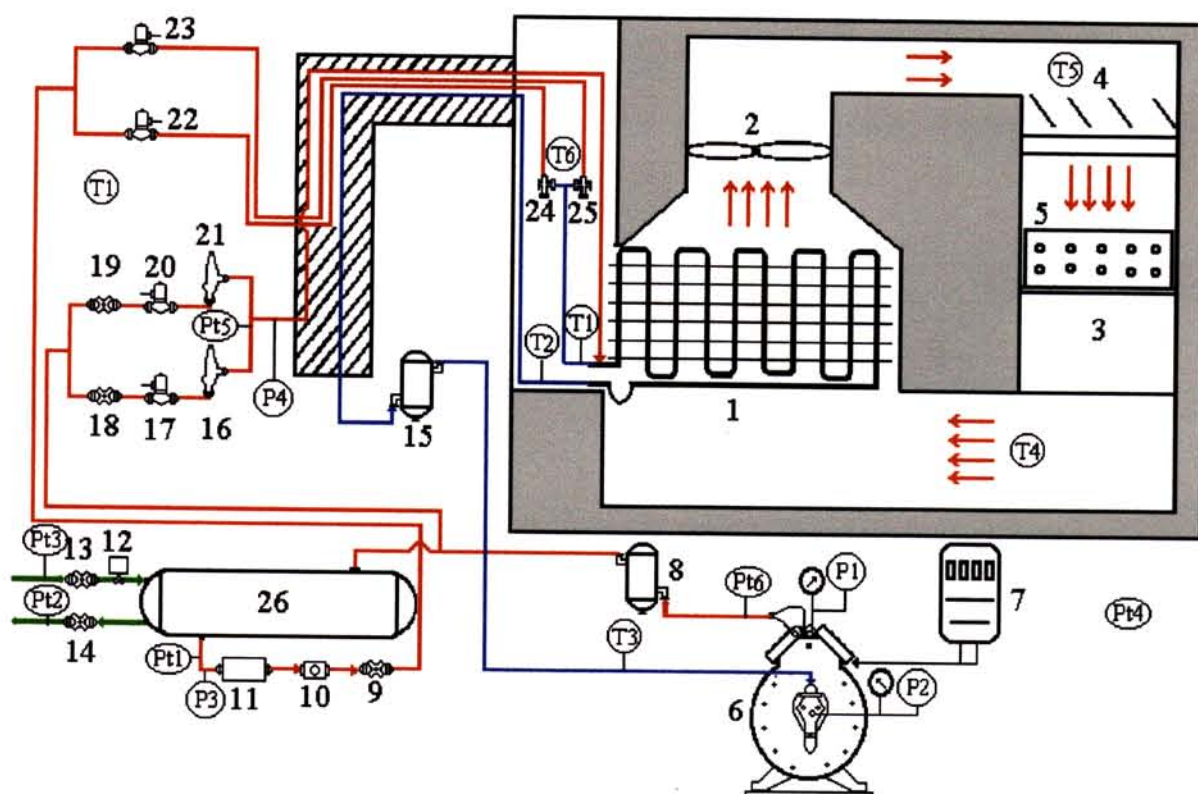


Figura 3.1 - Esquema do sistema de refrigeração e túnel de congelamento

Onde o sistema de refrigeração e a instrumentação atual são descritos por:

1 - Evaporador	14 - Válvula manual de saída de água
2 - Ventilador	15 - Separador de líquido refrigerante
3 - Câmara de Congelamento	16 - Válvula reguladora de pressão
4 - "Dumper"	17 - Válvula solenóide
5 - Banco de resistências	18 - Válvula manual de gás quente
6 - Compressor	19 - Válvula manual de gás quente
7 - Wattímetro	20 - Válvula solenóide
8 - Filtro de óleo	21 - Válvula reguladora de pressão
9 - Válvula de serviço	22 - Válvula solenóide (Resfriamento)
10 - Visor de líquido refrigerante	23 - Válvula solenóide (Congelamento)
11 - Filtro desumidificador	24 - Válvula de expansão termostática
12 - Sensor de vazão de água	25 - Válvula de expansão termostática
13 - Válvula manual de entrada de água	26 - Condensador

3.2 Instrumentação do Sistema Frigorífico.

3.2.1 Sensores de Temperatura.

Para as medidas de temperatura no sistema frigorífico e câmara do túnel de congelamento foram utilizados sensores termopares tipo "T" (cabos de extensão flexíveis 24 AWG) e termoresistências Pt100.

O procedimento de escolha do termopar que seria utilizado no desenvolvimento do trabalho seguiu critérios de exigências para o processo, tais como: faixa de temperatura, condições de trabalho, velocidade de resposta e custo. O termopar tipo "T" (cobre/constantan) apresenta boa precisão na faixa de utilização (-184 a 370°C) , devido à grande homogeneidade do cobre, sendo indicado para trabalhos na área de refrigeração.

Os transmissores de temperatura estavam restritos às faixas de -50°C-50°C para termopares tipo T e 0°C-400°C para Pt100.

O procedimento de construção dos termopares seguiu as indicações apresentadas por DEAN *et alii* (1975), ASTM (1974) e CETECIL (1985). Lixou-se cuidadosamente as pontas dos fios, para a retirada da resina isolante, antes da soldagem. Optou-se por uma junção torcida e soldada devido principalmente à sua maior resistência mecânica.

Nas medidas de temperatura do ar de entrada e saída da câmara de congelamento foram utilizados associação de termopares em paralelos, uma vez que a medida pontual não é significativa. Esse tipo de associação de termopares fornece uma temperatura média de uma região onde a "malha" de sensores se encontra (CETECIL, 1988).

O método de calibração de termopares por comparação com sensores padrões é considerado suficientemente preciso para a maioria dos trabalhos laboratoriais e industriais. Porém, o sucesso desta técnica depende da capacidade de manutenção da junção do termopar e o sensor padrão sob a mesma temperatura. A temperaturas abaixo de 620 °C, banhos de líquidos sob agitação fornecem uma eficiente aproximação das temperaturas da junção do termopar e sensor padrão (ASTM, 1974; CHATTLE, 1989).

A calibração dos sensores de temperatura foi efetuada utilizando-se um banho de circulação Ultra-Termostato Criostato OPTHERM nas temperaturas de trabalho. Uma solução álcool/água 50% foi utilizada no banho de circulação. Termômetros de bulbo de mercúrio aferidos (ASTM, erro de $\pm 0,1^\circ\text{C}$) foram utilizados como sensores padrões. As leituras das temperaturas dos termopares, sensores Pt100 e sensor padrão foram realizadas após estabilização no valor desejado para a calibração.

3.2.2 Distribuição dos sensores de temperatura no sistema frigorífico.

Para uma melhor monitoração e avaliação do comportamento do sistema os sensores de temperatura foram instalados em locais importantes para a

identificação das condições operacionais do sistema (Tabela 3.1), diretamente em contato com as tubulações e isolados do meio ambiente. Considerou-se aproximada a temperaturas da superfície e central das tubulações (SAND *et alii*, 1990; LINTON *et alii*, 1995).

Tabela 3.1 - Localização dos sensores de temperatura no sistema frigorífico.

Sensor	Localização	Sensor	Localização
Termopar 01	Entrada do Evaporador	Pt100 01	Saída do Condensador
Termopar 02	Saída do Evaporador	Pt100 02	Saída da Água do Condensador
Termopar 03	Entrada do Compressor	Pt100 03	Entrada da Água do Condensador
Termopar 04	Saída da Câmara de Congelamento	Pt100 04	Ar Externo
Termopar 05	Entrada da Câmara de Congelamento	Pt100 05	Tubulação de Gás Quente
Termopar 06	Entrada da Válvula de Expansão	Pt100 06	Saída Compressor

3.2.3 Sensores de Pressão.

O compressor alternativo do sistema possui dois manômetros (de alta e de baixa) da marca Imperial. Porém, para o desenvolvimento do trabalho foram adquiridos quatro sensores de pressão da marca Robertshaw modelos EWPA007, para pressões entre -0,5 e 7 bar, e EPWA030, para pressões entre 0 e 30 bar, com sinal de saída de 4 a 20 mA e precisão de 0,3% do fundo de escala, já aferidos pelo fabricante. Os sensores foram instalados adequadamente para medidas das pressões de descarga, condensação, evaporação e sucção.

Tabela 3.2 - Localização dos sensores de pressão no sistema frigorífico

Sensor de Pressão	Localização
Sensor 01	Saída do Compressor (Descarga)
Sensor 02	Entrada do Compressor (Sucção)
Sensor 03	Saída do Condensador
Sensor 04	Entrada do Evaporador

3.2.4 Sensor de velocidade do ar.

Para a medida do velocidade do ar no interior da câmara de congelamento foi utilizado um anemômetro digital de ventoinha LUTRON AM-4201. O túnel de congelamento possui um dispositivo de distribuição uniforme do ar através do espaço útil da câmara. No entanto, as medidas foram tomadas em nove pontos da área transversal da câmara, podendo ser assim calculada a velocidade média do ar.

Para se proporcionar uma variação na velocidade do ar durante os experimentos utilizou-se uma placa perfurada localizada antes do dispositivo de distribuição de ar.

3.3 Sistema de aquisição de dados.

O sistema de aquisição de dados utilizado na realização dos experimentos consiste em um Micro Controlador Industrial (MCI-02/HI Tecnologia) para monitoração das variáveis, remoto a um microcomputador, dotado de um sistema de programação, documentação e supervisão (SPDS) para manipulação dos dados, com uma taxa de aquisição de 10 segundos.

O ambiente de interface microcontrolador/microcomputador MCILINK foi utilizado na criação do programa de aquisição (Apêndice A).

O MCI-02 é um equipamento industrial de uso geral destinado à automação de máquinas e processos industriais. Possui um módulo de processamento (slot 0), onde se encontra o processador, as memórias do tipo RAM e EPROM utilizadas para armazenar dados e código do programa aplicativo. Neste módulo têm-se disponível dois canais de comunicação serial, um dos quais é utilizado para a interligação com o computador onde se encontra o ambiente de desenvolvimento de programas (ADP). Todo tipo de informação

que for necessário transitar entre estes dois módulos é feito através deste canal de comunicação serial.

O MCI-02 é dotado de oito “slots” onde estão localizadas a unidade central de processamento e as placas de entrada/saída analógicas/digitais. Foram utilizados 16 canais de comunicação de 0 a 10V para os termopares tipo “T” e sensores Pt100 e 4 canais de 4 a 20 mA para os sensores de pressão.

O MCI-02 oferece ainda uma interface com o operador através de um teclado e um mostrador alfanumérico. Esta interface além de permitir ao usuário programar a emissão de mensagens e operacionalizar parâmetros, em seu programa, ainda permite comandar a sua execução.

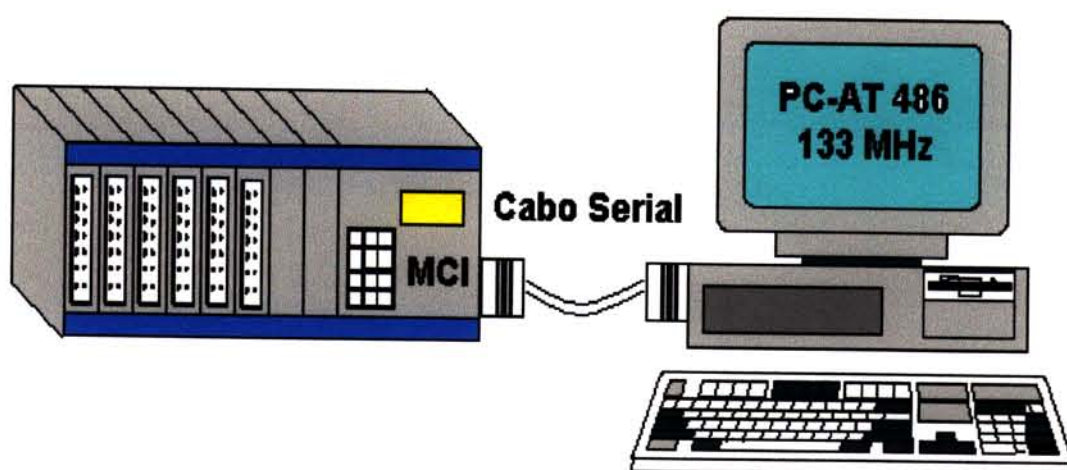


Figura 3.2 - Esquema do sistema de aquisição de dados

3.4 Ajuste dos transdutores de temperatura.

Na instalação do sistema de aquisição foram utilizados transdutores de temperatura que são dispositivos que convertem os fracos sinais gerados pelos

sensores de temperatura (termopares e termoresistências) em sinais de entrada configurados pela aquisição de dados.

As transdutores de temperatura das marcas COEL e NOVUS foram utilizados na conversão dos sinais dos sensores Pt100 e termopares respectivamente e alimentados por fontes de alimentação das marcas BALLUFF e NOVUS.

Para a montagem do sistema de aquisição de dados foi necessária uma adequação do protocolo de comunicação das placas analógicas com os transdutores de temperatura e pressão.

As placas analógicas vieram configuradas pelo fabricante para sinais 4 a 20 mA, porém foram adquiridos transdutores de temperatura com saídas 0 a 10 volts. A configuração foi corrigida apenas com algumas modificações na estrutura da placa.

Após reconfiguradas as placas analógicas, procedeu-se um ajuste fino dos sinais de saída dos transdutores de temperatura. Para isto foi necessária a utilização de uma fonte microprocessada juntamente com um pequeno circuito dotado de um "tripot" que simularam os fracos sinais emitidos pelos termopares nas temperaturas limite de -50 a 50 °C (faixa de utilização dos transdutores dos termopares). Foram consultadas as Tabelas de voltagem termoelétrica para o termopar tipo T (ASTM,1974) e corrigidos os valores para a temperatura de junta fria. Os sinais foram medidos por um multímetro e o ajuste fino foi efetuado no próprio botão de ajuste do transdutor.

Através do ambiente de desenvolvimento de programas SPDS configurou-se o número e tipo de placas existentes no microcontrolador. Foram desenvolvidos programas simplificados em diagrama LADDER para definição de memórias para cada canal e MCILINK para aquisição de dados.

3.5 Carga térmica artificial e consumo de energia elétrica.

O túnel de congelamento foi submetido a uma carga térmica artificial com um banco de 20 resistências elétricas de ferro galvanizado, aletadas com potência unitária de 1500 W.

Os ensaios foram efetuados com cargas térmicas que proporcionassem o desenvolvimento de estado estacionário ao sistema. Observa-se na Tabela 3.3 as especificações das resistências elétricas utilizadas, que foram divididas em conjuntos de três e quatro unidades e controladas por um painel elétrico.

Devido às oscilações da rede elétrica e a necessidade de repetibilidade da carga térmica nos ensaios utilizou-se um variador de voltagem 50/60 Hz de 0-130 volts ligado a duas resistências elétricas com potência unitária de 1000 W e monitorado com um multímetro digital.

Tabela 3.3 - Especificações das Resistências Elétricas

Conjunto	Quantidade	Resistência (Ω)	Potência (W)/Voltagem (V)
01	04	7,6	6000/220
02	04	7,8	6000/220
03	03	10,3	4500/220
04	03	10,1	4500/220
05	03	10,3	4500/220
06	03	10,0	4500/220

A determinação do consumo elétrico do compressor foi realizado com um wattímetro da marca Schlumberger modelo FY202, 3 fases e 4 fios.

3.6 “Retrofit” do sistema frigorífico.

O “retrofit” de um sistema frigorífico é uma prática que utiliza basicamente os mesmos recursos de uma manutenção preventiva ou corretiva. Resumidamente, as principais etapas envolvidas são:

- Monitoração do equipamento.
- Evacuação da carga do refrigerante a ser substituído.
- Remoção do óleo mineral do compressor e sua substituição pelo óleo compatível ao novo refrigerante.
- Substituição do filtro secador.
- Carga do sistema frigorífico com o novo refrigerante.
- Acionamento do sistema e ajustes da carga e controles para a aplicação desejada (ANÔNIMO (c), 1997; C.A.L. - Elf Atochem, 1995; MARIOTON, 1994; DUCRUET, 1994).

3.7 Planejamento dos ensaios.

Os ensaios foram realizados com os dois refrigerantes buscando a obtenção do estado estacionário no qual seriam monitoradas as variáveis do sistema frigorífico.

Os ensaios foram realizados em duplicata e seguiram o planejamento apresentado na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Planejamento dos Ensaiois com o R-502 e R-408A.

Ensaio	Veloc. do Ar (m/s)	Vazão de Água (kg/s)	Temp. Evap. (°C)
01	4,6	2,3	-17
02	4,6	2,3	-10
03	4,6	2,3	-5
04	3,4	2,3	-17
05	3,4	2,3	-10
06	3,4	2,3	-5
07	1,5	2,3	-17
08	1,5	2,3	-10
09	1,5	2,3	-5
10	0,8	2,3	-17
11	0,8	2,3	-10
12	0,8	2,3	-5
13	4,6	0,7	-17
14	4,6	0,7	-10
15	4,6	0,7	-5
16	3,4	0,7	-17
17	3,4	0,7	-10
18	3,4	0,7	-5
29	1,5	0,7	-17
20	1,5	0,7	-10
21	1,5	0,7	-5
22	0,8	0,7	-17
23	0,8	0,7	-10
24	0,8	0,7	-5

A velocidade do ar da câmara, vazão de água do condensador e temperatura de evaporação foram consideradas variáveis manipuláveis, tendo-se como variáveis-resposta o coeficiente de desempenho (COP), do inglês Coefficient of Performance, o coeficiente de desempenho útil (COP_{útil}), o consumo de energia elétrica do compressor (E), a potência de compressão (Q_{comp}), a capacidade frigorífica (Q_o), temperaturas do ar de insuflamento, descarga e condensação (T_{ar}, T_{desc} e T_{cond}, respectivamente) e a razão de compressão (RC).

3.8 Cálculos Termodinâmicos.

Os dados de temperatura e pressão no estado estacionário foram utilizados para a cálculo da entalpia em diversas partes do sistema através do programa de predição de propriedades termodinâmicas FORANE¹.

Foram calculadas as entalpias do vapor saturado, do vapor superaquecido na saída do evaporador, do vapor superaquecido na sucção do compressor e do vapor superaquecido na descarga do compressor.

As Equações 3.1 e 3.2 expressam a carga térmica imposta ao sistema, ou seja, o calor transferido das resistências elétricas para o ar.

$$\dot{Q}_0 = \frac{V_{ar} A}{v_{ar}} c_p \Delta T_{ar} \quad (3.1)$$

ou

$$\dot{Q}_0 = R \cdot I^2 = \frac{U^2}{R} \quad (3.2)$$

O volume específico do ar varia com a temperatura de acordo com a Equação 3.3 apresentada por PERRY (1966).

$$v_{ar} = 0,7721 + 0,0028 \cdot T_{ar} \quad (3.3)$$

Aplicando-se a 1ª lei da termodinâmica ao evaporador, temos que:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_r \Delta h_o = \dot{m}_r (h_{outevap} - h_{resf}) \quad (3.4)$$

¹ Versão 2.0 cedido pela Elf Atochem

Utilizando-se a Equação 3.4, podemos calcular a vazão de refrigerante no sistema.

O calor de compressão pode ser determinado através da Equação 3.5:

$$\dot{Q}_{comp} = \dot{m}_r \Delta h_{comp} = \dot{m}_r (h_{desc} - h_{suc}) \quad (3.5)$$

Para a avaliação de desempenho, segundo a 1ª Lei, utiliza-se as Equações 3.6 e 3.7 que definem o COP e COP útil, respectivamente:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{E}} \quad (3.6)$$

$$COP_{útil} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{Q}_{comp}} \quad (3.7)$$

São esperados valores de COP maiores que um em sistemas de refrigeração por compressão, pressupondo uma retirada de calor (energia) do evaporador maior que a quantidade de energia (trabalho) necessária para comprimir o refrigerante.

A razão de compressão (RC) é calculada através da equação 3.8:

$$RC = \frac{P_{cond}}{P_{suc}} \quad (3.8)$$

3.9 Determinação de modelos matemáticos.

Após a realização dos ensaios pôde-se obter uma correlação multivariável, de ordem linear, das variáveis-resposta, facilitando a visualização do comportamento desta de forma gráfica ou matemática. Para isto foi utilizado o programa STATISTICA².

$$\text{Variável-resposta} = f(V_{ar}, \dot{m}_{\text{água}}, T_{\text{evap}})$$

3.10 Análise de sensibilidade dos parâmetros.

O grau de influência de um parâmetro sobre uma variável-resposta é quantificado através do fator de sensibilidade (F.S.).

O fator de sensibilidade é definido pela razão entre a variação em porcentagem da variável-resposta e a variação em porcentagem da variável manipulada, indicando o ganho ou perda, no estado estacionário, da variável-resposta frente a mudanças da variável manipulada (SILVEIRA JR., 1995).

$$FS = \frac{\Delta C_1}{\Delta C_2} \quad (3.9)$$

onde :

ΔC_1 é a razão percentual entre a diferença do valor da variável-resposta obtida com a perturbação e o valor da variável-resposta nas condições de referência, e seu valor nas condições de referência, isto é :

$$\Delta C_1 = \frac{(C_1 - C_1^*)}{C_1^*} \cdot 100 \quad (3.10)$$

² Foi utilizada no desenvolvimento do trabalho a versão 5.0

ΔC_2 é a razão percentual entre a diferença do valor da variável de entrada alterada para perturbação e o valor da variável de entrada nas condições de referência e a variável de entrada nas condições de referência, ou seja:

$$\Delta C_2 = \frac{(C_2 - C_2^*)}{C_2^*} \cdot 100 \quad (3.11)$$

4.RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Calibração dos sensores de temperatura

Os dados de calibração foram tratados obtendo-se curvas de calibração com ajuste linear para cada sensor de temperatura do sistema. Os modelos lineares obtidos são apresentados na Tabela 4.1.

Através da análise das equações de ajuste e dos gráficos de calibração (Apêndice B) pode-se demonstrar a consistência e exatidão dos dados obtidos.

Tabela 4.1 - Curvas de calibração para os sensores de temperatura.

Termopar	Equação de Ajuste	Coef. Correlação	Erro (°C)
01	$T_c = 1,102 \cdot T + 0,230$	0,9978	0,2
02	$T_c = 1,081 \cdot T - 0,177$	0,9976	0,2
03	$T_c = 1,078 \cdot T - 0,180$	0,9977	0,2
04	$T_c = 1,082 \cdot T - 0,331$	0,9999	<0,1
05	$T_c = 1,082 \cdot T - 0,394$	0,9999	0,1
06	$T_c = 1,082 \cdot T - 0,313$	0,9973	0,3
Pt100	Equação de Ajuste	Coef. Correlação	Erro (°C)
01	$T_c = 0,981 \cdot T - 0,833$	0,9998	0,2
02	$T_c = 1,010 \cdot T - 0,855$	0,9998	0,3
03	$T_c = 0,999 \cdot T - 0,500$	0,9999	0,2
04	$T_c = 0,996 \cdot T - 0,259$	0,9999	0,2
05	$T_c = 0,999 \cdot T - 0,666$	0,9999	0,2
06	$T_c = 0,976 \cdot T - 0,293$	0,9999	0,1

4.2 Determinação da velocidade do ar.

As medidas de velocidade de ar na câmara de congelamento foram efetuadas em duplicata com um anemômetro de ventoinha digital LUTRON AM-4201. Os resultados dos valores médios de velocidade são apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Valores médios da velocidade do ar.

Ensaio	Velocidade do Ar (m/s)
01	4,6
02	3,4
03	1,5
04	0,8

4.3 Determinação da carga térmica de estabilização do sistema com R-502.

O sistema de refrigeração do túnel de congelamento vinha sendo constantemente utilizado em trabalhos de ensino e pesquisa do Laboratório de Refrigeração/DEA/FEA. Portanto, para garantir a confiabilidade do sistema quanto ao seu desempenho termodinâmico, procedeu-se uma recarga de 5 kg de R-502. Observou-se qualitativamente um aumento na capacidade do sistema e nas pressões de sucção e descarga do compressor.

A determinação da carga térmica que permitiria o desenvolvimento de um estado estacionário no sistema foi realizada por tentativas subseqüentes, onde a potência das resistências era aumentada gradualmente até que o sistema alcançasse o estado de estabilidade.

O sistema operou sem nenhuma forma de controle e a carga térmica imposta deveria manter a válvula de expansão aberta em todos os ensaios. O evaporador do sistema é montado em contracorrente à direção do ar, assim o superaquecimento do refrigerante será afetado por qualquer alteração na temperatura de entrada do ar e rapidamente dará sinal à válvula de expansão termostática para modificar a injeção de líquido. Adotou-se um superaquecimento na saída do evaporador de no mínimo 8°C, assegurando a máxima vazão de refrigerante consequentemente a estabilidade do sistema.

A Figura 4.1 mostra o histórico de algumas temperaturas do sistema frigorífico desde o estado transiente até a estabilização.

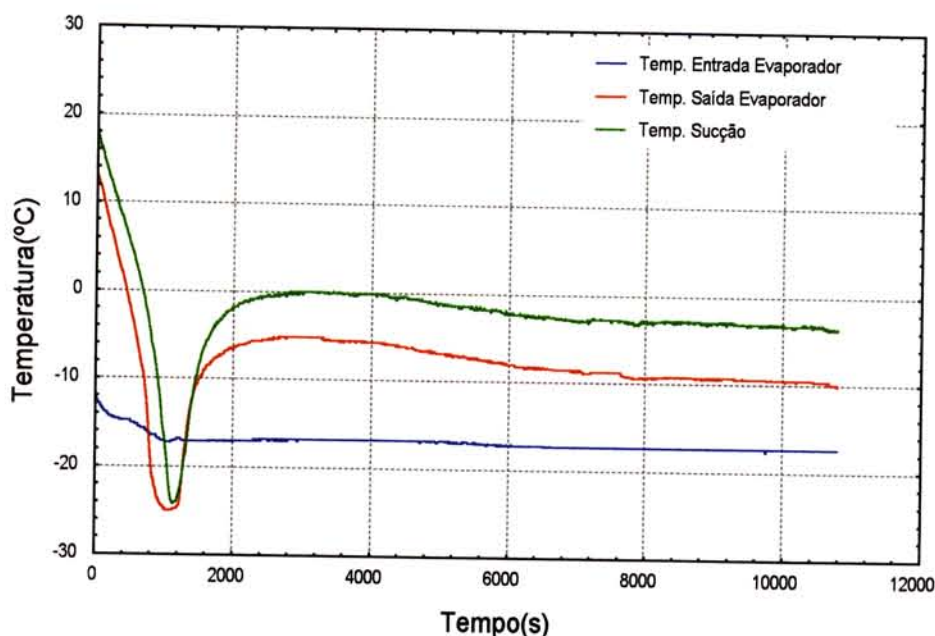


Figura 4.1 - Histórico das temperaturas no evaporador e linha de sucção nas

condições de $T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{kg}{s}$.

Observa-se na Figura 4.1 uma estabilização das temperaturas do sistema a partir do tempo 8000 segundos, sendo os valores destas temperaturas utilizados para cálculos posteriores. Os gráficos experimentais de estabilização de todas as variáveis para um ensaio completo são apresentados no Apêndice B.

A potência dissipada nas resistências elétricas foi mantida constante em todos os experimentos utilizando-se um variador de voltagem, devido às flutuações de voltagem da rede elétrica.

O cálculo da carga térmica imposta ao sistema foi posteriormente realizado através da potência dissipada pelas resistências elétricas

4.4 Resultados dos ensaios com R-502.

Todos os valores experimentais de estabilização das temperaturas e pressões do sistema, assim o como o consumo de energia elétrica e os valores das variáveis-resposta são apresentados no Apêndice A.

4.4.1 Determinação dos modelos empíricos.

Os valores experimentais obtidos nos ensaios realizados para o R-502 de acordo com a Tabela 3.4 foram analisados no programa STATISTICA em seu módulo de múltipla regressão. Obtendo-se modelos lineares que foram avaliados de acordo com o valor do coeficiente de regressão (R^2) para todas as variáveis-resposta.

Foram testadas correlações quadráticas de ajuste aos valores experimentais, obtendo-se coeficientes de correlação não satisfatórios.

Na Tabela 4.3 são apresentadas as correlações multivariáveis das variáveis-resposta e seus respectivos coeficientes de correlação.

A comparação dos valores preditos pelos modelos propostos versus os valores observados no comportamento dos dados experimentais para cada

variável-resposta considerada, com 95% de confiança, são apresentadas no Apêndice B.

Os modelos propostos não objetivam alcançar as condições ótimas do processo, sendo apenas uma representação matemática do mesmo em operação normal para posterior comparação com o R-408A.

Tabela 4.3 - Equações de ajustes dos dados experimentais para o R-502.

Equação Linear	Coef. de Correlação
$COP = 0,989 - 0,007 \cdot V_{ar} + 0,046 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} - 0,015 \cdot T_{evap}$	0,9183
$COP_{\acute{u}til} = 2,446 + 0,008 \cdot V_{ar} + 0,1 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} + 0,03 \cdot T_{evap}$	0,9059
$E = 9,20 + 0,051 \cdot V_{ar} - 0,206 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} + 0,098 \cdot T_{evap}$	0,9130
$Q_{comp} = 3844,523 - 17,373 \cdot V_{ar} - 134,433 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} - 51,719 \cdot T_{evap}$	0,9151
$T_{desc} = 93,923 + 0,757 \cdot V_{ar} + 1,757 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} + 0,596 \cdot T_{evap}$	0,9076
$T_{ar} = 10,009 - 0,532 \cdot V_{ar} + 4,576 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} + 1,449 \cdot T_{evap}$	0,9179
$RC = 5,87 + 0,015 \cdot V_{ar} - 0,208 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} - 0,111 \cdot T_{evap}$	0,9778
$T_{cond} = 34,67 - 0,02 \cdot V_{ar} - 1,909 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} - 0,0109 \cdot T_{evap}$	0,9784

Devido a complexidade do sistema, os valores dos coeficientes de correlação linear e a análise visual dos gráficos de predição e pontos experimentais foram considerados satisfatórios. Portanto, os modelos empíricos apresentados serão adotados como representativos do comportamento do sistema utilizando o R-502 como fluido refrigerante.

4.4.2 Resultado da análise de sensibilidade de parâmetros.

Os fatores de sensibilidade das variáveis-resposta para cada variável manipulada, apresentados na Tabela 4.4, foram calculados utilizando-se os modelos empíricos apresentados na Tabela 4.3.

Esta avaliação possui a finalidade de determinar quantitativamente a influência da alteração de um parâmetro do sistema no comportamento das demais variáveis.

Tabela 4.4 - Resultados dos fatores de sensibilidade para as variáveis manipuladas para o sistema operando com R-502.

	Veloc. do Ar	Vazão de Água	Temp. de Evaporação
COP total	-0,02	0,08	0,17
COP útil	0,02	0,10	-0,20
Energia Elétrica	0,03	-0,06	-0,20
Calor de Compressão	-0,02	-0,07	0,18
Temp. de Descarga	0,04	0,04	-0,10
Temperatura do Ar	0,67	-2,88	5,96
Razão de Compressão	0,01	-0,07	0,23
Temp. Condensação	-0,003	-0,14	0,005

Para o cálculo do fator de sensibilidade das variáveis foi convencionado às condições do processo a um valor de referência em 4,6 m/s, 2,3 kg/s e -15 °C para velocidade do ar, vazão de água e temperatura de evaporação, respectivamente.

Na Tabela 4.4 os maiores valores dos fatores de sensibilidade das variáveis foram evidenciados para cada variável-resposta. Com base nestas

informações, foram gerados gráficos de superfícies a partir dos modelos empíricos determinados, para se ilustrar a influência dos parâmetros de maior fator de sensibilidade sobre as variáveis-resposta.

Os gráficos de superfície linear das variáveis manipuladas com menores fatores de sensibilidade apresentam comportamento aproximadamente constante. Estes gráficos estão disponíveis para verificação no Apêndice B.

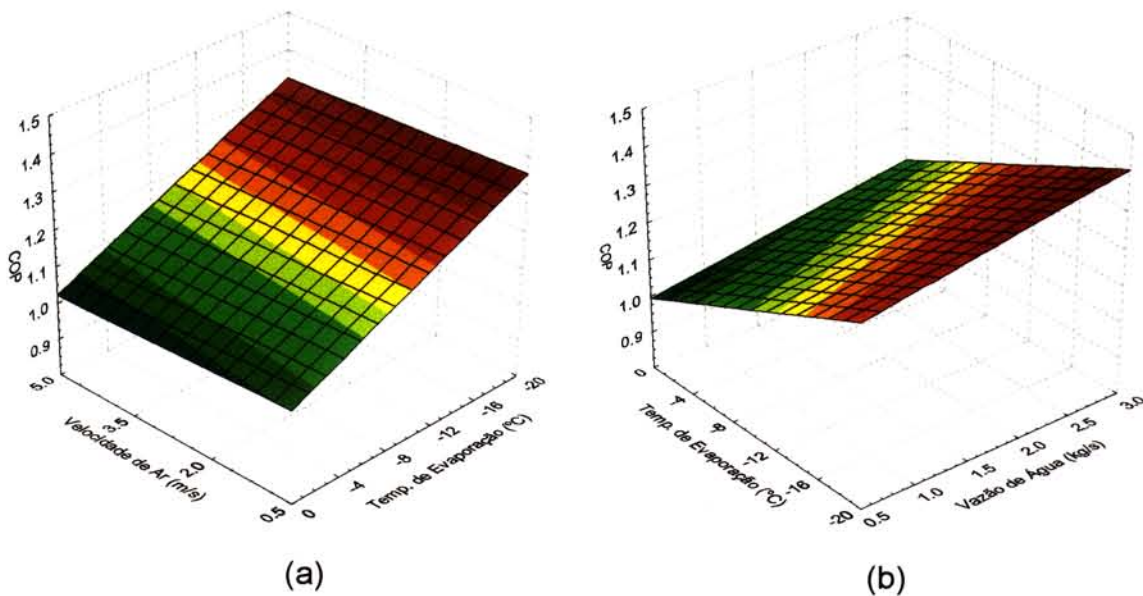


Figura 4.2 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do COP total frente a variações na temperatura de evaporação do refrigerante (R-502).

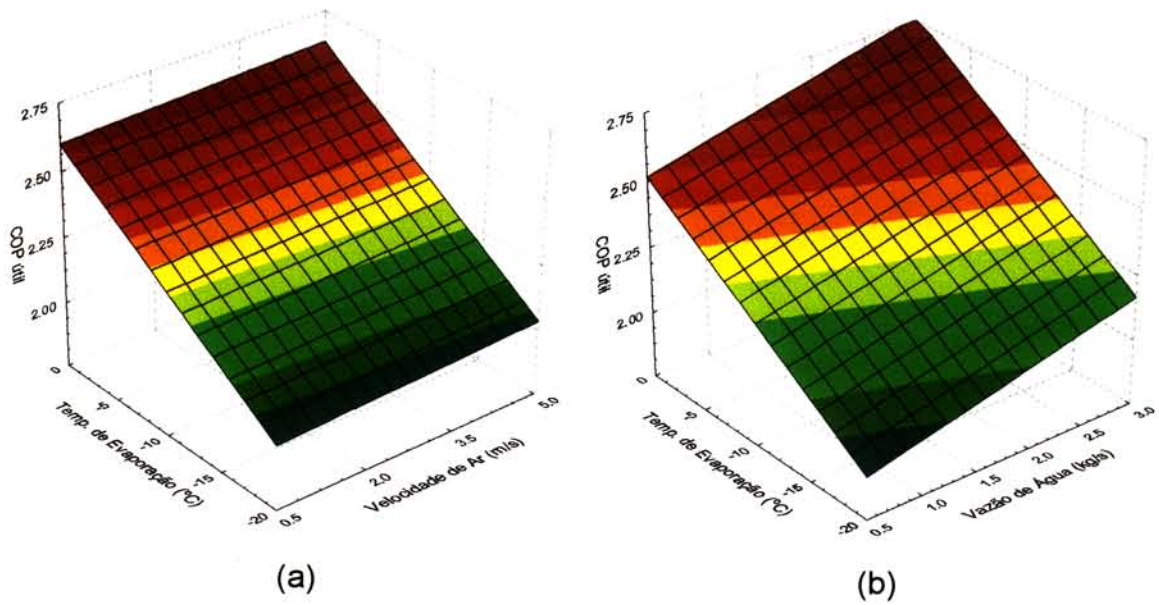


Figura 4.3 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do COP útil frente a variações na temperatura de evaporação do refrigerante (R-502).

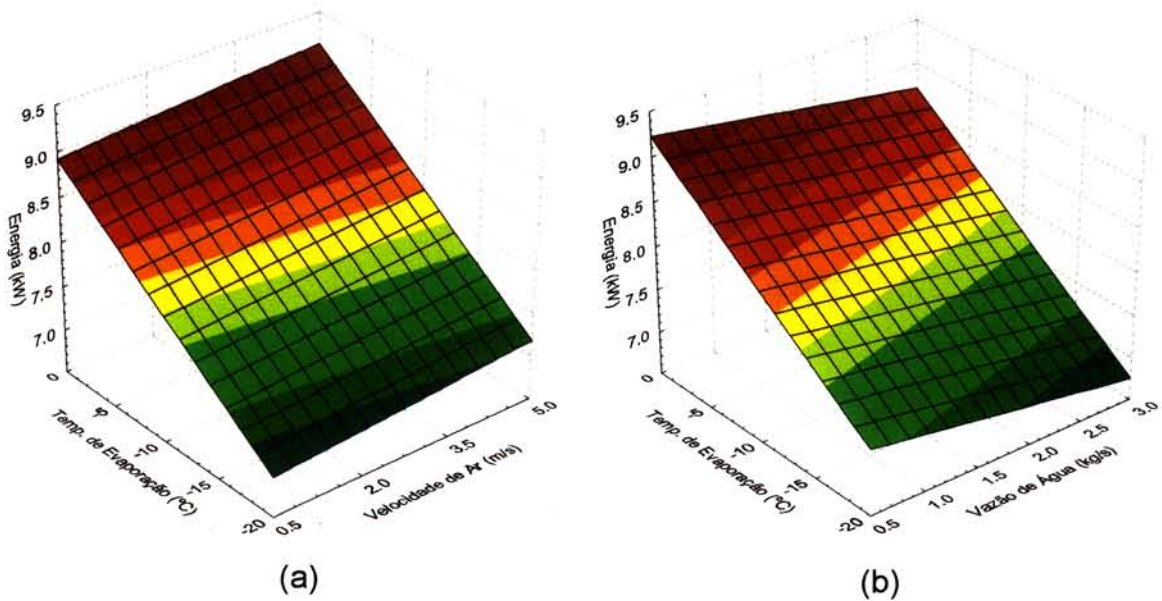


Figura 4.4 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do consumo de energia elétrica frente a variações na temperatura de evaporação do refrigerante (R-502).

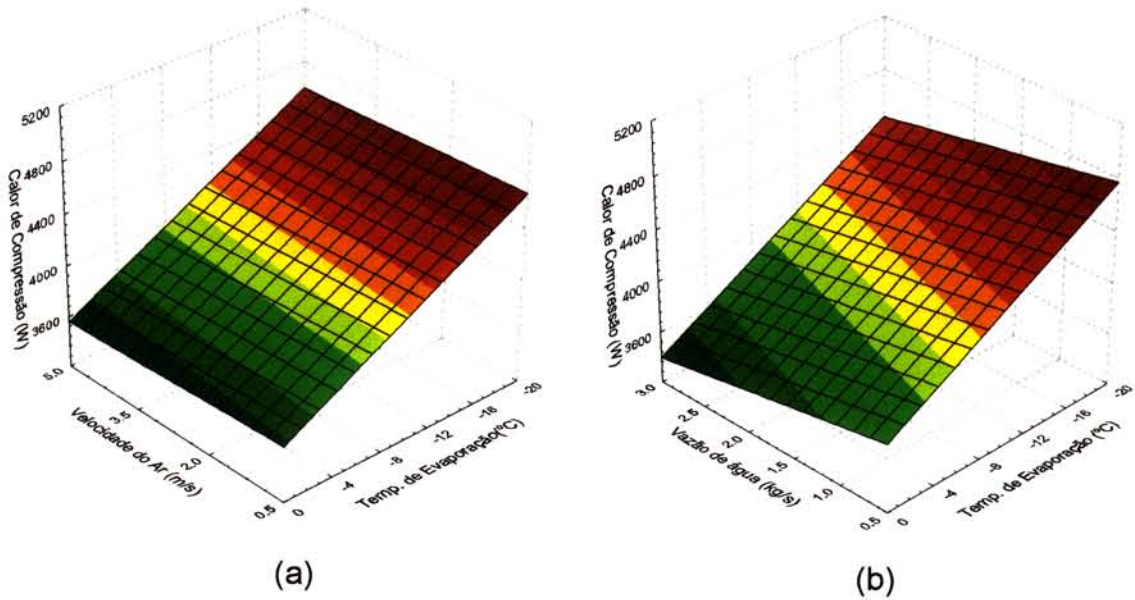


Figura 4.5 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do calor de compressão frente a variações na temperatura de evaporação do refrigerante (R-502).

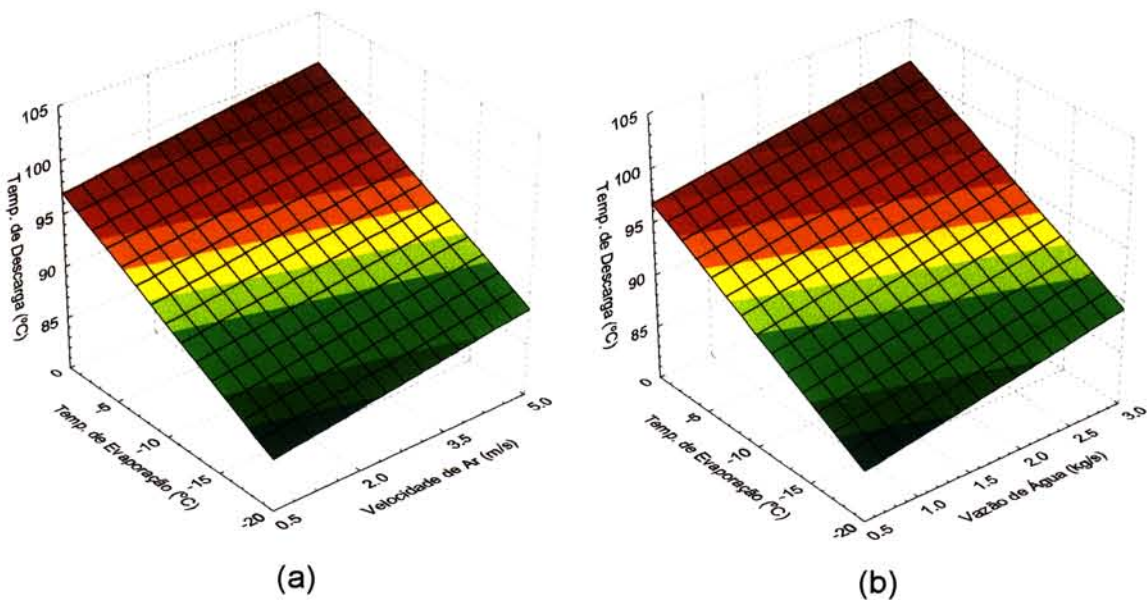


Figura 4.6 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura de descarga frente a variações na temperatura de evaporação do refrigerante (R-502).

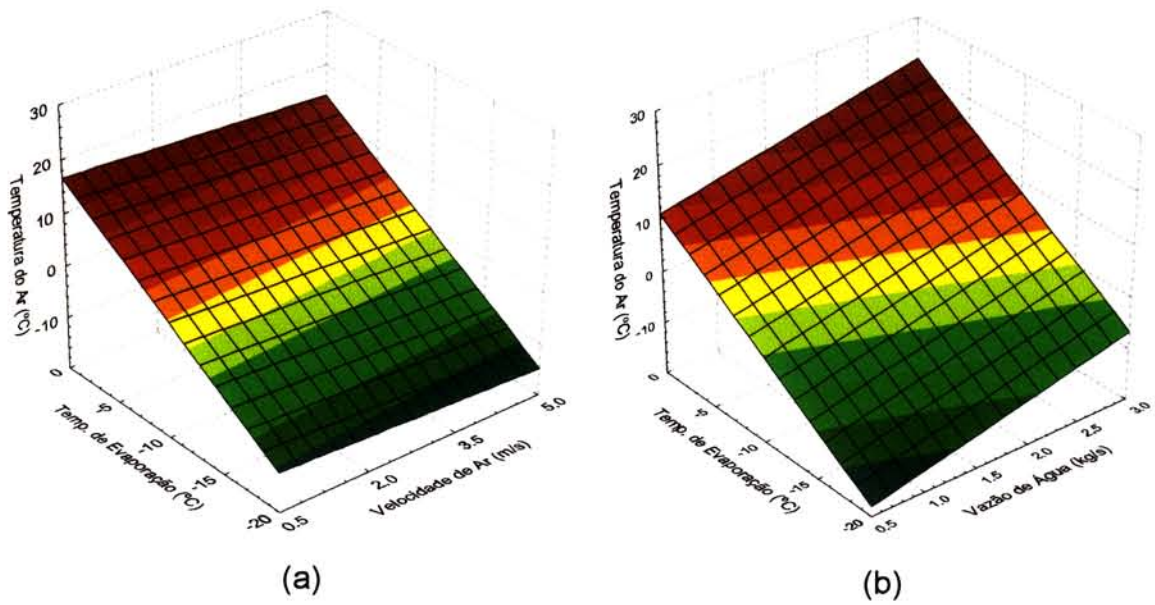


Figura 4.7 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura do ar de insuflamento frente a variações na temperatura de evaporação do refrigerante (R-502).

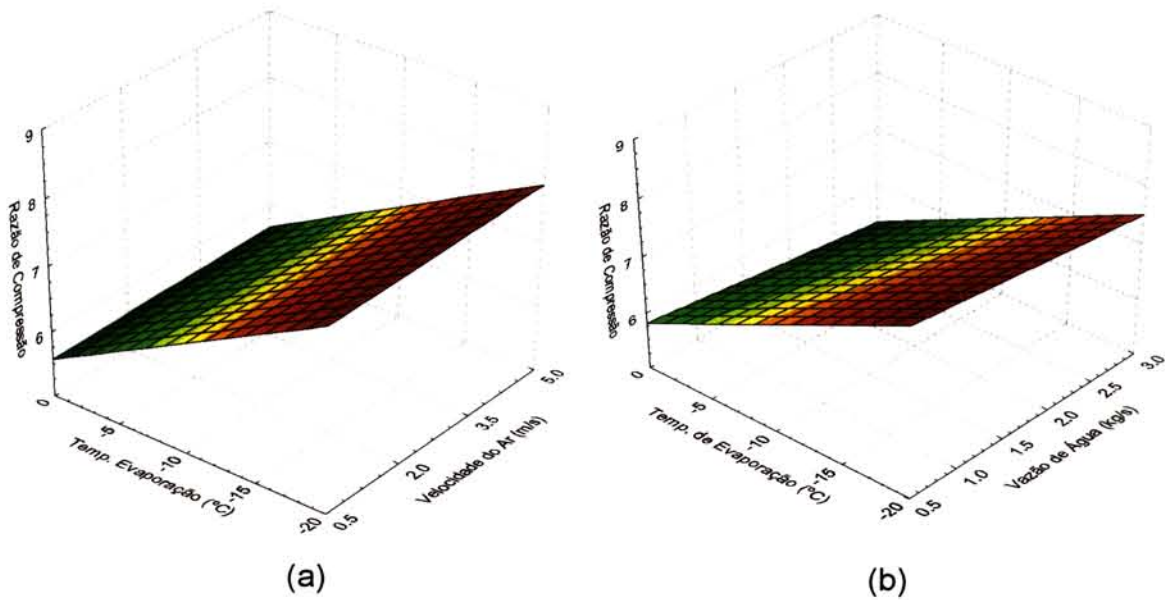


Figura 4.8 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da razão de compressão frente a variações na temperatura de evaporação do refrigerante (R-502).

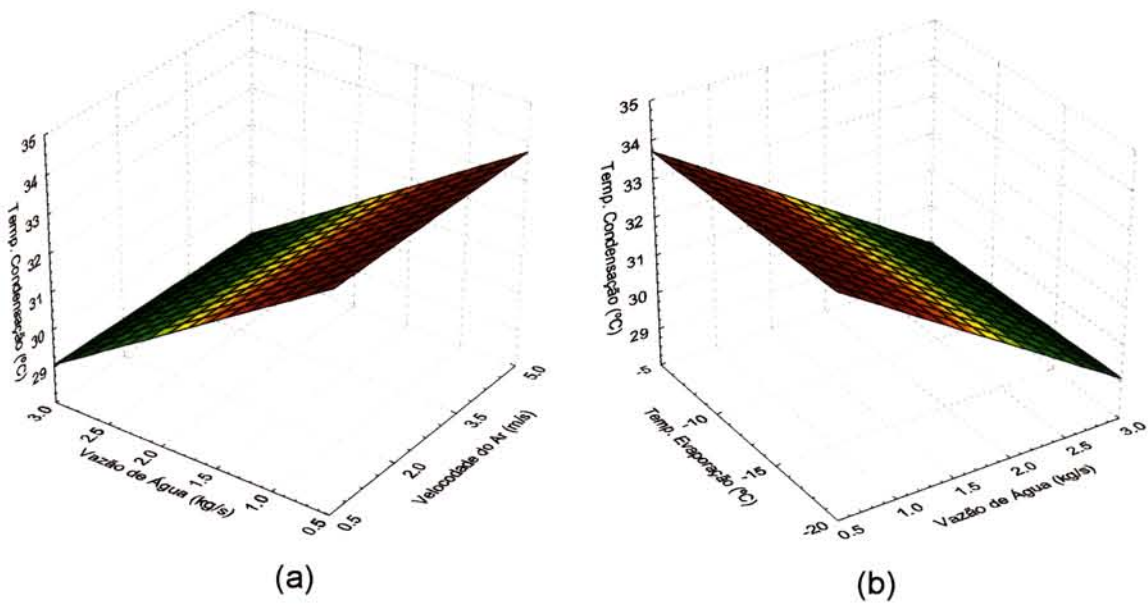


Figura 4.9 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura de condensação frente a variações na vazão de água (R-502).

Analisando-se a Tabela 4.4 e a Figura 4.4 nota-se que o consumo de energia elétrica do compressor sofre uma maior influência pela variação da temperatura de evaporação. Na realização dos ensaios, a variação da temperatura de evaporação é produzida através de injeção de gás quente na entrada do evaporador, através de uma linha direta de vapor superaquecido da descarga do compressor ("bypass"). Devido a uma maior quantidade de massa de refrigerante a ser circulada no sistema, este mecanismo aumenta o consumo de energia elétrica pelo compressor.

Utilizando-se as resistências elétricas, foi imposta ao sistema uma carga térmica artificial que proporcionasse o desenvolvimento de um estado estacionário. Para o R-502, esta condição foi alcançada com a imposição de 9.633 W e 9.455 W, com maior e menor vazão de água no condensador, respectivamente. A velocidade do ar não afeta de maneira significativa a capacidade frigorífica do sistema.

O COP total é calculado através da relação entre a capacidade frigorífica e o consumo de energia elétrica. É observado na Figura 4.2 que o COP total sofre um maior efeito da variação da temperatura de evaporação, evidenciando que alterações no consumo de energia elétrica assumem um maior efeito no COP total para o sistema estudado. O mesmo fenômeno é observado no comportamento do COP útil (Figura 4.3), nota-se que, com o aumento da temperatura de evaporação ocorre um aumento no calor de evaporação, possivelmente, devido a um maior superaquecimento útil e um aumento do volume específico. Observa-se também um aumento no calor de compressão.

A Figura 4.6 apresenta uma maior sensibilidade da temperatura de descarga às variações da temperatura de evaporação. Através de um gráfico de Mollier que apresenta um ciclo de refrigeração a compressão padrão, pode-se constatar que quanto menor a temperatura de evaporação maior a temperatura de descarga. Isto não se verifica nos experimentos efetuados pois a injeção de vapor superaquecido no evaporador ocasiona uma maior temperatura de sucção, levando a maiores temperaturas de descarga.

Na Figura 4.7, como era esperado, a temperatura de evaporação exerce um maior efeito sobre a temperatura do ar de insuflamento devido à transferência de calor no evaporador.

Como visto na Figura 4.8, a temperatura de evaporação é a variável que mais influencia no valor da razão de compressão. Quanto menor a temperatura de evaporação menor a pressão de evaporação e consequentemente a pressão de sucção do sistema. No intervalo de temperatura de condensação obtido nos experimentos não se constata variações significativas na pressão de condensação para que afetasse a razão de compressão.

Nos ensaios efetuados, a temperatura de condensação foi modificada pela variação da vazão de água. A Figura 4.9 ilustra a maior influência exercida pela

vazão de água na temperatura de condensação. Reduzindo-se a vazão de água observa-se um aumento na temperatura e pressão de condensação.

4.4.3 Ciclos de refrigeração do R-502.

A média aritmética dos valores experimentais obtidos nos ensaios com o R-502 foram graficados num diagrama pressão *versus* entalpia, como observado na Figura 4.10. A curva de saturação do R-502 foi obtida através do programa FORANE. A representação das demais condições experimentais em diagrama de Mollier estão disponíveis no Apêndice B. Devido ao não monitoramento da pressão na saída do evaporador, foi considerado que a perda de carga na tubulação do evaporador é desprezível, baseado na existência de um distribuidor de líquido e do emprego de uma válvula de expansão termostática com equalização externa. Não existe um taxa de subresfriamento constante do líquido em experimentos com diferentes temperaturas de evaporação, uma vez que a linha de líquido troca calor por contato direto com a linha de vapor superaquecido a baixa temperatura e com a própria câmara de congelamento.

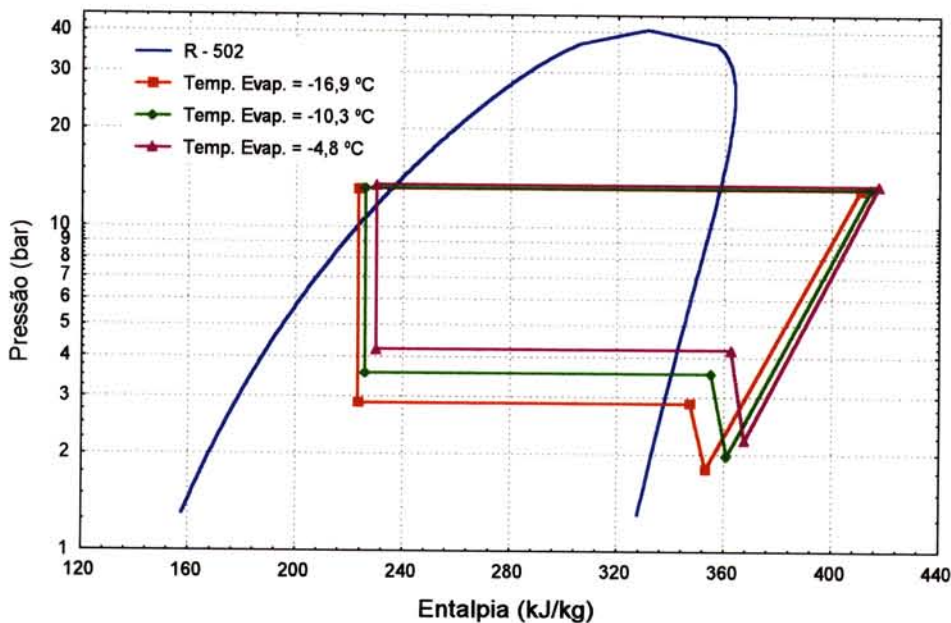


Figura 4.10 - Diagrama de Mollier para ciclo de refrigeração por compressão do

R-502 nas condições de $V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\acute{a}gua} = 2,3 \frac{kg}{s}$.

4.5 Substituição do refrigerante do sistema ("retrofit").

A troca do fluido refrigerante do sistema seguiu um procedimento preliminar, em que os fabricantes do refrigerante e do compressor foram consultados a respeito de informações quanto às mudanças necessárias no equipamento, à troca de óleo e às técnicas específicas do "retrofit".

O troca do refrigerante R-502 por R-408A seguiu as recomendações e técnicas adotadas pelo setor produtivo.

4.5 1 Procedimento de troca do refrigerante.

O seguinte procedimento de troca do R-502 por R-408A foi adotado:

1. Inicialmente o sistema frigorífico foi ligado com a válvula de saída do condensador fechada, para recolher todo o R-502 na linha de alta do sistema.
2. Com o sistema desligado, o refrigerante R-502 foi recolhido e pesado em um cilindro próprio para a sua armazenagem e uma posterior reciclagem.
3. O óleo mineral do compressor foi cuidadosamente removido e substituído pelo óleo alquilbenzeno recomendado pelo fabricante do compressor compatível com o R-408A. Não houve a necessidade de lavagem do sistema com o novo óleo, devido a não interferência de resíduos de óleo mineral na eficiência de lubrificação do novo óleo.
4. O filtro secador foi substituído pelo filtro apropriado ao R-408A 
5. Com a válvula do condensador novamente aberta, efetuou-se vácuo profundo por 4 horas, com a bomba de ~~alto~~ vácuo, para assegurar a secagem do sistema. Realizou-se quebra de vácuo com gás nitrogênio para detectar possíveis pontos de vazamento. Este procedimento foi repetido por duas vezes nos dias seguintes.

6. Após dois dias, o sistema foi carregado com 10kg de R-408A em fase líquida.
7. Foi colocado em funcionamento e verificada as condições operacionais para um eventual ajuste da carga de refrigerante.

O R-408A pode ser utilizado com óleo mineral, alquilbenzeno ou polioléster dependendo das recomendações do fabricante do compressor. A manutenção do óleo mineral se mostra mais viável economicamente e mesmo com a eventual utilização do polioléster, o R-408A dispensa subsequentes lavagens de óleo no sistema.

É recomendável pelo fabricante do refrigerante que a carga de R-408A seja inicialmente 70% a 80% da carga original do R-502. Foram retirados do sistema 25,5 kg de R-502. Devido a um vazamento na linha de líquido durante ensaios preliminares do R-408A, houve a necessidade de uma recarga desse refrigerante, portanto não se tem uma estimativa precisa de quanto R-408A existe no sistema. A verificação das pressões de sucção e descarga e temperaturas de evaporação e ar de insuflamento, em experimentos preliminares asseguram o bom desempenho do sistema com a carga atual.

4.6 Determinação da carga térmica de estabilização do sistema com R-408A.

Para o desenvolvimento do estado estacionário foi necessária a determinação da carga térmica de estabilização para o R-408A. O mesmo procedimento usado na determinação da carga térmica para o R-502 foi utilizado.

Pelas mesmas razões expostas ao R-502, foi adotado um valor de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador de no mínimo 8°C.

O histórico de algumas temperaturas do sistema frigorífico na determinação do estado estacionário é apresentado na Figura 4.11.

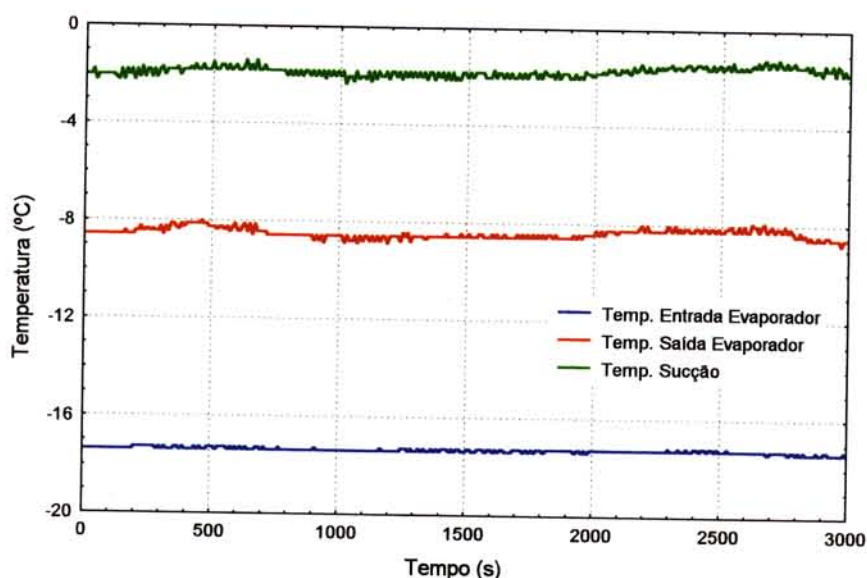


Figura 4.11 - Histórico das temperaturas no evaporador e linha de sucção nas

condições de $T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\acute{a}gua} = 2,3 \frac{kg}{s}$.

Na Figura 4.11 tem-se uma ampla faixa de estabilização das temperaturas do sistema, os valores médios destas temperaturas foram utilizados para o cálculo das variáveis-resposta.

4.7 Realização dos ensaios com R-408A.

Os ensaios com o R-408A foram executados de acordo com o planejamento apresentado. No Apêndice A encontra-se os dados experimentais das temperaturas e pressões monitorados e valor das variáveis-resposta calculadas.

4.7.1 Determinação dos modelos empíricos.

Os dados experimentais obtidos dos ensaios com o R-408A também foram tratados no programa STATISTICA, no módulo de múltipla regressão. Obteve-se

modelos lineares avaliados de acordo com o valor do coeficiente de regressão (R^2) para todas as variáveis-resposta.

Seguindo a metodologia adotada para o R-502, foram testadas correlações quadráticas de ajuste aos valores experimentais, obtendo-se coeficientes de correlação não satisfatórios.

São apresentadas na Tabela 4.5 as equações empíricas das variáveis-resposta e seus respectivos coeficientes de correlação (R^2).

As correlações dos dados experimentais frente aos valores calculados em cada modelo proposto, com um limite de confiança de 95%, para o R-408A, são mostrados no Apêndice B.

Tabela 4.5 - Equações lineares de ajustes dos dados experimentais para o R-408A.

Equação Linear	Coef. de Correlação
$COP = 1,289 + 0,001 \cdot V_{ar} + 0,071 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} - 0,014 \cdot T_{evap}$	0,8897
$COP_{\acute{u}til} = 3,105 + 0,036 \cdot V_{ar} + 0,087 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} + 0,041 \cdot T_{evap}$	0,9441
$E = 9,291 - 0,026 \cdot V_{ar} - 0,230 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} + 0,070 \cdot T_{evap}$	0,8338
$Q_{comp} = 3894,490 - 53,068 \cdot V_{ar} - 37,031 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} - 61,513 \cdot T_{evap}$	0,9277
$T_{desc} = 98,411 + 0,953 \cdot V_{ar} - 0,347 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} + 0,742 \cdot T_{evap}$	0,9162
$T_{ar} = 14,340 - 0,0427 \cdot V_{ar} + 1,251 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} + 1,462 \cdot T_{evap}$	0,9159
$RC = 4,962 - 0,012 \cdot V_{ar} - 0,240 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} - 0,104 \cdot T_{evap}$	0,9486
$T_{cond} = 30,647 - 0,011 \cdot V_{ar} - 2,287 \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} - 0,007 \cdot T_{evap}$	0,9528

Os valores dos coeficientes de correlação linear e a análise visual dos gráficos de predição e pontos experimentais foram considerados consistentes e adotados como representativos do comportamento do sistema utilizando o R-408A como fluido refrigerante.

4.7.2 Análise de sensibilidade de parâmetros.

Os modelos empíricos apresentados na Tabela 4.5 foram utilizados para a determinação dos fatores de sensibilidade das variáveis-resposta para cada variável manipulada no sistema operando com R-408A. Os valores calculados do fator de sensibilidade estão apresentados na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 - Resultados dos fatores de sensibilidade para as variáveis manipuladas do sistema operando com R-408A.

	Veloc. do Ar	Vazão de Água	Temp. de Evaporação
COP total	0,003	0,10	0,13
COP útil	0,06	0,07	-0,22
Energia Elétrica	-0,02	-0,07	-0,14
Calor de Compressão	-0,05	-0,02	0,20
Temp. de Descarga	0,05	-0,01	-0,12
Temperatura do Ar	0,04	-0,59	4,47
Razão de Compressão	-0,01	-0,09	0,26
Temp. Condensação	-0,002	-0,21	0,004

Para a análise do R-408A foi adotada a mesma condição de referência que o R-502 (4,6 m/s, 2,3 kg/s e -15 °C para velocidade do ar, vazão de água e temperatura de evaporação, respectivamente).

Na Tabela 4.6 os maiores valores dos fatores de sensibilidade das variáveis foram evidenciados para cada variável-resposta. Seguindo-se o mesmo

procedimento utilizado para o R-502, foram construídos gráficos de superfícies a partir dos modelos empíricos determinados, para se ilustrar a influência dos parâmetros de maior fator de sensibilidade sobre as variáveis-resposta.

Os gráficos de superfície linear das variáveis manipuladas com menores fatores de sensibilidade apresentam comportamento aproximadamente constante e coincidentes com o comportamento das mesmas variáveis com o R-502. Estes gráficos estão disponíveis para verificação no Apêndice B.

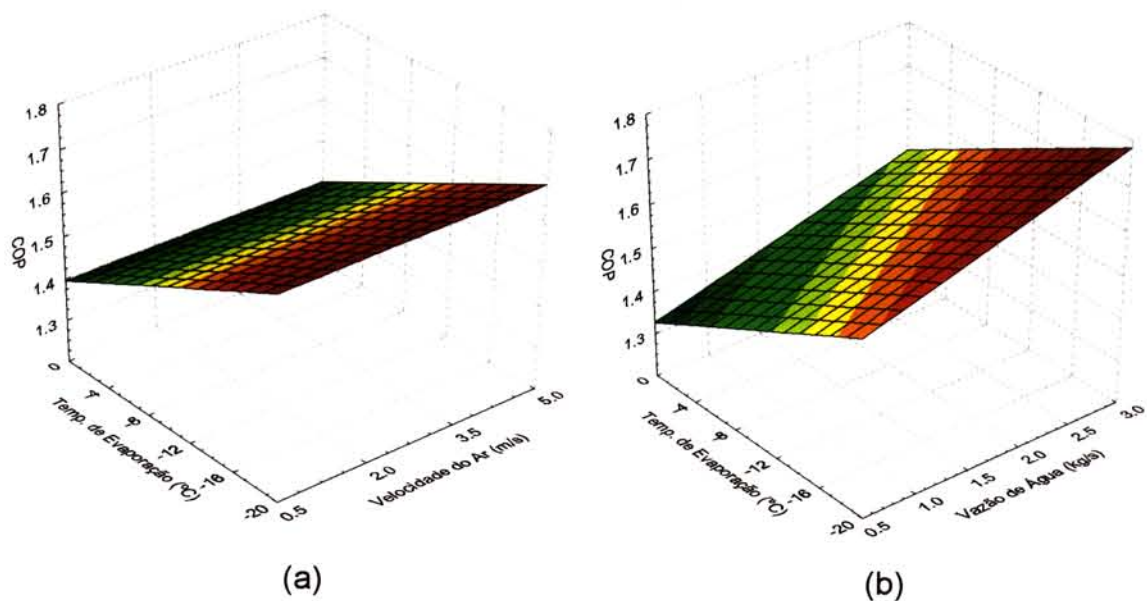


Figura 4.12 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do COP total frente a variações da temperatura de evaporação do refrigerante (R-408A).

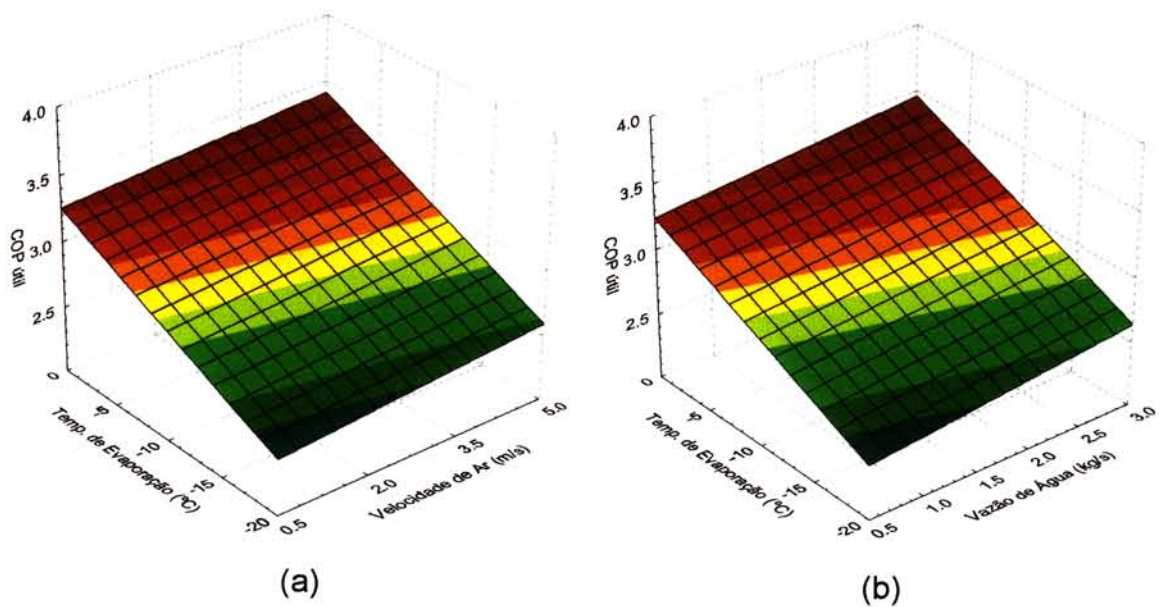


Figura 4.13 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do COP útil frente a variações de temperatura de evaporação do refrigerante (R-408A).

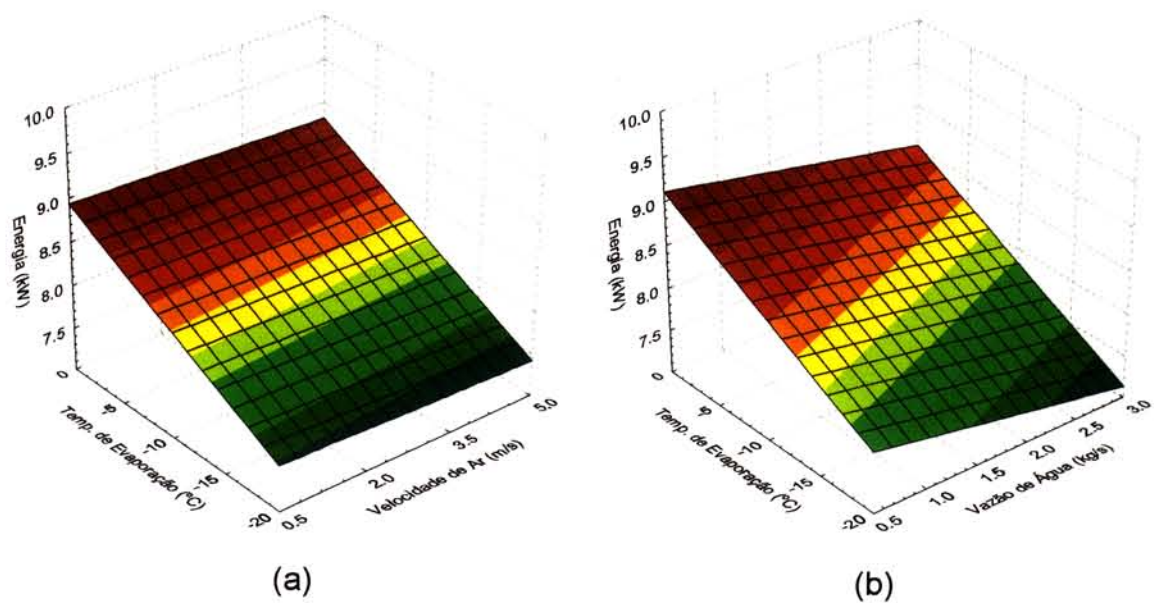
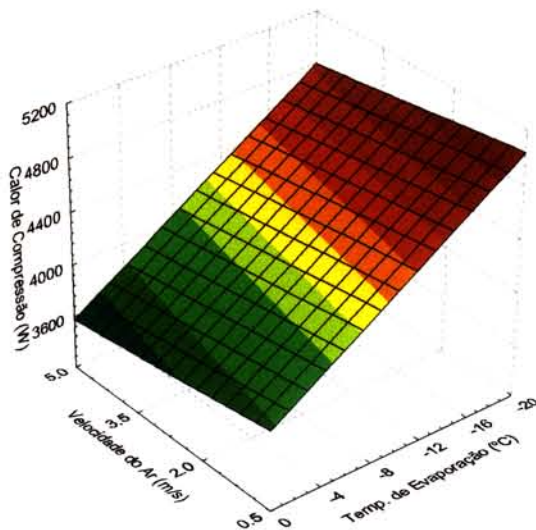
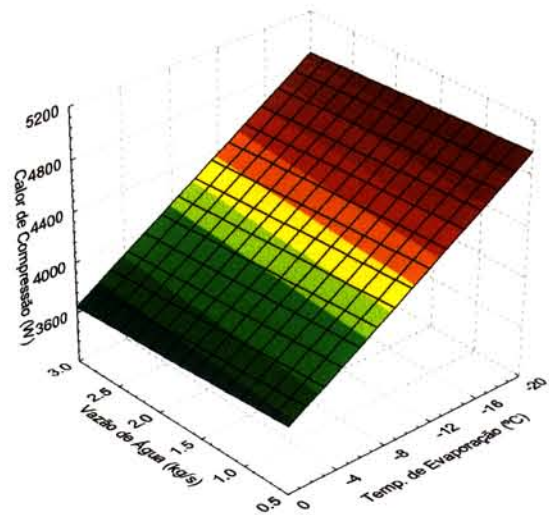


Figura 4.14 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do consumo de energia elétrica frente a variações de temperatura de evaporação do refrigerante (R-408A).

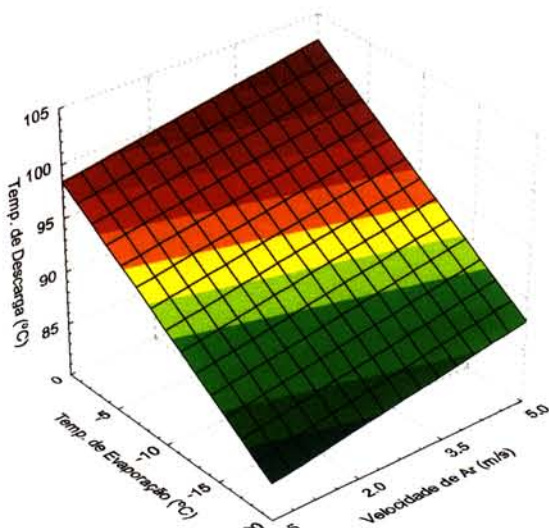


(a)

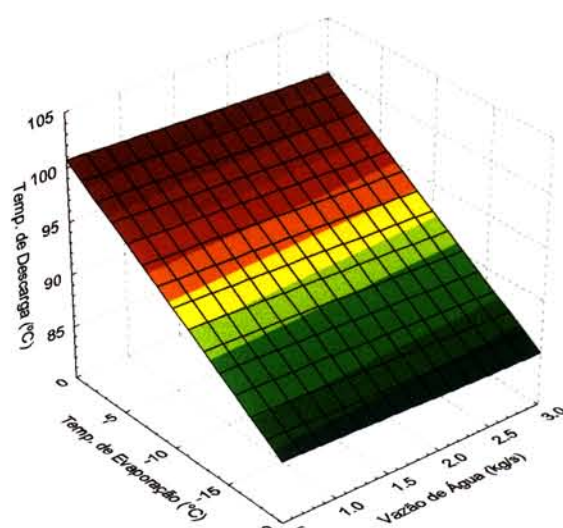


(b)

Figura 4.15 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do calor de compressão frente a variações da temperatura de evaporação do refrigerante (R-408A).



(a)



(b)

Figura 4.16 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura de descarga frente a variações da temperatura de evaporação do refrigerante (R-408A).

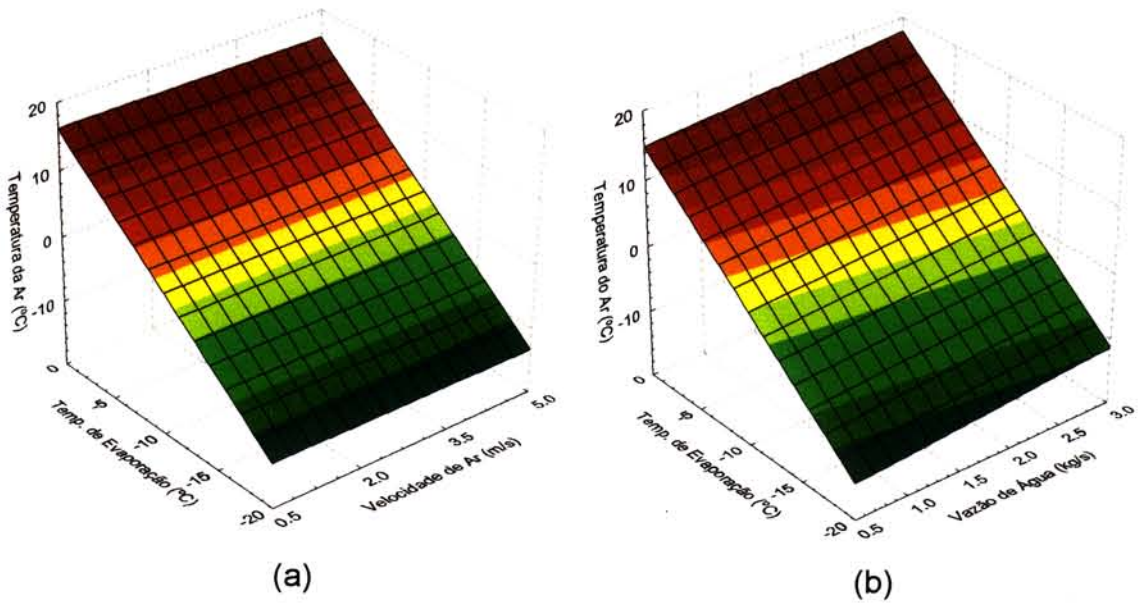


Figura 4.17 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura do ar de insuflamento frente a variações da temperatura de evaporação do refrigerante (R-408A).

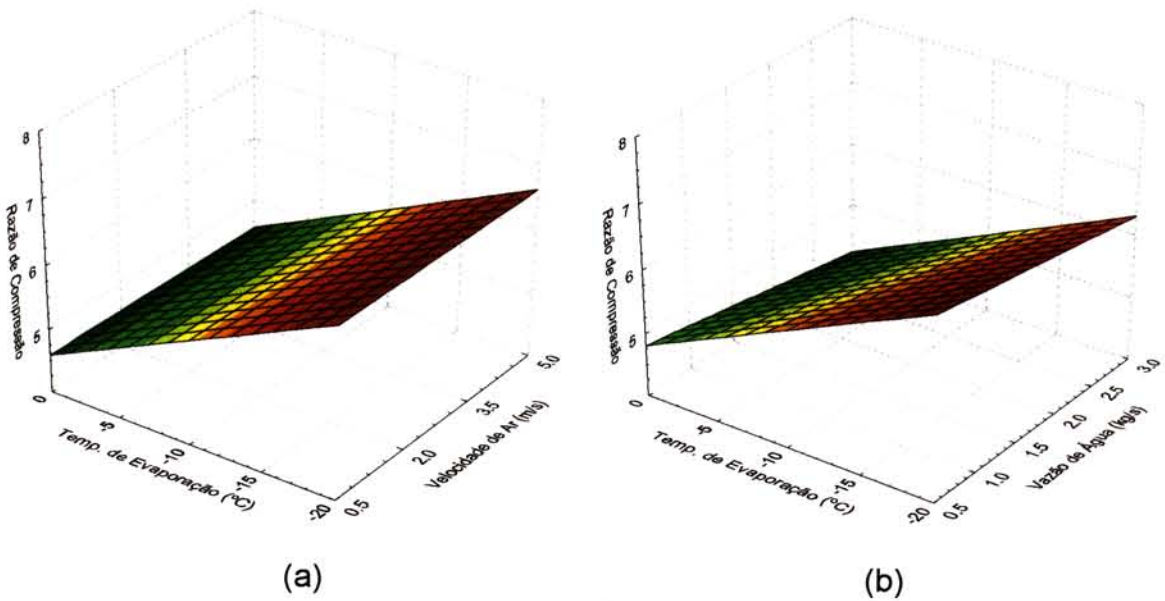


Figura 4.18 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da razão de compressão frente a variações da temperatura de evaporação do refrigerante (R-408A).

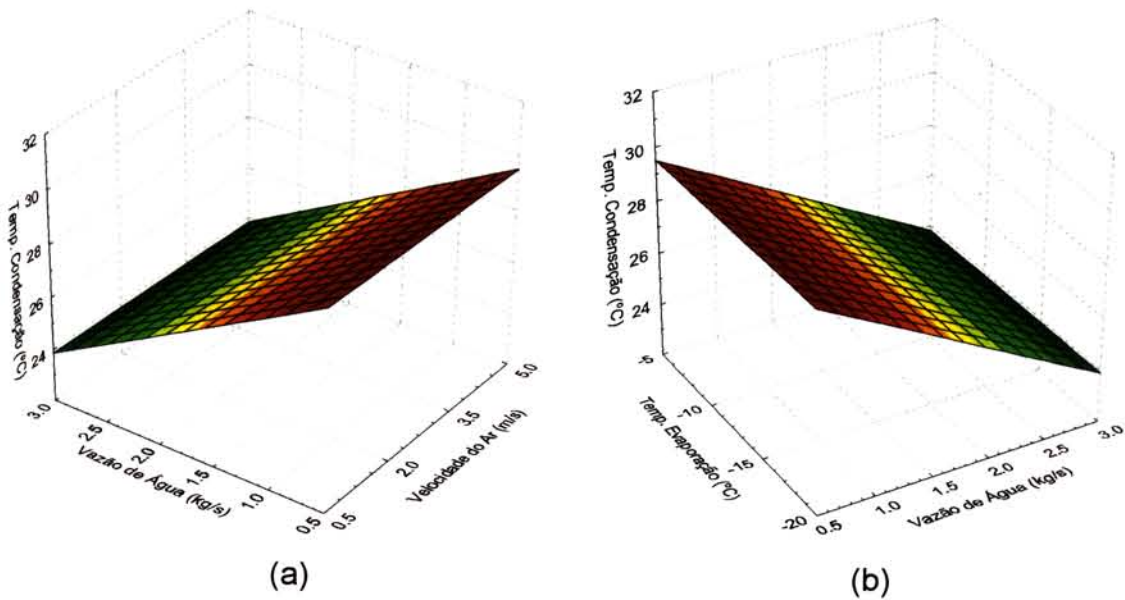


Figura 4.19 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura de condensação frente a variações da vazão de água (R-408A).

Obteve-se gráficos de superfície para o R-408A com as variáveis mostrando o mesmo comportamento apresentado para o R-502.

4.7.3 Ciclos de refrigeração do R-408A.

Da mesma maneira que foi feito para o R-502, os valores das médias aritméticas dos pontos experimentais obtidos dos ensaios com o R-408A foram plotados num diagrama pressão *versus* entalpia, como observado na Figura 4.20,

apresentando o ciclo real de compressão a vapor do R-408A. Os dados da curva de saturação do R-408A foi calculada através do programa FORANE. A representação das demais condições experimentais em diagrama de Mollier, para o R-408A, estão disponíveis no Apêndice B.

As mesmas considerações adotadas para na construção dos ciclos para o R-502 foram também assumidas para o R-408A.

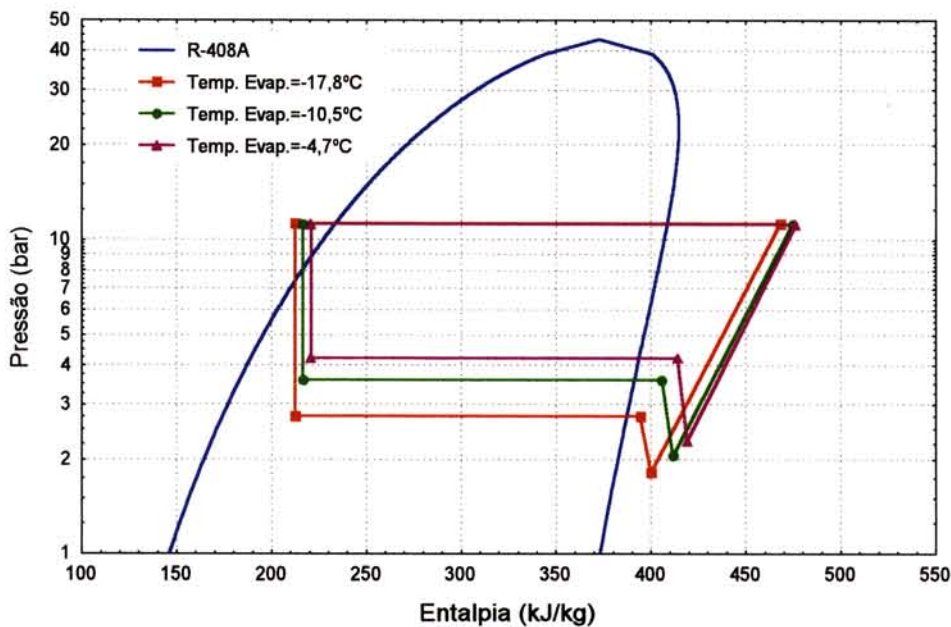


Figura 4.20 - Diagrama de Mollier para ciclo de refrigeração por compressão do

R-408A nas condições de $V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{kg}{s}$.

4.8 Análise do comportamento do sistema frigorífico com o R-502 e R-408A.

Utilizando-se os modelos empíricos desenvolvidos anteriormente, passou-se a uma análise comparativa do comportamento do sistema frigorífico com o R-502 e com o R408A.

A análise comparativa será adotada para cada variável-resposta considerada anteriormente sob a forma de gráficos e tabelas entre os dois refrigerantes.

4.8.1 Coeficiente de desempenho total (COP total).

Os resultados de COP total obtidos através dos modelos empíricos para o R-502 e R-408A são apresentados nas Figuras 4.21, 4.22, 4.23 e 4.24.

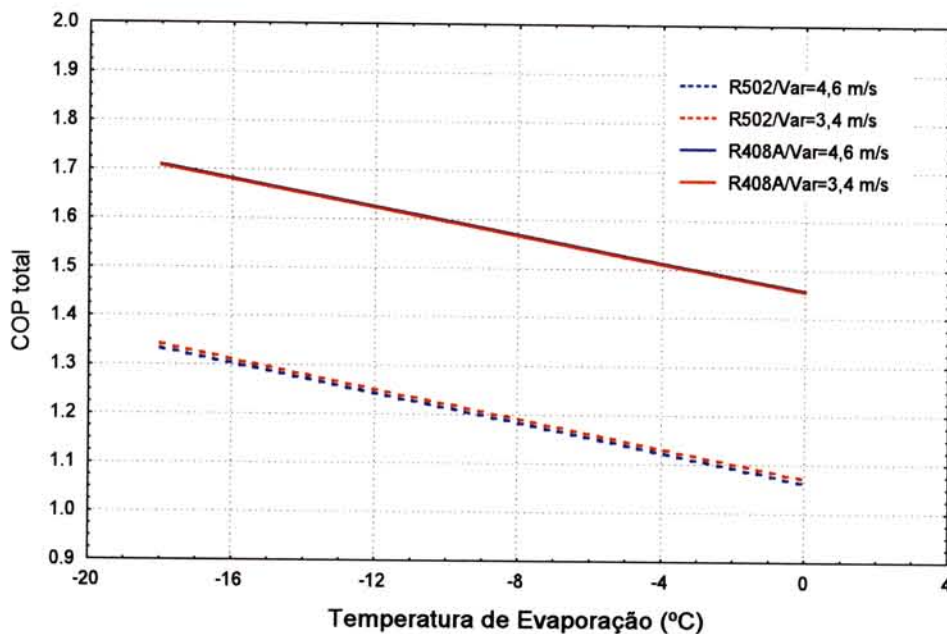


Figura 4.21 - Coeficiente de desempenho total na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

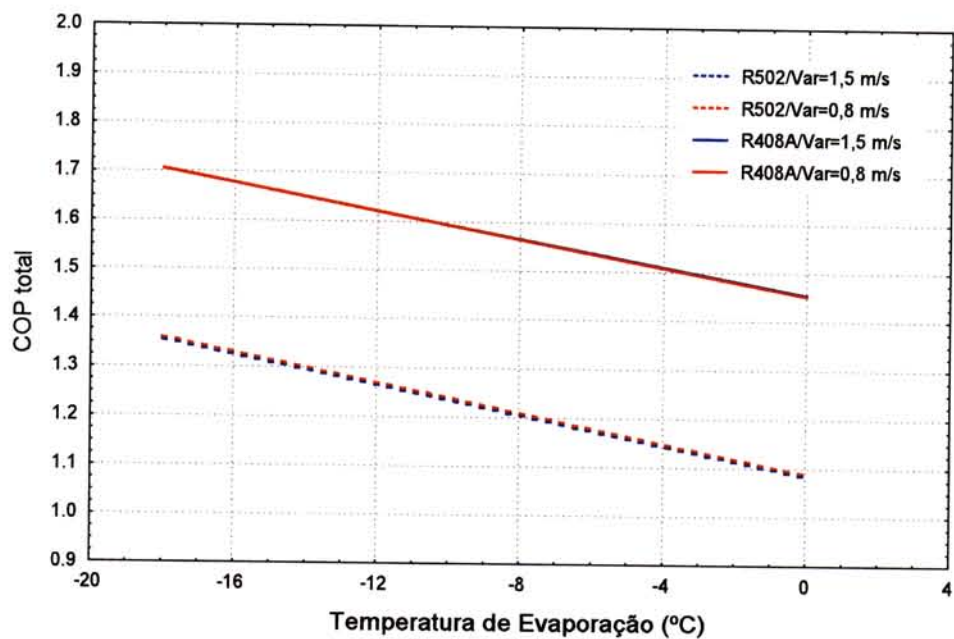


Figura 4.22 - Coeficiente de desempenho total na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

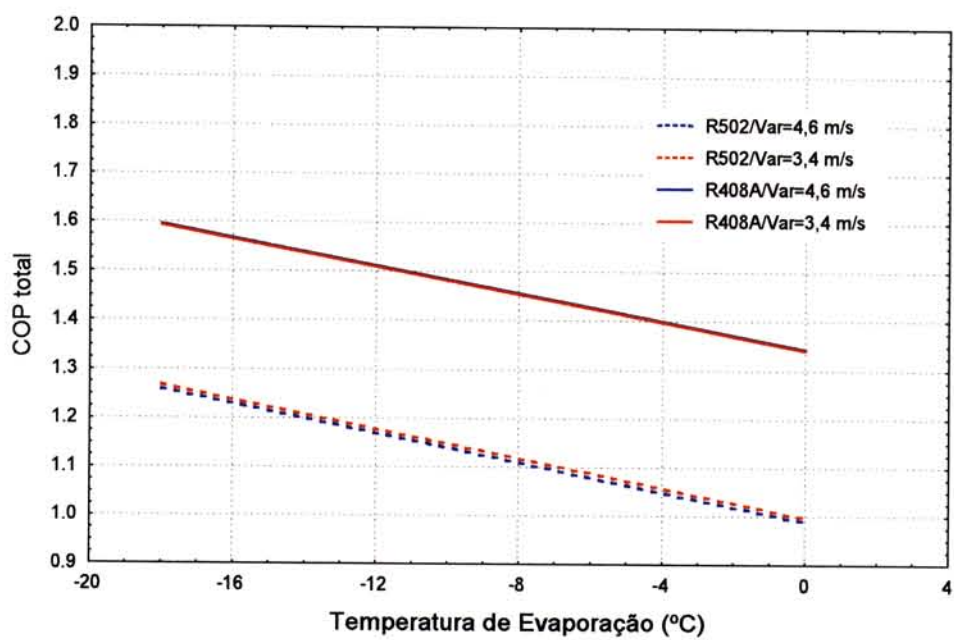


Figura 4.23 - Coeficiente de desempenho total na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

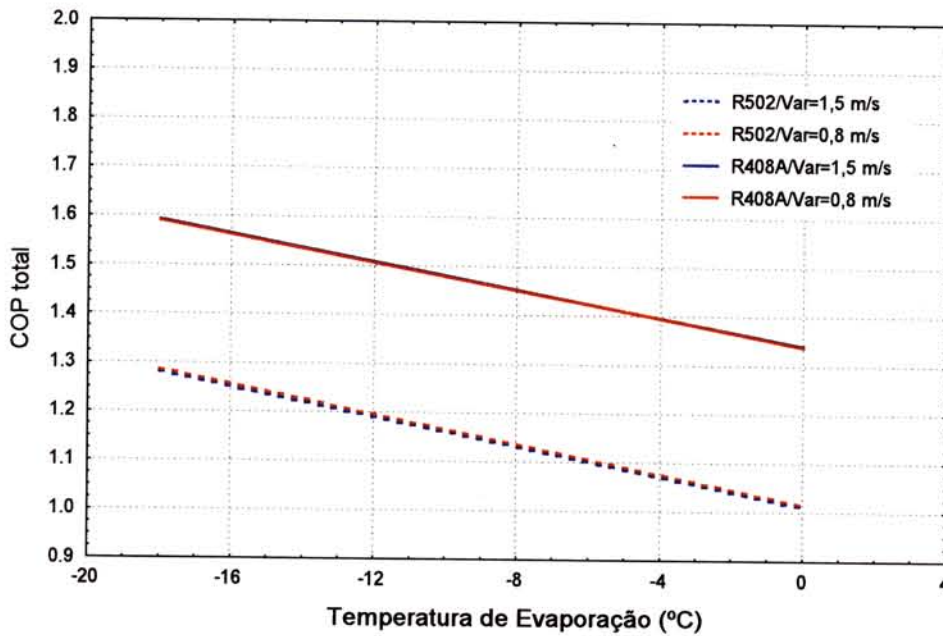


Figura 4.24 - Coeficiente de desempenho total na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

Nas figuras apresentadas acima observa-se valores maiores de COP total para o R-408A com relação ao R-502, em todas as condições estudadas.

A tendência apresentada pelas figuras pode ser explicada pela maior capacidade frigorífica do R-408A, devido a suas propriedades termodinâmicas superiores.

Sabe-se que o coeficiente de desempenho tem maior valor para maiores temperaturas de evaporação, principalmente devido ao aumento da capacidade frigorífica nestas temperaturas. Entretanto, não se observa este comportamento nas Figuras 4.21 a 4.24, pois nos ensaios realizados a temperatura de evaporação foi alterada com injeção de vapor superaquecido no evaporador, cujo procedimento aumenta o consumo de energia elétrica mesmo sendo os ensaios efetuados com a carga térmica constante.

Na Tabela 4.7 estão apresentados os valores de ganho percentual do COP total, a partir dos valores calculados pelos modelos empíricos.

Tabela 4.7 - Diferenças percentuais do COP total do R-408A relativo ao R-502.

Condições		COP total relativo ao R-502 (%)				
Veloc. de ar (m/s)	Vaz. de água (kg/s)	Temperatura de Evaporação (°C)				
		-18	-15	-10	-5	0
4,6	2,3	28,2	29,5	31,7	34,2	37,1
3,4	2,3	27,4	28,5	30,7	33,1	35,9
1,5	2,3	26,0	27,1	29,1	31,4	34,1
0,8	2,3	25,4	26,6	28,6	30,8	33,4
4,6	0,7	26,7	28,0	30,2	32,8	35,8
3,4	0,7	25,8	27,0	29,2	31,7	34,6
1,5	0,7	24,3	25,4	27,5	29,9	32,6
0,8	0,7	23,8	24,9	26,9	29,2	31,9

4.8.2 Coeficiente de desempenho útil (COP útil).

Nas Figuras 4.25, 4.26, 4.27 e 4.28 estão apresentados os resultados de COP útil obtidos através dos modelos empíricos para o R-502 e R-408A.

O COP útil é calculado através da razão entre a capacidade frigorífica e o calor de compressão, sendo portanto uma variável independente do consumo de energia elétrica. As figuras abaixo apresentam o comportamento esperado para o COP com relação às variações na temperatura de evaporação.

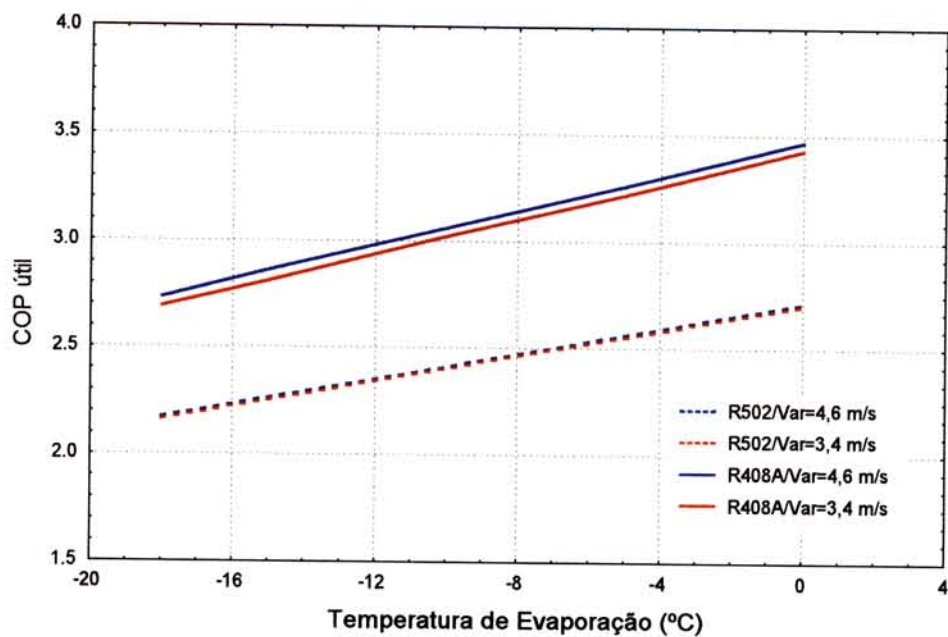


Figura 4.25 - Coeficiente de desempenho útil na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

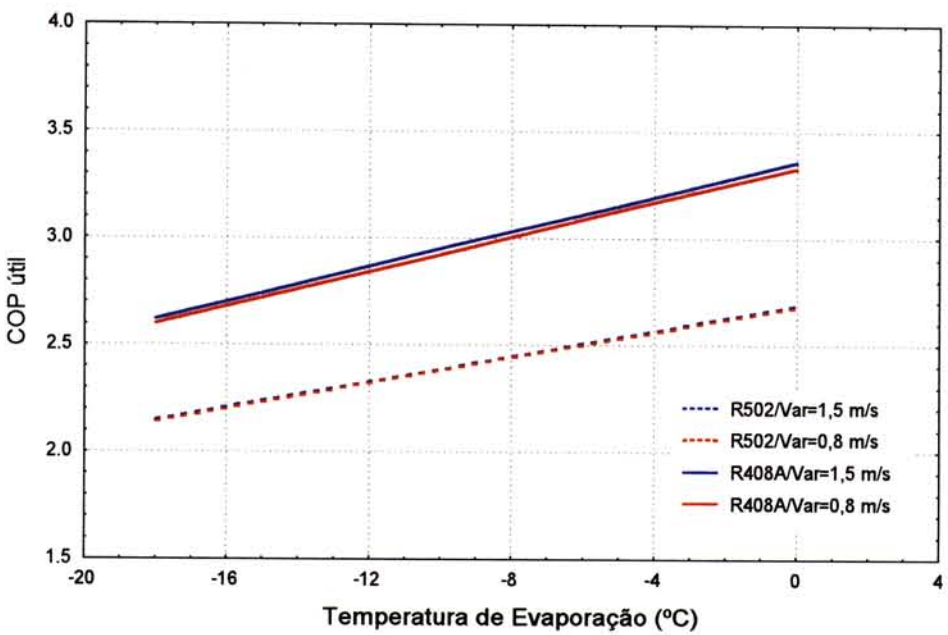


Figura 4.26 - Coeficiente de desempenho útil na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

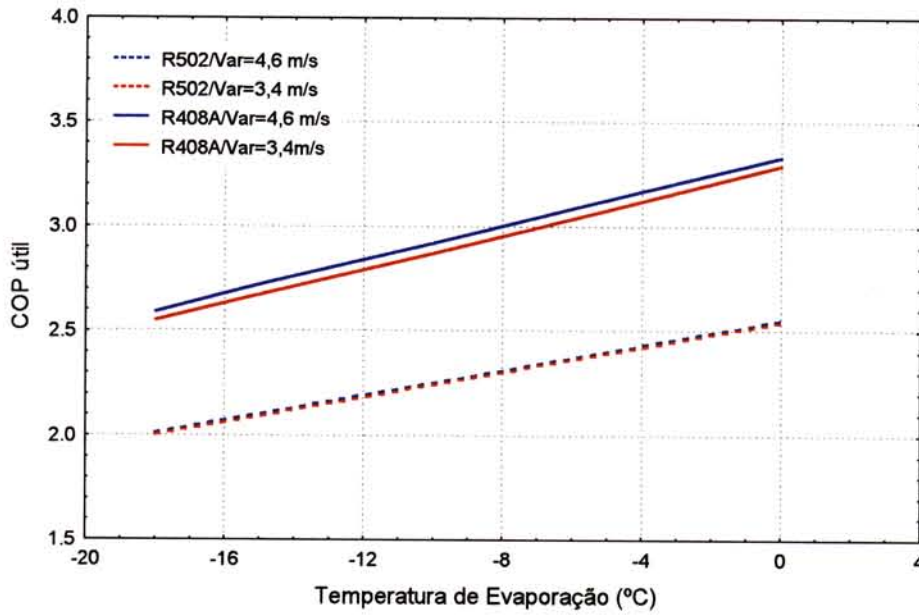


Figura 4.27 - Coeficiente de desempenho útil na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

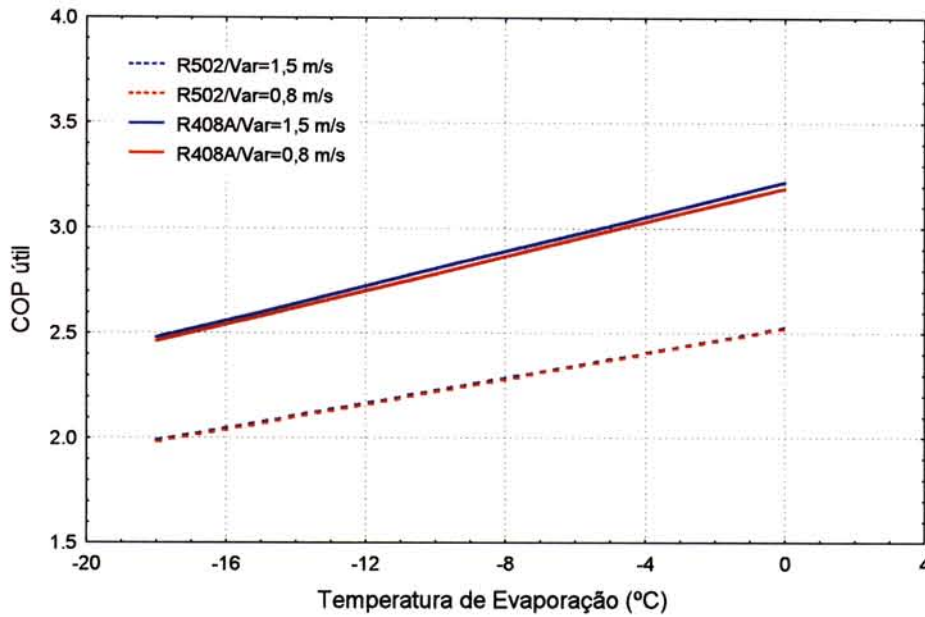


Figura 4.28 - Coeficiente de desempenho útil na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

Os valores de COP útil para o R-408A foram cerca de 20 a 30% superiores aos valores apresentados pelo R-502 para todas as condições, conforme observado nas Figuras 4.25 a 4.28.

Como apresentado na análise de sensibilidade, o COP útil não apresenta variações significativas com as mudanças de velocidade do ar. Uma vez que a temperatura de condensação não apresenta grandes variações com as alterações da vazão de água consideradas nos ensaios, esta variável tem baixa influência no coeficiente de desempenho. Sendo que para vazões de água maiores obtém-se valores de COP útil maiores.

Os valores de COP útil estão diretamente ligados às propriedades termodinâmicas dos refrigerantes, uma vez que o R-408A apresenta uma variação de entalpia, na vaporização, maior que o R-502, sendo sua capacidade frigorífica superior.

Na Tabela 4.8 são apresentados os valores de ganho percentual do COP útil, os modelos empíricos foram utilizados na determinação dos valores apresentados.

Tabela 4.8 - Diferenças percentuais do COP útil do R-408A relativo ao R-502.

Condições		COP útil relativo ao R-502 (%)				
Veloc. de ar (m/s)	Vaz. de água (kg/s)	Temperatura de Evaporação (°C)				
		-18	-15	-10	-5	0
4,6	2,3	25,8	26,2	26,8	27,4	27,9
3,4	2,3	24,3	24,8	25,6	26,2	26,8
1,5	2,3	22,0	22,6	23,5	24,3	25,0
0,8	2,3	21,2	21,8	22,7	23,6	24,3
4,6	0,7	28,8	29,2	29,7	30,1	30,5
3,4	0,7	27,3	27,7	28,3	28,8	29,3
1,5	0,7	24,8	25,4	26,1	26,8	27,4
0,8	0,7	23,9	24,5	25,3	26,0	26,6

4.8.3 Consumo de energia elétrica (E).

O consumo de energia elétrica foi medido com um wattímetro ligado apenas ao compressor do sistema nos ensaios. Os resultados do consumo de energia elétrica obtidos através dos modelos empíricos para o R-502 e R-408A. estão apresentados nas Figuras 4.29, 4.30, 4.31 e 4.32.

Os dados experimentais do consumo de energia elétrica foram coletados quando foram estabelecidos os estados estacionários no sistema.

A temperatura de condensação tem grande influência no consumo de energia do sistema frigorífico, sendo afetada pelo tipo e operação do condensador empregado assim como pelas condições e clima da região onde está instalado o equipamento (NEVES Fo, 1997).

Outro ponto importante é a temperatura de evaporação desejada, pois o consumo de energia para a mesma carga térmica é tanto maior quanto menor o valor desta temperatura (NEVES Fo, 1997).

Observando-se as afirmações acima, na análise das figuras de consumo de energia elétrica deve-se levar em consideração dois aspectos do sistema:

- O sistema frigorífico do túnel de congelamento estudado não possui torre de resfriamento, portanto a temperatura de entrada da água no condensador está sujeita a variações devido a mudanças climáticas. Os experimentos foram efetuados com os refrigerantes em épocas do ano com temperaturas médias diferentes, assim, não foi obtida a mesma temperatura da água de entrada do condensador nos experimentos, apesar de se impor a mesma vazão de água.
- O mecanismo de injeção de vapor superaquecido adotado para variação da temperatura de evaporação aumenta o consumo de energia elétrica do compressor.

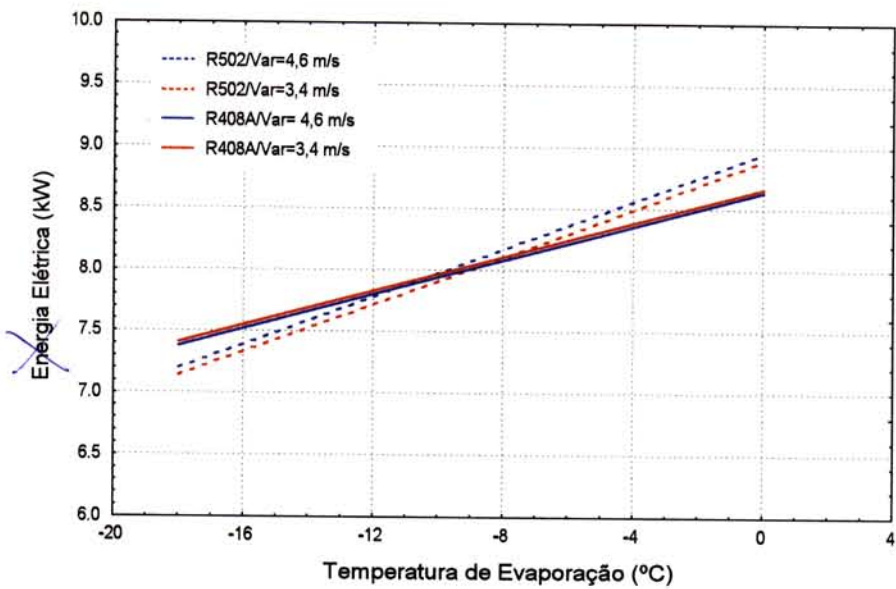


Figura 4.29 - Consumo de energia elétrica na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

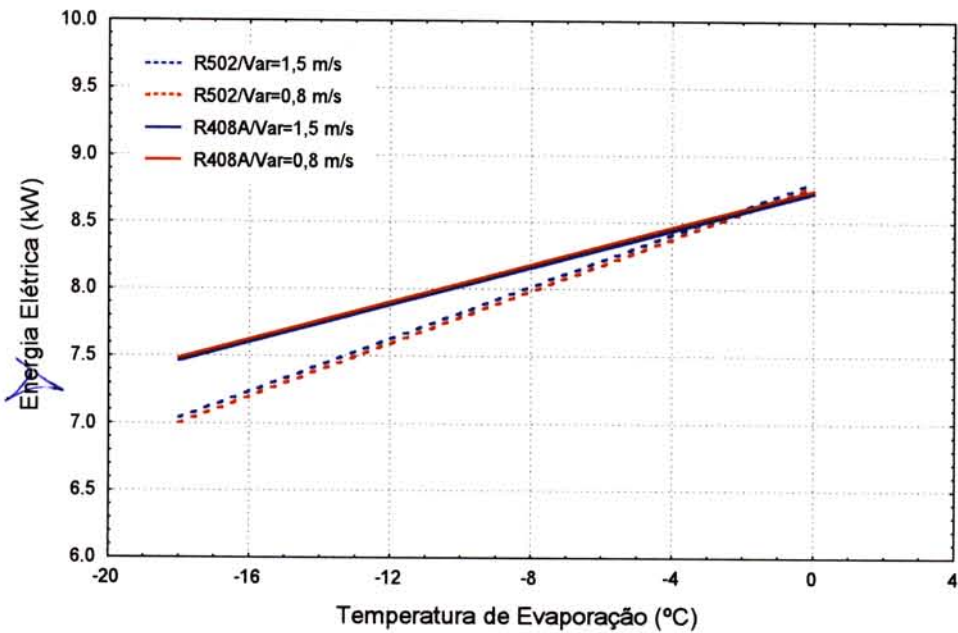


Figura 4.30 - Consumo de energia elétrica na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

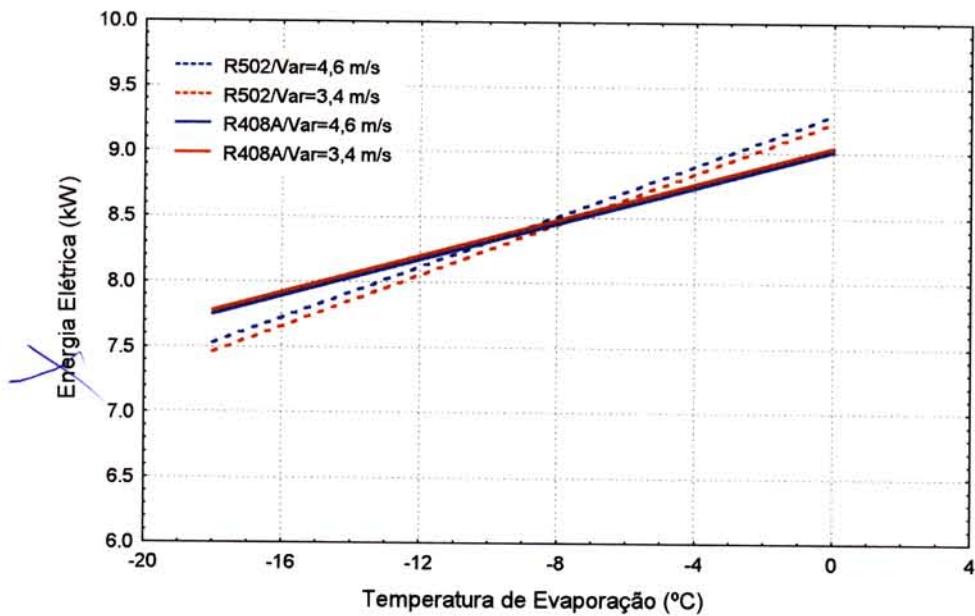


Figura 4.31 - Consumo de energia elétrica na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

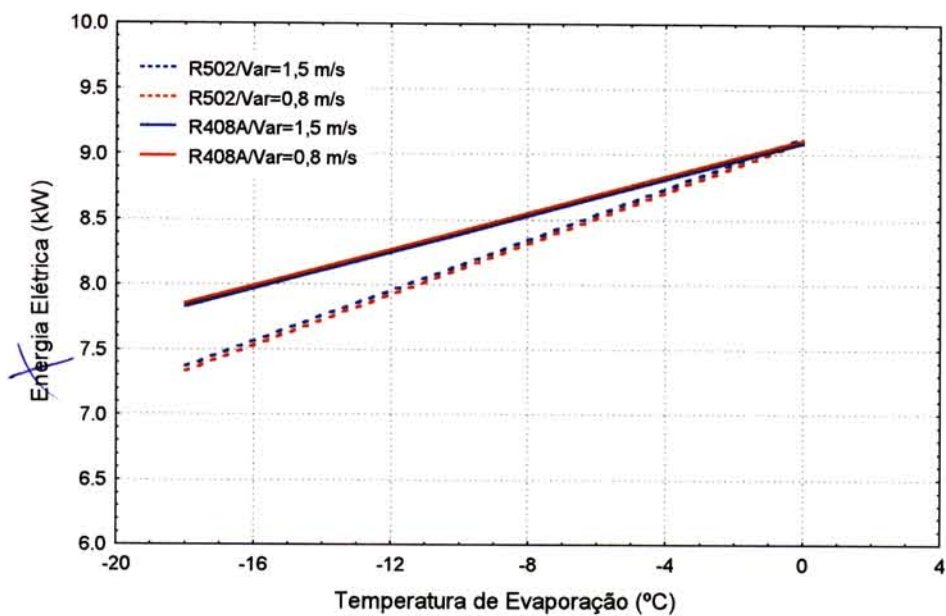


Figura 4.32 - Consumo de energia elétrica na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

Observa-se nas Figuras 4.29, 4.30, 4.31 e 4.32 que o consumo de energia elétrica pelo compressor operando com R-408A é superior ao R-502 em baixas temperaturas. Nota-se que o consumo de energia elétrica aumenta com a redução da vazão de água (aumento da temperatura de condensação) para os dois refrigerantes devido a um aumento na pressão de descarga do compressor.

Na Tabela 4.9 são apresentados os valores de ganho ou perda percentual do consumo de energia elétrica, os modelos empíricos foram utilizados na determinação dos valores apresentados.

Tabela 4.9 - Diferenças percentuais do consumo de energia elétrica pelo compressor do sistema utilizando o R-408A.

Condições		Cons. de energia relativo ao R-502 (%)				
Veloc. de ar (m/s)	Vaz. de água (kg/s)	Temperatura de Evaporação (°C)				
		-18	-15	-10	-5	0
4,6	2,3	2,6	1,4	-0,5	-2,1	-3,6
3,4	2,3	3,9	2,6	0,7	-1,0	-2,5
1,5	2,3	6,0	4,6	2,6	0,7	-0,9
0,8	2,3	6,8	5,4	3,3	1,4	-0,3
4,6	0,7	3,00	1,8	0,0	-1,6	-3,0
3,4	0,7	4,2	3,0	1,1	-0,5	-2,0
1,5	0,7	6,3	4,9	2,9	1,1	-0,4
0,8	0,7	7,0	5,7	3,6	1,8	0,1

4.8.4 Capacidade frigorífica do sistema ($\dot{Q}_o$).

A capacidade frigorífica do sistema foi determinada e mantida para todos os experimentos. O valor da capacidade variou de acordo com a vazão de água do condensador e o refrigerante utilizado.

Para a maior vazão de água no condensador obteve-se valores de capacidades frigoríficas de estabilização de 9.633 W e 12.698 W para o R-502 e

Para a maior vazão de água no condensador obteve-se valores de capacidades frigoríficas de estabilização de 9.633 W e 12.698 W para o R-502 e R-408A, respectivamente. Para a menor vazão de água, o sistema apresentou uma capacidade frigorífica de 9.455 W e 12.320 W para R-502 e R-408A, respectivamente. Em todas as condições nota-se que o R-408A possui uma capacidade frigorífica maior que o R-502, evidenciando suas melhores propriedades termodinâmicas para retirada de calor.

4.8.5 Calor de compressão (Q_{comp}).

O calor de compressão é definido como o produto da vazão de refrigerante pela diferença de entalpia na saída e entrada do compressor (variação de entalpia de compressão).

Não foi feita uma medida física da vazão de refrigerante, esta foi estimada através do balanço de energia no evaporador. Nas Figuras 4.33 a 4.36 estão ilustrados os calores de compressão para os refrigerantes estudados a diferentes condições.

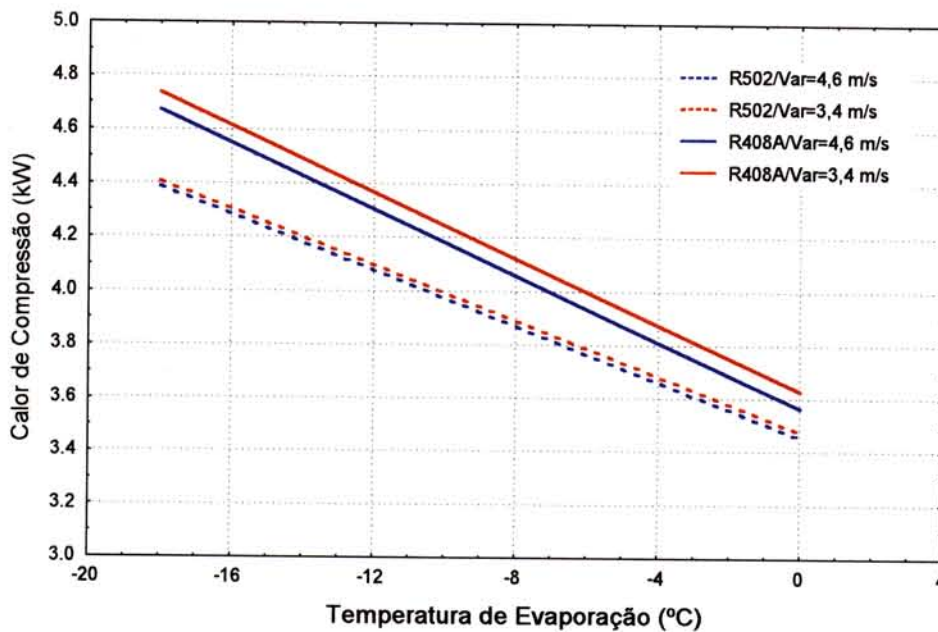


Figura 4.33 - Calor de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

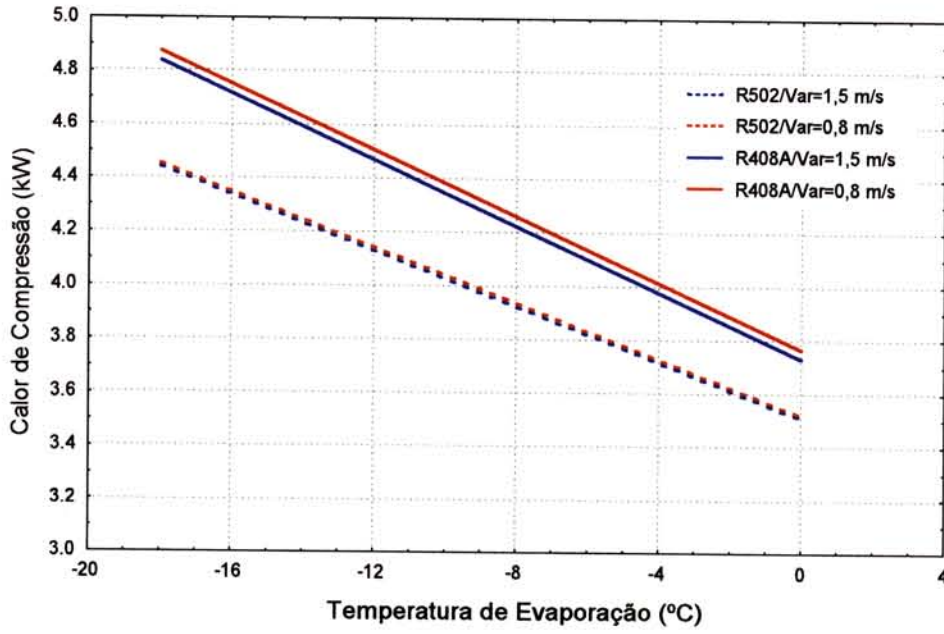


Figura 4.34 - Calor de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

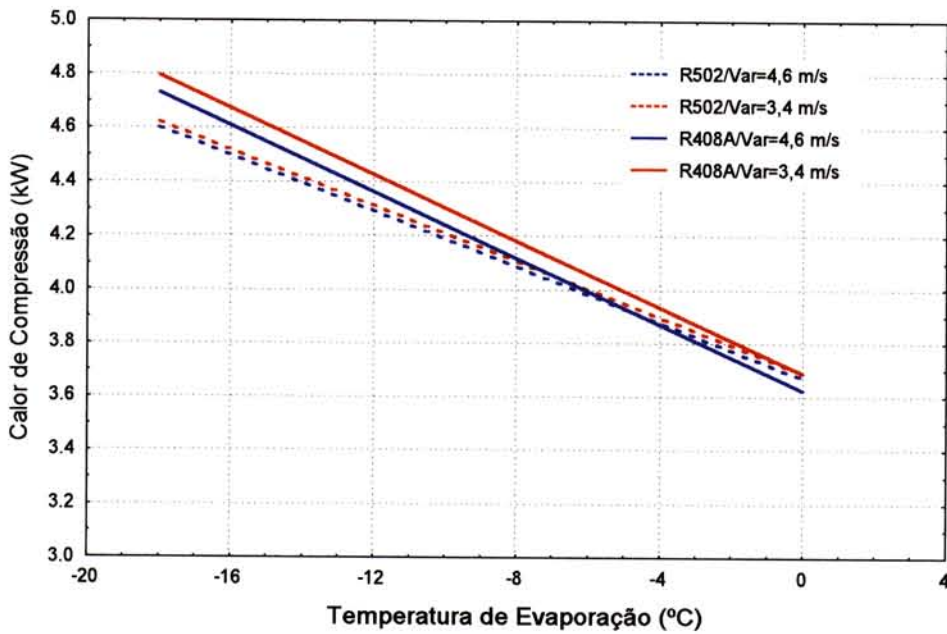


Figura 4.35 - Calor de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

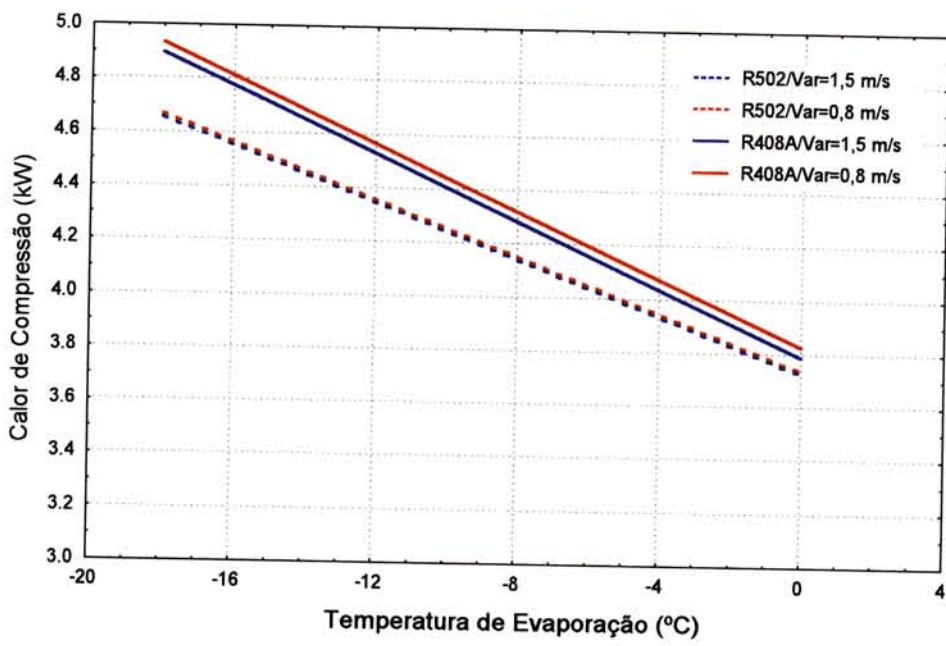


Figura 4.36 - Calor de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

Na Tabela 4.10 estão expostos os valores percentuais de ganho de calor de compressão utilizando-se o R-408A.

Tabela 4.10 - Diferenças percentuais do calor de compressão do R408A relativo ao R-502.

Condições		Cal. de Compressão relativa ao R-502 (%)				
Veloc. de ar (m/s)	Vaz. de água (kg/s)	Temperatura de Evaporação (°C)				
		-18	-15	-10	-5	0
4,6	2,3	6,5	6,1	5,2	4,3	3,2
3,4	2,3	7,5	7,0	6,3	5,4	4,4
1,5	2,3	8,9	8,6	7,9	7,2	6,3
0,8	2,3	9,5	9,1	8,5	7,8	7,0
4,6	0,7	2,8	2,3	1,2	0,0	-1,2
3,4	0,7	3,7	3,2	2,2	1,2	-0,1
1,5	0,7	5,2	4,7	3,8	2,8	1,7
0,8	0,7	5,7	5,2	4,4	3,5	2,4

Nas Figuras 4.33 e 4.35 (velocidades de ar maiores) são observados que o R-408A requer um calor de compressão maior que o R-502 devido a uma maior variação da entalpia de compressão. Em velocidades de ar menores o calor de compressão apresenta valores menores (Figuras 4.34 e 4.36). A vazão de água possui pequeno efeito sobre o calor de compressão nas condições consideradas.

4.8.6 Temperatura do ar de insuflamento (Tar).

A temperatura do ar de insuflamento é um parâmetro importante na determinação do desempenho de um sistema frigorífico. Nas figuras subsequentes são apresentados os comportamentos das temperaturas do ar de insuflamento em diferentes condições para o R-408A e R-502.

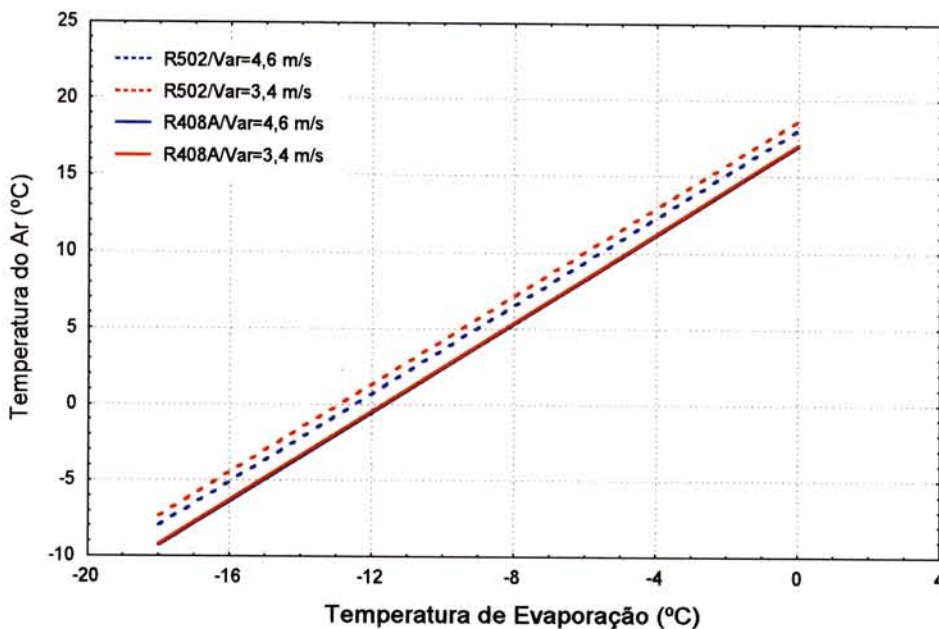


Figura 4.37 - Temperatura do ar de insuflamento na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

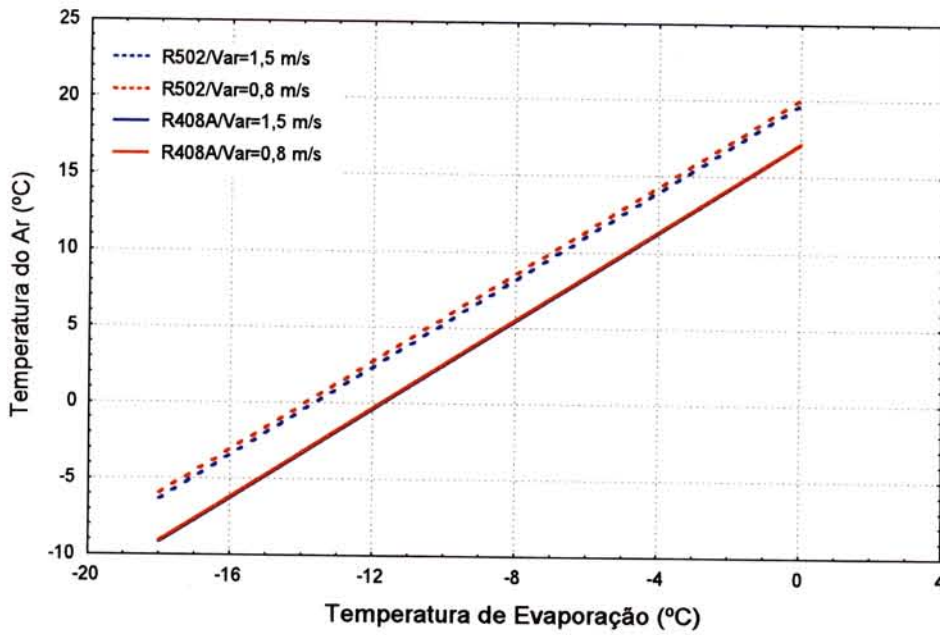


Figura 4.38 - Temperatura do ar de insuflamento na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

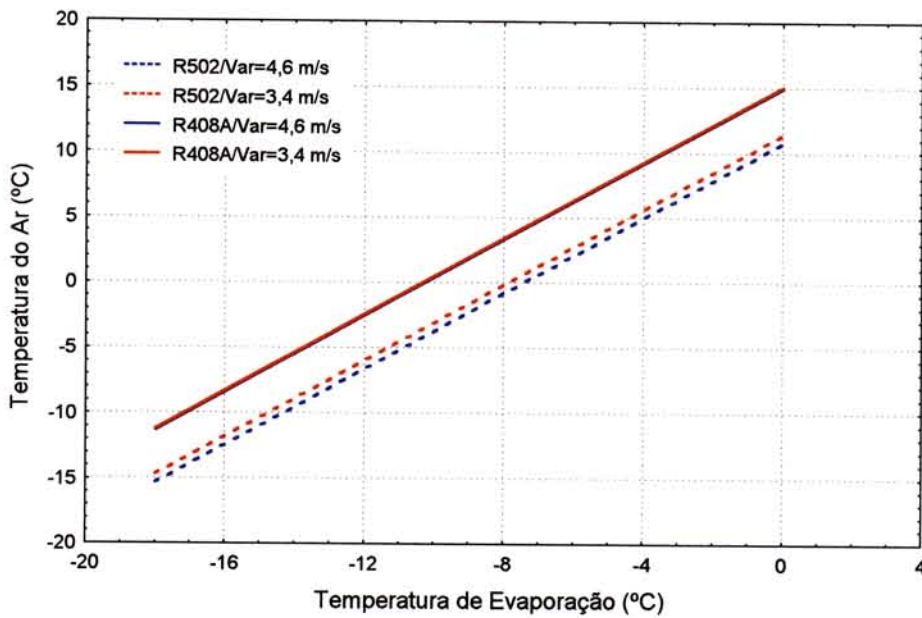


Figura 4.39- Temperatura do ar de insuflamento na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

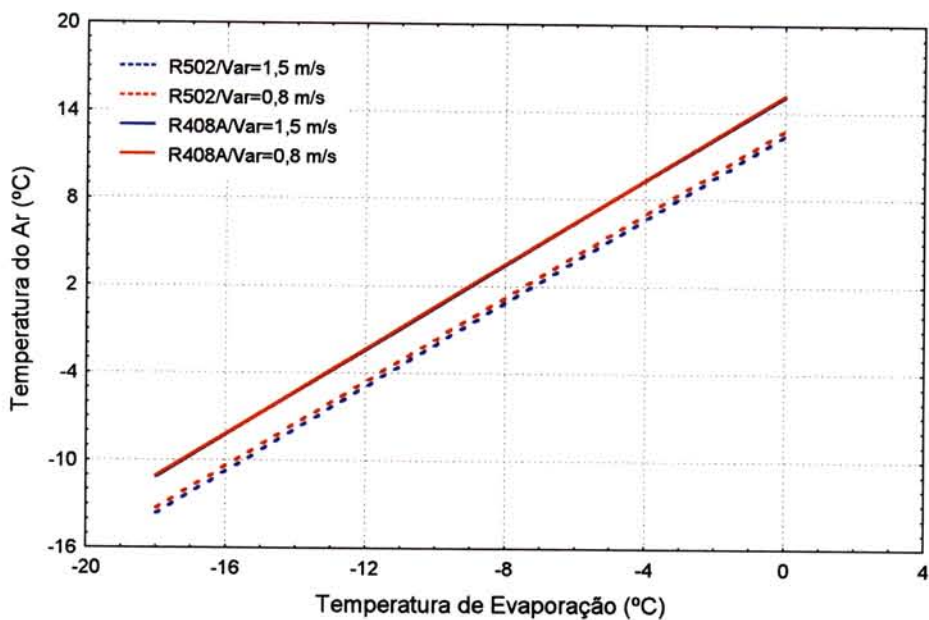


Figura 4.40 - Temperatura do ar de insuflamento na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

Na Tabela 4.11 estão expostos os valores percentuais de ganho da temperatura de descarga do compressor utilizando-se o R-408A.

Tabela 4.11 - Diferenças percentuais de redução ou incremento de temperatura do ar com R408A relativas ao R-502.

Condições		Temperatura do Ar relativa ao R-502 (%)				
Veloc. de ar (m/s)	Vaz. de água (kg/s)	Temperatura de Evaporação (°C)				
		-18	-15	-10	-5	0
4,6	2,3	-0,5	-0,5	-0,4	-0,4	-0,4
3,4	2,3	-0,7	-0,7	-0,6	-0,6	-0,6
1,5	2,3	-1,1	-1,0	-1,0	-0,9	-0,9
0,8	2,3	-1,2	-1,2	-1,1	-1,0	-1,0
4,6	0,7	1,6	1,6	1,5	1,5	1,5
3,4	0,7	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
1,5	0,7	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
0,8	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8

Nas Figuras 4.37 e 4.38 (valores de vazão de água maiores) a temperatura de ar de insuflamento do R-408A é menor que o valor apresentado pelo R-502, devido a uma maior capacidade de retirada de calor apresentada pelo R-408A. Este comportamento não é observado com a vazão de água de 0,7 kg/s, possivelmente devido às diferenças nas temperaturas de condensação causadas pela variação da temperatura da água de entrada do condensador.

4.8.7 Temperatura de descarga (Tdesc).

A temperatura de descarga de um sistema frigorífico não deve ultrapassar certos limites para que não seja prejudicada a lubrificação segura do compressor. Para isso não se deve incrementar demasiadamente a temperatura de condensação do sistema.

O comportamento das temperaturas de descarga calculadas através dos modelos empíricos para os dois refrigerantes estudados são apresentados nas Figuras 4.41 a 4.44.

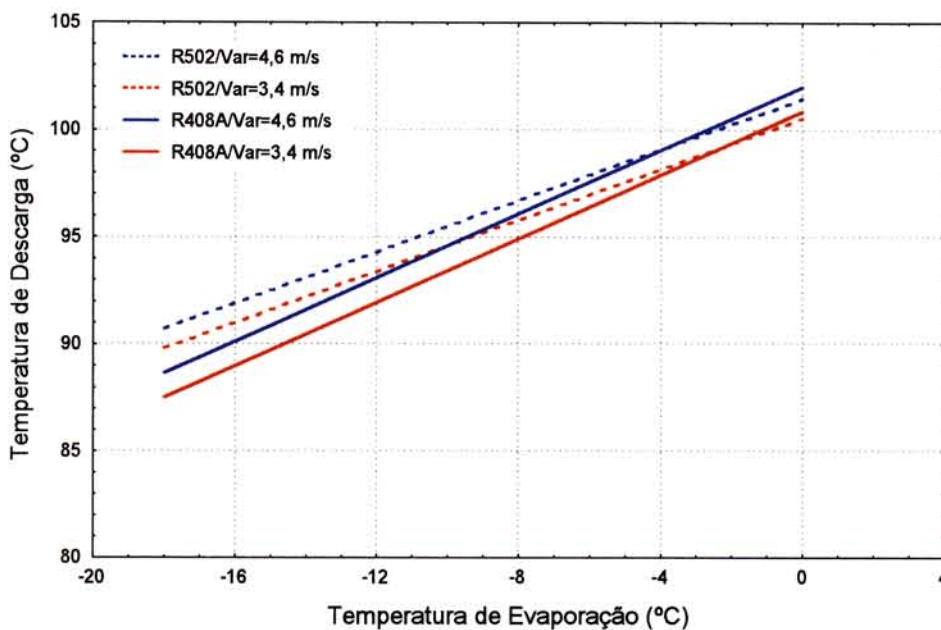


Figura 4.41 - Temperatura de descarga na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

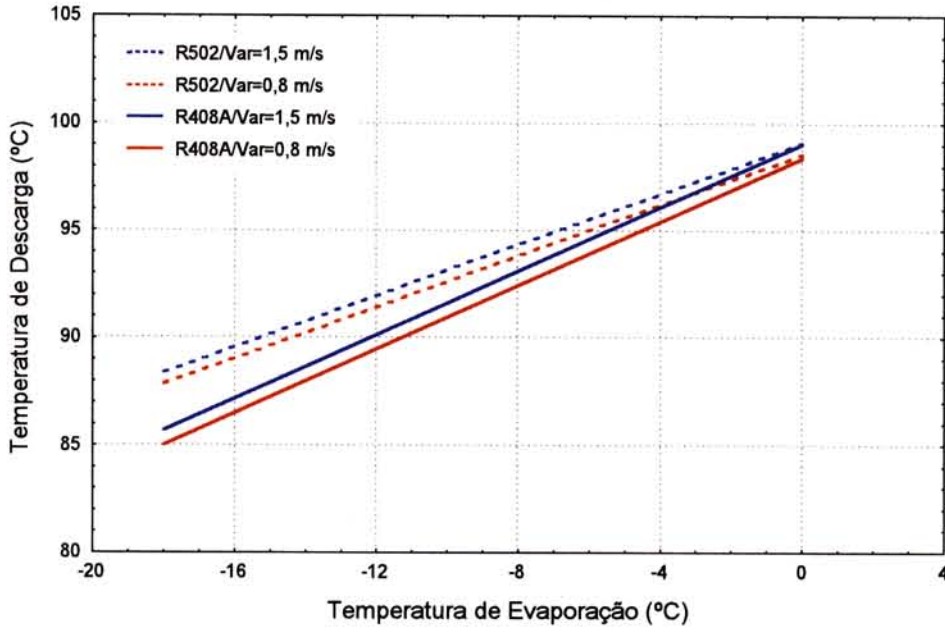


Figura 4.42 - Temperatura de descarga na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

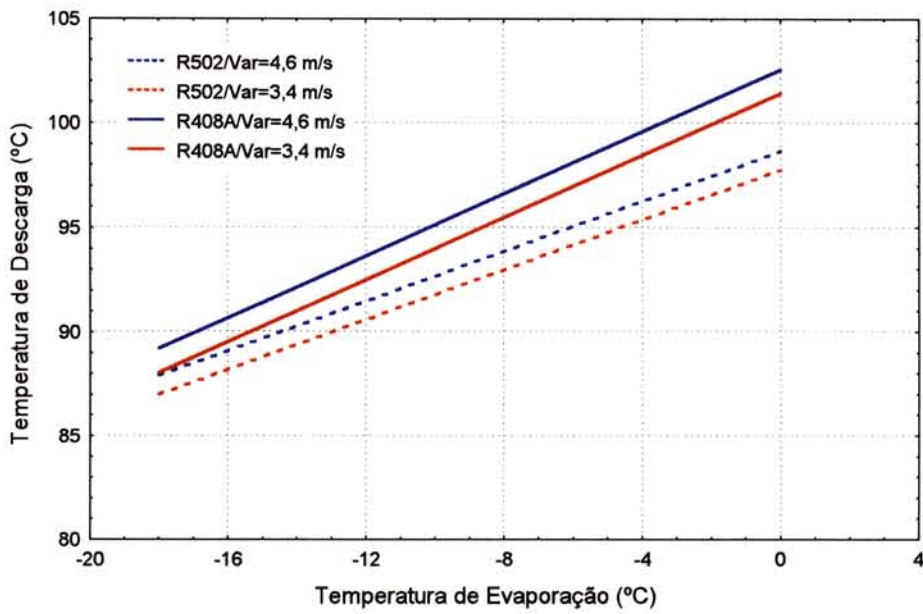


Figura 4.43 - Temperatura de descarga na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

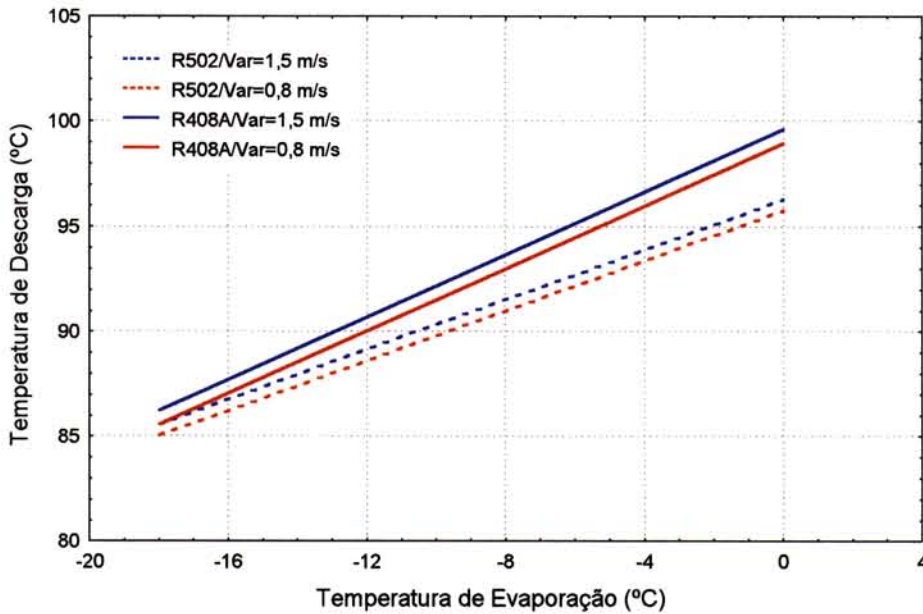


Figura 4.44 - Temperatura de descarga na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

Em estudos anteriores o R-408A é apresentado como tendo uma temperatura de descarga maior que o R-502 (Elf Atochen, 1997; BRUBAKER & RICKETTS, 1996).

Este comportamento apenas é observado nas Figuras 4.43 e 4.44, condição de vazão de água menor, onde a temperatura de descarga do R-408A apresenta-se até 1% maior que a temperatura de descarga do R-502. Mais uma vez o mecanismo de injeção de vapor superaquecido influenciou no comportamento inverso da temperatura de descarga com relação à temperatura de evaporação. Uma maior temperatura de sucção devido a um superaquecimento excessivo, torna maior a temperatura de descarga, mesmo com maiores temperaturas de evaporação. Nas Figuras 4.41 e 4.42 as temperaturas de evaporação menores apresentam uma maior temperatura de descarga para o R-502, em até 0,8% maior que as temperaturas de descarga apresentadas para o R-408A.

Na Tabela 4.12 estão expostos os valores percentuais de redução ou incremento de temperatura de descarga utilizando-se o R-408A.

Tabela 4.12 - Diferenças percentuais de redução ou incremento de temperatura de descarga com R408A relativa ao R-502.

Condições		Temperatura de descarga ao R-502 (%)				
Veloc. de ar (m/s)	Vaz. de água (kg/s)	Temperatura de Evaporação (°C)				
		-18	-15	-10	-5	0
4,6	2,3	-0,6	-0,5	-0,2	0,0	0,2
3,4	2,3	-0,6	-0,5	-0,3	-0,1	0,1
1,5	2,3	-0,7	-0,6	-0,4	-0,2	0,0
0,8	2,3	-0,8	-0,7	-0,4	-0,2	0,0
4,6	0,7	0,4	0,5	0,7	0,9	1,0
3,4	0,7	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
1,5	0,7	0,2	0,3	0,5	0,7	0,9
0,8	0,7	0,2	0,3	0,5	0,7	0,9

Valores de temperatura de descarga indicam que o R-408A pode ser utilizado em aplicações que requeiram alta razão de compressão ou que possuam alto superaquecimento na linha de sucção onde temperaturas de descarga altas se tornam um fator preocupante.

4.8.8 Razão de Compressão (RC).

Nas Figuras 4.51 a 4.54 estão representadas as comparações da razão de compressão para os dois refrigerantes em estudo.

Estudos desenvolvidos anteriormente sobre a substituição do R-502 pelo R-408A obtiveram razões de compressão maiores para o R-408A, cerca de 9,5% (MARIOTON, 1994) e 6,6% (BRUBAKER & RICKETTS,1996).

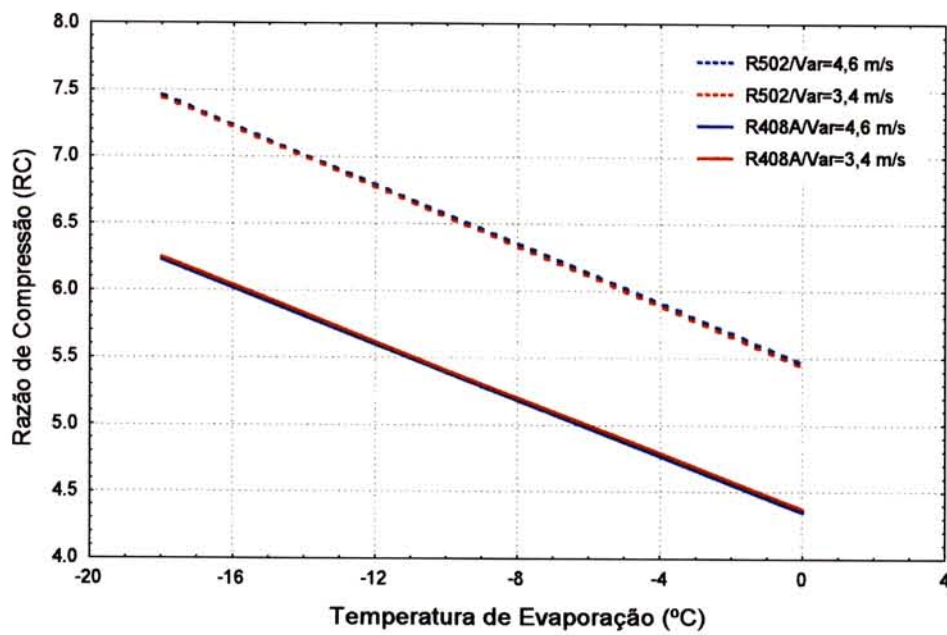


Figura 4.45 - Razão de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

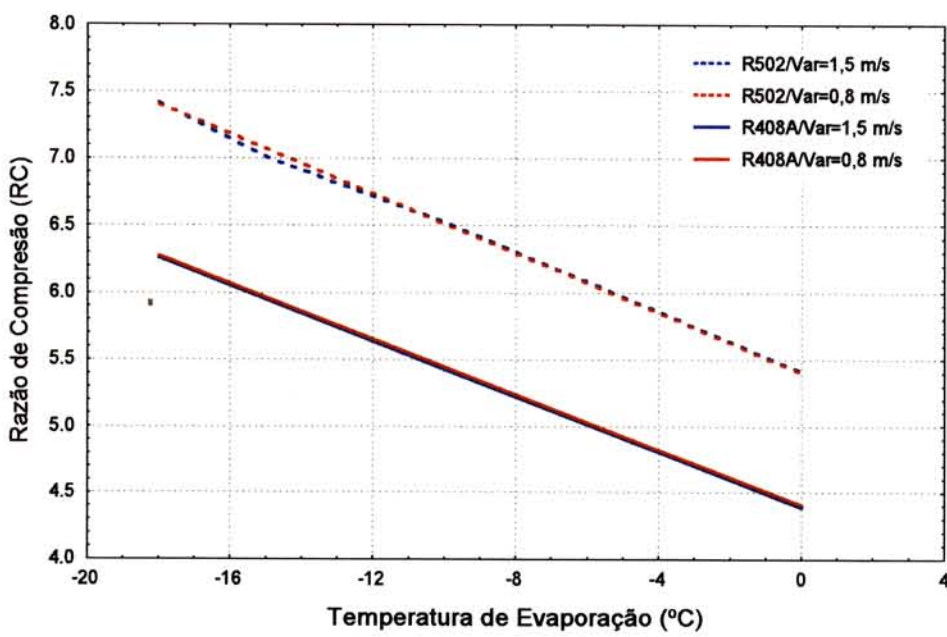


Figura 4.46 - Razão de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

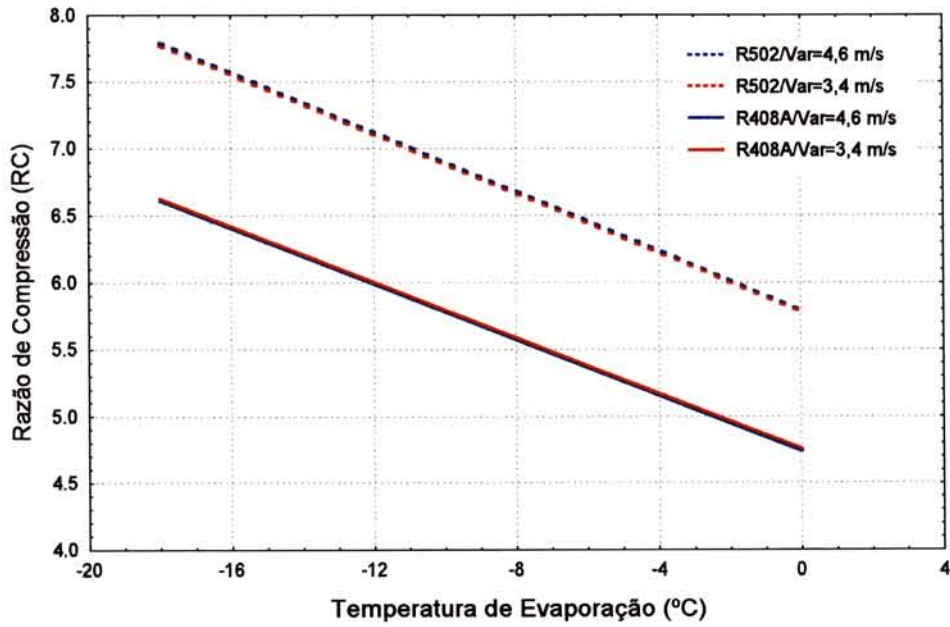


Figura 4.47- Razão de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

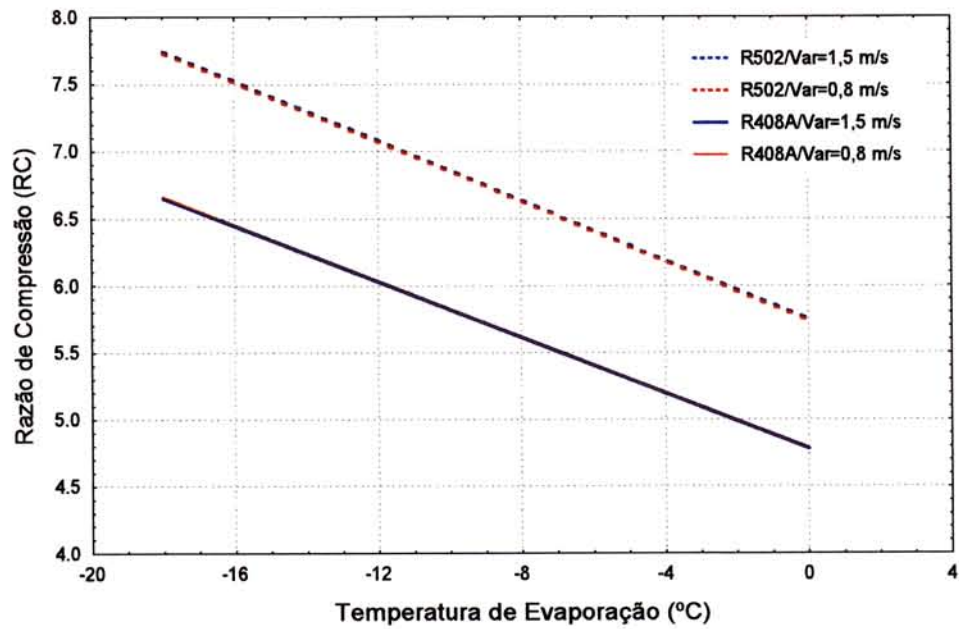


Figura 4.48 - Razão de compressão na condição de $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

Na Tabela 4.13 estão expostos os valores percentuais de redução da razão de compressão utilizando-se o R-408A.

Tabela 4.13 - Diferenças percentuais de redução da razão de compressão com R408A relativo ao R-502.

Condições		Raz. de Compressão relativa ao R-502 (%)				
Veloc. de ar (m/s)	Vaz. de água (kg/s)	Temperatura de Evaporação (°C)				
		-18	-15	-10	-5	0
4,6	2,3	-16,5	-17,00	-17,9	-19,0	-20,2
3,4	2,3	-16,1	-16,6	-17,4	-18,5	-19,7
1,5	2,3	-15,5	-15,9	-16,7	-17,7	-18,9
0,8	2,3	-15,3	-15,7	-16,5	-17,4	-18,6
4,6	0,7	-15,2	-15,6	-16,3	-17,2	-18,2
3,4	0,7	-14,8	-15,2	-15,9	-16,7	-17,7
1,5	0,7	-14,2	-14,5	-15,2	-16,0	-16,9
0,8	0,7	-13,9	-14,3	-14,9	-15,7	-16,6

Como pode ser visto na Tabela 4.13 , em todas as condições estabelecidas ocorre uma redução da razão de compressão do sistema numa proporção de 14 a 20%. A redução da temperatura de descarga e da temperatura de condensação ocasiona uma redução na pressão de descarga, reduzindo a razão de compressão.

5.CONCLUSÕES

Os ensaios realizados com o R-502 e o R-408A permitiram o desenvolvimento de modelos empíricos representativos do comportamento do sistema frigorífico em relação às variações de temperatura de evaporação, vazão de água no condensador e velocidade do ar na câmara.

Obteve-se as seguintes conclusões a respeito do comportamento do R-408A como substituto do R-502:

- O R-408A apresenta um ganho de 20 a 30% no coeficiente de desempenho útil e de 23 a 37% no coeficiente de desempenho total. Na condição de referência adotada (4,6 m/s para velocidade de ar, 2,3 kg/s para vazão de água e -15 °C para temperatura de evaporação) observa-se um ganho de 29,5% no coeficiente de desempenho total do sistema, relativo ao R-502.
- O consumo de energia elétrica do R-408A, nas condições de ensaio, foi até 7% maior que o apresentado pelo R-502.
- A capacidade frigorífica apresentada pelo R-408A foi superior em 31,8 e 30,3% para maior e menor vazão de água no condensador , respectivamente, efeito atribuído às melhores propriedades termodinâmicas deste fluido refrigerante.
- O calor de compressão apresentou um incremento de até 9,5 %.
- Em condições operacionais de referência, o R408A apresenta um valor de temperatura do ar de insuflamento 0,5% menor que o R-502.

- As temperaturas de descarga do R-408A, no sistema estudado, apresentam-se até 1% maior nas condições de menor vazão de água . Para a vazão de água maior ocorre uma redução da temperatura de descarga em até 0,8% do valor absoluto encontrado para o R-502.
- O sistema em operação com o R-408A apresenta uma redução de 14 a 20% na razão de compressão.

As diferenças observadas no comportamento dos dois fluidos refrigerantes estudados evidenciam as divergências de suas propriedades termofísicas. A mistura quase azeotrópica R-408A oferece uma aceitável alternativa ambiental de substituição ao R-502, fornecendo um satisfatório desempenho termodinâmico, sem substituição de componentes do circuito de refrigeração.

6.SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A troca do refrigerante do sistema frigorífico do túnel de congelamento estudado abre uma série de possibilidades de pesquisas de análise de desempenho e otimização do sistema. Pode-se citar:

- Determinação da capacidade frigorífica do compressor do sistema utilizando o R-408A, em diferentes temperaturas de evaporação.
- Estudo da variação da capacidade do compressor em sistemas operando com R-408A.
- Instrumentação para determinação direta da vazão de refrigerante e controle de temperatura de entrada da água do condensador.

7.REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ANÔNIMO (a). ISA Show Brasil 97. **Revista InTech**. São Paulo: ed. FCC, agosto, 1997.
2. ANÔNIMO (b). O caminho para o fim do CFC até o ano 2000. **Revista ABRAVA**. São Paulo: nº 117, setembro/outubro, 1990.
3. ANÔNIMO (c). Diretrizes para o Retrofit. Revista do Frio. São Paulo: editora MARY; ano VI, nº 87, agosto, 1997.
4. ANÔNIMO (d). Retrofit de sistemas R-12 e R-502. **Revista Oficina do Frio**. São Paulo: editora. RPA, ano 4, agosto, 1997.
5. ANÔNIMO (e). Occupancy control: The new energy saving potential for HVAC systems. **Revista Australian refrigeration, air conditioning and heating**, p. 26-29, november. 1985.
6. ASHRAE. **Refrigeration Handbook**. Atlanta, GA. Inc, 1994.
7. ASTM - **Manual on the use of thermocouples in temperature measurement**. Baltimore: march, 1974.
8. BARREAU, M.; MACAUDIERE, S.; WEISS, P.; JOUBERT, M. R-404 in industrial refrigeration application for CFC-505 and HCFC-22 replacement system with a recirculation-type a evaporator. **International Conference on Ozone Protection Technologies, Washington Hilton & Towers, Washington D.C, USA**; October: 1-10, 1996.
9. BIVENS, D.B.; PATRON, D.M.; YOKOZEKI, A. Performance of R-32/R-125/R-134a mixtures in systems with accumulators or flooded evaporators. **ASHRAE Transactions**, 103(1): 777-780, 1997.
10. BIVENS, D.B.; SHIFETT, M.B.; SHEALY, G.S.; ALLGOOD, C.C; PATRON, D.M.; YOKOZEKI, A; RIZZO, J.J.; CHISOLM, T.E.C.; GEIGER, K.A. HCFC-22 alternative for air conditioners and heat pumps. **ASHRAE Transactions**,
11. C.A.L. - Centre D' Aplication de Lavallois - Elf Atochem. **Retrofitting R-502 systems to FORANE FX10**. 1997
12. CETECIL - **Termometria Princípios e Aplicações**. São Paulo: 1988.

13. CHATTLE, M. V. Instrumentos Padrões e Técnicas de Calibração. **Anais do 1º Seminário Internacional de medição de temperatura e calibração.** São Paulo: 1989.
14. CHUPIN, M. Lubricants... Transition and Substitution. **RPF**, nº 792, march, 1994.
15. CORR, S.; DEKLEVA, T.W.; SAVAGE, A.L. Retrofitting large refrigeration systems with R-134a. **ASHRAE Journal**, 35(2): 29-33, 1993.
16. COUGHANOWR, D.R.; KOPPEL, L.B. **Process Systems Analysis and Control**, McGraw-Hill, New York, 1965.
17. DEAN, B. H.; RYDER, E. A.; BAKER, N. H. Temperature measurement in engineering. **Deals with thermocouple techniques for measuring temperatures.** Stanford: Connecticut, 1975.
18. DEVOTTA, S.; GOPICHAND, S.; PEDYALA, V.R. Assessment of HFCs, fluorinated ethers and amine as alternatives to CFC12. **International Journal of Refrigeration**, 16(2): 84-90, 1993.
19. DEVOTTA, S.; GOPICHAND, S.; PENDYALA, R. Comparative assessment of some HCFCs, HFCs and HFEs as alternatives to CFC11. **International Journal of Refrigeration**, 17(1): 32-39, 1994.
20. DOMANSKI, P.A.; DIDION, D.A. Thermodynamic evaluation of R-22 alternative refrigerants and refrigerant mixtures. **ASHRAE Transactions**, 99(2): 636-648, 1993.
21. DOSSAT, R.J. **Princípios de Refrigeração**, Ed. Hemmus, 1985.
22. DUCRUET, C. Comparaison des R502 et R404A en production de froid: Étude expérimentale. **Revue Générale du Froid**, Mars: 36-40, 1994.
23. GOSWAMI, D. Selecting a refrigerant: comparaison made easier. **Heating, Piping, Air Conditioning**, Philadelphia: 65(8), 75-82, august, 1993.
24. HE, X.; SPINDLER, U.C.; JUNG, D.S.; RADERMACHER, R. Investigation of R-22/R142b mixture as a substitute for R-12 in single-evaporator domestic refrigerators. **ASHRAE Transactions**, 98(1): 150-159, 1992.

25. JONSSON, U. B.; HÖGLUND, E. Determination of viscosities of Oil-refrigerant mixtures at equilibrium by means of film thickness measurements. **ASHRAE Transactions**. 99 (2), 1993.
26. JONSSON, U. B.; HÖGLUND, E. The influence of refrigerants on the high pressure properties of lubricating oil. **Proceedings of Nordtrib '92**. (3), 89-96, 1992.
27. LINTON, J. W.; TRIEBE, A. R.; SNELSON, W. K.; HEARTY, P. F. System performance comparison of R-507 with R-502. **ASHRAE Transactions**. 101 (2):502-510,1995.
28. MACHADO, F. F. Implantação e operação de um laboratório de termometria em siderurgia de grande porte. **Anais do 1º Seminário Internacional de medição de temperatura e calibração**. São Paulo: 1989.
29. MARIOTON, C. Conversion d'installations au R-502 par du Forane FX70 (R-404A) et par du Forane FX10. **Revue Générale du Froid**. Mars: 23-25,1994.
30. MEI, V.C.; CHEN, F.C.; CHEN, D.T.; HUANGFU, E.-P. Performance tests of R-22 and R-32/R-125/R-134a mixture for baseline air conditioning and liquid over-feeding operations. **ASHRAE Transactions**, 101(2): 1072-1077, 1995.
31. NAGENGAST, B.A. A History of Refrigerants. **CFCs: Time of Transition**. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers Inc. Atlanta, GA: part I, 1989.
32. National Refrigerants INC. Worldwide Refrigerant Supplier. **Refrigerant Reference Guide**. 2ª ed., 1997.
33. NEVES Fo, L.C. Recuperação e conservação de energia em abatedouros avícolas. **Revista ABRAVA**. São Paulo: nº 119, janeiro/fevereiro, 1991.
34. NEVES Fo, L. C. Conservação e recuperação de energia em sistemas frigoríficos. **Apostila do Workshop de Refrigeração - IBF/ABIMAQ-DNERI**. São Paulo: 24 e 25 de setembro, 1997.
35. NICHOLSON, F. J.; GRAHAM, J. Microcomputer monitoring of commercial cold stores. **International Institute of Refrigeration**, p. 125-132.1985.

36. PERRY, R. H. **Manual del Ingeniero Quimico**. Tomo I . 3ª ed., pg. 1260.
Editora UTEHA, 1966.
37. Refrigerant Report 5 - **Bitzer**. 1996.
38. RICKETTS, M.; BRUBAKER, M. Energy efficient solutions for existing R-12 and R-502 installations. **International CFC and Halon Conference at Washington D.C**, october: 208-217, 1996.
39. SAND, J.R.; VIENEYARD, P.E.; NOWAK, P.E. Experimental performance of ozone-safe alternative refrigerants. **ASHRAE Transactions**, 96(2): 173-182, 1990.
40. SHIFLETT, M.B.; YOKOZEKI, A. Near-azeotropic refrigerants as alternatives for R-502. **ASHRAE Journal**, february: 24-33, 1993.
41. SILVEIRA JR., V. Modelagem, simulação e otimização de um sistema de refrigeração controlado com lógica nebulosa , **Tese de doutorado**, Campinas, UNICAMP, 1995.
42. SPATZ, M.W.; ZHENG, J. R-22 alternative refrigerants: performance in unitary equipment. **ASHRAE Journal**, 99(2): 779-785, 1993.
43. STOECKER, W.F. Comparasion of ammonia with other refrigerants for district cooling plant chillers. **ASHRAE Transactions**, 100(1): 1126-1135, 1994.
44. STOECKER, W.F.; JABARDO, J, M. **Refrigeração Industrial**. São Paulo: ed. Edgard Blücher Ltda, 1994.
45. WIEDMANN, W.; STRECKER, J. Process control of cooker-extruders. **Automatic Control and Optimization of Food Process**. Ed. Elsevier Applied Science, London, p. 201-214, 1988.

8.APÊNDICE A.

8.1 Programa de Aquisição de dados utilizado no MCILINK.

Projeto : Arquivo de configuração do modulo de Programação e Log

Autor : Flavio Vasconcelos da Silva

Modulo : Arquivo de Teste

Arquivo : TUNEL.MAC

Data Atualiz.: 18- NOV - 1997

Definições Globais

[GLOBAL_SESSION]

FileName = Arquivo.Tip

FileName especifica o nome do arquivo de LOG a ser gerado.

Pode incluir um path completo ou não.

Esta definição e obrigatória caso seja definida a sessão INPUT_SESSION

FileName = ens01.TXT;

AppendFile = xx

Especifica se o arquivo de log caso já exista deve ser aberto para acrescentar dados ou não (inicializar o arquivo).

AppendFile = 0 -> cria um novo arquivo apagando o anterior se já existir

AppendFile = 1 -> abre o arquivo ja existente e adiciona dados ao mesmo
se o arquivo não existir cria um arquivo novo.

Esta definição é obrigatória caso seja definida a sessão INPUT_SESSION

Esta definição é opcional e quando não especificada assume AppendFile = 0.

AppendFile = 0;

SampleTime = xx

SampleTime especifica o intervalo em segundos entre cada aquisição.

Este valor é dado em segundos e pode variar de 1 a 32767 segundos.

Esta definição é obrigatória caso seja definida a sessão INPUT_SESSION

SampleTime = 10;

ActiveTime = xx

ActiveTime especifica o tempo total do processo de aquisição de dados.

Este valor e dado em minutos e pode variar de 0 a 65535.

Quando este valor for igual a 0 este parâmetro não e utilizado para terminar o processo de aquisição.

Em qualquer situação o aplicativo poderá ser encerrado pela tecla ESC.

Esta definição e opcional e quando não especificada assume ActiveTime = 0.

ActiveTime = 90;

SampleNo = xx

SampleNo especifica o numero total de amostragens a serem efetuadas pelo programa. Este valor pode variar de 0 a 65535.

Quando este valor for igual a 0 este parâmetro não é utilizado para terminar o processo de aquisição.

Em qualquer situação o aplicativo poderá ser encerrado pela tecla ESC.

Esta definição é opcional e quando não especificada assume SampleNo = 0.

SampleNo = 0;

SmallNumPrec = xx

SmallNoPrec especifica o numero de casas decimais utilizado na representação de valores entre -1 e 1. Esta definição é opcional e quando não especificado, o valor default e, precisão de 6 casas.

SmallNumPrec = 4;

BigNumPrec = xx

BigNoPrec especifica o numero de casas decimais utilizado na representação de valores maiores que 1 e menores que -1.

Esta definição é opcional e quando não especificado este parâmetro, o valor default é, precisão de 4 casas.

BigNumPrec = 2;

Especificação das Variáveis a serem obtidas do controlador

[INPUT_SESSION]

CtrlId = xx

Especifica o no do identificador da estação associada ao controlador onde devem ser obtidos os dados desta sessão

Esta definição é obrigatória e deve ser a primeira em cada declaração de uma sessão de entrada.

CtrlId = 255;

PointType = xx

Especifica o tipo de variável a ser obtida do controlador.

Pode ser: 0 : indica variável do tipo R (contato)
 1 : indica variável do tipo M (memória inteira)
 2 : indica variável do tipo D (memória real)

Esta definição é obrigatória.

PointType = 2;

 PointId = xx

Identifica a variável inicial a ser obtida.

Esta definição é obrigatória.

PointId = 0;

 NoOfPoints = xx

Especifica o no. de pontos a serem obtidos a partir do ponto inicial (PointId).

Esta definição é obrigatória.

NoOfPoints = 6;

 IIRMin = xx

Especifica o valor mínimo da variável na representação interna do controlador.

Esta definição é opcional e quando não especificada assume IIRMin = 0.

IIRMin = 0;

 IIRMax = xx

Especifica o valor máximo da variável na representação interna do controlador.

Esta definição é opcional e quando não especificada assume IIRMax = 100.

IIRMax = 4092;

 EUMin = xx

Especifica o valor mínimo da variável em unidade de engenharia.

Esta definição é opcional e quando não especificada assume EUMin = 0.

EUMin = 223.15;

EUMax = xx

Especifica o valor máximo da variável em unidade de engenharia.

Esta definição é opcional e quando não especificada assume EUMax = 100.

EUMax = 323.15;

CtrlId = xx

Especifica o no do identificador da estação associada ao controlador onde devem ser obtidos os dados desta sessão

Esta definição é obrigatória e deve ser a primeira em cada declaração de uma sessão de entrada.

CtrlId = 255;

PointType = xx

Especifica o tipo de variável a ser obtida do controlador.

Pode ser: 0 : indica variável do tipo R (contato)

1 : indica variável do tipo M (memória inteira)

2 : indica variável do tipo D (memória real)

Esta definição é obrigatória.

PointType = 2;

PointId = xx

Identifica a variável inicial a ser obtida.

Esta definição é obrigatória.

PointId = 8;

NoOfPoints = xx

Especifica o no. de pontos a serem obtidos a partir do ponto inicial (PointId).

Esta definição é obrigatória.

NoOfPoints = 5;

IRMin = xx

Especifica o valor mínimo da variável na representação interna do controlador.

Esta definição é opcional e quando não especificada assume IRMin = 0.

IRMin = 0;

IRMax = xx

Especifica o valor máximo da variável na representação interna do controlador.

Esta definição é opcional e quando não especificada assume IRMax = 100.

IRMax = 4092;

EUMin = xx

Especifica o valor mínimo da variável em unidade de engenharia.

Esta definição é opcional e quando não especificada assume EUMin = 0.

EUMin = 0.00;

EUMax = xx

Especifica o valor máximo da variável em unidade de engenharia.

Esta definição é opcional e quando não especificada assume EUMax = 100.

EUMax = 99.9;

8.2. Resultados experimentais para o R-502.

Ensaio	Var(m/s)	mH2O(kg/s)	Tin Evap	Tout Evap	Tsuc	Tin Ar	Tout Ar	Tsubresf	Tcond	Tdesc	Tin H2O	Tout H2O	Pevap	Psuc	Pcond
1	4.6	2.3	-17.38	-9.43	-3.12	1.03	11.99	22.24	30	89.8	28.57	30.71	2.86	1.79	13.01
1d	4.6	2.3	-16.47	-2.98	2.56	-7.16	2	21.58	30.4	91.95	28.96	30.9	2.9	1.81	13.16
2	4.6	2.3	-10.06	7.91	13.05	3.14	13.47	25.07	30.4	96.47	28.96	31	3.58	1.97	13.14
2d	4.6	2.3	-10.49	4.63	9.94	-0.07	9.94	23.38	30.4	94.48	28.96	31.1	3.55	1.99	13.17
3	4.6	2.3	-4.19	21.28	24.48	16.11	26.22	28.04	30.59	99.24	29.35	31.3	4.26	2.2	13.16
3d	4.6	2.3	-5.48	14.41	18.15	8.92	19.18	27.66	31.83	99.24	28.96	32.88	4.13	2.2	13.78
4	3.4	2.3	-16.9	-10.27	-3.24	-10.34	0.78	23.06	30.3	89.27	28.96	30.9	2.9	1.81	13.08
4d	3.4	2.3	-16.09	-1.92	3.82	-5.42	6.49	21.32	30.4	92.48	28.96	30.9	2.89	1.8	13.13
5	3.4	2.3	-9.19	12.76	16.84	8.86	22.67	21.85	30.11	98.46	28.96	31	3.63	2	13.11
5d	3.4	2.3	-9.52	6.37	11.41	2.41	14.69	23.49	30.21	94.33	28.77	30.9	3.67	2.05	13.14
6	3.4	2.3	-4.83	18.27	22.43	15.15	33.04	27.61	30.69	99.24	29.35	31.3	4.17	2.17	13.17
6d	3.4	2.3	-4.88	15.06	18.68	11.03	23.68	26.08	30.21	97.73	28.77	30.9	4.2	2.23	13.1
7	1.5	2.3	-16.84	-7.84	-1.5	-0.07	22.36	23.33	30.3	90.59	28.96	30.9	2.89	1.79	13.08
7d	1.5	2.3	-16.68	-5.78	0.29	-5.31	17.01	19.99	29.82	90.1	28.38	30.51	2.84	1.79	12.96
8	1.5	2.3	-8.76	5.37	10.51	5.16	26.59	24.7	30.21	93.31	28.18	30.51	3.66	2.05	12.93
8d	1.5	2.3	-9.41	4.1	9.25	3.78	25.42	23.11	29.82	92.73	28.96	30.93	3.57	1.99	13.14
9	1.5	2.3	-4.13	14.24	17.57	17.85	39.91	26.19	29.82	96.22	28.18	30.51	4.29	2.22	12.87
9d	1.5	2.3	-3.59	13.51	17	12.35	37.11	26.39	30.4	96.81	28.96	31.3	4.38	2.24	13.2
10	0.8	2.3	-16.84	-9.21	-2.5	2.88	26.79	22.9	30.3	88.36	28.77	30.71	2.88	1.8	13.02
10d	0.8	2.3	-17.28	-8.79	-2.92	-6.58	20.93	18.88	28.91	86.84	27.45	29.37	2.79	1.75	12.64
11	0.8	2.3	-9.95	2.41	7.99	3.47	29.02	24.49	30.4	92.92	29.06	31.1	3.61	1.98	13.11
11d	0.8	2.3	-7.25	6.54	10.84	8.23	36.74	23.64	28.86	92.43	27.4	29.53	3.85	2.08	12.7
12	0.8	2.3	-3.91	14.24	17.26	15.63	44.04	27.56	30.4	96.52	29.16	31.1	4.31	2.23	13.17
12d	0.8	2.3	-4.88	12.98	16.42	14.57	44.04	25.23	29.24	95.84	27.59	29.72	4.19	2.16	12.67
13	4.6	0.7	-15.55	-13.75	-6.13	-11.24	-1.45	19.1	33.85	89.22	29.06	35.24	3.09	1.91	14.57
13d	4.6	0.7	-15.44	-17.25	-8.98	-11.55	-1.98	20.36	33.66	86.5	29.06	34.85	3.07	1.93	14.55
14	4.6	0.7	-10.81	-3.08	3.09	-5.58	4.32	21.74	33.08	92.58	28.96	34.56	3.58	2.08	14.4
14d	4.6	0.7	-10.49	-3.3	3.19	-5.68	4.11	21.73	33.08	91.41	28.96	34.45	3.64	2.1	14.33
15	4.6	0.7	-4.45	6.27	11.07	1.88	11.57	26.5	33.46	95.26	28.96	34.85	4.41	2.32	14.49
15d	4.6	0.7	-4.45	12.29	16.57	7.91	17.54	24.39	33.08	99.24	28.86	34.56	4.29	2.28	14.31
16	3.4	0.7	-15.66	-15.45	-8.35	-10.97	5.06	17.72	33.85	87.52	29.06	34.85	3.04	1.9	14.52
16d	3.4	0.7	-15.55	-14.44	-7.66	-10.55	8.4	18.02	33.46	87.72	29.06	34.85	3.06	1.91	14.55
17	3.4	0.7	-10.49	-3.61	2.88	-5.26	11.09	20.89	33.08	91.8	28.96	34.45	3.62	2.11	14.37
17d	3.4	0.7	-10.38	-4.67	1.82	-5.94	9.77	20.03	33.08	90.92	28.62	34.51	3.64	2.1	14.45
18	3.4	0.7	-4.45	6.85	11.41	3.52	18.76	25.75	33.27	95.06	28.96	34.85	4.36	2.34	14.48
18d	3.4	0.7	-4.45	12.29	16.47	9.02	23.04	25.01	33.03	99.24	28.96	34.56	4.31	2.27	14.3
19	1.5	0.7	-14.53	-8.1	-1.87	-5.94	20.61	18.35	33.46	90.49	28.82	34.56	3.11	1.93	14.46
19d	1.5	0.7	-15.18	-1.92	4.35	-2.2	20.19	19.48	33.89	96.62	29.01	35	3.07	1.94	14.46
20	1.5	0.7	-10.81	-3.93	2.67	-3.14	17.12	20.89	33.27	92.19	28.96	34.56	3.58	2.07	14.37
20d	1.5	0.7	-11.35	-5.3	1.87	-4.68	19.39	21	33.41	92	28.96	34.4	3.57	2.06	14.31
21	1.5	0.7	-4.45	4.68	9.3	4.37	25	25.25	33.46	93.65	28.96	34.85	4.39	2.33	14.43
21d	1.5	0.7	-4.45	5.16	9.83	4.95	29.71	25.36	33.46	93.89	28.96	34.85	4.38	2.33	14.48
22	0.8	0.7	-14.48	-9	-2.24	-5.58	28.76	18.67	33.46	90.64	28.96	34.85	3.12	1.95	14.46
22d	0.8	0.7	-15.23	-6.94	-0.39	-4.52	30.71	19.01	33.85	93.9	28.96	34.9	3.08	1.95	14.45
23	0.8	0.7	-10.49	-9	-1.82	-4.99	26.17	21.88	33.08	88.49	28.96	34.45	3.63	2.09	14.36
23d	0.8	0.7	-9.62	-8.15	-1.39	-4.09	21.93	21.63	33.32	89.42	28.77	34.61	3.74	2.11	14.45
24	0.8	0.7	-4.19	2.15	7.57	3.78	30.66	25.33	33.51	92.82	28.96	34.8	4.47	2.34	14.48
24d	0.8	0.7	-4.62	6.69	11.31	8.01	30.55	23.98	33.27	95.69	28.96	34.85	4.29	2.27	14.4

Ensaio	Energia	Qo	COPtotal	Hresf	Houtevap	Mref(kg/s)	Hdesc	Hsuc	Qcomp	COPutil	Pc/Ps	Vesp
1	7.2	9455.8	1.30	223.6	344.9	0.131008	409.7	351	4599.488	2.07	7.27	108
1d	7.48	9455.8	1.24	222.8	349.3	0.108485	411.4	354.8	4723.883	2.23	7.27	109.3
2	7.97	9455.8	1.28	226.8	356	0.115195	415.3	361.9	4592.152	2.42	6.67	104.4
2d	7.75	9455.8	1.20	224.8	353.7	0.11323	413.6	359.7	4553.938	2.39	6.62	102.1
3	8.7	9455.8	1.19	230.1	364.8	0.103455	417.6	369.6	4308.308	2.81	5.98	96.4
3d	8.51	9455.8	1.26	229.7	359.9	0.111285	417.1	365.2	4267.533	2.51	6.26	95
4	7.2	9455.8	1.28	224.5	344.3	0.103621	409.2	350.9	4369.44	2.05	7.23	106.7
4d	7.39	9455.8	1.21	222.5	350.1	0.102194	411.9	355.7	4413.704	2.27	7.29	110.5
5	7.46	9455.8	1.28	223.1	359.4	0.105137	417	364.5	4223.49	2.60	6.56	104.3
5d	7.7	9455.8	1.19	225	354.8	0.100662	413.5	360.6	4294.636	2.45	6.41	99.5
6	8	9455.8	1.12	229.6	362.7	0.135599	417.6	368.2	4236.984	2.69	6.07	97.9
6d	8.69	9455.8	1.13	227.9	360.3	0.098605	416.4	365.5	4171.454	2.60	5.87	93.8
7	7.88	9455.8	1.18	224.8	346	0.086087	410.3	352.1	4387.115	2.08	7.31	108.7
7d	7.2	9455.8	1.14	221	347.5	0.083619	410	353.3	4400.764	2.23	7.24	109.5
8	7.07	9455.8	1.18	226.4	354.1	0.076796	412.8	360	4190.04	2.42	6.31	99.2
8d	9	9455.8	1.09	224.6	353.3	0.077284	412.1	359.2	4208.476	2.43	6.60	101.8
9	7.35	9455.8	1.08	228	359.6	0.073436	415.3	364.7	4091.894	2.60	5.80	93.9
9d	8.67	9455.8	1.13	228.3	358.9	0.084202	415.5	364.3	3922.133	2.55	5.89	92.8
10	7.2	9455.8	1.08	224.3	345	0.048521	408.5	351.4	4010.407	2.11	7.23	107.6
10d	6.95	9455.8	1.07	219.8	345.5	0.055057	407.6	351.2	3772.299	2.23	7.22	110.7
11	7.75	9455.8	1.06	226.1	352	0.049468	412.3	358.3	3996.47	2.33	6.62	101.8
11d	7.9	9455.8	1.07	225.2	354.6	0.052582	412.2	360.2	3971.887	2.49	6.11	97.8
12	8.55	9455.8	1.03	229.6	359.5	0.05094	415.3	364.5	3936.182	2.56	5.91	93.3
12d	8.32	9455.8	1.09	227	358.8	0.05217	415.1	364	3799.591	2.58	5.87	96.2
13	7.28	9633.7	1.34	220	341.5	0.122405	407.9	348.8	4661.98	2.06	7.63	99.6
13d	7.64	9633.7	1.29	221.4	339.1	0.12371	405.6	346.8	4310.414	2.00	7.54	97.3
14	8.48	9633.7	1.34	223	348.2	0.117627	410.9	354.8	4688.186	2.23	6.92	94.8
14d	8.35	9633.7	1.30	223	347.9	0.116665	410	354.9	4243.056	2.27	6.82	93.9
15	8.79	9633.7	1.22	228.4	353.6	0.112134	413.1	360	4626.084	2.36	6.25	87.4
15d	8.82	9633.7	1.34	226	358.1	0.103422	416.7	364	4318.03	2.51	6.28	90.9
16	7.38	9633.7	1.34	218.5	340.4	0.145819	406.5	347.3	4557.45	2.06	7.64	99.2
16d	7.88	9633.7	1.39	218.8	341.1	0.170641	406.6	347.7	4322.519	2.08	7.62	99
17	7.98	9633.7	1.29	222	347.7	0.141195	410.3	354.6	3710.706	2.26	6.81	93.3
17d	8.67	9633.7	1.25	222.2	346.9	0.137249	409.4	353.9	3926.215	2.25	6.88	93.3
18	9.14	9633.7	1.36	227.5	354.1	0.126928	412.9	360.2	3983.237	2.40	6.19	86.7
18d	8.71	9633.7	1.07	226.7	358.1	0.110616	416.7	363.9	3959.773	2.49	6.30	91.3
19	7.92	9633.7	1.21	219.2	345.4	0.099179	409.1	351.6	3981.73	2.19	7.49	100.4
19d	7.5	9633.7	1.24	220.4	349.8	0.081095	414.3	355.9	4028.366	2.22	7.45	102.4
20	7.41	9633.7	1.24	222	347.6	0.076137	410.6	354.5	4132.008	2.24	6.94	95.1
20d	7.96	9633.7	1.22	222.2	346.6	0.09121	410.5	354	3871.348	2.20	6.95	95.2
21	8.91	9633.7	1.13	227	352.4	0.075594	411.8	358.8	3767.452	2.37	6.19	86.3
21d	8.85	9633.7	1.16	227.1	352.8	0.089694	411.9	359.1	3735.069	2.38	6.21	86.5
22	7.41	9633.7	1.31	219.5	344.8	0.067887	409.2	351.3	3704.143	2.16	7.42	99.1
22d	7.84	9633.7	1.11	219.9	346.3	0.06868	411.6	352.6	3776.764	2.14	7.41	99.9
23	8.02	9633.7	1.11	223.2	343.9	0.064171	407.4	351.4	3432.944	2.16	6.87	92.4
23d	8.27	9633.7	1.13	222.9	344.3	0.053589	408.2	351.7	3840.162	2.15	6.85	91.6
24	8.73	9633.7	1.20	227.1	350.5	0.05292	411	357.6	3575.543	2.31	6.19	85.3
24d	8.35	9633.7	1.11	225.5	354	0.042317	413.6	360.3	3703.59	2.41	6.34	89.5

8.3.Resultados experimentais para o R-408A.

Ensaio	Var(m/s)	mH2O(kg/s)	Tin Evap	Tout Evap	Tsuc	Tin ar	Tout Ar	Tsubresf	Tcond	Tdesc	Tin H2O	Tout H2O	Pevap	Psuc	Pcond
1	4.6	2.3	-17.71	-8.1	-3.28	-9.17	10.29	11.53	25.27	89.81	22.09	24.64	2.78	1.84	11.16
1d	4.6	2.3	-17.81	-12.69	-6.66	-9.54	9.26	12.75	26.18	87.47	23.31	25.58	2.72	1.8	11.4
2	4.6	2.3	-10.49	7.49	11.68	1.82	22.52	16.3	25.42	95.65	22.33	24.79	3.56	2.07	11.13
2d	4.6	2.3	-10.44	4.21	9.36	1.03	21.61	15.45	26.04	94.67	23.26	25.53	3.62	2.04	11.34
3	4.6	2.3	-4.99	16.1	19.11	10.34	30.93	19.73	25.27	97.54	22.33	24.69	4.22	2.32	11.14
3d	4.6	2.3	-4.45	18.89	22.01	8.81	28.12	19.68	26.18	96.08	23.31	25.58	4.22	2.27	11.31
4	3.4	2.3	-17.82	-11.65	-6.14	-9.49	18.66	10.11	24.84	86.5	21.94	24.29	2.77	1.8	11.08
4d	3.4	2.3	-17.81	-12.91	-6.77	-9.39	18.18	12.8	26.18	87.47	23.31	25.58	2.72	1.8	11.43
5	3.4	2.3	-10.33	3.26	8.3	0.5	30.18	15.07	25.04	93.02	21.94	24.4	3.59	2.06	11.05
5d	3.4	2.3	-10.49	4.21	9.36	1.03	29.83	16.87	26.01	94.67	23.31	25.58	3.55	2.02	11.35
6	3.4	2.3	-4.78	17.58	20.68	13.15	46.1	20.2	25.17	98.75	22.14	24.64	4.23	2.3	11.12
6d	3.4	2.3	-4.9	16.01	21.03	10.64	40.03	23	25.04	98.98	23.31	25.09	4.16	2.32	11.05
7	1.5	2.3	-17.32	-12.91	-7.93	-7.48	18.5	11	25.42	87.18	22.28	24.84	2.83	1.83	11.16
7d	1.5	2.3	-17.81	-16.39	-9.82	-10.2	16.45	13.07	26.57	86.5	23.11	26.17	2.74	1.82	11.58
8	1.5	2.3	-9.62	6.21	9.78	5.16	31.88	17.09	25.42	93.79	22.33	24.79	3.61	2.08	11.14
8d	1.5	2.3	-10.49	4.09	9.06	-4.46	20.16	16.35	26.57	90.97	21.31	26.17	3.56	2.05	11.61
9	1.5	2.3	-5.21	13.51	15.99	12.19	39.81	19.62	25.22	95.59	22.33	24.69	4.17	2.28	11.1
9d	1.5	2.3	-5.96	9.7	13.58	16.33	40.32	19.73	26.57	94.87	23.5	26.17	4.09	2.23	11.47
10	0.8	2.3	-18.03	-16.13	-10.09	-8.43	19.66	10.05	24.84	84.07	21.89	24.24	2.76	1.8	11.08
10d	0.8	2.3	-16.52	-15.34	-8.56	-7.54	26.37	9.03	25.03	83.36	22.31	25.09	2.83	1.86	11.05
11	0.8	2.3	-10.44	-0.13	5.51	1.51	31.29	14.65	24.84	90.2	21.89	24.29	3.61	2.08	11
11d	0.8	2.3	-11.41	-2.24	3.46	-0.82	34.36	17.88	25.02	90.78	22.33	25.24	3.41	2.02	11.05
12	0.8	2.3	-5.75	8.86	12.94	9.6	39.49	18.35	25.04	92.92	22.14	24.29	4.15	2.26	11
12d	0.8	2.3	-5.31	4.95	9.25	6.22	42.34	20.05	27.91	93.5	23.31	27.46	4.17	2.26	11.96
13	4.6	0.7	-16.15	-7.89	-3.03	-8.49	11.36	13.92	28.86	90.39	22.14	28.24	2.96	1.95	12.4
13d	4.6	0.7	-16.09	-7.92	-3.15	-8.5	11.3	13.86	28.85	90	22.14	28.2	2.96	1.94	12.36
14	4.6	0.7	-10.49	3.52	8.15	-0.87	19.45	17.88	28.68	95.16	22.23	28.14	3.59	2.16	12.34
14d	4.6	0.7	-10.49	7.58	11.78	2.41	22.03	19.83	28.05	96.03	22.2	28.02	3.46	2.02	12.31
15	4.6	0.7	-4.88	12.66	16.15	6.9	27.64	20.73	28.53	97.98	22.14	28.14	4.28	2.39	12.31
15d	4.6	0.7	-5.64	16.68	19.95	11.29	32.19	22.16	28.19	99.24	23.01	27.65	4.11	2.26	11.92
16	3.4	0.7	-15.66	-9.84	-5.34	-8.17	22.73	14.07	29.15	88.11	21.65	28.73	3	1.97	12.52
16d	3.4	0.7	-15.6	-9.8	-5.62	-8	22.7	14.36	29.15	87.96	21.75	28.64	3.05	1.93	12.42
17	3.4	0.7	-9.62	1.99	7.04	-0.45	31.5	17.46	29.29	95.26	21.75	28.98	3.68	2.21	12.55
17d	3.4	0.7	-9.54	2.05	7.03	-0.02	30.96	17.4	29.15	95.34	21.75	28.73	3.5	2.2	12.46
18	3.4	0.7	-5.05	9.38	13.41	5.42	37.96	19.94	29.29	96.81	21.94	29.03	4.3	2.42	12.57
18d	3.4	0.7	-5.08	9.3	13.4	5.41	37.96	19.62	29.53	97.03	21.75	29.15	4.28	2.4	12.57
19	0.8	0.7	-16.36	-15.28	-9.03	-7.22	20.19	13.65	29.49	87.67	22.04	28.88	2.94	1.94	12.6
19d	0.8	0.7	-16.15	-15.12	-9.53	-7.38	20.01	13.74	29.15	88	21.86	29	2.96	2	12.7
20	0.8	0.7	-9.47	-3.35	2.5	0.03	28.76	17.4	29.34	92.04	22.04	28.98	3.73	2.21	12.61
20d	0.8	0.7	-9.4	-3.15	2.45	0.01	29.01	17.36	29.15	90.97	21.94	30	3.75	2.15	12.71
21	0.8	0.7	5.1	6.69	10.99	7.7	38.27	20.73	29.24	95.26	21.94	28.93	4.27	2.4	12.57
21d	0.8	0.7	-5.01	6.7	12	7.6	39.01	21.02	30	95.36	21.5	29	4.3	2.3	12.56
22	1.5	0.7	-15.66	-13.87	-10.51	-6.63	22.62	13.96	29.24	86.89	21.94	28.93	2.97	1.95	12.61
22d	1.5	0.7	-17.38	-8.58	-1.81	-5.79	29.81	15.34	28.96	89.32	21.5	28.54	2.78	1.81	12.28
23	1.5	0.7	-10.27	-3.03	1.77	-1.03	28.49	16.98	29.06	91.36	21.75	28.74	3.62	2.17	12.57
23d	1.5	0.7	-10.71	-4.25	2.5	-1.56	34.3	17.88	29.34	92.92	21.5	29.03	3.57	2.08	12.46
24	1.5	0.7	-4.34	8.86	11.68	7.9	38.22	20.79	28.86	94.87	21.75	28.54	4.35	2.42	12.46
24d	1.5	0.7	-6.18	4.74	9.78	6	43.62	20.05	28.68	95.26	21.7	28.14	4.13	2.25	12.2

Ensaio	Energia	Qo	COPtotal	Hresf	Houtevap	Mref(kg/s)	Hdesc	Hsuc	Qcomp	COPutil	Pc/Ps	Vesp
1	7.55	12698	1.68	211.5	395.9	0.1563	469.4	401.1	4703.218	2.70	6.07	135.14
1d	7.79	12698	1.63	212.9	392.6	0.1554	466.9	398.6	4826.229	2.63	6.33	136.34
2	7.59	12698	1.67	216.7	406.9	0.1547	475	412.3	4185.934	3.03	5.38	126.98
2d	8.03	12698	1.58	215.9	404.2	0.1558	473.9	410.5	4275.375	2.97	5.56	127.76
3	7.83	12698	1.62	220.7	412.8	0.1480	476.8	417.9	3893.348	3.26	4.80	116.1
3d	8.31	12698	1.53	220.7	415.1	0.1382	475.2	420.2	3592.541	3.53	4.98	120.06
4	6.86	12698	1.85	209.9	393.3	0.1656	466.4	399	4666.55	2.72	6.16	136.64
4d	7.36	12698	1.73	212.9	392.4	0.1658	466.9	398.5	4838.681	2.62	6.35	136.28
5	8.05	12698	1.58	215.5	403.5	0.1641	472.6	409.7	4248.427	2.99	5.36	125.94
5d	7.78	12698	1.63	217.5	404.3	0.1602	473.9	410.6	4302.909	2.95	5.62	129.07
6	8.15	12698	1.56	221	414	0.1691	478	419.1	3875.193	3.28	4.83	117.84
6d	8.26	12698	1.54	224.4	412.8	0.1567	478.3	419.4	3969.81	3.20	4.76	116.94
7	7.38	12698	1.72	210.9	392.3	0.0680	466.9	397.6	4851	2.62	6.10	133.31
7d	7.26	12698	1.75	213.2	389.8	0.0721	465.8	396.2	5004.421	2.54	6.36	133
8	8.14	12698	1.56	217.8	405.8	0.0645	473.2	410.8	4214.655	3.01	5.36	125.41
8d	7.96	12698	1.60	216.9	404.2	0.0619	470.1	410.3	4054.14	3.13	5.66	126.96
9	8.26	12698	1.54	220.6	410.8	0.0642	475	415.4	3978.974	3.19	4.87	116.8
9d	8.51	12698	1.49	220.7	407.8	0.0563	473.9	413.6	4092.407	3.10	5.14	118.41
10	7.67	12698	1.66	209.8	390	0.0394	464.1	396	4798.745	2.65	6.16	134.39
10d	7.73	12698	1.64	208.7	390.4	0.0466	463.4	397.1	4633.337	2.74	5.94	130.72
11	7.8	12698	1.63	215	400.8	0.0390	469.9	407.5	4264.56	2.98	5.29	123.31
11d	8.06	12698	1.58	218.6	399.5	0.0473	470.4	406	4520.46	2.81	5.47	126.07
12	8.47	12698	1.50	219.2	407.1	0.0377	472.5	413	4020.921	3.16	4.87	116.49
12d	8.23	12698	1.54	221.1	403.9	0.0469	472.1	410.2	4299.815	2.95	5.29	114.81
13	8.04	12320	1.53	214.2	395.9	0.1613	468.7	401.1	4583.555	2.69	6.36	127.36
13d	7.89	12320	1.56	214.1	395.8	0.1609	468.3	401.1	4556.434	2.70	6.37	127.98
14	8.23	12320	1.50	218.6	403.7	0.1576	473.3	409.4	4253.096	2.90	5.71	119.82
14d	7.94	12320	1.55	220.8	407.1	0.1497	474.2	412.5	4080.215	3.02	6.09	130.29
15	8.71	12320	1.41	221.8	409.9	0.1540	476.1	415.4	3975.673	3.10	5.15	11.29
15d	8.5	12320	1.45	223.5	413.4	0.1514	477.7	418.6	3834.186	3.21	5.27	119.68
16	8.23	12320	1.50	214.4	394.3	0.1836	466.3	399.4	4581.479	2.69	6.36	124.81
16d	8.36	12320	1.47	214.7	394.2	0.1827	466.3	399.2	4605.415	2.68	6.44	127.35
17	8	12320	1.54	218.2	402.4	0.1801	473.2	408.5	4327.383	2.85	5.68	116.48
17d	8.58	12320	1.44	218.1	402.7	0.1743	473.4	408.5	4331.354	2.84	5.66	117.03
18	9	12320	1.37	220.9	407.3	0.1775	474.7	413.2	4064.807	3.03	5.19	108.68
18d	8.98	12320	1.37	220.6	407.2	0.1774	477.9	413.2	4271.726	2.88	5.24	109.62
19	7.35	12320	1.68	213.9	390.3	0.0392	465.8	396.6	4833.016	2.55	6.49	124.85
19d	7.43	12320	1.66	214	390.4	0.0392	466	396.1	4881.905	2.52	6.35	120.69
20	8.33	12320	1.48	218.1	398.1	0.0392	470	405	4448.889	2.77	5.71	114.36
20d	8.15	12320	1.51	218.1	398.2	0.0395	468.9	405	4371.172	2.82	5.91	117.66
21	8.89	12320	1.39	221.9	405.2	0.0397	473.2	411.3	4160.436	2.96	5.24	108.58
21d	9	12320	1.37	222.2	405.1	0.0409	473.3	412.3	4108.912	3.00	5.46	113.96
22	7.5	12320	1.64	214.2	391.3	0.0777	465.1	395.5	4841.739	2.54	6.47	123.41
22d	7.09	12320	1.74	215.8	395.6	0.0918	467.8	402.3	4488.098	2.75	6.78	138.3
23	8.48	12320	1.45	217.6	398.5	0.0752	469.4	404.5	4419.945	2.79	5.79	116.21
23d	7.68	12320	1.60	218.6	397.7	0.0915	471	405.2	4526.276	2.72	5.99	121.82
24	8.51	12320	1.45	221.9	406.8	0.0732	472.9	411.8	4071.13	3.03	5.15	107.94
24d	9	12320	1.37	221.1	403.8	0.0914	473.6	410.6	4248.276	2.90	5.42	115.58

9.APÊNDICE B

9.1 Gráficos de Calibração dos sensores de temperatura.

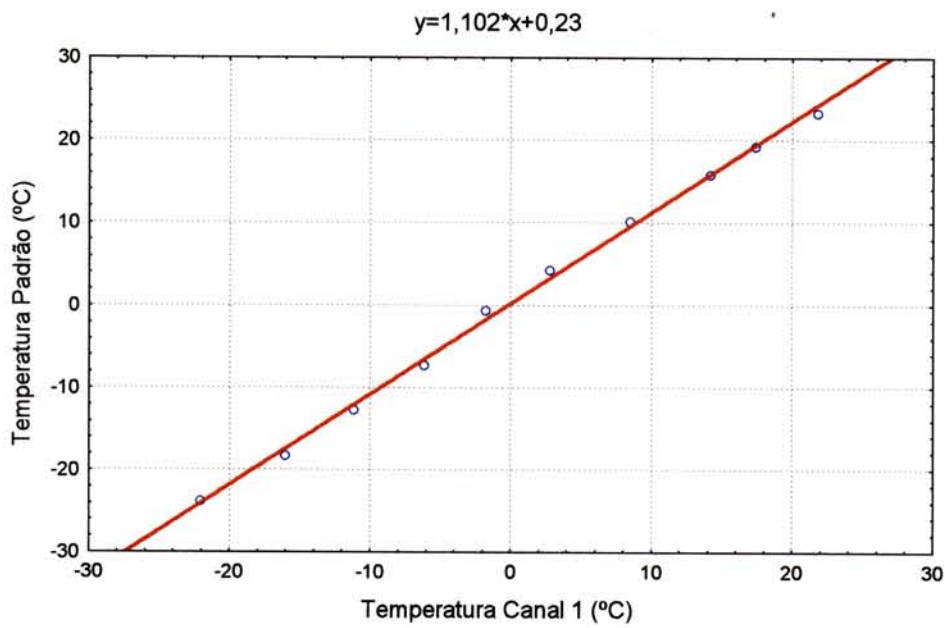


Figura 9.1 - Curva de calibração de termopar para o canal1.

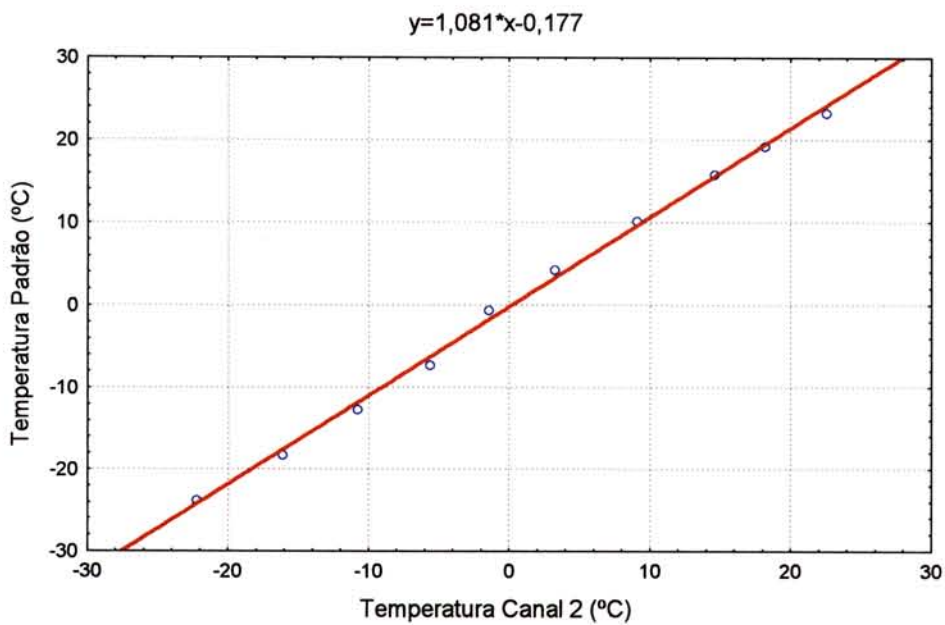


Figura 9.2 - Curva de calibração de termopar para o canal2.

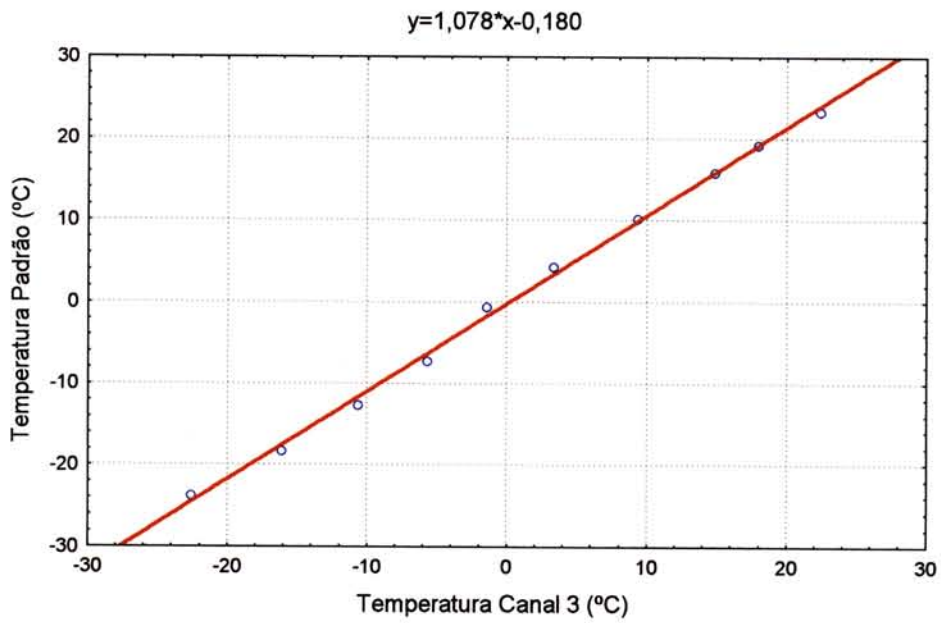


Figura 9.3 - Curva de calibração de termopar para o canal 3.

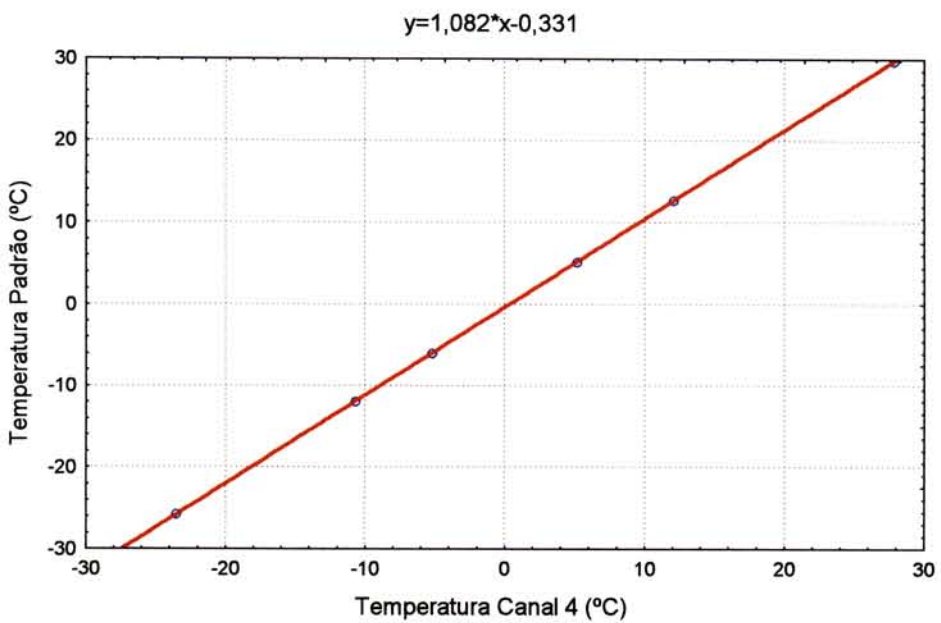


Figura 9.4 - Curva de calibração de termopar para o canal 4.

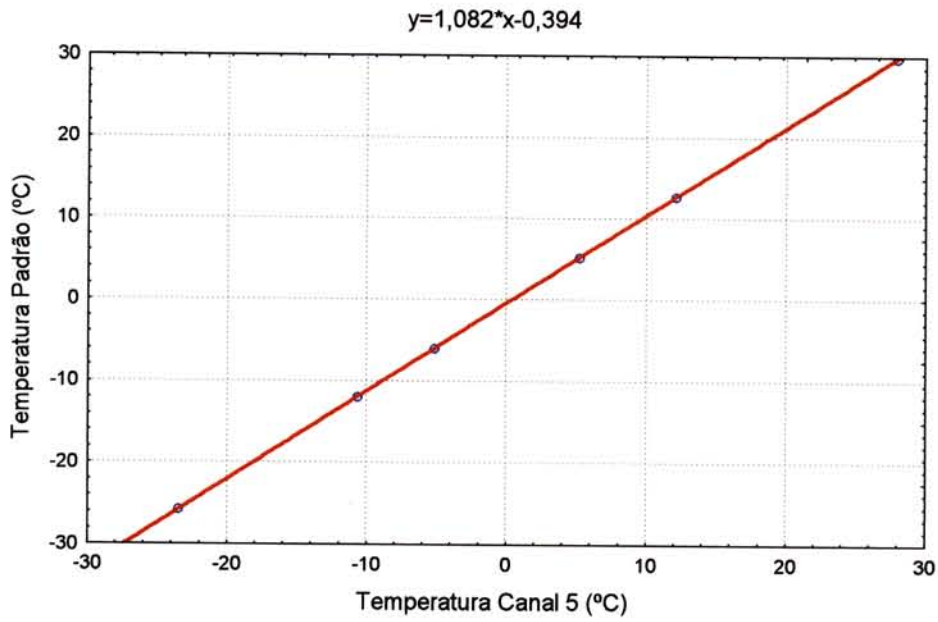


Figura 9.5 - Curva de calibração de termopar para o canal 5.

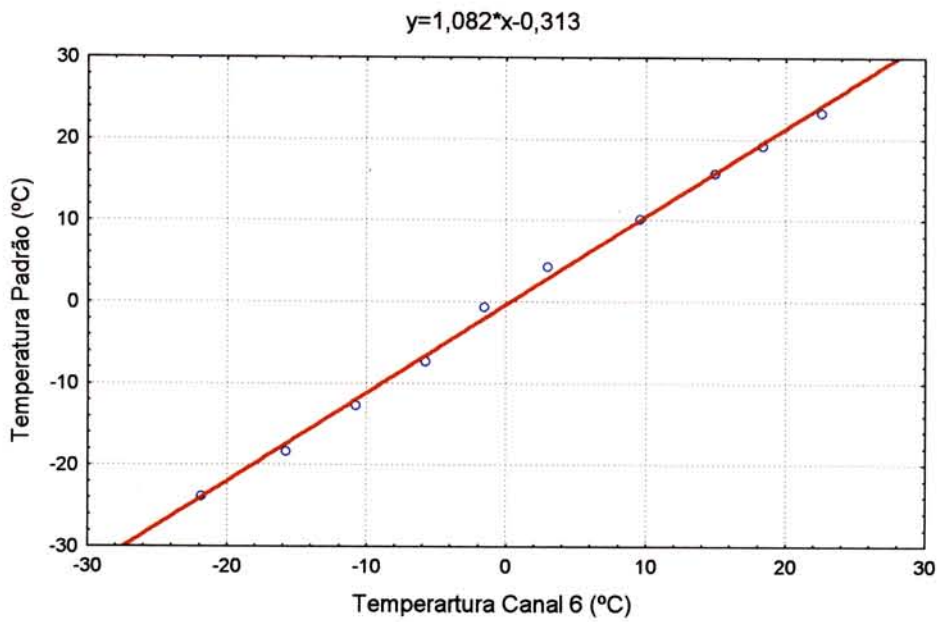


Figura 9.6 - Curva de calibração de termopar para o canal 6.

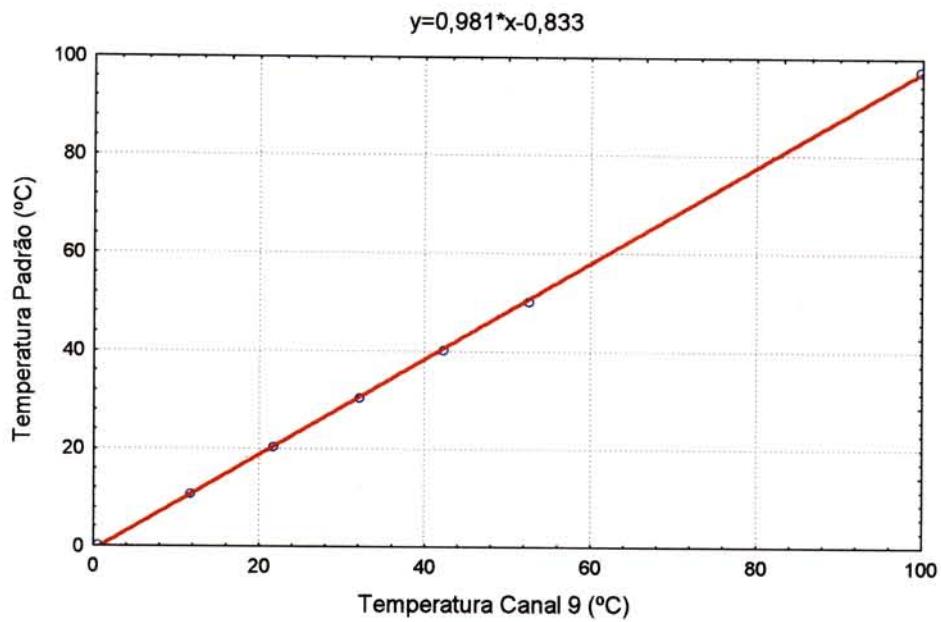


Figura 9.7 - Curva de calibração de Pt100 para o canal 9.

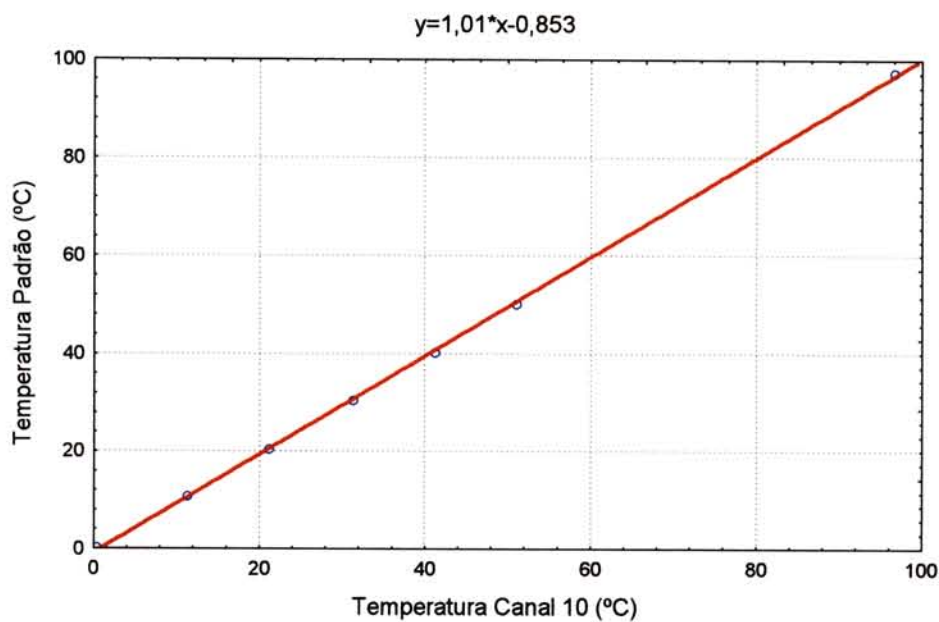


Figura 9.8 - Curva de calibração de Pt100 para o canal 10.

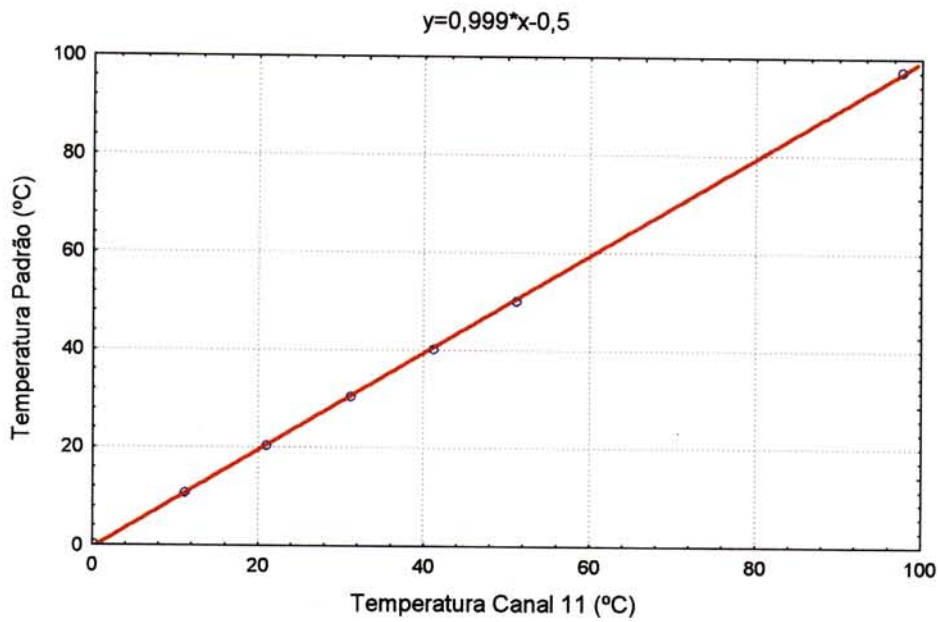


Figura 9.9 - Curva de calibração de Pt100 para o canal 11.

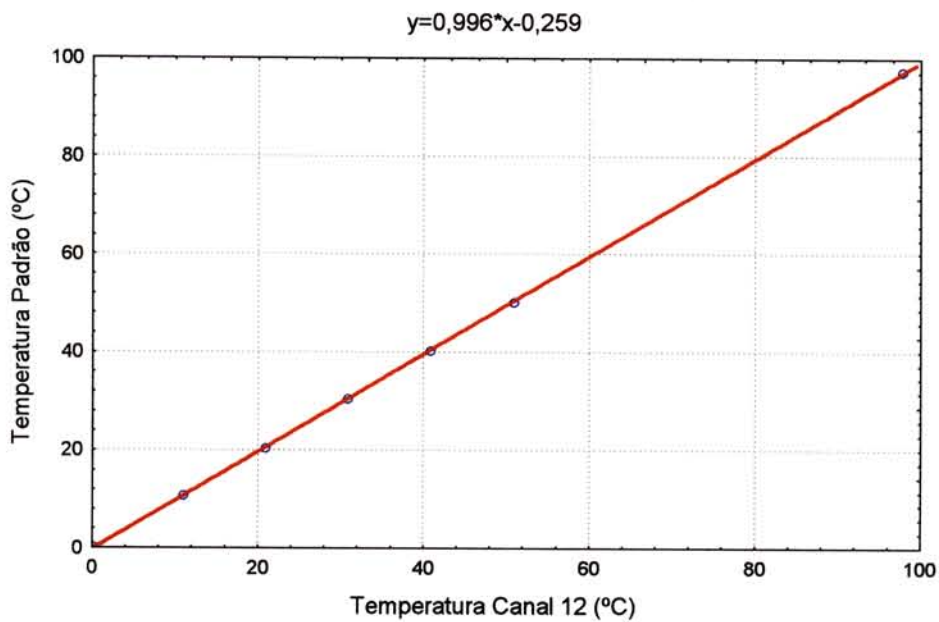


Figura 9.10 - Curva de calibração de Pt100 para o canal 12.

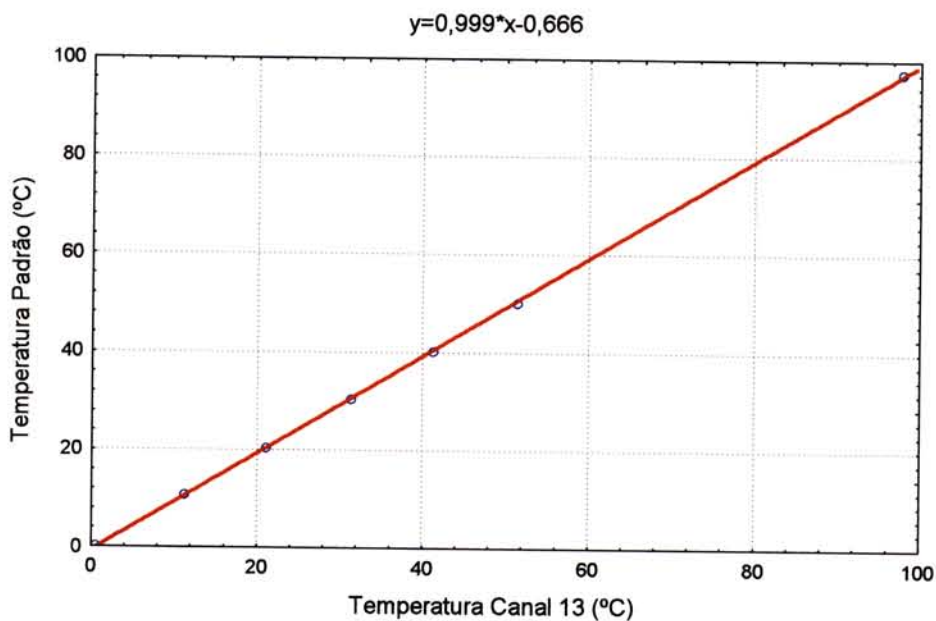


Figura 9.11 - Curva de calibração de Pt100 para o canal 13.

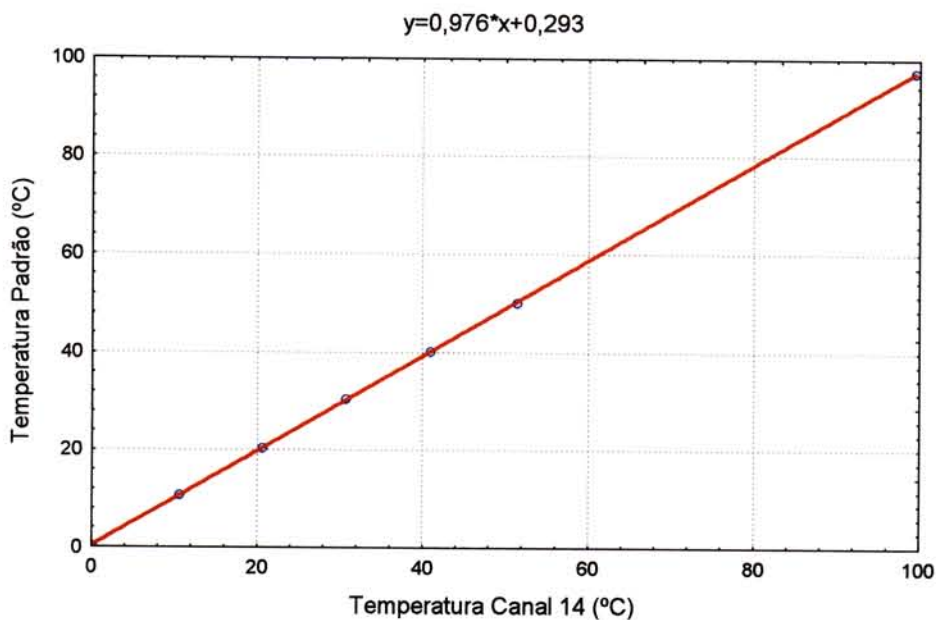


Figura 9.12 - Curva de calibração de Pt100 para o canal 14.

9.2 Gráficos dos históricos das variáveis monitoradas para o R-502.

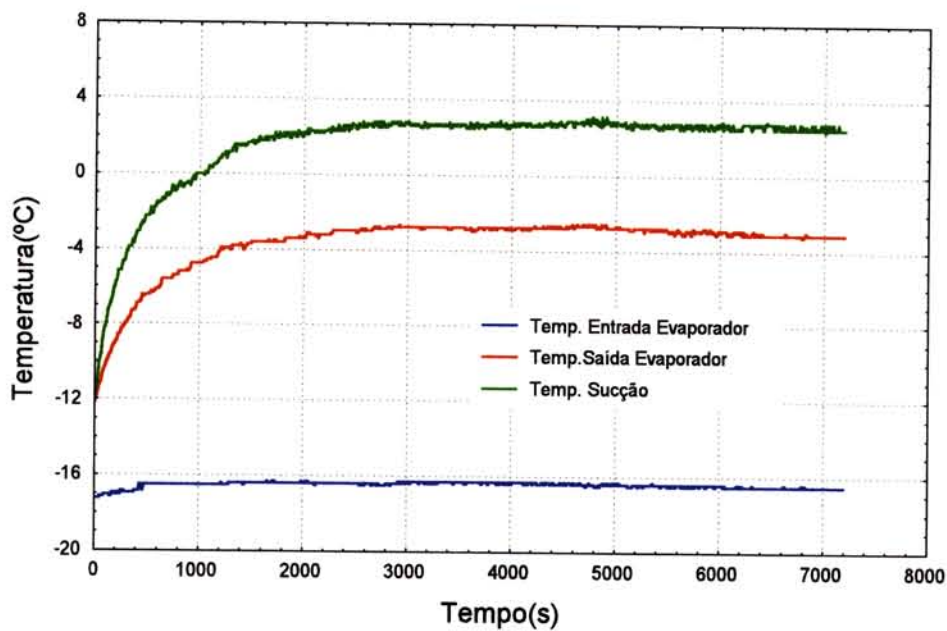


Figura 9.13 - Histórico das temperaturas no evaporador e linha de sucção nas

condições de $T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{kg}{s}$.

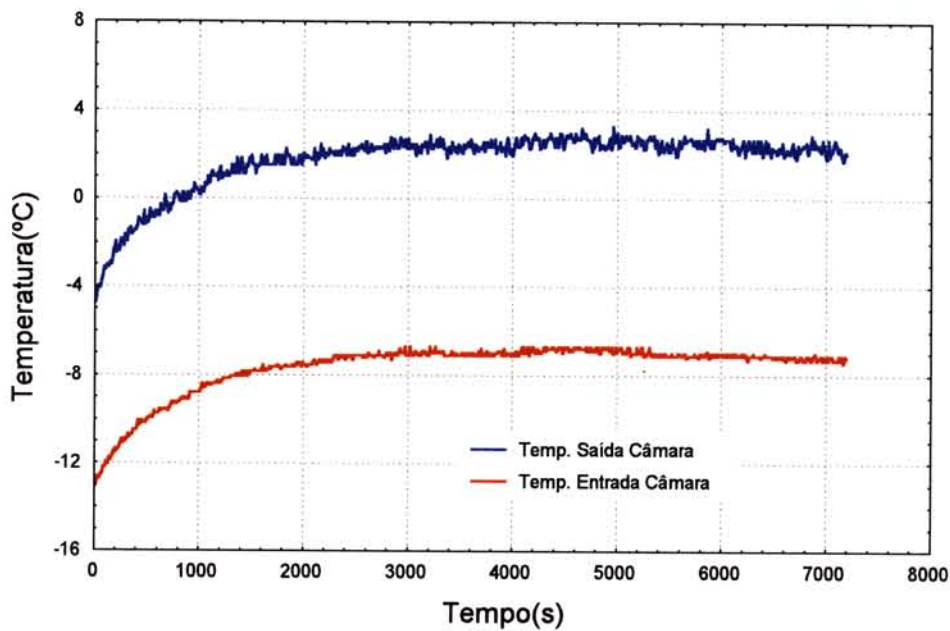


Figura 9.14 - Histórico das temperaturas na câmara de congelamento nas

condições de $T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{kg}{s}$.

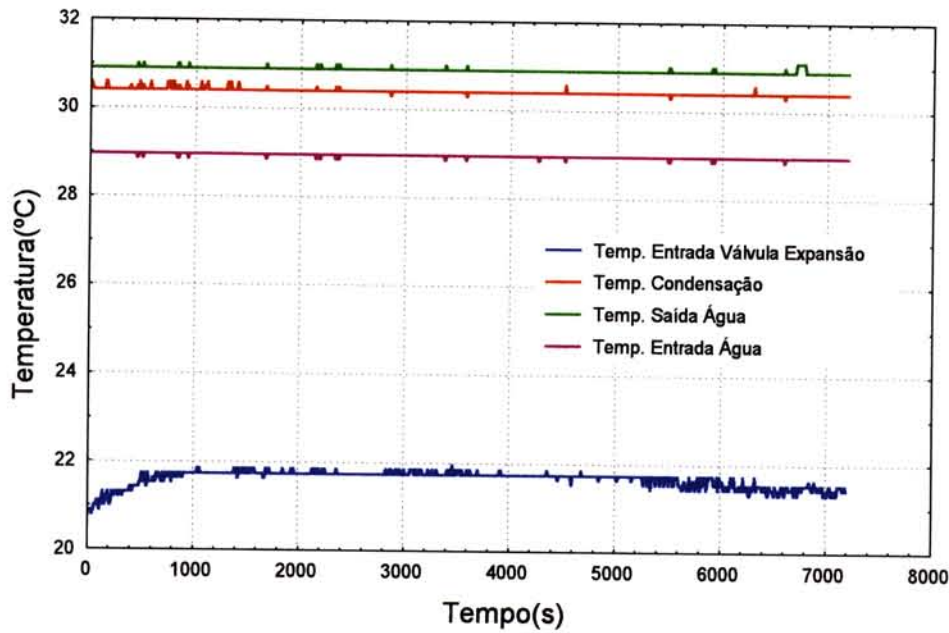


Figura 9.15 - Histórico das temperaturas no condensador e linha de subresfriamento nas condições de $T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s}$ e

$$\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{kg}{s}.$$

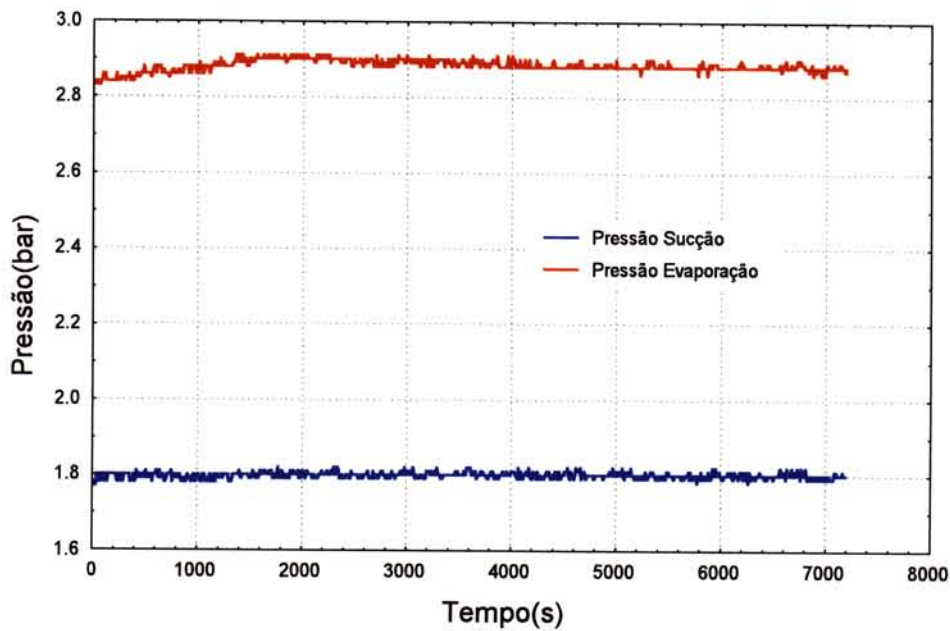


Figura 9.16 - Histórico das pressões no evaporador e linha de sucção nas

$$\text{condições de } T_{evap} = -17^{\circ}C, V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s} \text{ e } \dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{kg}{s}.$$

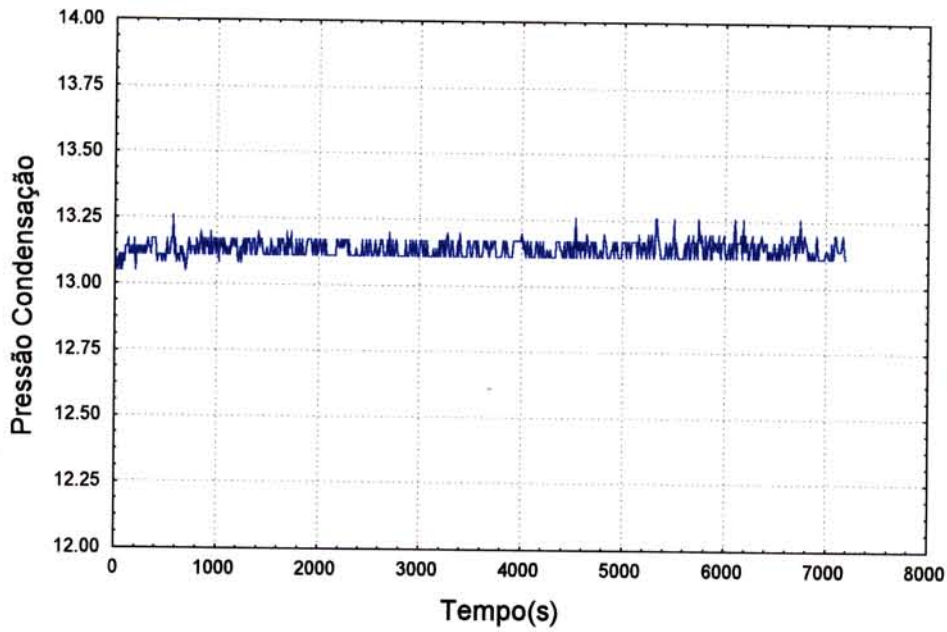


Figura 9.17 - Histórico da pressão de condensação nas condições de

$$(T_{evap} = -17^{\circ}C, V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s} \text{ e } \dot{m}_{\acute{a}gua} = 2,3 \frac{kg}{s}).$$

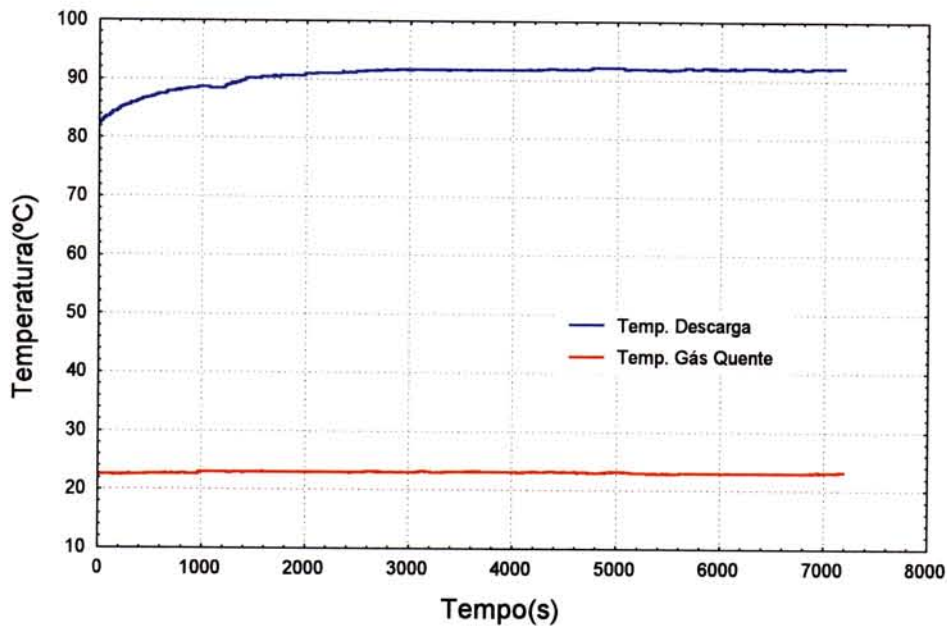


Figura 9.18 - Histórico das temperaturas de descarga e linha de gás quente nas

$$\text{condições de } T_{evap} = -17^{\circ}C, V_{ar} = 4,6 \frac{m}{s} \text{ e } \dot{m}_{\acute{a}gua} = 2,3 \frac{kg}{s}.$$

9.3. Gráficos de valores observados versus valores preditos pelos modelos empíricos para o R-502.

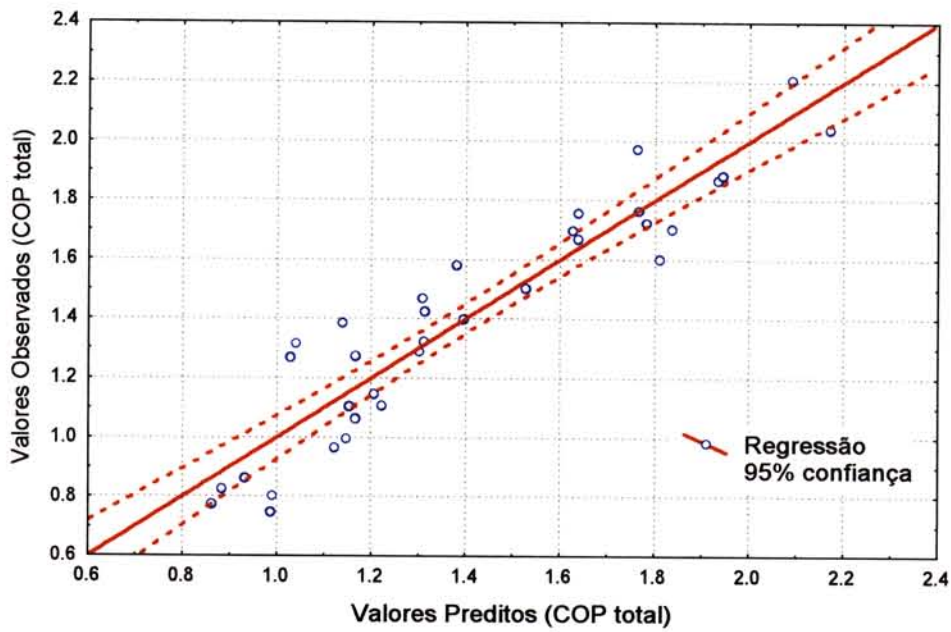


Figura 9.19 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para o COP total.

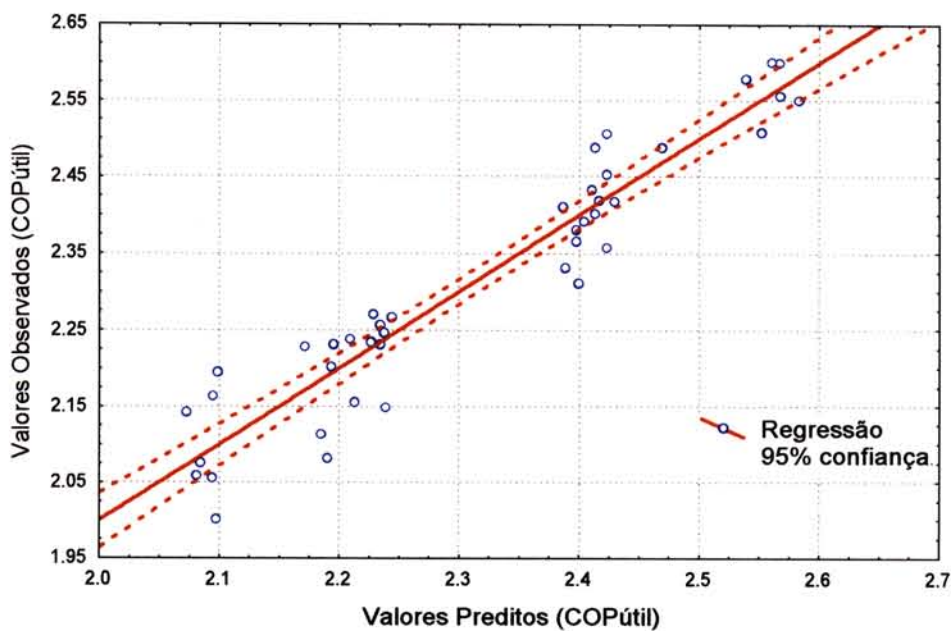


Figura 9.20 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para o COP útil.

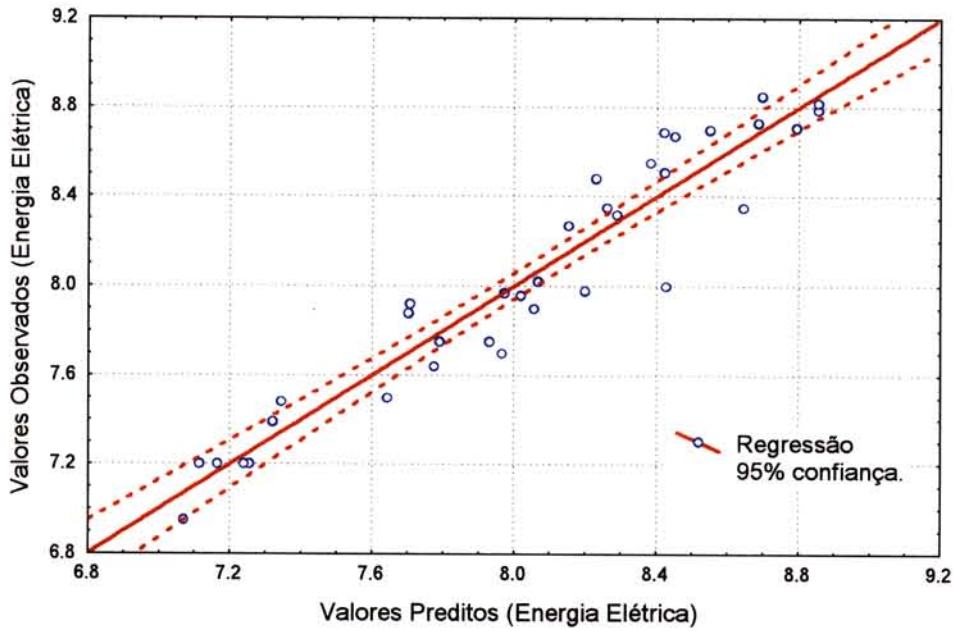


Figura 9.21 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para o consumo de energia elétrica pelo compressor.

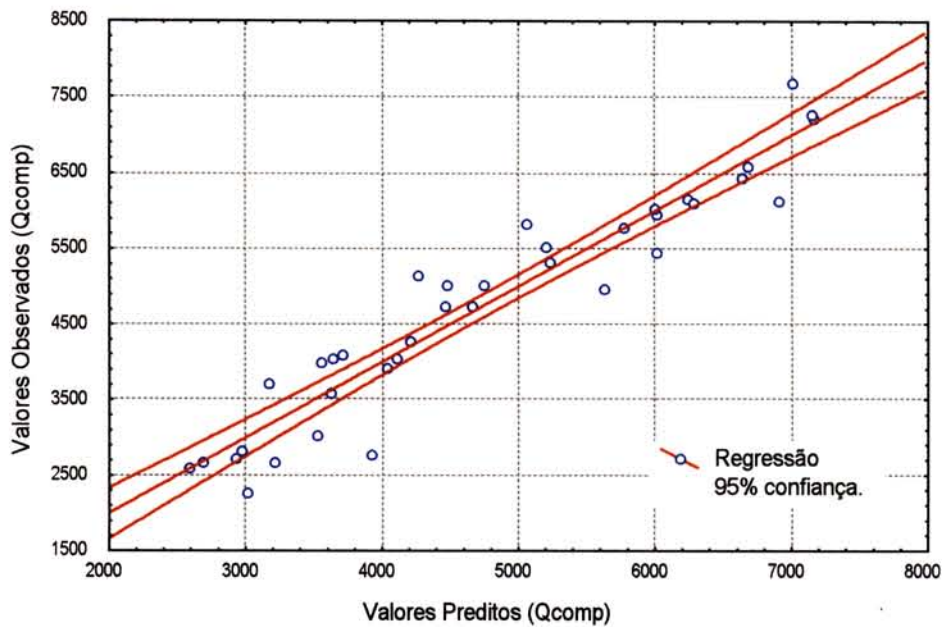


Figura 9.22 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a potência de compressão

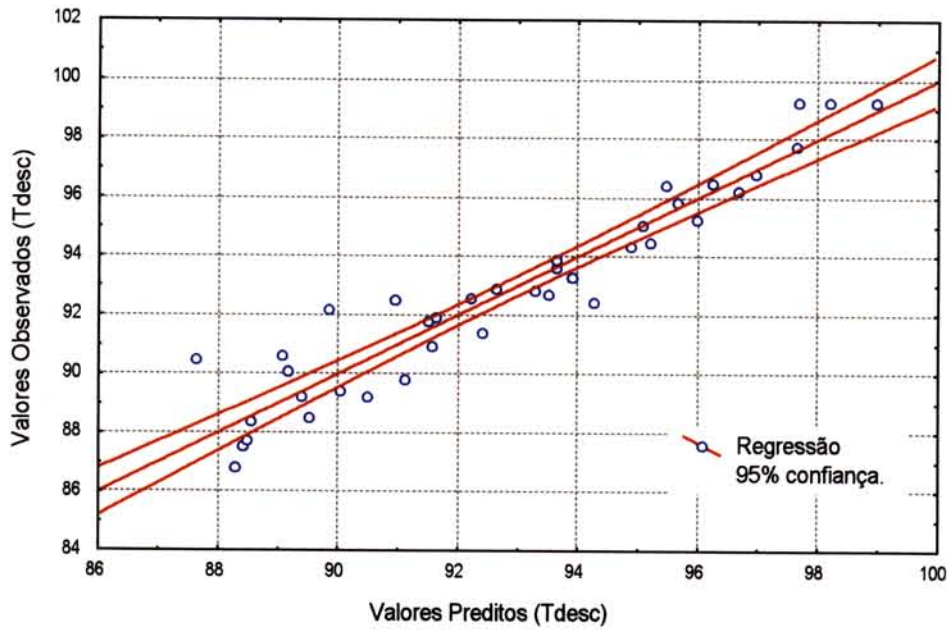


Figura 9.23 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a temperatura de descarga.

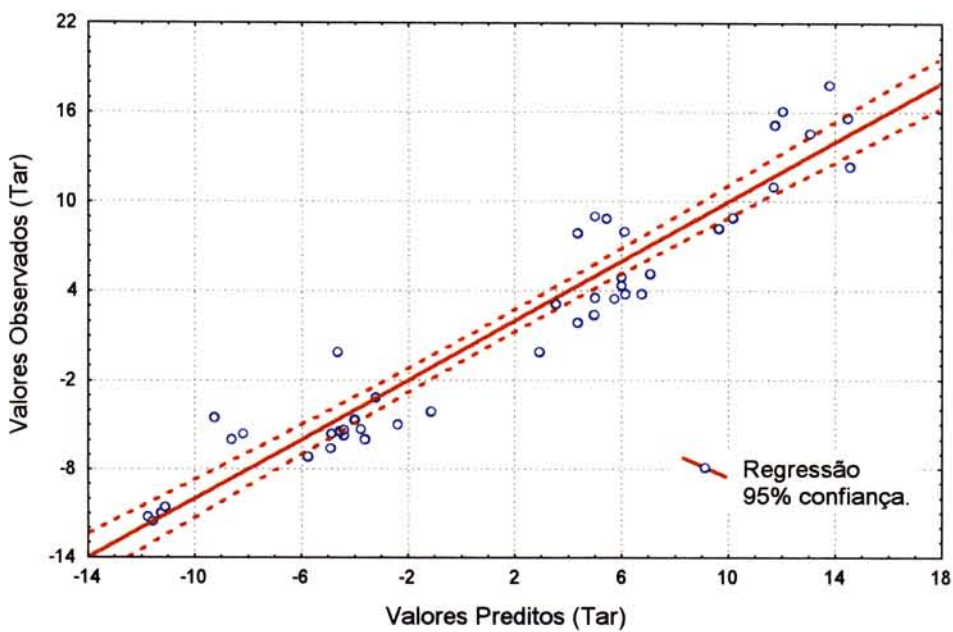


Figura 9.24 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a temperatura do ar de insuflamento.

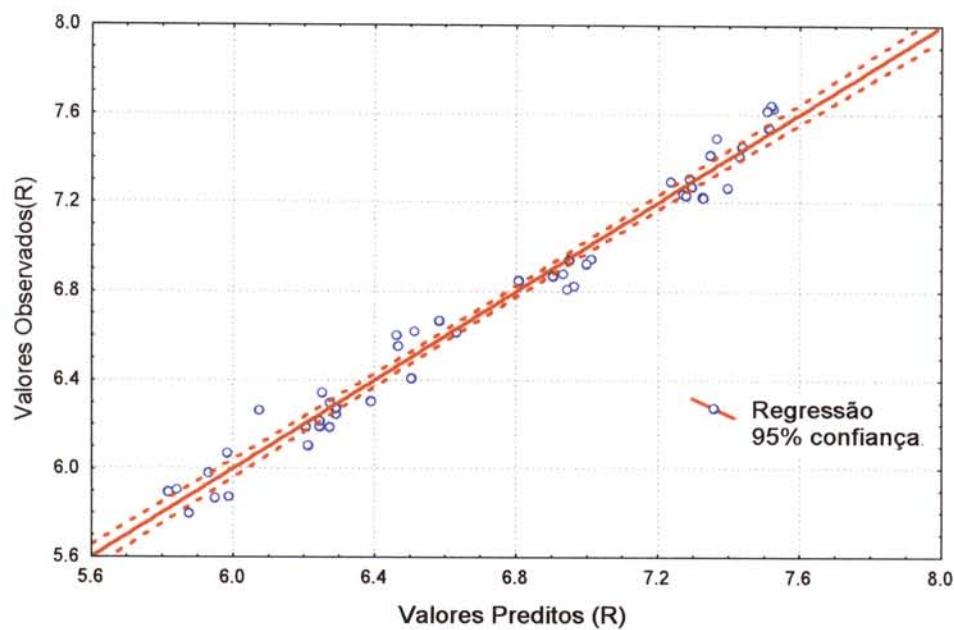


Figura 9.25 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a razão de compressão.

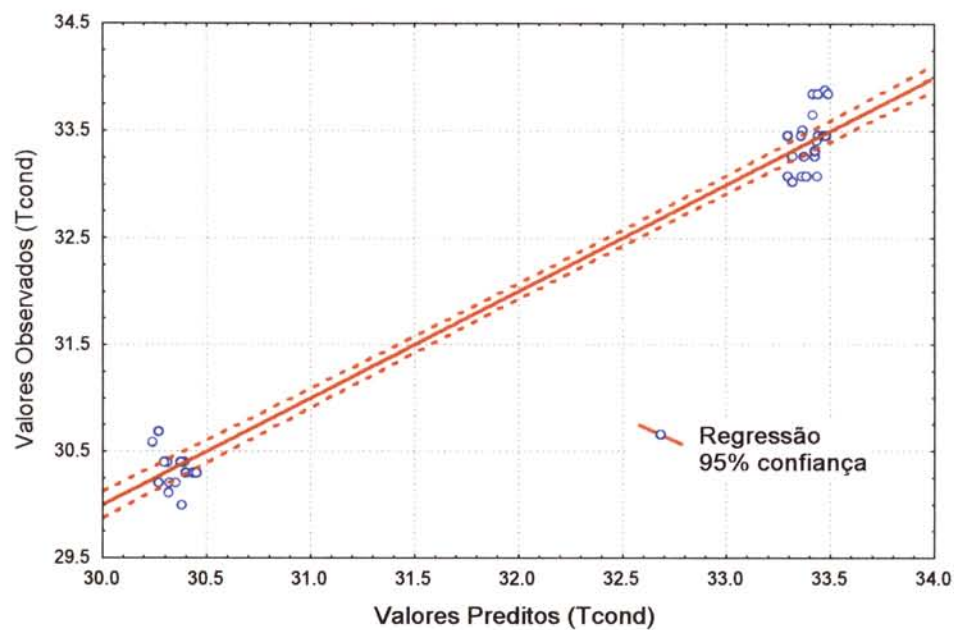


Figura 9.26 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a temperatura de condensação.

9.4. Gráficos de superfície linear para variáveis manipuladas com menores fatores de sensibilidade para o R-502.

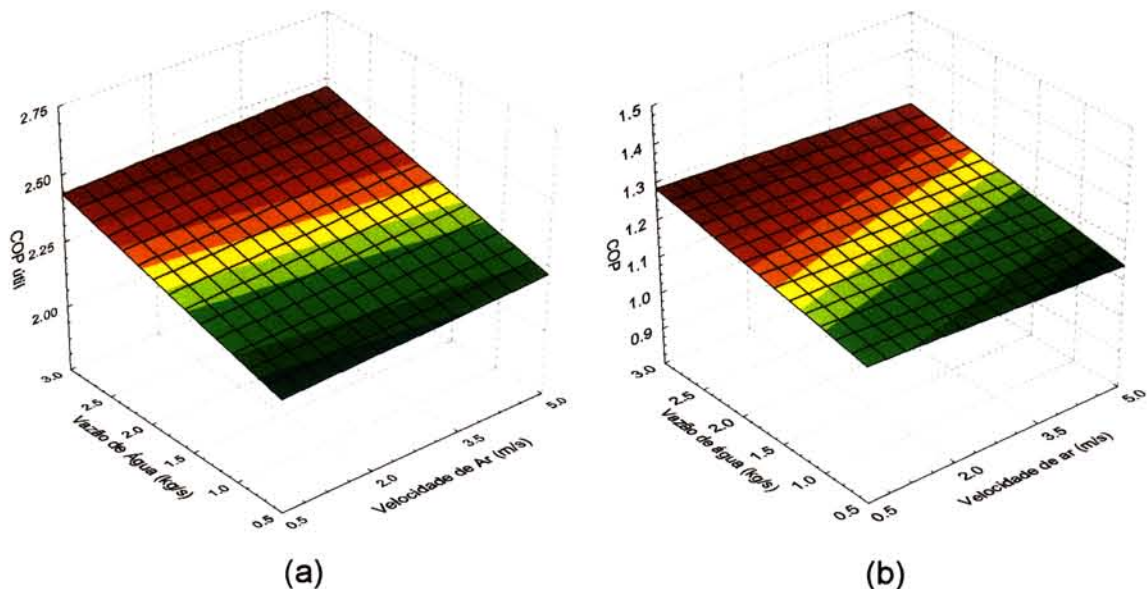


Figura 9.27 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do COP útil (a) e COP total (b) com menores fatores de sensibilidade (R-502).

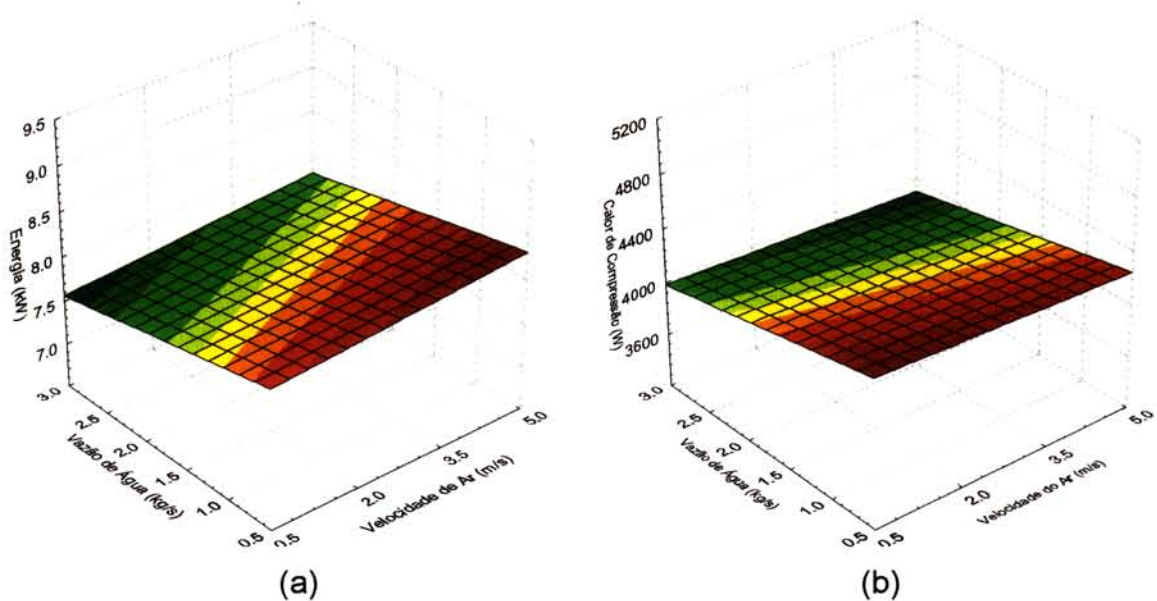


Figura 9.28 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do consumo de energia elétrica (a) e potência de compressão (b) com menores fatores de sensibilidade (R-502).

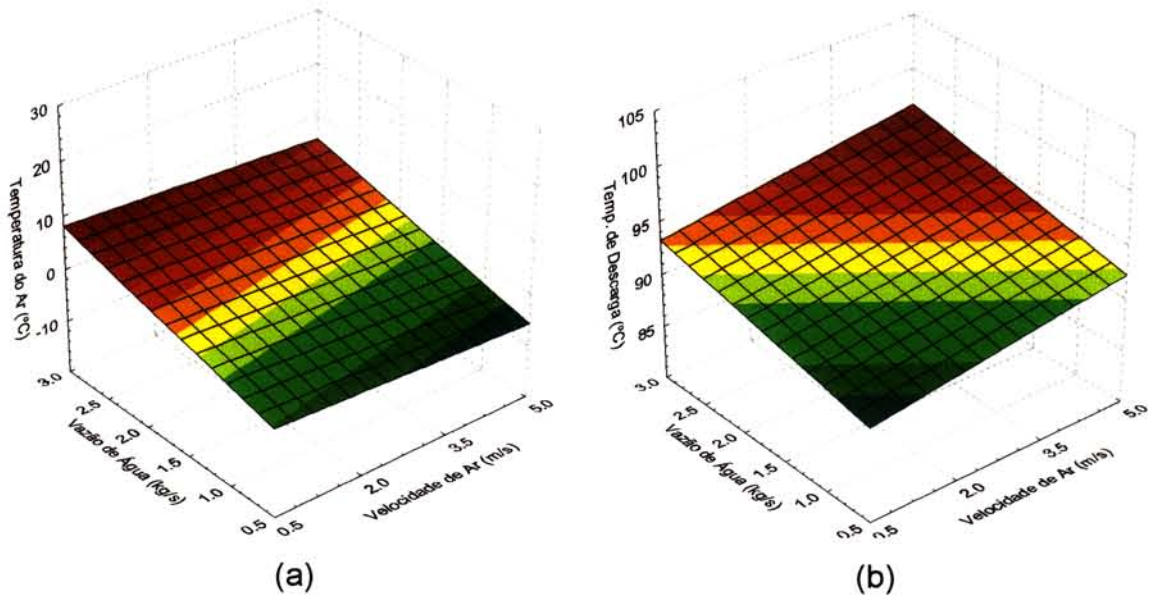


Figura 9.29 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura do ar (a) e temperatura de descarga (b) com menores fatores de sensibilidade (R-502).

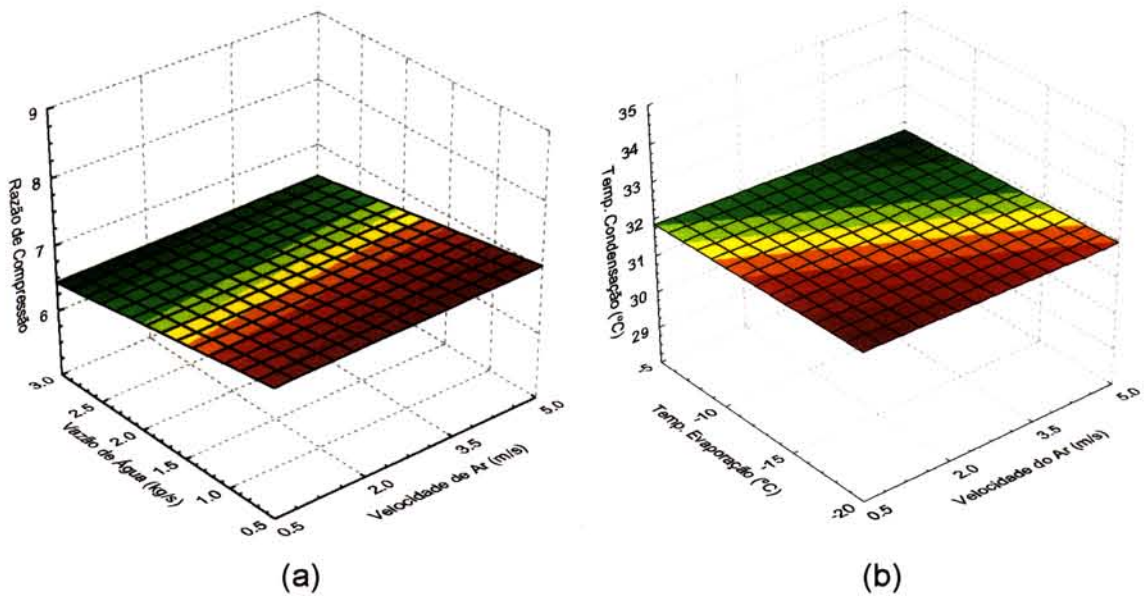
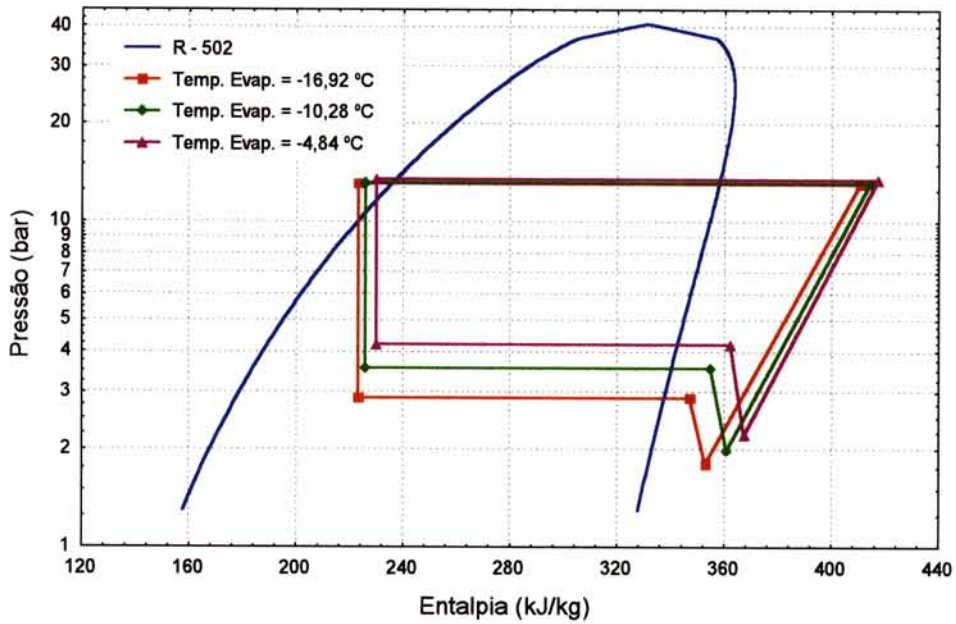
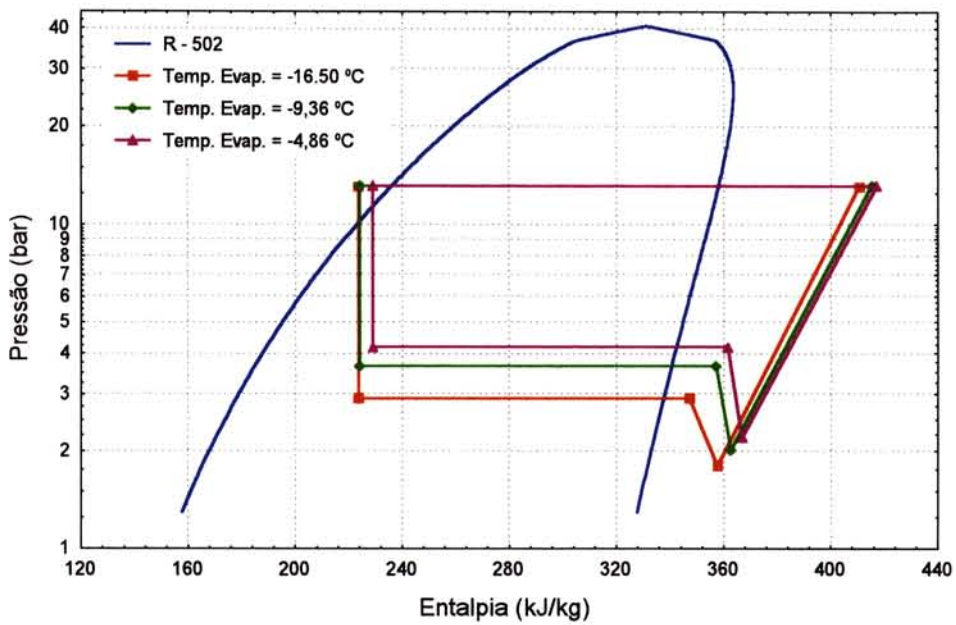


Figura 9.30 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da razão de compressão (a) e temperatura de condensação (b) com menores fatores de sensibilidade (R-502).

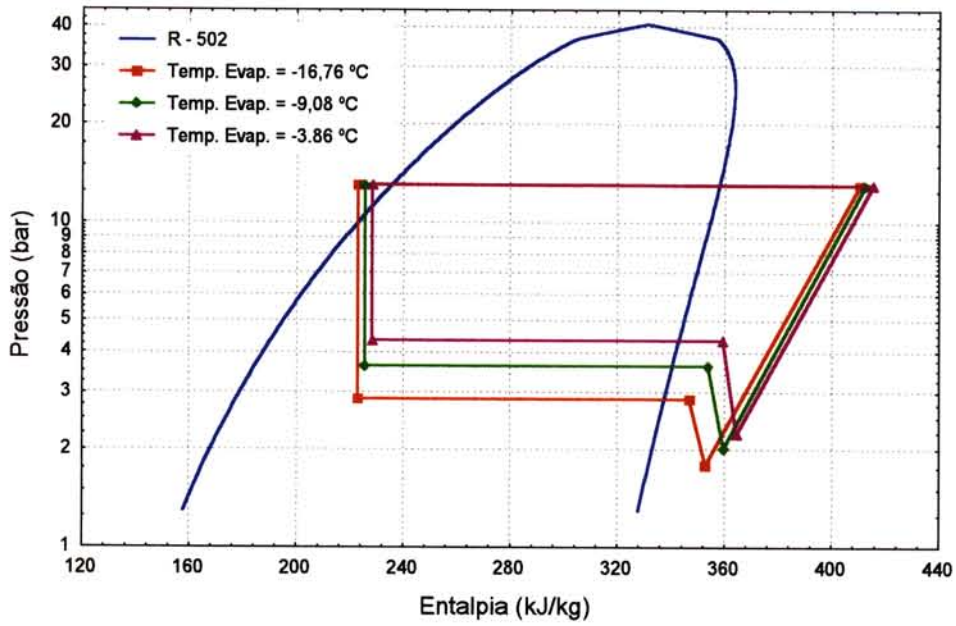
9.5.Representação dos ciclos de refrigeração no diagrama de Mollier.



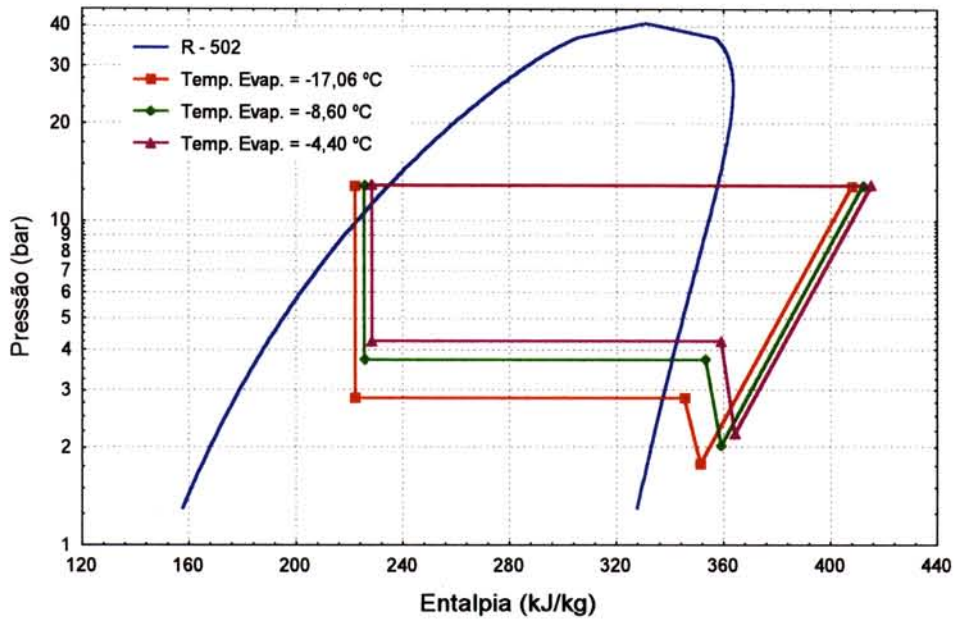
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 9.31 - Ciclos de refrigeração para o R-502 nas condições de $\dot{m}_{\text{água}} = 2,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ e velocidades de ar 4,6 (a), 3,4 (b), 1,5 (c) e 0,8 (d) m/s.

9.6. Gráficos de históricos das variáveis monitoradas para o R-408A.

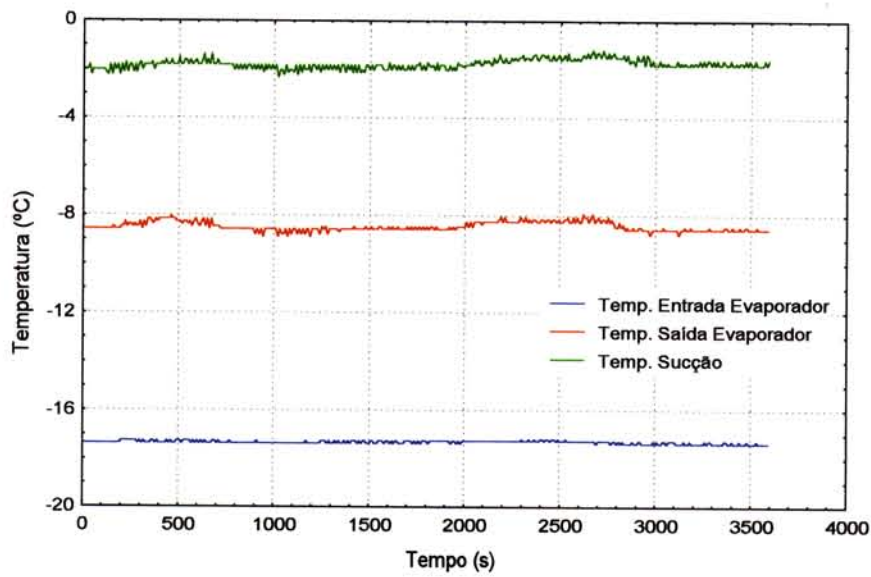


Figura 9.32 - Histórico das temperaturas no evaporador e linha de sucção nas

condições de $T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 1,5 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{kg}{s}$.

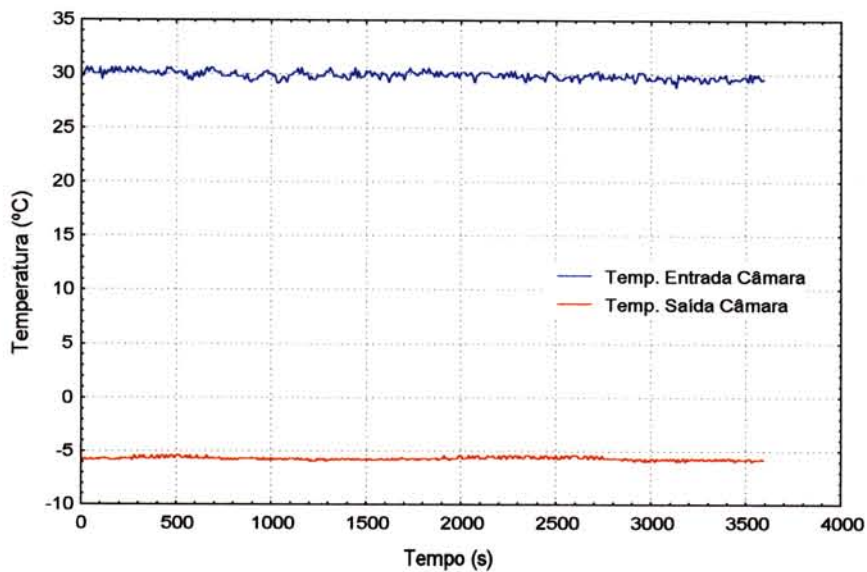


Figura 9.33 - Histórico das temperaturas na câmara nas condições de

$T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 1,5 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{kg}{s}$.

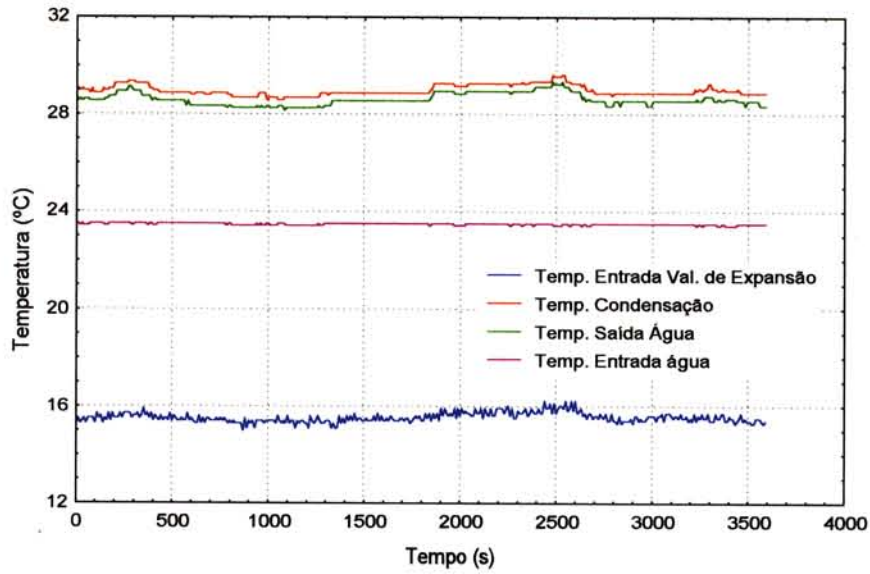


Figura 9.34 - Histórico das temperaturas no condensador e na linha de resfriamento nas condições de $T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 1,5 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{kg}{s}$.

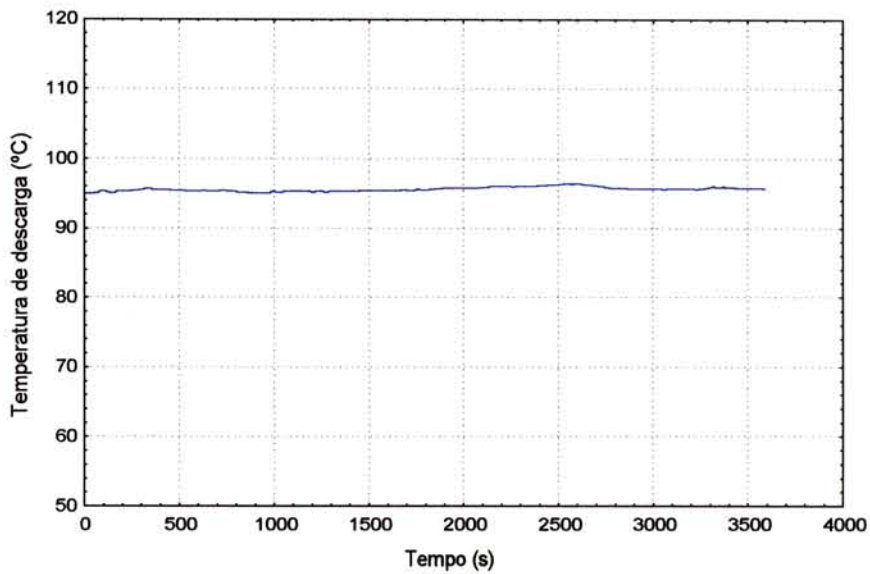


Figura 9.35 - Histórico da temperatura de descarga nas condições de $T_{evap} = -17^{\circ}C$, $V_{ar} = 1,5 \frac{m}{s}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{kg}{s}$.

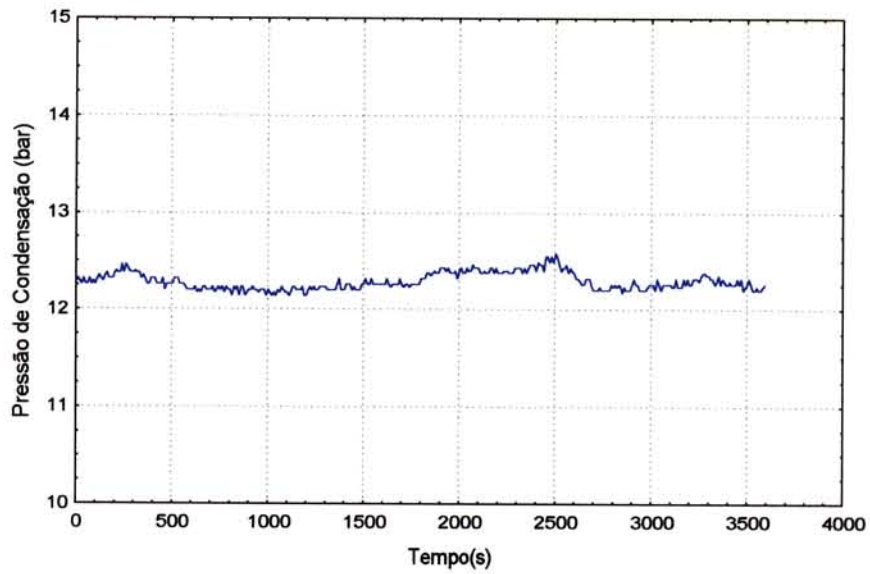


Figura 9.36 - Histórico da pressão de condensação nas condições de

$$T_{evap} = -17^{\circ}C, V_{ar} = 1,5 \frac{m}{s} \text{ e } \dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{kg}{s}.$$

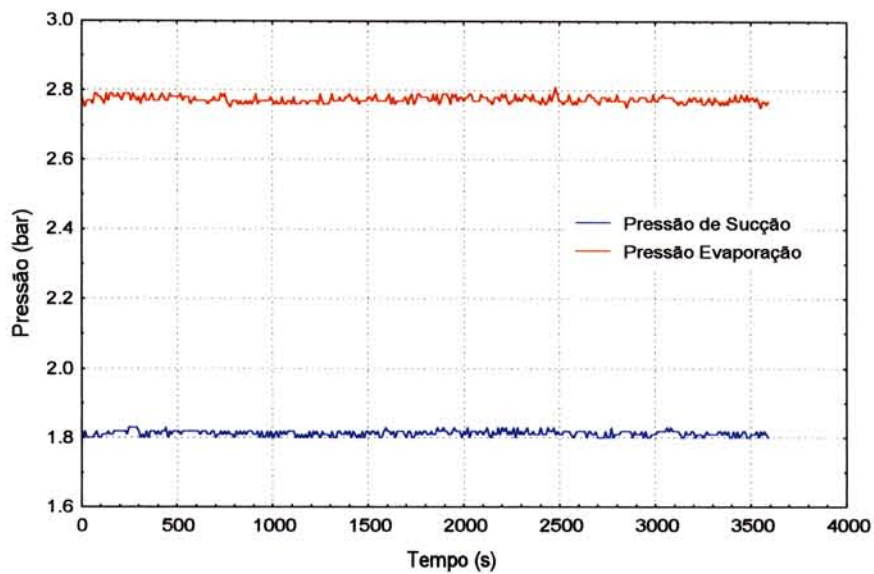


Figura 9.37 - Histórico das pressões no evaporador e na linha de sucção nas

$$\text{condições de } T_{evap} = -17^{\circ}C, V_{ar} = 1,5 \frac{m}{s} \text{ e } \dot{m}_{\text{água}} = 0,7 \frac{kg}{s}.$$

9.7. Gráficos de valores observados versus valores preditos pelos modelos empíricos para o R-408A.

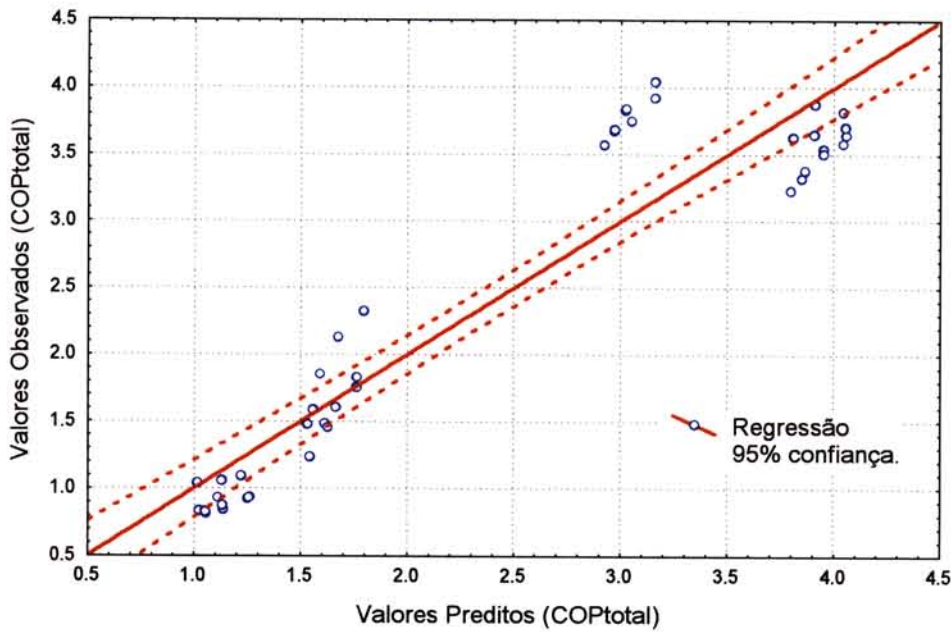


Figura 9.38 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para o COP total.

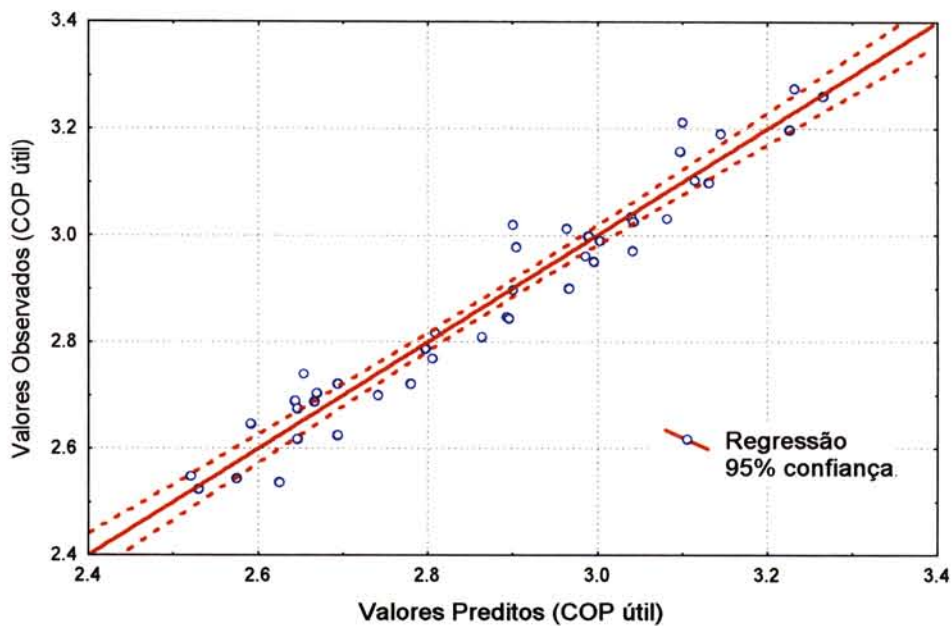


Figura 9.39 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para o COP útil.

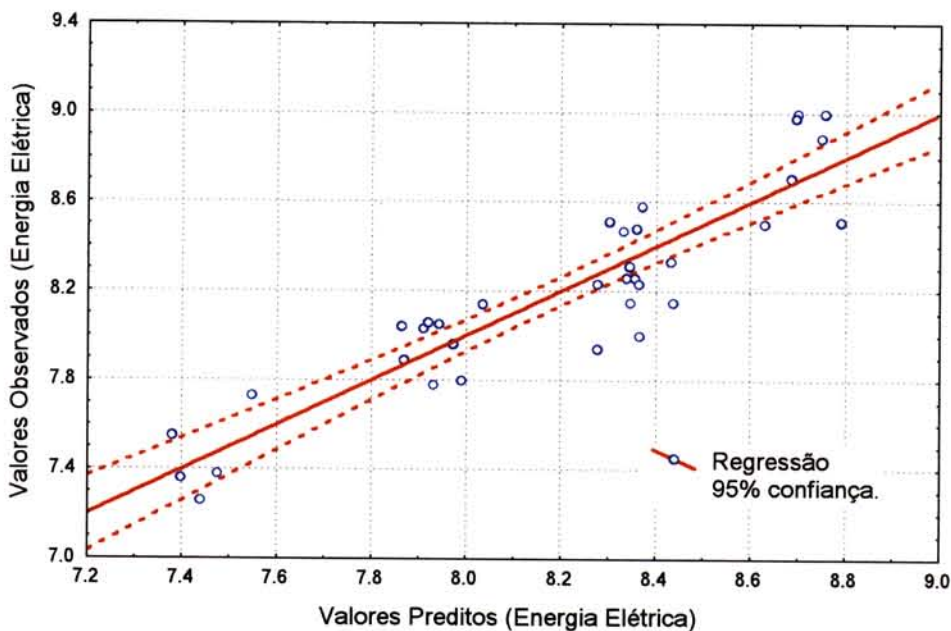


Figura 9.40 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para o consumo de energia elétrica pelo compressor.

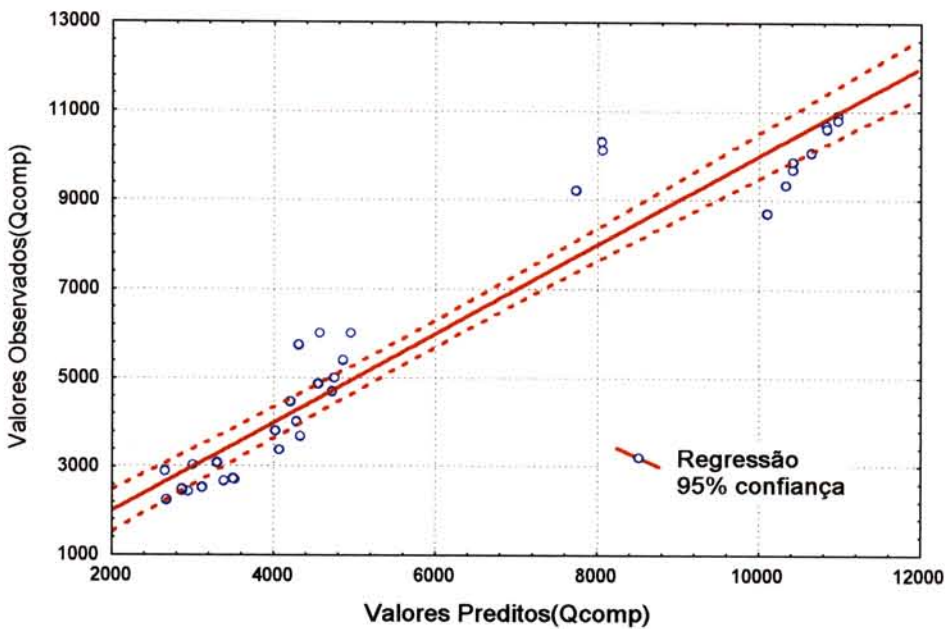


Figura 9.41 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para o potência de compressão.

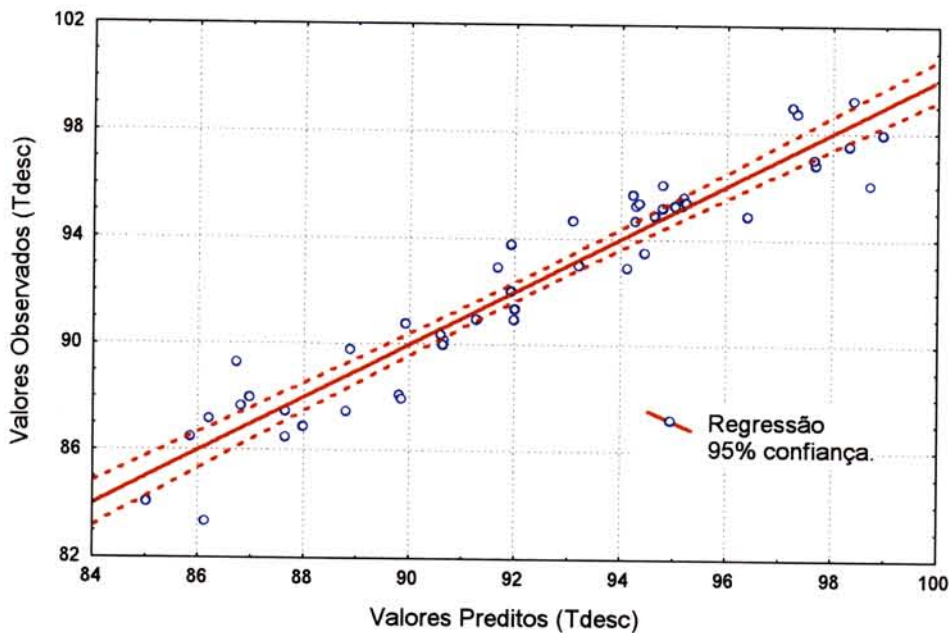


Figura 9.42 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a temperatura de descarga.

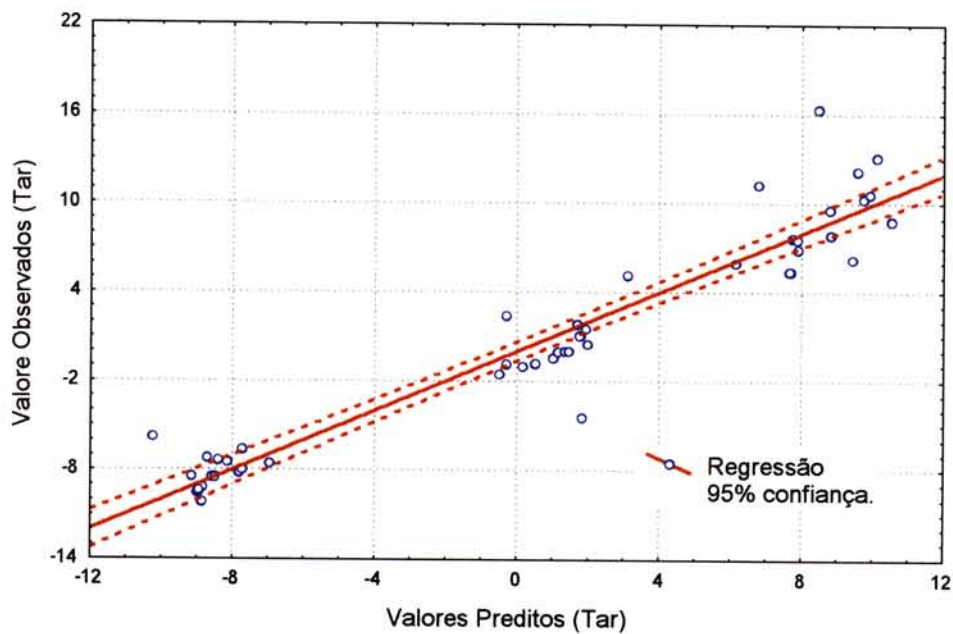


Figura 9.43 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a temperatura do ar de insuflamento.

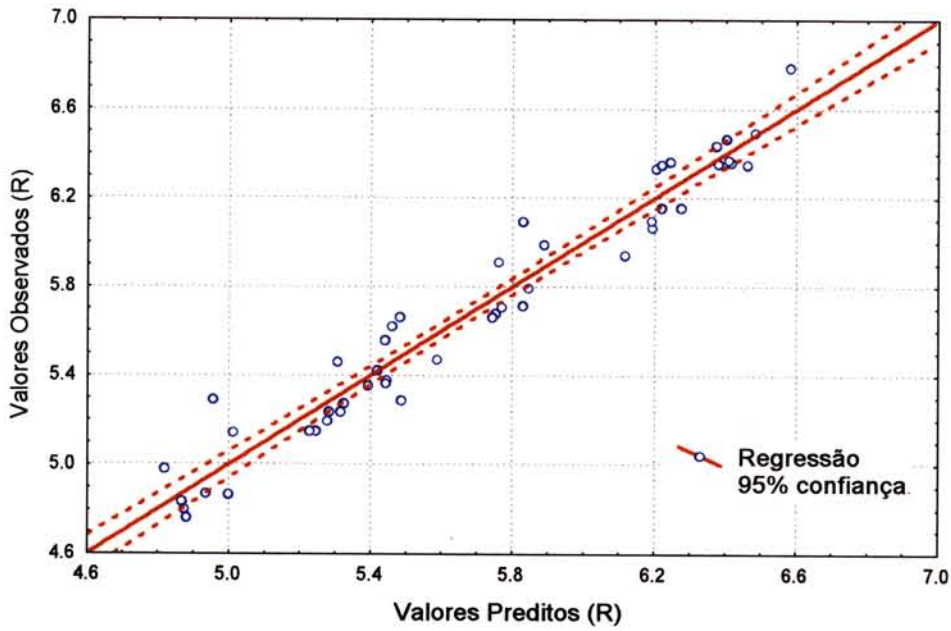


Figura 9.44 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a razão de compressão.

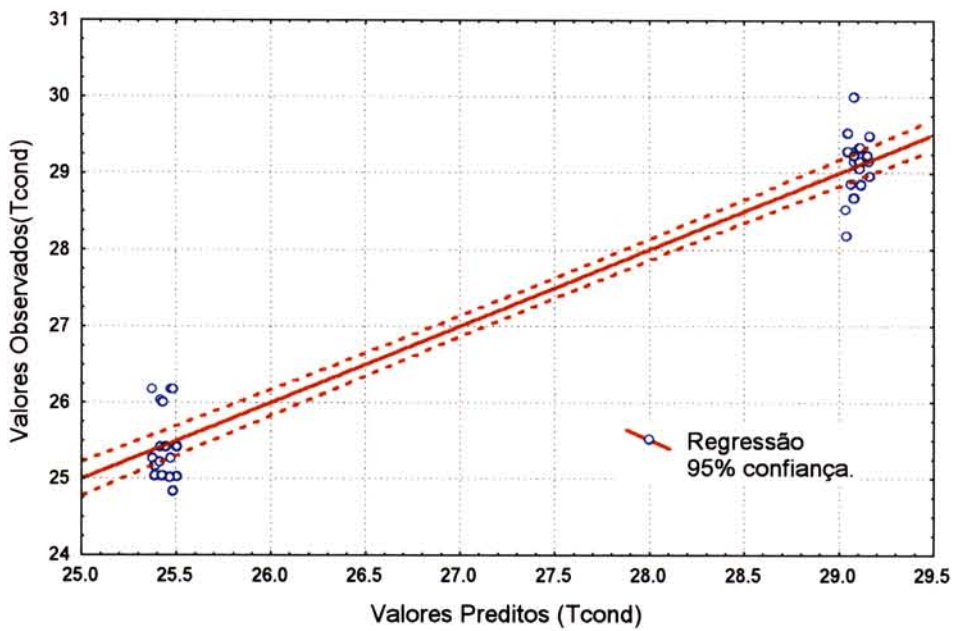


Figura 9.45 - Valores preditos pelo modelo e dados experimentais para a temperatura de condensação.

9.8. Gráficos de superfície linear para variáveis manipuladas com menores fatores de sensibilidade para o R-408A.

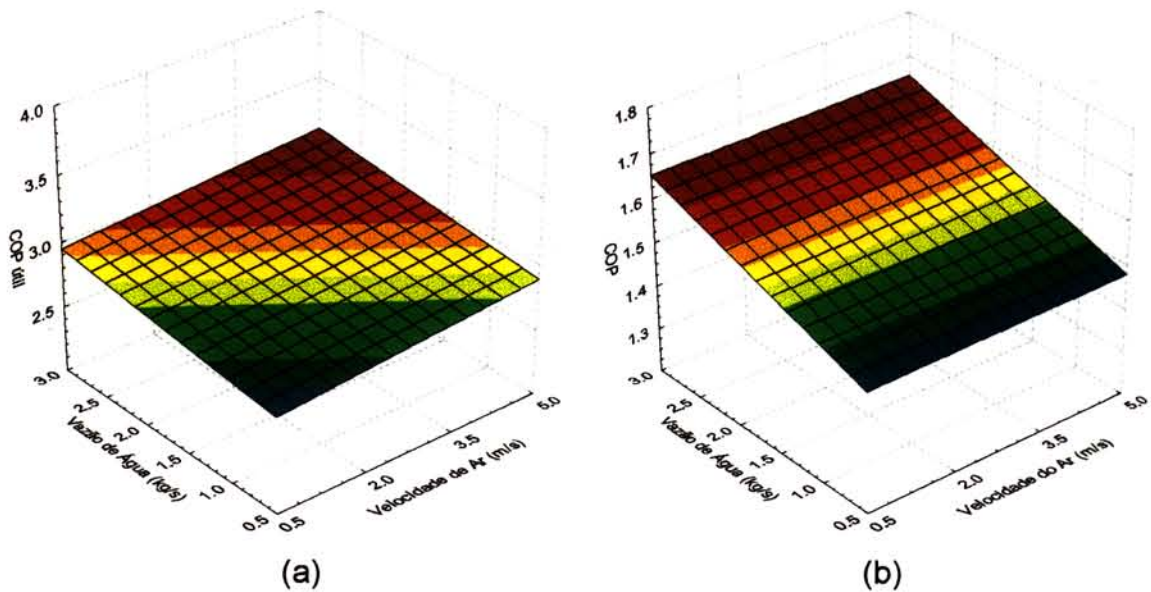


Figura 9.46 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do COP útil (a) e COP total (b) com menores fatores de sensibilidade (R-408A).

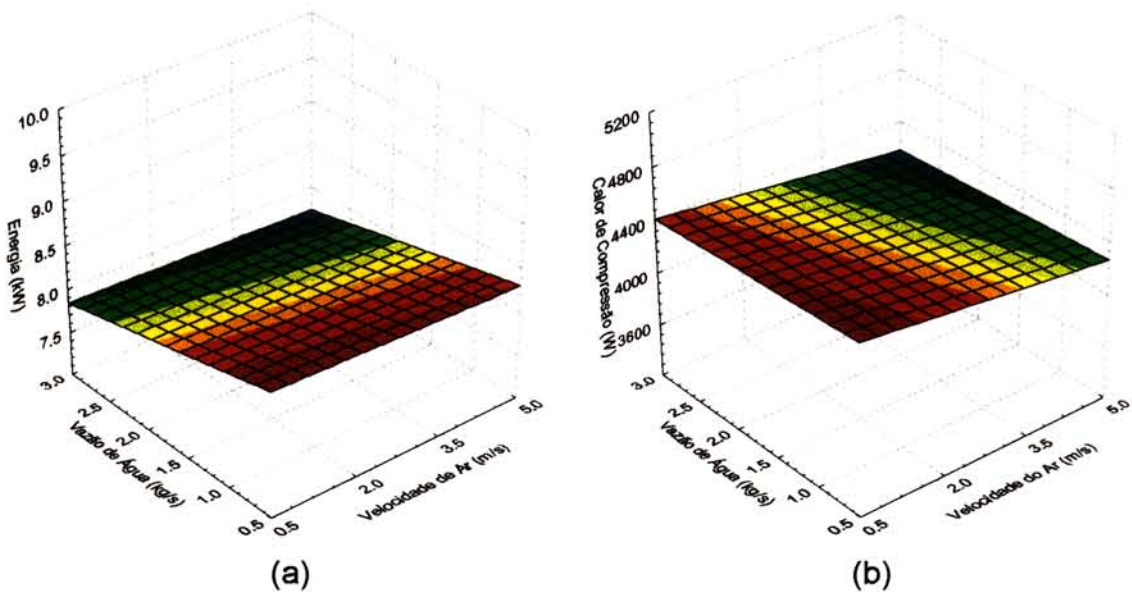


Figura 9.47 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento do consumo de energia elétrica (a) e potência de compressão (b) com menores fatores de sensibilidade (R-408A).

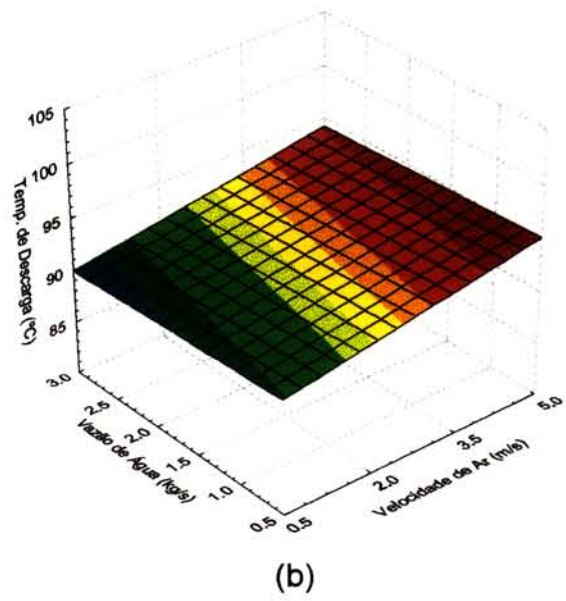
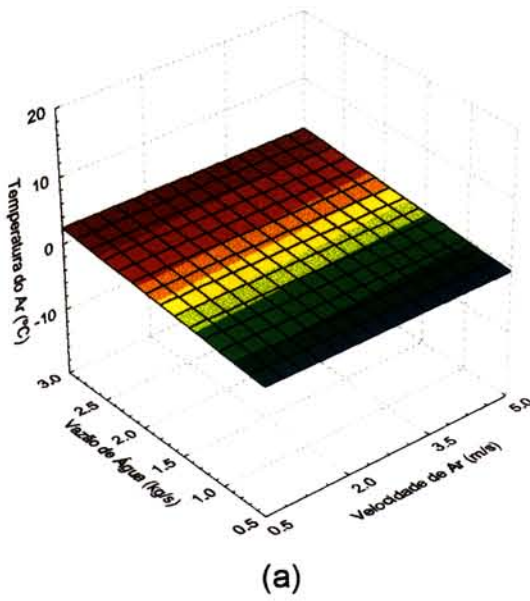


Figura 9.48 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da temperatura do ar (a) e temperatura de descarga (b) com menores fatores de sensibilidade (R-408A).

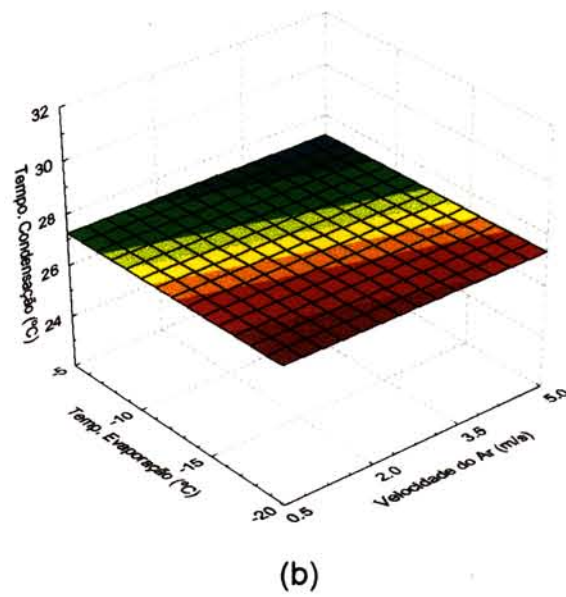
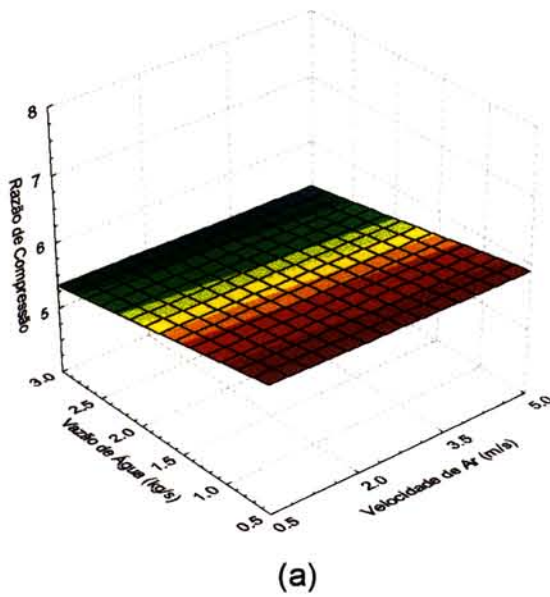


Figura 9.49 - Superfícies lineares dos modelos empíricos para o comportamento da razão de compressão (a) e temperatura de condensação (b) com menores fatores de sensibilidade (R-408A).