

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Uso de Containers Refrigerados para o Armazenamento de Produtos Agrícolas

Autor: Bárbara Janet Teruel Mederos
Orientador: Luís Augusto Barbosa Cortez

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR BARBARA JANET
TERUEL MEDEROS E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 20/08/1996


ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE PLANEJAMENTO DE SISTEMAS ENERGÉTICOS**

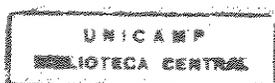
Uso de Containers Refrigerados para o Armazenamento de Produtos Agrícolas

**Autor: Bárbara Janet Teruel Mederos
Orientador: Luís Augusto Barbosa Cortez**

**Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Planejamento de Sistemas Energéticos**

Dissertação de Mestrado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica como requisito para a obtenção do título de Mestre em Planejamento de Sistemas Energéticos.

Campinas, 1996
SP Brasil



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

T279u Teruel Mederos, Bárbara Janet
Uso de containers refrigerados para o armazenamento
de produtos agrícolas / Bárbara Janet Teruel Mederos.--
Campinas, SP: [s.n.], 1996.

Orientador: Luís Augusto Barbosa Cortez.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Produtos agrícolas - Conservação. 2. Containers. 3.
Refrigeração. I. Cortez, Luís Augusto Barbosa. II.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE PLANEJAMENTO DE SISTEMAS ENERGÉTICOS

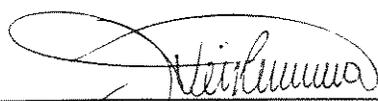
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Uso de Containers Refrigerados para o Armazenamento de Produtos Agrícolas

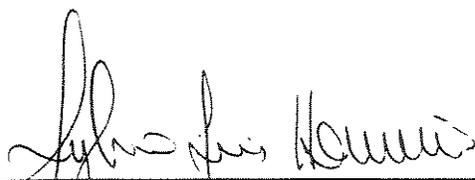
Autor: **Bárbara Janet Teruel Mederos**
Orientador: **Luis Augusto Barbosa Cortez**



Prof. Dr. Luis Augusto Barbosa Cortez
FEAGRI/ UNICAMP



Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira
FEM/ UNICAMP



Prof. Dr. Sylvio Luis Honório
FEAGRI/ UNICAMP

Campinas, Agosto de 1996



DEDICATÓRIA

A Lianet e Gabriela, minhas filhas,
A Vivino e Nélide, meus pais,
A Pablo, meu esposo.

AGRADECIMENTOS

A meu orientador **Prof. Dr. Luís Augusto Barbosa Cortez**, pela condução certa do trabalho, sua contribuição foi de grande valia para a concretização desta obra. Obrigada pela confiança desde o início e pelas palavras mais duras nas horas certas.

Ao **Prof. MSc. Lincoln de Camargo Neves Fo.**, o qual tem sido o orientador e grande colaborador. Sem sua participação teria sido difícil a culminação do trabalho.

Ao **Prof. Dr. José Tomás Vieira Pereira**, pelo apoio e confiança desde o primeiro momento.

Ao **Prof. Dr. Sylvio Luis Honório**, pela colaboração na fase experimental.

Ao **Sr. Fábio Figueredo**, diretor da Paulista Containers Marítimos Ltda. pela colaboração e empréstimo do container objeto de estudo.

Ao **Brasil e UNICAMP**, por terem me dado a possibilidade de superação, colocando em minhas mãos todos os recursos necessários para a culminação desta etapa.

A **CAPES e FAPESP**, por ter financiado minha estadia e o projeto com que foi desenvolvido o trabalho.

Ao técnico **José Beneditto dos Santos**, pela colaboração durante a montagem e desenvolvimento da fase experimental.

Aos técnicos do Departamento de Máquinas Agrícolas da FEAGRI pela colaboração.

A todos os professores, funcionários e colegas do curso de Planejamento Energético que colaboraram e ajudaram.

Sou profundamente grata a meus pais **Vivino e Nélide**, por terem sustentado minha formação desde a infância. Sem seu amor e ajuda certamente esta etapa jamais teria se realizado. A meu irmão **Ignacio** pela quota de alegria. Agradeço a meu esposo **Pablo** pela confiança, carinho, otimismo e fé no futuro. A meus sogros **Pablo e Zulma** expresso minha gratidão pela força e dedicação durante estes anos.

A minha querida filha, em Cuba, minha imensa gratidão, por ter sido capaz de assimilar a nossa separação. Sem dúvida tem sido a maior força inspiradora desta etapa. Obrigada **Lianet**.

Meu agradecimento especial aos amigos que estiveram presentes nos momentos mais difíceis e nos mais alegres: **Miriam, Cristiane, Hipólito, Maximino, Mirko, Rodolfo, e Camila**. Agradeço também a Sara, Julia, Sarah, Máximo, Zoraya, Chan, Juan Carlos, Rafael, Roberto, Luis Fernando e Omar.

Uma menção aos amigos em Cuba, **Miguel e Georgina**, pela força e amizade sincera demonstrada durante todos estes anos.

As pessoas que de uma forma ou outra me ajudaram durante este tempo.

A todos **Muito Obrigada**.

ÍNDICE

Lista de Figuras

Lista de Tabelas

Nomenclatura

Resumo

Abstract

Capítulo 1. Introdução 1

Capítulo 2. Revisão da Literatura

2.1- Frutas e Hortaliças.....	8
2.1.1- Transpiração.....	10
2.2- Umidade Relativa do Ar. Perda de Produtos.....	11
2.3- Temperatura	17
2.4- Circulação de Ar	19

Capítulo 3. Materiais e Métodos

3.1- Containers.Características Gerais.....	21
3.2- Sistema Frigorífico.....	23
3.2.1- Compressor.....	23
3.2.2- Condensador.....	24
3.2.3- Evaporador.....	25
3.2.4- Válvula de Expansão Termostática.....	25
3.3- Construção e Aferição dos Termopares.....	27
3.4- Sistema de Aquisição de Dados.....	28
3.5- Medição de Temperatura no Interior do Container.....	29
3.6- Medição da Temperatura e Pressão no Sistema Frigorífico.....	30
3.7- Medição da Velocidade do Ar no Interior do Container.....	31
3.8- Medição da Umidade Relativa.....	32

3.9- Desempenho Termodinâmico do Sistema Frigorífico.....	32
3.9.1- Evaporador.....	33
3.9.2- Compressor.....	34
3.9.3- Condensador.....	35

Capítulo 4. Resultados e Discussão

4.1- Etapa I: Ensaios no Container Vazio.....	38
4.1.1- Ensaio 1.....	39
4.1.2- Ensaio 2.....	43
4.1.3- Ensaio 3.....	47
4.1.4- Ensaio 4.....	49
4.1.5- Ensaio 5.....	50
4.1.6- Ensaio 6.....	51
4.1.7- Ensaio 7.....	58
4.1.8- Ensaio 8.....	59
4.2- Sistema Frigorífico.....	61
4.2.1- Obtenção da Curva Característica do Compressor Carrier 06DR 337....	65
4.3- Carga Térmica. Carga Térmica do Container.....	68
4.3.1- Carga de Transmissão de Calor.....	69
4.3.2- Carga de Infiltração.....	71
4.3.3- Outras Cargas.....	71
4.3.4- Carga do Produto.....	71
4.3.5- Carga Térmica Total.....	72
4.2- Etapa II: Ensaios com o Container Submetido a Carga Térmica Artificial	
Simulada com Banco de Resistências Elétricas.....	74
4.2.1- Ensaio 1.....	76
4.2.2- Ensaio 2.....	80
4.2.3- Ensaio 3.....	83
4.3- Medição do Consumo Elétrico da Instalação.....	87

Capítulo 5. Considerações Econômicas e Energéticas

5.1- Câmaras Frigoríficas.....	88
5.2- Containers Frigoríficos.....	89
5.3- Comparação Econômica.....	90
5.3.1- Custo Mensal para Dois Níveis de Uso.....	91
5.4- Energia na Agricultura.....	92

Capítulo 6. Conclusões e Sugestões

6.1- Conclusões.....	96
6.2- Sugestões para Próximos Trabalhos.....	98

Referências Bibliográficas.....	99
---------------------------------	----

Anexo 1- Fotos.

Anexo 2- Ensaio com Produto no Container.

LISTA DE TABELAS

2.1- Classificação de alguns produtos hortifrutícolas segundo a taxa de respiração (CHITARRA & CHITARRA, 1990).....	9
2.2- Calor de respiração de alguns produtos hortifrutícolas (kJ/kg. 24h) a diferentes temperaturas (NEVES Fo, 1983).....	10
2.3- Conteúdo de água de alguns produtos hortifrutícolas (ASHRAE, 1994).....	10
2.4- Influência da umidade relativa e temperatura na força motriz (Ps-Pv) nas câmaras de estocagem (NEVES, Fo, 1992).....	13
2.5- Condições de estocagem para alguns produtos hortifrutícolas (ASHRAE, 1994).....	14
2.6- Valores de ΔT recomendados em função da umidade relativa (ASHRAE, 1994).....	14
2.7- Estratégias a seguir na seleção dos valores de umidade relativa (STOECKER & JABARDO, 1994).....	15
2.8- Percentual de perdas de produtos de frutas e hortaliças para países em desenvolvimento (CHITARRA & CHITARRA, 1990).....	16
3.1- Principais características dos componentes do sistema de refrigeração do container... 26	
4.1- Variação das temperaturas entre a parede I e o insuflamento do ar.(faixa de temperatura de 15 a 5°C) ¹	40
4.2- Diferença de temperaturas entre o insuflamento e os pontos 5, 6 e 11.....	41
4.3- Diferença de temperaturas entre o insuflamento do ar e o retorno.....	41
4.4- Diferença de temperaturas entre o insuflamento do ar e a parede II.....	43
4.5- Diferença de temperaturas entre o insuflamento do ar e a parede I (faixa de temperatura de 5 a -2°C).....	44
4.6- Diferença de temperaturas na parede II.....	45
4.7- Diferença de temperaturas entre o insuflamento e o retorno do ar.....	46
4.8- Diferença de temperaturas no insuflamento do ar e os pontos 5, 6 e 11.....	47
4.9- Valores de Δt na faixa de temperaturas de 15 a 5°C.....	48
4.10- Diferença de temperaturas entre a saída de refrigerante do evaporador e a sucção.....	48
4.11- Pressões de trabalho do sistema frigorífico na faixa de 15 a 5°C.....	49

¹- Todas as tabelas do capítulo 4 são de elaboração própria a partir dos dados obtidos no desenvolvimento do trabalho e de dados do catálogo técnico do container. Exceto a tabela 4.33.

4.12- Valores de Δt na faixa de 5 a -2°C	50
4.13- Valores das pressões no sistema frigorífico na faixa de 5 a -2°C	50
4.14- Variação da velocidade do ar no interior do container.....	50
4.15- Diferença de temperatura entre o insuflamento do ar e a parede I (Ensaio 6).....	52
4.16- Diferença de temperatura entre o insuflamento do ar e a parede II.....	53
4.17- Diferença de temperatura entre o insuflamento do ar, piso, teto e porta.....	54
4.18- Resumo do comportamento da temperatura na parede I, II, piso, teto e porta.....	55
4.19- Diferença de temperatura entre a câmara e a temperatura do refrigerante após a válvula de expansão.....	56
4.20- Superaquecimento entre a saída do evaporador e a sucção do compressor.....	57
4.21- Diferença de temperatura entre a condensação e a temperatura do ar exterior.....	58
4.22- Valores da umidade relativa na faixa de temperaturas de 15 a -2°C	58
4.23- Comparação entre os valores experimentais e os valores propostos pela literatura dos parâmetros conferidos no sistema frigorífico.....	60
4.24- Dados de fabricação do compressor, condensador e evaporador.....	62
4.25- Dados necessários para a realização dos cálculos verificativos do sistema frigorífico.....	62
4.26- Resultados obtidos nos cálculos do sistema frigorífico do container.....	63
4.27- Valores da eficiência volumétrica do compressor para $t_k=32^{\circ}\text{C}$, $P_k= 784 \text{ kPa}$	65
4.28- Valores da eficiência volumétrica do compressor para $t_k=38^{\circ}\text{C}$, $P_k= 914 \text{ kPa}$	65
4.29- Valores da eficiência volumétrica do compressor para $t_k= 43^{\circ}\text{C}$, $P_k= 1 033 \text{ kPa}$	65
4.30- Valores da eficiência volumétrica do compressor para $t_k= 49^{\circ}\text{C}$, $P_k= 1 190 \text{ kPa}$	65
4.31- Resumo do valores da eficiência volumétrica em função da relação de pressões.....	66
4.32- Comparação entre os valores de cálculo, valores reais e os valores propostos pela literatura para alguns parâmetros do sistema frigorífico.....	67
4.33- Valores da radiação solar (ASHRAE, 1994).....	69
4.34- Cálculo da carga de calor por transmissão.....	69
4.35- Resultados obtidos dos cálculos de carga térmica do container.....	72
4.36- Carga de resistências elétricas colocadas no interior do container.....	72
4.37- Aferição na escala do variador de voltagem (Varivolt).....	74
5.1- Estimativas do uso total e na agricultura da energia comercial (STOUT, 1980).....	91
5.2- Estimativas do uso da energia comercial para insumos da produção agrícola (STOUT, 1980).....	92

5.3- Estimativas do uso da energia total que corresponde ao setor agropecuário(Elaboração própria a partir dos dados do MME, 1995).....	93
5.4- Consumo dos principais energéticos no setor agropecuário (Elaboração própria a partir dos dados do MME, 1995).....	93

LISTA DE FIGURAS

3.1- Distribuição do ar frio insuflado pelo evaporador no container frigorífico	25
3.2- Circuito de refrigeração do equipamento do container.....	26
3.3- Curva de aferição dos termopares tipo “T” para 0°C.....	27
3.4- Curva de aferição dos termopares tipo “T” para um banho de água em ebulição.....	28
3.5- Distribuição dos termopares dentro do container.....	30
3.6- Distribuição dos termopares e manômetros no sistema frigorífico do container.....	28
3.7- Pontos de medida da velocidade do ar no interior do container.....	31
4.1- Comportamento das temperaturas internas na parede I com respeito ao insuflamento do ar (faixa de temperaturas de 15 a 5°C).....	40
4.2- Comportamento da temperatura na porta, teto e piso em relação ao insuflamento do ar	41
4.3- Comportamento das temperaturas entre o insuflamento e o retorno do ar.....	42
4.4- Histórico da temperatura entre a parede II e o insuflamento do ar.....	42
4.5- Histórico do comportamento das temperaturas na parede I com respeito à temperatura no insuflamento do ar (faixa de temperaturas de 5 a -2°C).....	42
4.6- Variação das temperaturas na parede II em relação a temperatura no insuflamento do ar.....	44
4.7- Histórico do comportamento das temperaturas no insuflamento e no retorno do ar.....	45
4.8- Comportamento da temperatura na porta, teto e piso em relação a temperatura no insuflamento do ar.....	46
4.9- Histórico do comportamento das temperaturas no sistema frigorífico (faixa de temperaturas de 15 a 5°C).....	47
4.10- Histórico do comportamento das temperaturas no sistema frigorífico (faixa de temperaturas de 5 a -2°C).....	48
4.11- Comportamento da temperatura na porta na parede I com respeito ao insuflamento do ar (Ensaio 6).....	49
4.12- Comportamento da temperatura na parede II com respeito ao insuflamento do ar.....	52
4.13- Comportamento da temperatura na porta, teto e piso com respeito à temperatura do insuflamento do ar.....	53

4.14- Comportamento da temperatura após a válvula de expansão termostática.....	54
4.15- Comportamento das temperaturas no sistema de refrigeração.....	55
4.16- Comportamento da umidade relativa no interior do container.....	56
4.17- Curva de capacidade do sistema frigorífico Carrier-Transicold.....	60
4.18- Representação do ciclo de compressão de vapor (R-12) num diagrama P-h.....	61
4.19- Curva característica da eficiência volumétrica do compressor Carrier 06DR 337.....	66
4.20- Representação da colocação das resistências, wattímetro e Varivolt.....	73
4.21- Comportamento das temperaturas na parede I e II (Etapa II, ensaio 1).....	75
4.22- Comportamento das temperaturas no piso, teto, porta e retorno do ar frio.....	77
4.23- Comportamento das temperatura no sistema frigorífico.....	78
4.24- Comportamento das temperaturas na parede I e II com respeito ao insuflamento do ar pelo evaporador (Ensaio 2).....	79
4.25- Comportamento da temperatura no piso, teto, porta e retorno do ar ao evaporador.....	80
4.26- Comportamento da temperatura no sistema frigorífico.....	81
4.27- Comportamento da temperatura na parede I e II com respeito ao insuflamento do ar pelo evaporador (Ensaio 3).....	83
4.28- Comportamento da temperatura no piso, teto, porta e no retorno com respeito ao insuflamento do ar.....	84
4.29- Comportamento das temperaturas no sistema frigorífico.....	85

NOMENCLATURA

Letras Latinas	Unidades
A_e -Área externa do container	(m^2)
A_F -Área de face	(m^2)
A_{sa} -Área total de transferência de calor superfície aletada	(m^2)
A_{st} -Área total de transferência de calor dos tubos	(m^2)
A_{tc} -Área total de transferência de calor	(m^2)
b - Altura do condensador ou evaporador	(m)
B - Pressão barométrica	(kPa)
c_p -Calor específico	(kJ/ kg K)
COP -Coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração	
d_e -Diâmetro exterior dos tubos do condensador ou evaporador	(m)
d_p -Diâmetro do pistão do compressor	(m)
DP_v - Déficit de pressão de vapor	(KPa)
FRC - Fator de recuperação do capital	
h -Entalpia específica	(kJ/kg)
i - taxa de juros	(%)
K -Condutividade térmica do material	(W/ m K)
l -Largura do condensador ou evaporador	(m)
l_p -Curso do pistão do compressor	(m)
l_t -Comprimento dos tubos	(m)
m -Quantidade de produto a ser refrigerado no container	(kg)
n - Número de anos de vida útil da instalação	
n_t -Número de trocas do ar no interior do container	
N -Número de cilindros do compressor	
N_a -Número de aletas	
N_t -Número de tubos no condensador ou evaporador	
p - Coeficiente que depende da espessura das aletas	
P_d -Pressão de descarga do compressor de R-12	(kPa)
P_k -Pressão de condensação do R-12	(kPa)
P_o -Pressão de sucção do compressor de R-12	(kPa)
P_s -Pressão de saturação	(kPa)
P_v -Pressão de vapor	(kPa)
q - Calor total do ar de infiltração no container	(kJ/ m ³)
\dot{Q}_c -Potência teórica necessária para a compressão do fluido pelo compressor	(W)
\dot{Q}_{cond} -Fluxo de calor cedido no condensador	(W)
\dot{Q}_m - Outras cargas térmicas (ventiladores, pessoas)	(W)
\dot{Q}_r -Carga de respiração dos produtos	(W)
\dot{Q}_o -Capacidade frigorífica do sistema de refrigeração	(W)
\dot{Q}_p -Carga térmica dos produtos resfriados no container	(W)

\dot{Q}_t	-Carga térmica total necessária no container	(W)
\dot{Q}_{tr}	-Carga térmica de transmissão por paredes, piso e teto do container	(W)
\dot{Q}_v	-Carga de infiltração no container	(W)
RPM	-Rotações por minuto de rotação da polia do compressor	
RRC	-Relação de Rejeição de Calor	
t_{bs}	-Temperatura do bulbo seco	(°C)
t_{bu}	-Temperatura do bulbo úmido	(°C)
t_c	-Temperatura interior no container	(°C)
t_d	-Temperatura de descarga do R-12 no compressor	(°C)
t_e	-Temperatura de entrada do R-12 no condensador	(°C)
t_{ear}	-Temperatura entrada do ar no condensador	(°C)
t_i	-Temperatura inicial do produto	(°C)
t_k	-Temperatura de condensação	(°C)
t_r	-Tempo de resfriamento do produto no interior do container	(h)
t_o	-Temperatura de evaporação do R-12	(°C)
v	-Velocidade do ar	(m/s)
\bar{v}	-Velocidade média do ar	(m/s)
\dot{v}	-Vazão de ar a ser circulado pelo evaporador	(m ³ /s)
\dot{v}_{dr}	-Volume de deslocamento real de R-12 no compressor	(m ³ /s)
\dot{v}_{dt}	-Volume de deslocamento teórico de R-12 no compressor	(m ³ /s)
V	-Volume interno do container	(m ³)
U	-Coeficiente de transferência de calor	(W/ m ² K)
Δh_{cond}	-Diferença de entalpias do refrigerante na entrada e saída do condensador	(kJ/kg)
Δh_{comp}	-Idem do compressor	(kJ/kg)
Δh_o	-Ibidem do evaporador	(kJ/kg)
ΔT	-Diferença de temperaturas	(°C)

Letras gregas

η_v	-Eficiência volumétrica do compressor	(%)
ρ_a	-Densidade do ar	(kg/m ³)
∂_a	-Espessura das aletas	(m)
∂_1	-Espessura da parede do container	(m)
∂_2	-Espessura do isolamento	(m)
ω_r	-Fluxo mássico de R-12	(kg/s)
υ	-Volume específico	(m ³ /kg)
ϕ	-Umidade relativa	(%)

RESUMO

TERUEL, M. B. Uso de Containers Refrigerados para o Armazenamento de Produtos Agrícolas.

A refrigeração é o único método para o armazenamento prolongado de produtos agrícolas como frutas e hortaliças frescas, entre outros. Em muitos produtos perecíveis, a qualidade comestível pós-colheita, aumenta e depois diminui rapidamente se não for utilizado o armazenamento a frio. As deteriorações são mais rápidas devido ao processo de respiração, onde há liberação de calor, além de CO₂ e vapor d' água. O uso de containers, para fins de refrigeração, torna-se hoje uma alternativa muito interessante quando se trata de prolongar o tempo de comercialização, devido aos altos custos de investimento para câmaras frigoríficas estáticas. Existe também a necessidade de geração de tecnologias simples e de fácil utilização, pelo pequeno e médio produtor, que permitam a manutenção da qualidade dos produtos. No entanto, na América Latina e particularmente no Brasil, há perdas significativas pós-colheita principalmente onde há falta de armazenagem refrigerada. A título de exemplo a cidade de São Paulo registra grandes perdas de frutas e hortaliças principalmente no verão, podendo atingir até 15% do total comercializado, e para alguns produtos estimadas em até 50%. Entre as principais vantagens destes containers estão: possibilidades de aluguel ("sistema leasing") por tempo determinado, faixa de temperaturas de -25 °C a +25 °C, adaptando-se aos diferentes produtos agrícolas, facilidade de operação, além de poder ser transportado carregando a produção a longas distâncias. Este trabalho tem como objetivo geral, determinar os critérios básicos para fazer uma avaliação técnica e econômica da possibilidade do uso de containers refrigerados para o armazenamento de produtos agrícolas, fundamentalmente frutas tropicais, produtos estes de grande demanda no mercado interno e internacional. Especificamente neste trabalho foram desenvolvidos uma série de experimentos com o container submetido a dois regimes: vazio e com carga térmica simulada com um banco de resistências elétricas, com carga de 10 kW. Foram avaliados parâmetros como: temperatura, velocidade do ar, umidade relativa, e pressões do sistema frigorífico.

PALAVRAS CHAVES: Produtos agrícolas, pós-colheita, containers refrigerados.

ABSTRACT

TERUEL, M. B. Using of Refrigerated Containers from Storage of Agricultural Produces.

Refrigeration is the most important method to extend storage of horticultural produces such as fresh fruits and vegetables. As it happens with many perishable produces, the postharvest quality increases and then decreases rapidly if refrigerated storage is not used. The deterioration is fast due to the respiration process, which involves the release of heat, CO₂ and water. Use of refrigerated containers is actually an interesting alternative to extend the storage life of horticultural produces, due to the high investment cost of static cold chambers. Meanwhile, in Latin-America, particularly in Brazil, there is significant postharvest losses, specially where refrigeration is not used. For example, São Paulo city presents great losses of horticultural produces, mainly during summer, reaching from 15% to 50% of total marketable produces. The main advantages of the refrigerated containers compared to refrigerated room are: leasing system for convenient periods; their range temperature of -25°C to 25°C, their the adaptability to different agricultural produces; the possibility of using them for produce transportation for long distances and the handling operation. The general objective of this work is to determine to basic criteria for the technical and economical evaluation of the possibility of using refrigerated containers for horticultural produce storage, specially tropical fruits which have great demands for national and international market. The tests were conducted to determine the container refrigeration capacities using electrical resistances to simulate thermal loads. The evaluated parameters were: the temperature, relative humidity, air velocity and pressure of refrigeration systems.

KEY WORDS: Horticultural produces, postharvest, refrigeration, refrigerated containers.

Capítulo 1

Introdução

O aumento da produção de alimentos é uma preocupação constante em todos os países. Além das técnicas de produção, as pesquisas científicas têm propiciado melhor qualidade e produtividade. Nos países em desenvolvimento, a produtividade, para a maioria dos produtos hortifrutícolas, ainda não é competitiva com a dos países desenvolvidos, sendo a grande meta para estes a diminuição das perdas pós-colheita.

A desnutrição é um dos principais problemas que afetam o bem-estar do indivíduo e a estabilidade político-econômica nos países subdesenvolvidos. Segundo estatísticas da Organização das Nações Unidas para a Agricultura e Alimentação (**FAO, 1991**), nos países subdesenvolvidos 70% das crianças em idade pré-escolar sofrem de doenças, ligadas direta ou indiretamente à desnutrição, provocando uma diminuição da média de vida e do período produtivo das pessoas.

Uma população desnutrida ou subalimentada, doente e de baixo nível educacional, em vez de ser produtiva e contribuir positivamente para o desenvolvimento do país, torna-se uma pesada carga para qualquer nação.

As frutas e hortaliças são fontes ricas em nutrientes necessários ao homem, sendo recomendado seu consumo em todas as dietas e regras de boa saúde. Estudos desenvolvidos por **MELO (1992)**, oferecem projeções de consumo de alimentos para os próximos dez anos, os quais estão diretamente associados os índices de crescimento demográfico e social, e onde o setor de frutas apresenta o maior valor, seguido do leite, da carne bovina, da carne de frango, das hortaliças, dos ovos e da carne suína.

O Brasil é um dos maiores produtores mais não é um grande exportador de produtos hortifrutícolas. A produção nacional de frutas de 1990 foi estimada em 30 milhões de toneladas o que representou 8% da produção mundial (**FAO, 1991**). No entanto, em jornais e revistas técnicas são apresentados dados sobre as perdas de alimentos, reportando-se uma média de perdas só de frutas, por falta de tratamento pós-colheita, entre 30-40% o que representa um descarte de 7,5 a 10 milhões de toneladas por ano.

Segundo dados da **EMBRAPA (1993)**, na safra de 1992, no Estado de São Paulo, a produção total de produtos hortifrutícolas foi de 11.270.472 t das quais 3.571.195 t foram perdidas, o que representou 35% de perdas, com um valor estimado de prejuízo de 1 bilhão de dólares.

As principais causas das perdas são: utilização de embalagens inadequadas, falta de transporte adequado, não utilização do frio para a armazenagem expondo desta forma os produtos a condições desfavoráveis.

No setor de exportações o país embarcou em 1995, 228 mil toneladas de frutas frescas, com uma queda de 36,4% sobre o volume exportado em 1994. Isto representou uma queda de US\$ 103 milhões com respeito ao ano 1994 que foi de US\$ 127,9 milhões.

Entre os produtos mais exportados se encontram: laranja (US\$ 29,1 milhões), manga (US\$ 22,1 milhões), melão (US\$ 16,5 milhões), uva (US\$ 10,1 milhões) e maçã (US\$ 6,2 milhões) (**Folha de São Paulo, 23/1/1996**).

A produção e comercialização de produtos agrícolas exige uma política de apoio governamental com suficientes recursos para pesquisas, investimentos, custeio e comercialização, compatíveis com uma atividade de alto risco, além de programas de incentivo à produtividade, investindo na conservação dos produtos a frio devido as vantagens deste meio de conservação.

A refrigeração é o único método conhecido que conserva o produto com características desejáveis semelhantes ao seu estado inicial, ou seja, com sua aparência, sabor, valor nutritivo, além de suas vitaminas ou textura, maciez e cor, retardando o processo de maturação e senescência, devido ao fato de que os mesmos experimentam processos fisiológicos e patológicos em função direta com a temperatura (**NEVES Fo, 1994**).

As frutas e vegetais desenvolvem processos biológicos essenciais para sua manutenção a partir das reservas acumuladas durante o período em que permaneceram ligadas à planta. Este processo é conhecido como respiração, com a liberação de calor além de CO₂ e vapor de água. Quanto maior é esta atividade menor será o período de disponibilidade do produto com a qualidade desejada.

Na medida que se provoca o abaixamento da temperatura, retardam-se consideravelmente tais fenômenos, assim sendo, a refrigeração tem um importante papel após a colheita.

Embora o Brasil seja um país de clima quente, entre as latitudes 33°S e 7°N, com temperaturas médias no verão de aproximadamente 30°C na maior parte do território, a refrigeração ainda não mereceu a atenção devida.

Neste sentido se faz preciso a disseminação de técnicas em refrigeração apropriada para produtos frescos. Uma vez iniciada, ela deve ser mantida com o objetivo de criar uma cadeia de refrigeração, denominada “Cadeia do Frio” desde o momento pós-colheita até o transporte, a estocagem e a comercialização.

No Brasil, segundo **FIGUEREDO (1994)**, a “Cadeia do Frio” apresenta vários problemas o que a torna ineficiente, trazendo grandes perdas de alimentos, além dos inúmeros prejuízos.

Mas, apesar das dificuldades enfrentadas, alguns avanços têm sido alcançados, tanto no setor tecnológico quanto ao nível de produção e de comercialização, em termos de qualidade e quantidade.

A indústria, por exemplo, tem passado por um processo de transformação. De simples galpões frigoríficos, com atividade estática de armazenagem, transformou-se numa dinâmica indústria de serviços para os negócios de alimentos perecíveis. A capacidade instalada cresceu de 100.000 m³ para quase 2 milhões de m³ nos últimos 20 anos, e ainda está longe de atender às necessidades do país (**ABIAF, 1994**).

Não basta produzir mais se as perdas acabam atingindo níveis indesejáveis. Quando se trata de alimentos, isto é particularmente importante, pois envolve aspectos econômicos, sociais e até morais (**NEVES Fo, 1994**).

A minimização das perdas pós-colheita e o aumento do consumo no mercado interno e de exportações só serão bem desenvolvidos através do progresso científico-tecnológico e do uso de técnicas apropriadas pelos produtores.

O sistema de armazenamento de produtos agrícolas, com câmaras móveis e modulares (container refrigerado), é uma tecnologia que deve-se expandir pelas vantagens que possui, tais como: possibilidades de aluguel (“sistema leasing”) deslocamento após a safra, ampla faixa de temperatura de operação (entre -25 a +25°C) e facilidade de operação. Estes containers podem ser usados estáticos ou carregando os produtos, devido à facilidade na montagem e instalação.

Tais vantagens revertem-se em menores custos, possibilitando o armazenamento de produtos em período de safra, quando os preços estão em baixa, para serem vendidos fora da época de safra, diminuindo assim as flutuações do mercado como um estoque regulador.

Inicialmente os containers refrigerados eram empregados no transporte de carga pela via marítima ou ferroviária. Hoje seu uso na agricultura pode se tornar uma alternativa econômica se a compararmos com a construção de câmaras frigoríficas estáticas, considerando os custos de investimento, operação e manutenção quando se trata de períodos curtos de estocagem.

A título de exemplo podemos citar que o custo das instalações frigoríficas no Brasil, segundo NEVES Fo (1996)¹, é de aproximadamente US\$ 700 por metro cúbico de câmara frigorífica para armazéns de até 35 m³. Este custo pode-se reduzir até US\$ 195 por metro cúbico para câmaras de até 1000 m³. A título de comparação, pode-se citar que na Europa e Estados Unidos o custo para armazéns de aproximadamente 20 m³ oscila entre US\$ 100 a US\$ 140.

Hoje no Brasil um túnel para resfriamento rápido representa um custo de US\$ 1 600 por tonelada de refrigeração. Para túneis de congelamento, este custo chega a ser US\$ 2900 por tonelada. Esta situação inibe investimentos e eleva o preço de armazenagem.

Sabe-se que a produção da maioria dos produtos agrícolas não é constante e ocorre somente em um período relativamente curto do ano. No entanto é interessante prolongar o tempo de vida útil e a qualidade dos produtos a serem estocados, empregando tecnologias simples e de alta confiabilidade, como são os containers, o que permitiria uma redução nas perdas pós-colheita que, como já foi indicado, atingem valores surpreendentes.

Este trabalho pretende fazer uma avaliação técnica e econômica do uso de containers refrigerados para o armazenamento pós-colheita de produtos agrícolas, especificamente através da utilização de um tipo de container fornecido pela PCML².

A idéia dos containers de transporte para conter caixas e embalagens iniciou-se entre os anos 1930 e 1940, já anos 1950 este sistema sofreu um grande avanço com o objetivo de se padronizar as cargas para o transporte marítimo. A implantação das normas ISO³ contribuiu de forma significativa neste sentido.

Os containers para transporte, tanto marítimo como ferroviário ou hidroviário, são divididos em duas classes:

- “Comuns” (também chamados de carga seca), com dimensões de 26,3 m³ (20’) e 55,3 m³ (40’). Dentro dos comuns existem, ainda os ventilados (para transporte de café) e outras aplicações além dos “sem teto” que são carregados por cima e cobertos com lona;

¹ Lincoln Fo., L. C. “A Cadeia do Frio no Brasil”. Comunicação pessoal, Janeiro de 1996.

² Paulista Containers Marítimos Ltda.

³ International Standard Organization

- “Frigoríficos” (refers) com 26,3 m³; 55,3 m³ e 58,1 m³ (20’, 40’ e 40’ extra, respectivamente) de capacidade, operando em geral entre 25 e -25°C;

- Dentro dos containers frigoríficos existem alguns com atmosfera controlada e atmosfera modificada, apropriados para o transporte de cargas por períodos de longa duração, principalmente para frutas e hortaliças;

- Os “tanques” são uma extensa família de containers para alimentos líquidos em geral, para líquidos perigosos (químicos, inflamáveis), para líquidos corrosivos e outros;

- As “plataformas”(flat racks) são containers sem teto e laterais para o transporte de grandes peças, máquinas e outros grandes volumes.

As principais características comuns a todos esses tipos de containers são:

- Dimensões padronizadas;

- Apoios com travas para os veículos de transporte;

- Possibilidade de empilhamento;

- Possibilidade de movimentação não só com equipamentos próprios para containers, mas também com equipamentos comuns.

Há poucos anos a Empresa Paulista de Containers Marítimos iniciou a locação de containers frigoríficos para armazenagem estática. Sua operação começou nas áreas de produção de frutas do Vale do São Francisco, notadamente em Juazeiro e Petrolina, região muito mal servida em armazéns frigoríficos. Atualmente tem-se expandido por outras áreas do território brasileiro.

A locação de containers frigoríficos para o uso de armazenagem estática está colaborando para a “popularização” do uso de câmaras frigoríficas por diversos setores, fundamentalmente agroalimentares. Essa operação traz as seguintes vantagens adicionais:

- O locador pode ter a “câmara frigorífica” pelo tempo que desejar;

- O container é entregue num prazo infinitamente menor ao de uma câmara frigorífica convencional;

- Empresários deixam de fazer investimentos e têm a vantagem adicional de deduzir o aluguel dos containers do Imposto de Renda;

- O container pode ser movimentado dentro de uma instalação ou de uma propriedade, não se constituindo em empecilho para a ampliação de atividades e instalações, como as câmaras fixas;

•A capacidade de armazenagem do usuário do container pode ser ampliada ou reduzida, de acordo com suas necessidades, acrescentando-se ou reduzindo-se o número de unidades.

Nos setores de fruticultura e olericultura tem-se obtido bons benefícios com a utilização de containers durante as safras, devolvendo-os, após. Comerciantes de frutas, fundamentalmente de produtos importados que já chegam ao país resfriados, estão usando containers frigoríficos para a estocagem por um curto período, até serem comercializados.

Um exemplo desta situação concreta é a **CEASA Campinas**⁴, que utiliza 3 containers de 26 m³ e 2 de 55,3 m³ para a conservação frigorífica de frutas de produção nacional e importadas, as quais chegam resfriadas, como maçã, pera, ameixa, uva, pêssego, entre outras.

As agroindústrias de sucos e polpas de frutas têm sido usuárias de containers, armazenando matérias primas na época das safras e produtos acabados, ampliando sua capacidade operacional.

Nas áreas de distribuição e varejo de todo o sistema agroalimentar, os containers podem ter sucesso. Pequenas redes de distribuidores podem ser formadas com pequenos investimentos e com a vantagem de poderem ser modificadas quando for necessário, aumentando-se ou reduzindo-se a capacidade de estocagem ou eliminando-se os pontos de distribuição ineficientes (**FIGUEREDO, 1995**).

Com a execução deste trabalho pretende-se uma avaliação técnica e econômica deste tipo de container o que permitirá determinar as possibilidades do uso do mesmo na agricultura ou para o armazenamento de produtos agrícolas durante os períodos de safra. Para atingir os objetivos se propõem as seguintes etapas:

Etapa I-Avaliação do desempenho do sistema frigorífico do container e parâmetros de trabalho para diferentes faixas de temperatura. Nesta etapa o container estará vazio;

Etapa II-Avaliação do desempenho do container e seus parâmetros de trabalho submetido a carga artificial simulada por um banco de resistências elétricas;

Etapa III- Considerações Econômicas.

⁴ Central de Abastecimento de Campinas S/A

Para o desenvolvimento da etapa I e II procederam-se as seguintes medições:

- Medição da temperatura no interior do container;
- Medição da temperatura e pressões de trabalho do sistema frigorífico;
- Medição da umidade relativa no interior do container;
- Medição da velocidade do ar no interior do container;
- Medição do consumo elétrico do compressor.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

2.1- Frutas e Hortaliças

A definição de produtos hortifrutícolas (frutas e hortaliças) é variável. Estes são produto do desenvolvimento de flores ou inflorescências das angiospermas. Segundo o dicionário Aurélio: “fruto é um órgão gerado pelos vegetais floríferos e que conduz a semente”.

O ciclo vital das frutas e hortaliças inicia-se com a fertilização que é seguida por etapas distintas: formação, crescimento, maturação e senescência.

O estágio de crescimento envolve divisão e ampliação de células. Logo vem o período de maturação que compreende diferentes atividades em espécies distintas. Após a maturação ocorre o estágio de senescência o qual envolve processos degradativos que se estendem até a morte do tecido.

O período que encerra a fase de completo desenvolvimento de frutas e hortaliças é marcado por uma série de características particulares (CHITARRA & CHITARRA, 1990):

- Amadurecimento da semente;
- Mudanças na taxa de respiração;
- Alteração na taxa de produção de etileno;
- Mudança da permeabilidade do tecido;
- Alteração da atividade enzimática;
- Mudança na composição dos carboidratos;
- Mudança na composição de ácidos orgânicos e de proteínas;
- Incremento da produção de voláteis.

Após a colheita, as frutas e hortaliças sofrem uma série de processos metabólicos entre eles a quebra oxidativa de compostos complexos (amidos, açúcares e ácidos orgânicos) e em moléculas mais simples como o CO_2 e água, e com a liberação de calor.

A respiração de frutas e hortaliças é um excelente indicador da atividade metabólica do tecido e, portanto, um guia útil do potencial de estocagem do mesmo (CHITARRA & CHITARRA, 1990).

Existe um grupo considerável de hortifrutícolas que apresenta aumento na taxa de respiração, o que coincide com o amadurecimento. As frutas e hortaliças podem ser classificadas como "climatéricas" ou "não climatéricas", dependendo da taxa de atividade respiratória. As hortaliças de modo geral, podem ser denominadas como "não climatéricas" (SCHWIMMER, 1981). A TAB.2.1 indica algumas frutas e sua classificação de acordo a taxa de respiração.

TABELA 2.1
Classificação de algumas frutas segundo a taxa de respiração.

Climatéricas	Não climatéricas
Abacate	Abacaxi
Banana	Figo
Manga	Laranja
Mamão	Limão
Maracujá	Morango
Melão	Uva

FONTE - CHITARRA & CHITARRA, 1990. p.36.

Entre os fatores que afetam a taxa de respiração, a temperatura tem grande importância.

Os tecidos vegetais só apresentam um funcionamento normal de seus mecanismos fisiológicos num intervalo limitado de temperatura.

Os limites máximos de temperatura encontram-se entre 30 e 35°C e a susceptibilidade à injúria no limite de temperatura é bastante variável, dependendo das características do produto hortifrutícola.

A atividade respiratória é reduzida pelo uso de baixas temperaturas. Segundo NEVES Fo (1992), a cada 10°C na redução da temperatura ocorre uma atividade respiratória de duas a quatro vezes menor.

A título de exemplo, mostra-se na TAB.2.2 as taxas de calor de respiração de alguns produtos hortifrutícolas a diferentes valores de temperatura.

TABELA 2.2

Calor de respiração de alguns produtos hortifrutícolas kJ/kg.24 h a diferentes temperaturas.

Produto	0°C	2°C	5°C	10°C	15°C	20°C
Abacaxi	-	-	3460-3926	5702-6122	6545-6968	7177-7600
Banana verde	-	-	1898-4433	3460-8530	5196-12457	7600-13512
Maçã	842-1500	1223-1814	1349-2744	3590-5279	4646-8023	5065-10559
Morango	2953-4055	3502-5488	3800-8023	7600-15205	11400-21117	15205-26183
Alface	2744-3377	2958-3800	3590-4433	6126-8870	9503-16470	21963-29564
Batata	930-2279	930-2111	1056-1688	1479-1902	1688-3167	2111-3800
Cenoura	846-2451	1902-2958	2451-3377	2744-3800	6335-8447	7814-11824
Tomate	1181-1520	1395-1688	1688-2321	2744-3590	4646-7600	6967-8870

FONTE - NEVES Fo., 1983. p.46

2.1.1- Transpiração

Além da respiração, outro fenômeno biológico que ocorre nos tecidos vegetais é a transpiração, que se dá pela passagem de água através das estruturas anatômicas, (estômatos, lenticelas, cutículas e pedúnculos). Este é um processo de transferência de vapor de água da superfície do produto para o ar através da evaporação e da difusão.

Durante o tempo em que os frutos estão ligados à planta, estes mantêm a reposição constante de água perdida pela transpiração. Após a colheita a perda de água continua, mas como esta não é mais repostada tem início a deterioração, além da maturação e a senescência (NEVES Fo, 1993).

Na maioria das frutas e hortaliças o teor de água é alto e variável entre 80-95%, e uma parte dela é perdida através da transpiração. Na TAB.2.3 pode-se observar o conteúdo de água de alguns produtos hortifrutícolas.

TABELA 2.3

Conteúdo de água de alguns produtos hortifrutícolas.

Produto	Conteúdo de água (%)
Bananas	75
Maçã	84
Manga	81
Mamão	91
Morango	90
Cenoura	88
Alface	95
Batata	81
Tomate	93

FONTE - ASHRAE HANDBOOK OF REFRIGERATION, 1994. p 30.3

A perda de água pela transpiração tem uma influência direta no custo dos produtos devido às perdas de peso que provoca.

Para o armazenamento e manuseio de produtos altamente perecíveis é importante conhecer os fatores que afetam a transpiração, de acordo com **CHITARRA & CHITARRA (1990)**:

-Fatores inerentes à fruta:

- **Dimensões:** quanto maior é a superfície exposta do produto, maior é a taxa de transpiração;
- **Superfície/volume:** quanto maior for esta relação, maior será a perda de peso;
- **Região de interseção do fruto ao pedúnculo:** quando exposta ao ar facilita enormemente a perda de peso do produto;
- **Maturação:** provoca uma variação na taxa de transpiração.

-Fatores ambientais:

- **Umidade relativa:** quanto maior for a umidade relativa, menor será a transpiração;
- **Temperatura:** se a temperatura é baixa diminui a transpiração.

A redução da transpiração dos produtos hortifrutícolas pode ser feita se foram adotadas práticas adequadas de manuseio pós-colheita, como as citadas a seguir:

- **O manuseio do produto deve ser feito de forma rápida e simples,** a fim de evitar danos mecânicos e a entrada de microorganismos;
- **Minimizar a exposição dos produtos às grandes diferenças de pressão de vapor (DPv),** através da redução rápida da temperatura do produto até o valor mínimo que ele suporta e colocá-lo em ambientes com alta umidade relativa;
- **Minimizar o gradiente de pressão (Pv),** não expondo os produtos a movimentos de ar desnecessários e utilizar embalagens adequadas.

2.2- Umidade Relativa do Ar. Perda de Produtos

Entende-se por umidade relativa a relação entre a pressão parcial exercida pelo vapor de água num volume de ar e a pressão parcial que pode ser exercida pelo vapor de água, considerando que o mesmo está saturado à temperatura do ar, expressa em porcentagem. A umidade absoluta é a quantidade em quilogramas de vapor de água por

quilograma de ar seco. Usa-se o ar seco como base porque a sua quantidade não varia nos diferentes processos (THRELKELD, 1970; DOSSAT, 1978).

Uma ferramenta imprescindível na análise das misturas ar/vapor d'água é a Carta Psicrométrica, que é um gráfico que relaciona as propriedades do ar seco e úmido, como temperatura, umidade e entalpia. Pode-se encontrar neste a “temperatura do bulbo úmido” e “temperatura do bulbo seco”.

As “temperatura do bulbo úmido” pode ser medida com um termômetro cujo bulbo esteja coberto por uma mecha de tecido úmido. A medida que a água contida no tecido se evapora, o calor é removido do bulbo, reduzindo sua temperatura. Assim, quanto maior for a diferença entre as temperaturas do bulbo seco e úmido, menor será o teor de umidade contido no ar (STOECKER & JABARDO, 1994).

Na maioria dos evaporadores em uso na refrigeração industrial é utilizado o resfriamento de ar. Estes processos de resfriamento de ar envolvem a remoção de umidade.

A umidade relativa nas câmaras frigoríficas estabelece a qualidade externa dos produtos e sua perda de peso. Além disso, existe uma estrita relação entre o valor da umidade relativa e o aparecimento de distúrbios fisiológicos e de podridões causadas por fungos.

A multiplicação de microrganismos acontece em ambientes de alta umidade relativa, especialmente com altas temperaturas de estocagem. A título de exemplo, as bactérias reproduzem-se lentamente em $\phi \leq 75\%$, mas nesses níveis a perda de produtos causada pela atividade da respiração e transpiração, é relativamente elevada.

Em valores de umidade relativa de 90- 95%, a multiplicação de bactérias se mantém dentro de uma faixa aceitável, se a temperatura atingir um valor perto de 0°C, sendo as perdas de peso pequenas.

Segundo PLANK (1963), uma certa dessecação da superfície do produto resulta eficaz para reduzir a multiplicação de microrganismos, mas prejudica o aspecto dos produtos e o valor comercial dos mesmos.

Pode-se notar que o melhor é estabelecer um critério técnico-econômico na hora da escolha das condições de estocagem frigorificada porque, do ponto de vista da perda de peso, a umidade relativa interna deve ser alta, mas do lado da proteção contra o desenvolvimento de microorganismos deveria ser baixa.

Quanto maior é a diferença entre a pressão de vapor de água na superfície do produto e o meio externo, tanto maior será a perda de água do produto. Essa diferença de

pressão de vapor é conhecida como déficit de pressão de vapor (DPv) e tem um importante papel no resfriamento de produtos frescos. Note-se que mesmo durante a estocagem em condições próximas à saturação, frutas e hortaliças continuaram perdendo água por evaporação.

A título de exemplo, a TAB.2.4 indica a influência da umidade relativa e da temperatura na força motriz responsável pela perda de peso, (Ps- Pv).

TABELA 2.4
Influência da umidade relativa e temperatura na força motriz (Ps-Pv) nas câmaras de estocagem.

Temperatura °C	$\phi = 80\%$			$\phi = 90\%$	
	Pressão de saturação, Ps, kPa.	Pressão de vapor ¹ , Pv, kPa.	(Ps-Pv) kPa.	Pressão de vapor, Pv, kPa.	(Ps-Pv) kPa.
20	2,34	1,87	0,47	2,11	0,23
0	0,61	0,48	0,13	0,55	0,061
-30	0,037	0,025	0,012	0,033	0,039

FONTE - NEVES Fo, 1992. p.189

¹-(Pv= Ps x ϕ)

Observe-se que na medida em que a temperatura cai, diminui o valor de (Ps-Pv). Quando a umidade relativa aumenta de 80% para 90% a diminuição de (Ps-Pv) é de 50% para 0°C. Pode-se concluir que a redução da temperatura e o aumento da umidade relativa são os parâmetros que poderão reduzir a perda de peso dos produtos frescos estocados em câmaras frigoríficas (NEVES Fo, 1992).

Na TAB.2.5 tem-se alguns dos valores de umidade relativa e temperatura recomendados pela ASHRAE (1994), para diferentes frutas e hortaliças assim como algumas propriedades de interesse, tais como; calor específico, calor latente, tempo de estocagem, temperatura e umidade relativa também recomendadas.

A umidade relativa do ar numa câmara frigorífica depende do balanço entre a perda de peso e o ganho de água. Quando se estabelece um regime permanente, o produto perde uma certa quantidade de água na forma de vapor que será a mesma quantidade de água que pode ser condensada na superfície dos evaporadores. Este sistema se mantém estável e tende a estabelecer um estado de equilíbrio (MITCHEL, 1992).

Para se ter temperatura e umidade em equilíbrio na câmara, deve-se escolher criteriosamente o evaporador, visto que a umidade relativa é função da diferença de temperatura do ar da câmara (temperatura de insuflamento) e da temperatura de evaporação do refrigerante (ΔT).

TABELA 2.5
Condições de estocagem para alguns produtos hortifrutícolas.

Produto	Temperatura estocagem (°C)	ϕ (%)	Tempo estocagem	Ponto de congelamento (°C)	Calor específico acima ponto congelamento (kJ/kg K)	Calor específico abaixo ponto congelamento (kJ/kg K)	Calor latente (kJ/kg)
Abacate	4-13	85-90	2-8 sem.	-0.3	3,01	1,67	253
Alface	0-1	95-100	2-3 sem.	-0.2	4,02	2,03	317
Bananas	13-14	85-95	-	-0.8	3,39	1,78	250
Batata	3-4	90-95	4-5 meses	-0.6	3,55	1,85	270
Beterraba	0	95-100	4-6 meses	-0.9	3,78	1,94	294
Cenoura	0	98-100	4-6 sem.	-1.4	3,78	1,94	294
Goiaba	5-10	90	2-3 sem.	-	3,61	1,88	277
Maçã	0-3	90-95	3-8 meses	-1.1	3,65	1,89	280
Manga	10-13	85-90	2-3 sem.	-0.9	3,55	1,85	270
Mamão	7	90-95	1-3 sem.	-0.8	3,81	1,98	304
Morango	(-1.5)-0	90-95	5-7 dias	-0.8	3,85	1,97	300
Repolho	0	98-100	5-6 meses	-0.9	3,92	1,99	307
Uvas	(-1)-0	85-90	2-8 sem.	-1.6	3,58	1,86	274

FONTE - ASHRAE HANDBOOK OF REFRIGERATION, 1994. p.25.2

A ASHRAE (1992), faz algumas recomendações para os valores de ΔT indicados na TAB. 2.6:

TABELA 2.6
Valores de ΔT recomendados em função da umidade relativa.

ϕ (%)	ΔT (°C)
90	4-6
80	6-7
75	7-9

FONTE - ASHRAE HANDBOOK OF REFRIGERATION, 1992

Valores de ΔT elevados se traduzem numa transferência de calor mais intensa devido à maior capacidade frigorífica do evaporador. Mas, por outro lado, segundo a TAB.2.6, isto significa valores de umidade relativa menores e, portanto, maior perda de peso. Uma opção para manter a umidade relativa em valores altos é obtido com umidificadores, como é discutido por NEVES Fo (1994).

Segundo STOECKER & JABARDO (1994), devem ser seguidas algumas estratégias para manter umidades relativas elevadas (TAB.2.7).

Qualquer uma das opções escolhidas implica em gastos adicionais, tanto de instalação como de operação, sendo importante fazer uma análise técnico-econômico na hora da decisão final.

TABELA 2.7
Estratégias a seguir na seleção dos valores de umidade relativa.

Estratégia	Implicações
Operação com pequenas diferenças entre a temperatura de saída do ar do evaporador e a temperatura de evaporação do refrigerante.	Serpentinas de maior área de troca de calor ou maior número de serpentinas o que implica um número superior de ventiladores elevando a carga interna do ambiente.
Maior diferença entre as temperaturas do ar na entrada e do refrigerante em combinação com umidificadores.	Serpentinas de áreas de troca de calor inferiores ao nível típico. Carga latente adicional pela maior remoção de umidade, resultante da adição de vapor por parte dos umidificadores.

FONTE - STOECKER & JABARDO, 1994. p.193.

Segundo **CHITARRA & CHITARRA (1990)**, a perda de alimentos significa qualquer redução na disponibilidade do alimento para o consumo e pode ser encarada sobre dois aspectos: perda de produção e perda pós-colheita.

A quantificação da perda de alimento torna-se um problema pela diversidade de fatores já mencionados: manuseio inadequado, transporte e armazenamento, além de outros que ocorrem na fase pós-colheita.

Considera-se perda a parte do produto que se torna imprópria para o consumo da população, se bem que os produtos que perderam parte de seu peso ainda são comercializados. As perdas podem ser medidas em termos monetários, nas etapas da cadeia de comercialização, ou em termos percentuais da perda total.

Para determinar se o produto serve ou não para o consumo são considerados diferentes fatores como: perda de peso (qualidade com relação à umidade relativa ou teor de água do produto) e aparência, entre outros.

Freqüentemente a perda de peso do produto, em função da perda de água, tem sido um fator muito considerado na hora de quantificar a perda de produtos perecíveis que, como já foi dito, depende da temperatura e da umidade relativa das câmaras frigoríficas.

Teoricamente é possível determinar a perda de peso conhecendo a umidade relativa dentro da câmara, do nível de proteção das embalagens, da transpiração, da taxa de escoamento do ar, etc.

Segundo **BEEK (1985)**, na prática, pode-se determinar a perda média de peso de um produto durante a estocagem medindo a quantidade de água condensada nos evaporadores.

NEVES Fo (1992) trabalhou com uma metodologia de cálculo para a determinação da perda de água, o que se reflete diretamente na perda de peso, que leva em conta os

seguintes parâmetros: coeficiente de transferência de massa, temperatura de estocagem, área do produto estocado, velocidade do ar interior e DPv, entre outros.

Outro método que pode ser empregado, segundo o autor, consiste nas pesagens de produtos marcados desde o início dos testes, utilizando balanças de alta precisão, repetindo estas operações durante intervalos regulares para vários produtos colocados em diferentes locais da câmara. Esta operação deve ser feita no interior da câmara, no menor tempo possível, a fim de evitar a interferência excessiva nos parâmetros internos estáveis da câmara e a condensação de água sobre a superfície dos produtos testados.

Na TAB.2.8 citam-se alguns valores de perdas em frutas e hortaliças, estimadas em por cento para países em desenvolvimento. Note-se que os percentuais maiores de perda se correspondem com os produtos mais perecíveis. Estes valores incluem as perdas totais incluindo todos os fatores que influenciam nas mesmas, como será tratado a seguir.

TABELA 2.8
Percentual de perdas de frutas e hortaliças em países em desenvolvimento.

Produto	Perda estimativa (%)
Abacate	43
Banana	20-80
Mamão	40
Maçã	14
Uva	20-95
Alface	62
Repolho	37
Tomate	20-50

FONTE - CHITARRA & CHITARRA, 1990. p.71

A perda pode ser de ordem quantitativa: corresponde à redução no peso do produto por perda de água ou perda de matéria seca. Esta perda é utilizada para avaliar o potencial de uma nação quanto às atividades relativas à conservação dos alimentos. Esta avaliação é importante porque fornece bases para a tomada das decisões pelo governo sobre a alocação de recursos para a produção de alimentos e para atividades de conservação: armazenamento, processamento e comercialização.

A perda também pode ser de ordem qualitativa: o que inclui perda do sabor, aroma e deterioração na textura e aparência. Tais perdas são de difícil avaliação por serem realizadas de modo subjetivo, por isso são necessários métodos exatos de medição e avaliação destas, levando em conta o melhor entendimento dos fenômenos de transformação dos alimentos.

Finalmente as perdas podem ser avaliadas também do ponto de vista nutricional, que é devido às reações metabólicas que conduzem a uma redução no conteúdo de nutrientes como vitaminas ou proteínas (**CHITARRA & CHITARRA, 1990**).

2.3- Temperatura

O processo de respiração, já tratado, envolve diferentes reações enzimáticas, cujas velocidades dependem da temperatura. Tais reações são responsáveis pelo tempo disponível de estocagem do produto, em função de uma qualidade desejável.

Cada variedade de produto exige uma temperatura ótima se levarmos em conta a existência de desordens patológicas e fisiológicas.

Afim de evitar grande perda de peso deve-se reduzir, no menor tempo possível, a temperatura do produto após a colheita. Note-se, como já foi referido, que para uma maior temperatura ter-se-á maior pressão de vapor e maior DPv, responsáveis pelas perdas (**NEVES Fo, 1992**).

Durante a estocagem frigorificada, é importante a manutenção da temperatura adequada no interior da câmara sem muitas oscilações, porque pode acontecer a formação de bolsões ou zonas mortas no interior da câmara, com o conseqüente aumento da temperatura em algumas zonas e as conseqüências negativas que derivam desta situação.

Para isto é necessário uma correta distribuição do ar interior visando a manutenção da temperatura nos diferentes pontos da câmara, evitando-se a abertura desnecessária da porta da câmara.

Uma temperatura mais alta que a necessária, estabelecida para cada caso, representa maior calor de respiração, maior perda de peso e possíveis problemas patológicos.

As baixas temperaturas (inferiores aos níveis recomendados) causam problemas de congelamento e o chamado “efeito chilling”, o que provoca injúrias aos produtos (**WANG, 1990**). Isto é de ocorrência muito comum em produtos vegetais de origem tropical ou subtropical, aclimatados a temperaturas mais elevadas.

Entre os produtos mais sensíveis ao frio encontram-se: abacate, abacaxi, banana, manga, batata, melancia e tomate. Outros como: ameixa, maçã, morango, brócolis, cenoura e repolho, são classificados como não sensíveis as injúrias causadas pelo frio (**HONÓRIO, 1992**).

Grandes flutuações na temperatura poderão resultar na condensação de água sobre a superfície do produto, o que favorece o crescimento de fungos e o desenvolvimento de doenças (**BLEINROTH, 1992**).

As temperaturas recomendadas para conservação oscilam entre -1 a 13°C, como é indicado na TAB.2.5, sendo que para cada produto existe uma temperatura crítica que não deve ser alterada, para evitar distúrbios no produto armazenado (**PLANK, 1963, CHITARRA & CHITARRA, 1990, ASHRAE, 1994**).

As variações de temperatura dentro de uma câmara poderão ser evitadas de várias formas: emprego de isolamento adequado, empilhamento apropriado das embalagens na câmara, circulação adequada do ar, termostatos apropriados e supervisão do armazenamento.

A temperatura, sendo o principal fator que afeta a vida útil da estocagem, modifica também a umidade relativa no interior das câmaras frigoríficas.

Como geralmente a colheita de frutas e hortaliças é realizada em dias quentes, estas acumulam o calor proveniente da incidência da radiação solar. Estudos realizados têm mostrado que as frutas e hortaliças expostas ao sol podem ser aquecidas vários graus acima da temperatura ambiente, dependendo da coloração do produto (**MITCHELL, 1980, citado por SPAGNOL & SIGRIST, 1992**).

Mesmo quando se procura evitar a incidência direta de raios solares nestes produtos, as temperaturas elevadas remanescentes no campo, nos caminhões de transporte e nos galpões de embalagens, contribuem para a manutenção ou para o acúmulo ainda maior de calor.

Quanto mais rapidamente a temperatura do produto for reduzida perto de sua temperatura ótima de armazenamento, tanto maior será a vida pós-colheita desses produtos. Isto é particularmente importante para aqueles produtos altamente perecíveis ou que tenham uma vida pós-colheita naturalmente curta. Uma solução possível é o resfriamento rápido de produtos pós-colheita seguida pela estocagem frigorificada e posterior transporte até os pontos de comercialização, como é citado por **NEVES Fo. (1993)**.

O resfriamento refere-se à rápida remoção do “calor de campo” de produtos agrícolas perecíveis, antes que eles sejam transportados a longas distâncias ou armazenados. Esta é uma operação distinta da estocagem frigorífica, que requer instalações e equipamentos especiais (**SPAGNOL & SIGRIST, 1992**).

Por outro lado, a carga térmica a ser retirada durante o período de carregamento da câmara também será maior caso não haja resfriamento prévio.

Segundo **NEVES Fo (1992)**, cálculos realizados mostraram que a carga térmica por hora neste período corresponde à metade da capacidade frigorífica utilizada durante a etapa de estocagem propriamente dita.

Um termo empregado neste caso é o tempo médio de resfriamento, que é o tempo necessário para que a diferença de temperaturas entre o produto e o meio de resfriamento seja reduzido à metade. É bastante usado nos cálculos de estimativas de resfriamento de produtos frescos, em função da facilidade de aplicação, mas exige uma criteriosa avaliação (**NEVES Fo, 1993**).

2.4- Circulação de Ar

A movimentação do ar no interior das câmaras frigoríficas tem duas funções: homogeneizar a temperatura e a umidade relativa, além de permitir a retirada da carga térmica pelo evaporador.

Numa câmara onde o ar tem grande velocidade, acelerando o resfriamento, o coeficiente de transferência de calor entre o ar e a superfície do produto é maior mas também o coeficiente de evaporação aumenta consideravelmente, resultando numa maior perda de peso (**HALÁSZ, 1978**).

A idéia geral é que a camada de ar saturado adjacente à superfície do produto, ao ser substituída por outra em condições semelhantes à do ar da câmara, irá retirar mais vapor de água do produto para atingir a saturação. Esta substituição é tão mais rápida quanto maior é a taxa de circulação do ar, aumentando a perda de peso do produto. Além do efeito sobre a taxa de respiração deve-se levar em conta que o aumento da velocidade do ar aumenta o número de Reynolds, assim os coeficientes de transferência de calor e massa são afetados (**NEVES Fo, 1992**).

Segundo **POHLMANN (1971)**, no interior das câmaras frigoríficas a velocidade do ar não deve superar 0,1 m/s. Em relação à perda de peso do produto, a velocidade de circulação do ar não deve ser muito alta, como citado por **BLEINROTH (1992)**. Ainda não deverá estar acima de 0,2 m/s, o que corresponde a 20-30 vezes o volume de ar da câmara por hora.

A **ASHRAE (1994)** recomenda que, no caso de containers com canais de condução do ar, a velocidade deste no interior do container, pode ser de até 0,5 m/s.

Capítulo 3

Materiais e Métodos

3.1- Containers. Características Gerais

O container frigorífico utilizado para o desenvolvimento da pesquisa foi cedido à UNICAMP pela Paulista Containers Marítima Ltda. O mesmo é do modelo G9 NU 137 B-234, de 26 m³, e com equipamento de refrigeração da Carrier.

A construção exterior é de alumínio com as seguintes dimensões:

Comprimento	6,06 m
Largura	2,44 m
Altura	2,59 m

A construção interior é de painéis de aço, com isolamento de poliuretano expandido resistente ao fogo. O teto e as paredes são de painéis de poliéster moldados.

O painel frontal permite o acesso ao equipamento, facilitando a lavagem do mesmo. O piso é de alumínio, construído com canaletas que permitem a distribuição do ar frio que sai do evaporador. Também têm quatro drenos distribuídos internamente, 2 na parte frontal e 2 na parte traseira.

Dimensões internas:

Comprimento	5,35 m
Largura	2,21 m
Altura	2,22 m

Porta:

Largura	2,21 m
Altura	2,14 m

Espessura do isolamento:

Piso	0,076 m
Paredes	0,077 m
Teto	0,076 m

Porta	0,102 m
Pesos:	
Tara	3289 kg
Carga útil (máxima)	22109 kg
Peso bruto (máximo)	25400 kg

O sistema frigorífico é fabricado pela Carrier. O sistema é de compressão mecânica de vapor. O refrigerante utilizado é R-12 numa quantidade aproximada de 5 kg.

O sistema está equipado com um controlador eletrónico de temperatura "Solid State" Partlow (gráfico registrador de temperatura). O mesmo é uma combinação de um controlador eletrónico de temperatura e um relógio de temperatura mecânico, desenhado especificamente para a indústria de transportes frigoríficos.

O controlador inclui duas resistências de platina (PT), como sensores de temperaturas. Um deles está colocado no retorno do ar e outro na saída do ar de insuflamento do evaporador. Ambas resistências estão calibradas com +/- 1°C de diferença de temperatura.

No controlador o ponto fixado é controlado por um potenciômetro e relés para o controle do funcionamento da unidade de refrigeração. O dispositivo tem acoplado um gráfico para registrar e armazenar as variações da temperatura a qualquer momento e armazenar estas informações por 31 dias. Os gráficos são autocarbonados, dispensando tinta para escrever na sua superfície.

A energia elétrica para a operação do container é fornecida por um transformador de fase simples que pode trabalhar a 220 V ou 440 V para corrente alternada de 60 ciclos. Para sua instalação, a unidade vem equipada com dois cabos; um para a ligação em 440 V e outro para 220 V, cada cabo com 18 metros de comprimento.

A unidade de refrigeração está montada numa estrutura de alumínio e é de funcionamento elétrico com uma capacidade de gerar frio ou calor; a mesma está acoplada ao painel frontal do container.

Para a seleção do local de instalação é importante ter claro não somente o lado operacional de carga e descarga, mas também o local para que não prejudique a performance da unidade de refrigeração.

Embora o equipamento esteja projetado para trabalhar em qualquer ambiente, deve ser evitado a colocação do container sob incidência solar direta, pois isto aumenta o

consumo de energia elétrica para compensar os efeitos gerados pela absorção da radiação solar. Por outro lado, o equipamento frigorífico do container não deve ficar voltado para uma parede. Caso isto não possa ser evitado, deve-se manter uma distância de 1,5 a 2 metros, permitindo a dissipação do calor. Estas recomendações podem diminuir o consumo elétrico em até 40%, de acordo com o fabricante.

Em horário de pico, normalmente quando ligado, o equipamento pode demandar por um período curto 15 kVA, mas o consumo em condições estáveis do sistema é de aproximadamente 10 kVA.

3.2- Sistema Frigorífico

3.2.1-Compressor

Dados do catálogo:

Marca: Carrier

Modelo: 06 DR 337

Tipo: semi-hermético, alternativo com controle de capacidade

Número de cilindros: 6

Peso: 12 kg

Capacidade frigorífica: Para $t_o = -3^\circ\text{C}$, $\dot{Q}_o = 10\,500\text{ W}$

Motor: 5 kW (23,2 A /220 V)

Rotação: 1750 rpm

Praticamente todas as instalações frigoríficas estão sujeitas a um regime de carga variável. Se uma instalação operasse permanentemente a plena carga, em períodos de pequena exigência frigorífica, a temperatura de evaporação diminuiria até que a capacidade da instalação satisfizesse a demanda. Entretanto, baixas temperaturas de evaporação podem não ser adequadas em determinadas aplicações, pois o produto refrigerado ficaria exposto a efeitos indesejáveis, causado pelas baixas temperaturas na câmara.

Para resolver esta situação, em muitos casos, se estabelece o sistema de controle de capacidade do compressor, o que possibilita um controle de até 25% da capacidade máxima da instalação.

Este procedimento ainda que seja caro e não muito confiável, já teve progressos nos últimos anos o que vislumbra sua aplicação generalizada no futuro (STOECKER & JABARDO, 1994).

Atualmente o procedimento dominante no controle da capacidade é a desativação dos cilindros, que se obtém mantendo aberta a válvula de aspiração. Deste modo podem ser desativados de 2 a 4 cilindros.

Assim, durante o estágio de admissão, o pistão promove a entrada de vapor no cilindro. Durante o estágio de compressão, o pistão descarrega o vapor admitido para a linha de aspiração, uma vez que a válvula de admissão permanece aberta.

Esse posicionamento permanente da válvula é obtido por pinos de bloqueio, atuados por óleo a alta pressão ou pelo vapor de descarga do compressor, cuja passagem é controlada por uma válvula solenóide. Os parâmetros de controle de capacidade geralmente adotado são: a pressão de sucção ou a temperatura da saída do refrigerante no evaporador.

Este controle da capacidade faz com que os cilindros trabalhem alternativamente. No período de carga máxima trabalham os 6 pistões, em seguida só trabalham 4, em função das alterações de pressão no sistema as quais, por sua vez, estão em função das mudanças de temperatura dentro da câmara. Assim o consumo energético diminui parcialmente.

A partida e parada do compressor são feitas por um circuito interconectado ao controlador de temperaturas, o qual, uma vez atingida a temperatura fixada no termostato, envia um sinal e os contatos elétricos se abrem deixando de passar corrente elétrica pelo circuito de alimentação do compressor.

3.2.2- Condensador

O condensador é resfriado a ar, onde o refrigerante se condensa, rejeitando calor através de uma superfície aletada, para o ar ambiente, circulado por um ventilador, geralmente de tipo axial.

Dados do catálogo:

Tipo: Refrigerado a ar

Quantidade de ventiladores: 1

Motor: 0,74 kW (1 A/ 220V)

Rotação: 1425 rpm

3.2.3- Evaporador

Um painel faz com que o fluxo de ar frio que sai dos evaporadores se dirija até a parte inferior do container para sair através das canaletas no piso. (FIG.3.1)

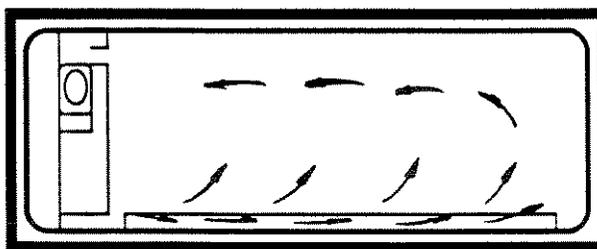


FIGURA 3.1. Distribuição do ar frio insuflado pelo evaporador no container.

O degelo com resistência elétrica funciona acoplado a um sensor de temperatura PT (platina), o qual mede a temperatura na evaporação. A temperatura de evaporação inferior a 0°C, faz com que a resistência elétrica trabalhe. A água do degelo dirige-se a uma bandeja situada na parte inferior do evaporador, e daí é conduzida até o dreno para o exterior.

A resistência elétrica é montada de forma a manter um bom contato térmico com a serpentina. O custo inicial do degelo elétrico é menor em comparação com sistemas de degelo com gás quente e água. Mas, seu custo operacional pode ser elevado em virtude das tarifas de energia elétrica.

O sistema de degelo pode trabalhar de forma automática ou manual. O modo automático pode ser programado de 6 em 6 horas.

Dados do catálogo:

Tipo: a ar

Sistema de degelo: resistência elétrica, de 0,50 kW

Quantidade de ventiladores: 2

Motor: 0,43 kW (1,4 A/ 220 V)

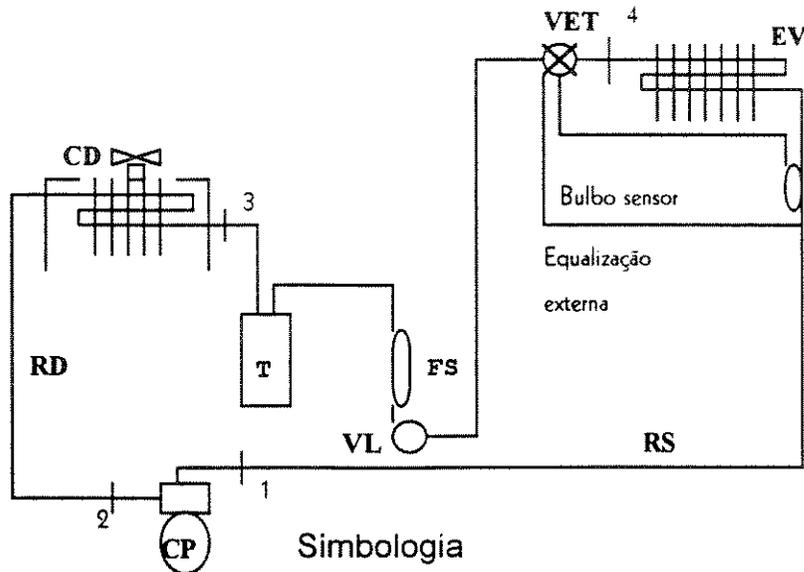
3.2.4- Válvula de Expansão Termostática

Dados do catálogo:

Marca: Alco

Grau de superaquecimento: 4 a 10°C

Na FIG. 3.2 são mostrados os componentes do sistema de refrigeração do container.



- | | |
|-----------------------|---------------------------------------|
| VL- Visor de líquido | RS- Linha de sucção |
| RD- Linha de descarga | VET- Válvula de expansão termostática |
| CD- Condensador | T-Tanque de líquido |
| EV - Evaporador | CP- Compressor |
| FS- Filtro secador | |

FIGURA 3.2. Circuito de refrigeração do equipamento do container.

Na tabela a continuação temos um resumo das principais características dos componentes do sistema de refrigeração.

TABELA 3.1
Principais características dos componentes do sistema frigorífico do container.

Compressor	Condensador	Evaporador	Válvula de exp. termostática
Marca: Carrier Modelo: 06 DR 337, semihermético, alternativo. 6 cilindros com controle de capacidade. Capacidade frigorífica: $\dot{Q}_o = 10\ 500\ W$ para $t_o = -3^\circ C$ Motor: 5 kW (22,2A /220V). Rotação: 1750 rpm Tubulação de sucção: 26 mm Tubulação de descarga: 24 mm	Condensação a ar Ventilador: 1 Motor: 0,74 kW (1 A/220 V) Rotação: 1425 rpm.	Ventiladores: 2 Motor: 0,43 kW (1,4 A/ 220 V) Sistema de degelo: resistência elétrica de 0,50 kW	Marca: Alco Superaq: 4-10°C

3.3- Construção e Aferição dos Termopares

Para a medição das temperaturas no sistema, foram construídos termopares tipo “T” cobre-constantan , utilizando cabos de extensão flexíveis AGW # 24 revestidos de PVC. A construção dos mesmos foi feita nos laboratórios da Faculdade de Engenharia Agrícola, seguindo as recomendações citadas pelo autores **DEAN, RYDER & BAKER (1975)**.

Os termopares foram calibrados utilizando para isto termopares padrão do mesmo tipo e termômetros padrão (erro de 0,01 °C).

Os limites de erro (máximo desvio que este pode apresentar com relação a um termopar padrão) para faixa de temperatura de -200°C a 0°C para termopares T, devem estar entre +/- 1°C (ASTM, 1989).

Nas leituras feitas, o comportamento dos termopares testados com respeito aos termopares e termômetros padrão entre dois pontos de temperatura, o desvio nos seus valores não atingiu mais de 1°C, tendo valores em muitos casos entre +/- 0,2°C e +/- 0,6°C, como se mostra na FIG.3.3, onde se apresentam os resultados da aferição para um banho em água e gelo a aproximadamente 0°C.

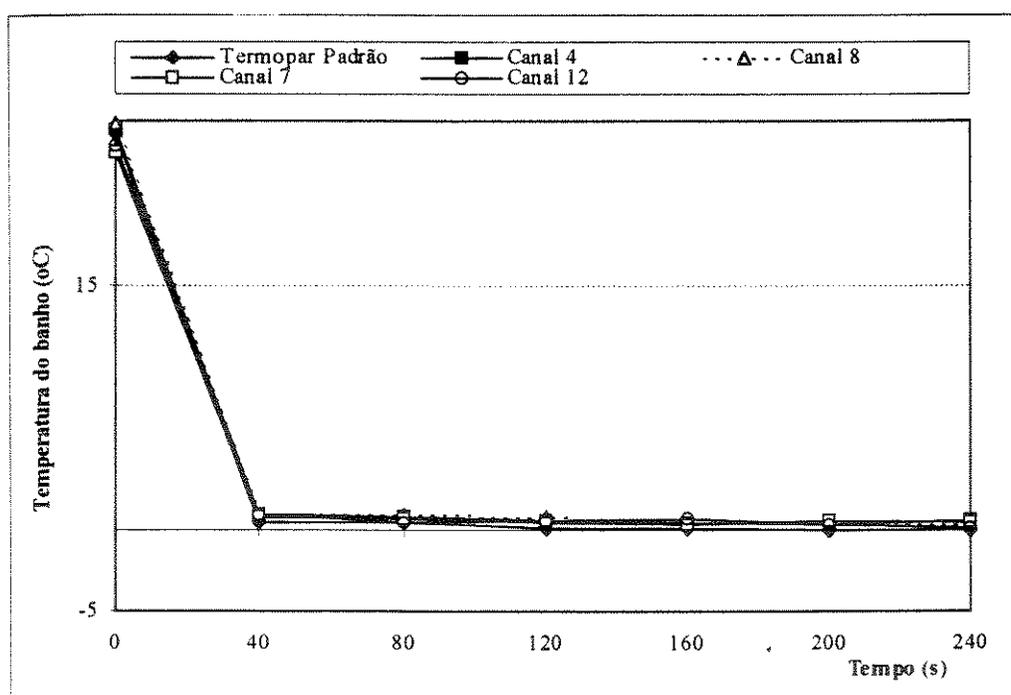


FIGURA 3.3. Curva de aferição determinada com imersão em banho de água e gelo.

Na FIG.3.4 são indicados os resultados da aferição para um banho com água em ebulição, aproximadamente a 98°C. Esta temperatura depende da pressão barométrica em Campinas que é de 95 kPa (713 mm Hg).

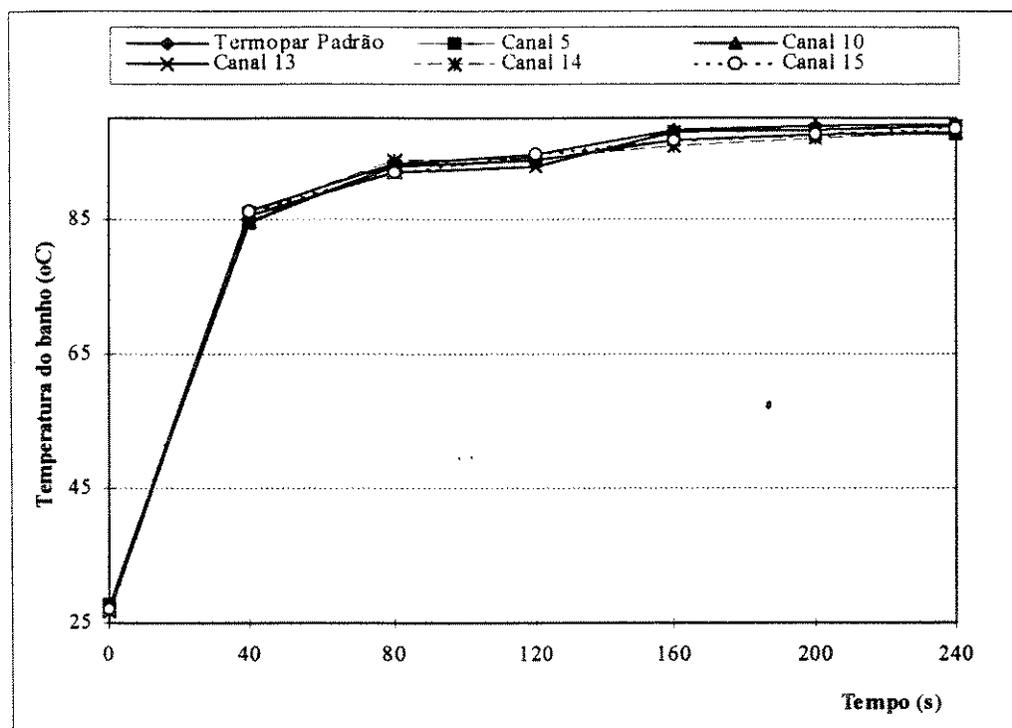


FIGURA 3.4. Curva de aferição dos termopares para um banho de água em ebulição.

Os resultados obtidos na aferição demonstram que para a realização de ensaios nas faixas de temperatura testadas, podem ser empregados termopares tipo "T", construídos com cabos de extensão de boa qualidade.

3.4- Sistema de Aquisição de Dados

Para o monitoramento das temperaturas, foi utilizado um sistema de aquisição de dados da LYNX, que consta de uma placa de condicionamento de sinais analógicas PCX 0802 e um conversor de sinais CAD 12/32 com 32 canais de aquisição. Ambos foram instalados num computador AT e os sensores conectados nos respectivos canais do conversor, o que permite a realização dos ensaios com a leitura das temperaturas em °C na tela do computador através de um software fornecido pela LYNX. O sistema está instalado na FEAGRI (Anexo 1).

A placa de aquisição de dados foi calibrada, fornecendo tensões conhecidas em milivolts a cada canal. A compensação da junta fria da placa foi mantida a temperatura constante durante todos os experimentos.

3.5- Medição das Temperaturas no Interior do Container

Para o monitoramento da temperatura no interior do container, foram alocados 11 pontos, como se mostra na FIG.3.5. Os mesmos foram numerados de acordo com o canal de entrada no conversor de sinais.

Na parede I (lateral direita, noroeste) foram alocados, na parte superior da câmara, os termopares 1, 2, 3 e 4 separados 1,5 m um do outro. Nesta parede foram colocados mais pontos pois fica mais exposta às radiações solares do que a parede II.

Na parte superior da porta foi alocado o termopar 5, e o termopar 6 no centro do teto, o que permitiu monitorar as temperaturas na porta e no teto respectivamente. No retorno do ar ao evaporador o termopar 7 e, na saída do ar do evaporador, na parte inferior o termopar 8.

Na parede II (lateral esquerda, sudeste) foram colocados os termopares 9 e 10 separados 1,5 m do vértice da câmara e um do outro. O termopar 11 foi colocado no meio da câmara o que permitiu o monitoramento da temperatura no piso.

Com a distribuição dos diferentes pontos onde foram colocados os termopares foi possível obter o comportamento das temperaturas nas principais áreas no interior do container. Assim foram monitorados e registrados os valores destas, em diferentes horários do dia e em diferentes condições de trabalho.

A monitoração da temperatura no insuflamento do ar é um parâmetro muito importante para a avaliação técnica do funcionamento do container, já que esta é a temperatura que pode ser variada no termostato de regulação manual, e garante a temperatura no interior do container.

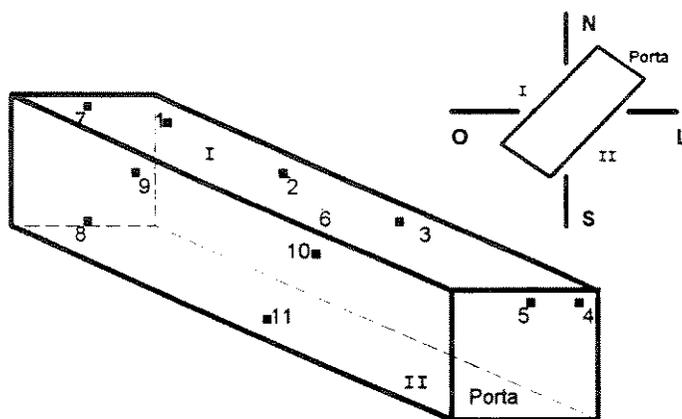


FIGURA 3.5. Disposição dos termopares no interior do container.

3.6- Medição de Temperatura e Pressão no Sistema Frigorífico

Para a avaliação do desempenho do funcionamento do sistema frigorífico, foram instalados 4 termopares, alocados nas tubulações e isolados termicamente do ambiente, com a seguinte distribuição: termopar 12 após a válvula de expansão (entrada ao evaporador), termopar 13 na linha de sucção do compressor, termopar 14 na linha de descarga de refrigerante do compressor e o termopar 15 na linha de saída de refrigerante do condensador.

Para a medição das pressões de trabalho o instrumento instalado foi um conjunto de manifold de manômetros da marca IMPERIAL, o manômetro de alta pressão tem fundo de escala de 3447 kPa (500 psi) e o manômetro de baixa pressão de 1378 kPa (200 psi). A alocação dos termopares e dos manômetros está indicada na FIG.3.6.

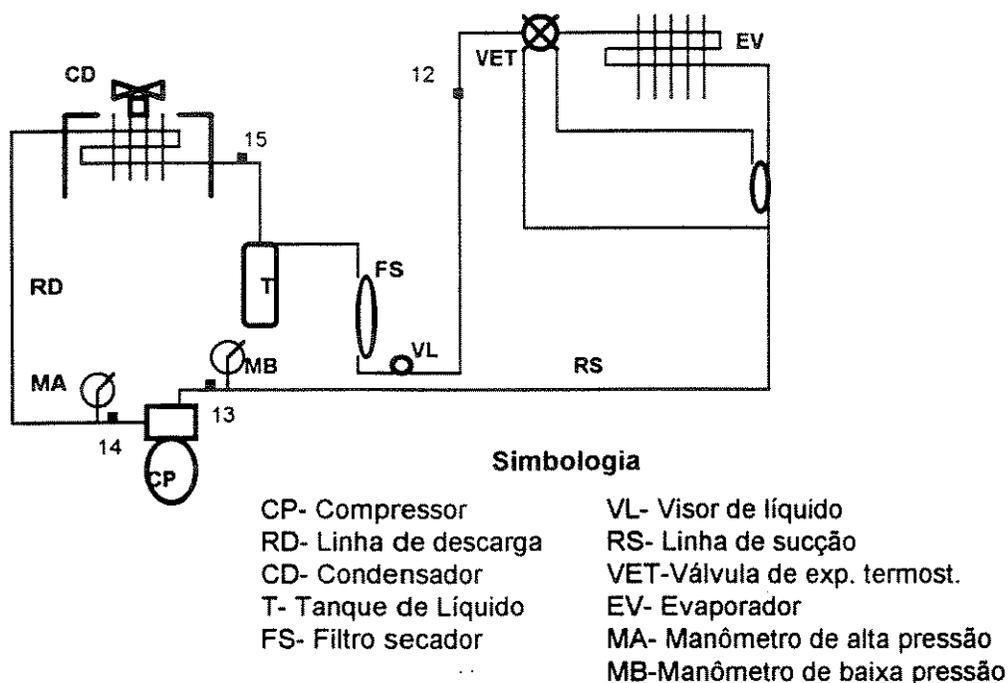


FIGURA 3.6. Distribuição dos termopares e manômetros no sistema frigorífico.

3.7- Medição da Velocidade do Ar

A medição da velocidade do ar no interior do container foi feita com um anemômetro digital de ventoinha da marca Lutron AM-4201.

As medições foram feitas em 9 pontos, em três planos diferentes, obtidos da divisão do container em áreas iguais (I, II, III) o que fez um total de 27 pontos, como se mostra na FIG.3.7, permitindo-se ter um perfil mais exato da variação da velocidade do ar em toda a área interna do container.

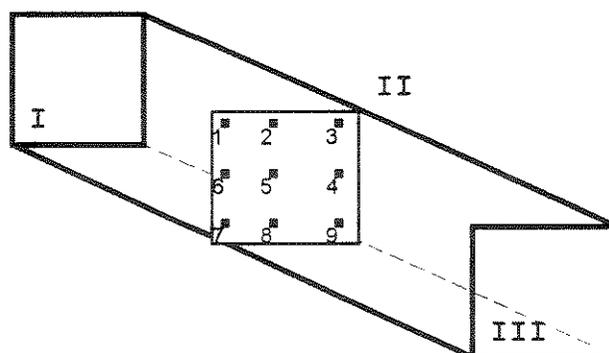


FIGURA 3.7. Pontos de medição da velocidade do ar dentro do container.

Os pontos 7, 8 e 9 correspondem a saída do ar frio do evaporador. Os pontos 1, 2 e 3, o retorno do ar ao evaporador. Os pontos 4, 5 e 6 mantêm uma posição intermediária entre os pontos citados anteriormente. Esta distribuição permitiu conhecer o comportamento dos valores da velocidade do ar em todo o interior do container, determinando as áreas de maior e menor velocidade do ar.

3.8- Medição da Umidade Relativa

Para a determinação da umidade relativa foram realizados testes com 1 hora de duração, para cada valor de temperatura testado, para isto foi colocado no interior do container um psicrômetro com leituras de temperatura de bulbo seco (tbs) e bulbo úmido (tbu). O mesmo tem um indicador de umidade em porcentagem (%).

O psicrômetro se manteve dentro do container fechado numa faixa de 15 a -2°C. O container só foi aberto no momento de atingida a temperatura desejada para leitura dos valores de tbs, tbu e umidade relativa.

Nos testes com o container vazio e submetido a carga térmica, simulada com resistências elétricas, realizados em períodos de 26 a 48 horas, foram utilizados termômetros de bulbo úmido em três pontos diferentes do interior do container (no insuflamento do ar frio, no retorno do ar ao evaporador e no centro da parede II).

Os termômetros de bulbo úmido foram consruídos com termopares tipo "T", colocando-se uma mecha de tecido umedecida com água destilada. As temperaturas do bulbo úmido também foram monitoradas através do sistema de aquisição de dados por computador. Monitorou-se também a temperatura tbs e tbu no exterior do container, o que permitiu determinar as condições psicrométricas do ar exterior durante o desenvolvimento dos testes.

Com ajuda da carta psicrométrica, foram determinados os valores da umidade relativa no interior e exterior do container.

3.9- Desempenho Termodinâmico do Sistema Refrigerífico

O desempenho termodinâmico de um ciclo frigorífico é avaliado pela relação entre a capacidade de refrigeração e a potência de compressão, o COP, que seria um modo de avaliar a eficiência do ciclo (pode ser chamado também coeficiente de desempenho).

Outra forma de defini-lo é através de uma relação entre a entalpia de evaporação (Δh_o) e a de compressão (Δh_{comp}), como é mostrado a seguir:

$$COP = \frac{\Delta h_o}{\Delta h_{comp}} \quad (3.1)$$

Para ciclos de compressão de R-12 de média capacidade o COP pode variar tipicamente entre 3-5 (KOSHKIN, 1980).

Para avaliar o desempenho dos sistemas frigoríficos é necessário fazer um balanço de massa e energia, o mesmo se faz para calcular o coeficiente de desempenho da instalação.

3.9.1- Evaporador

A capacidade frigorífica de um sistema de refrigeração (\dot{Q}_o), é a potência absorvida pelo refrigerante no evaporador, é determinada em função da vazão mássica de refrigerante $\dot{\omega}_r$ proporcionada pelo compressor (que é a mesma quantidade que circula pelo evaporador) e das entalpias específicas do refrigerante na entrada e na saída do evaporador (Δh_o):

$$\dot{Q}_o = \dot{\omega}_r (\Delta h_o) \quad (3.2)$$

Para o cálculo da área necessária de transferência de calor do evaporador pode-se utilizar a equação (3.3):

$$A_e = \frac{\dot{Q}_o}{U\Delta T} \quad (3.3)$$

Segundo BROSSARD (1993), o coeficiente global de transferência de calor para evaporadores de tubos aletados e circulação forçada do ar por ventiladores tem valores entre 17 a 23 W/m² K.

Outro parâmetro de interesse a ser conferido nos cálculos do sistema frigorífico é o volume de ar a ser circulado pelo evaporador, o qual pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$\dot{v} = \frac{\dot{Q}_o}{\rho_a c_p \Delta T} \quad (3.4)$$

O valor do volume de ar real que está sendo circulado pelo evaporador pode ser determinado pela relação:

$$\dot{v} = A_F \bar{v} \quad (3.5)$$

3.9.2- Compressor

Um parâmetro importante no desempenho dos compressores é a eficiência volumétrica do compressor (η_v), ou seja, a relação dos volumes de vapores de refrigerante que realmente entra no compressor (\dot{v}_{dr}) e o volume geométrico ou teórico (\dot{v}_{dt}).

$$\eta_v = \frac{\dot{v}_{dr}}{\dot{v}_{dt}} \quad (3.6)$$

O volume real de refrigerante deslocado pelo compressor (\dot{v}_{dr}), está em função da massa de refrigerante que circula por ele e do volume específico do vapor na sucção do compressor.

$$\dot{v}_{dr} = \omega_r v \quad (3.7)$$

O volume de refrigerante teoricamente deslocado pelo compressor (\dot{v}_{dt}), depende do tamanho, tipo e rotação do compressor, do diâmetro do pistão e pode ser calculado utilizando a equação 3.8:

$$\dot{v}_{dt} = \frac{\pi d_p^2}{240} IN (RPM) \quad (3.8)$$

O coeficiente η_v depende de fatores do volume livre do cilindro (espaço entre o pistão no ponto morto superior e a tampa do cilindro) e a relação entre as pressões de condensação e evaporação.

Neste coeficiente influem também a temperatura de sucção, a velocidade do pistão, a resistência das válvulas, a hermetização das válvulas, o estado técnico dos anéis do pistão, e outros (BROSSARD, 1992). Segundo este autor, para compressores de R-12, este valor pode estar entre 7-8%.

Conhecida a vazão mássica de refrigerante que o compressor circula pelo sistema (ω_r) e as entalpias específicas do refrigerante na entrada e na saída do compressor, (Δh_{comp})

(Δh_{comp}) pode-se calcular a potência teórica necessária para a compressão do fluido, com a equação (3.9):

$$\dot{Q}_c = \dot{\omega}_r (\Delta h_{comp}) \quad (3.9)$$

A potência real no eixo pode ser determinada conhecendo-se o valor do rendimento global médio, que segundo **STOECKER & JABARDO (1994)**, para compressores herméticos alternativos, pode estar entre 75-80%.

Da mesma maneira, conhecendo-se a capacidade frigorífica e o ciclo termodinâmico que a determina é possível, com o uso da equação (3.2), determinar a vazão mássica de refrigerante que circula pelo sistema.

Na FIG.4.17, mostra-se a curva de capacidade de compressores semi-herméticos alternativos do modelo 6 DR 337, em função da temperatura de insuflamento do ar. A mesma foi fornecida pela CARRIER.

3.9.3- Condensador

O tamanho das instalações frigoríficas é geralmente associado à capacidade de refrigeração que, por sua vez, afeta o condensador, através da denominada Relação de Rejeição de Calor, **RRC**. Ela expressa a relação entre as capacidades de refrigeração e do condensador. Esta relação depende das temperaturas de evaporação e de condensação, além do compressor e dos possíveis dispositivos de resfriamento.

Nos sistemas que operam com refrigerantes halogenados, não se prevêem dispositivos especiais de resfriamento dos cabeçotes do compressor. Por isso, exceto pelo calor cedido ao ambiente, a taxa de remoção de calor no condensador deve ser igual à capacidade de refrigeração do sistema (\dot{Q}_o) mais a potência de compressão (\dot{Q}_c). A Relação de Rejeição de Calor (RRC), pode ser calculada pela seguinte relação (**STOECKER & JABARDO, 1994**):

$$RRC = \frac{\dot{Q}_o + \dot{Q}_c}{\dot{Q}_c} \quad (3.10)$$

Para compressores herméticos, RRC é maior que nos compressores abertos, em virtude da remoção por parte do refrigerante, do calor liberado pelo enrolamento do motor

de acionamento. Para estes compressores este valor pode oscilar entre 1 e 2 (STOECKER, 1976; STOECKER & JABARDO, 1994).

Segundo POLHMAN (1970), o condensador deve extrair uma quantidade de calor do refrigerante entre 20-40% maior do que o calor do evaporador, por causa do trabalho do compressor.

O calor cedido no condensador pelo refrigerante em contato com o ar, pode ser calculado como se mostra na equação (3.11):

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{\omega}_r \Delta h_{cond} \quad (3.11)$$

Do ponto de vista de um trocador de calor, o calor total trocado num condensador pode ser expresso como se mostra na equação (3.12), em função da área total de transferência de calor do condensador (A_{tc}) e das diferenças de temperatura entre o refrigerante e a temperatura do ar exterior:

$$\dot{Q}_{cond} = A_{tc} U (t_e - t_{ear}) \quad (3.12)$$

Segundo BROSSARD (1993), a diferença de temperatura entre o refrigerante e o ar exterior, para condensadores resfriados a ar, pode ter valores entre 10-15°C.

Conhecendo-se o valor de (\dot{Q}_{cond}) e da diferença de temperatura citada anteriormente, com o uso da equação (3.12) pode-se calcular a área necessária de transferência de calor para ser comparada com a área real de transferência.

A área real de transferência de calor do condensador pode ser determinada pela equação seguinte (ISACHENKO, OSIPOVA & SUKOMIEL, 1985):

$$A_{tc} = A_{sa} + A_{st} \quad (3.13)$$

A área de transferência de calor da superfície aletada pode ser calculada pela equação (3.14):

$$A_{sa} = N_a (2bl - N_t \frac{\pi d_e^2}{4}) \quad (3.14)$$

A área de transferência de calor da superfície dos tubos pode ser calculada como se mostra na equação (3.15):

$$A_{st} = N_t \pi d_e (l_t - N_a \hat{c}_a) 2 \quad (3.15)$$

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor para condensadores de ar é complexo. Assim, diferentes autores referem-se a diversos métodos simplificados de resolução (ASHRAE, 1992).

Segundo BROSSARD (1993), o coeficiente global de transferência de calor para condensadores a ar pode ser calculado de forma simplificada, como se indica na equação (3.16), em função da velocidade do ar na saída do condensador, da densidade do ar e de um coeficiente p que depende da espessura das aletas. Na prática referem-se valores entre 29 e 93 W/m² K, para condensadores de ar com tubos aletados.

$$U = 20(v\rho_a)^p \quad (3.16)$$

$p = 0,32$ para $\delta_a = 0,35$ mm

$p = 0,37$ para $\delta_a = 0,50$ mm

Segundo a ASHRAE (1992), a diferença de temperatura entre a condensação do refrigerante e o ar deve estar entre 6 e 18°C.

Capítulo 4

Resultados e Discussão

4.1- Etapa I: Ensaio com Container Refrigerado Vazio

Nesta primeira etapa do trabalho, foram desenvolvidos testes preliminares com o resfriamento do container vazio, o que permitiu fazer uma avaliação do comportamento da temperatura, da velocidade do ar e da umidade relativa em diferentes faixas de temperatura no interior do container, além de uma avaliação do desempenho do sistema frigorífico.

Os ensaios desenvolvidos nesta primeira etapa do trabalho foram:

Ensaio 1- Monitoramento da temperatura no interior do container na faixa de 15°C a 5°C.

Ensaio 2- Monitoramento da temperatura no interior do container na faixa de 5°C a -2°C.

Ensaio 3- Monitoramento da temperatura e pressões do sistema frigorífico na faixa de 15°C a 5°C.

Ensaio 4- Monitoramento e medição das temperaturas e pressões do sistema frigorífico na faixa de 5°C a -2°C.

Ensaio 5- Medição da velocidade do ar no interior do container.

Ensaio 6- Monitoramento da temperatura no interior do container e no sistema frigorífico durante 26 horas de trabalho para 0°C.

Ensaio 7- Medição da umidade relativa no container com uso do psicrômetro.

Ensaio 8- Determinação da umidade relativa no interior do container com uso de termômetros de bulbo úmido

No desenvolvimento dos testes 1, 2, 3 e 4 e 6, o parâmetro de referência utilizado para a comparação das temperaturas testadas foi o ar de insuflamento na saída do evaporador, que é controlado no termostato de regulagem manual, e registrado no gráfico registrador de temperatura.

4.1.1- Ensaio 1

O objetivo é verificar o comportamento da temperatura no interior do container vazio nos diferentes pontos monitorados, o que permitiu avaliar o desvio dos valores da temperatura com respeito à temperatura do ar de insuflamento. Foi possível determinar o tempo entre os intervalos de partida e parada do sistema de refrigeração após atingir a temperatura testada.

No início do teste o sistema não estava em funcionamento, após 15 minutos ligou-se o sistema, para monitorar as temperaturas de 15°C até 5°C. A temperatura foi mudada no termostato de regulagem manual em intervalos de 15 minutos aproximadamente.

As condições psicrométricas do ar no interior do container no início foram: $t_{bs} = 19^{\circ}\text{C}$, $t_{bu} = 15^{\circ}\text{C}$ e $\phi = 68\%$.

As condições psicrométricas do ar exterior: $t_{bs} = 25^{\circ}\text{C}$, $t_{bu} = 17^{\circ}\text{C}$ e $\phi = 50\%$. O teste foi iniciado as 13:00 h em Julho de 1995, hora de grande incidência solar. A duração do mesmo foi de 60 minutos.

Na FIG.4.1 mostra-se o comportamento da temperatura na parede I, com respeito a temperatura do ar de insuflamento. Observa-se que aproximadamente aos 4 minutos de ligado o sistema frigorífico, a temperatura interna do container atingiu os 15°C (temperatura fixada inicialmente no termostato de regulagem manual).

No gráfico registrador a temperatura indicada foi de 15°C, assim o este pode ser utilizado como referência durante o desenvolvimento dos testes. Logo após o sistema desligou fazendo com que a temperatura aumentasse até aproximadamente 17°C, começando a trabalhar novamente em intervalos de 5 minutos aproximadamente.

Após 16 minutos de operação a 15°C foi variada a temperatura no termostato para 10°C, a qual foi atingida em aproximadamente 12 minutos, momento em que o sistema desligou, ficando parado uns 4 minutos até começar trabalhar novamente.

Aos 32 minutos de operação foi variada a temperatura no termostato para 5°C, a qual foi atingida após uns 30 minutos de operação. Estes valores foram comparados com a temperatura de insuflamento do ar no evaporador, a qual é armazenada no gráfico registrador de temperaturas (Partlow), acoplado ao termostato e ao termopar situado no insuflamento do ar no evaporador.

Na TAB.4.1 são mostradas as variações da temperatura em cada ponto para a faixa testada, verificando que o menor desvio acontece para os pontos mais perto da saída do ar e o maior desvio para o ponto mais longe da saída do ar.

Nesta parede foram alocados mais pontos de medição pois é a parede que recebe mais radiação solar durante o dia.

TABELA 4.1
Variação da temperatura entre a parede I e o insuflamento do ar

Tempo (min)	Temp. insuflam. do ar. (°C)	Diferença de temperaturas entre o insuflamento do ar e os diferentes pontos da parede I, ΔT (°C)			
		Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4
14	15	0,05	0,06	0,2	0,30
32	10	1,4	2,0	2,2	2,4
60	5	2,1	3,0	3,1	3,2

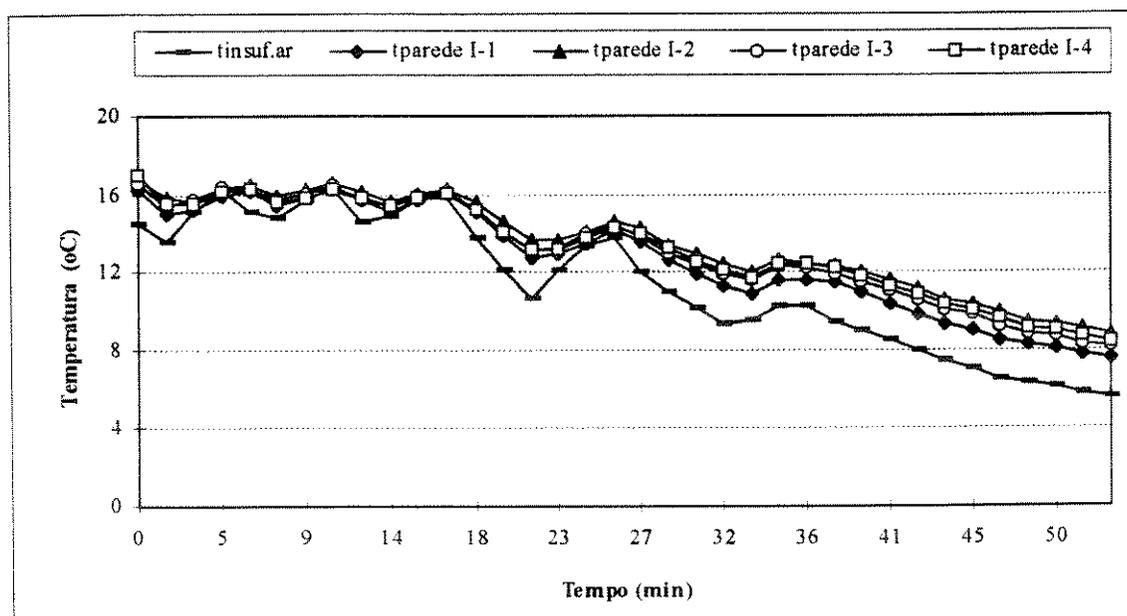


FIGURA 4.1. Histórico da temperatura na parede I com respeito ao insuflamento do ar.

Na FIG.4.2 verifica-se o comportamento da variação da temperatura no teto, piso e porta (pontos 5, 6, 11 da FIG.3.6), com respeito à temperatura do insuflamento do ar. Na TAB.4.2 se mostram os valores do desvio da temperatura nestes pontos.

TABELA 4.2
Diferença de temperatura entre o insuflamento do ar e os pontos 11, 6 e 5

Tempo (min)	Temp. insufl. ar. (°C)	Dif. entre a temp. no insuflam. do ar e os diferentes pontos, ΔT (°C)		
		Ponto 11 (Piso)	Ponto 6 (Teto)	Ponto 5 (Porta)
14	15	0.4	0.8	1.4
32	10	0.7	1.3	2
60	5	0.7	1.8	2.9

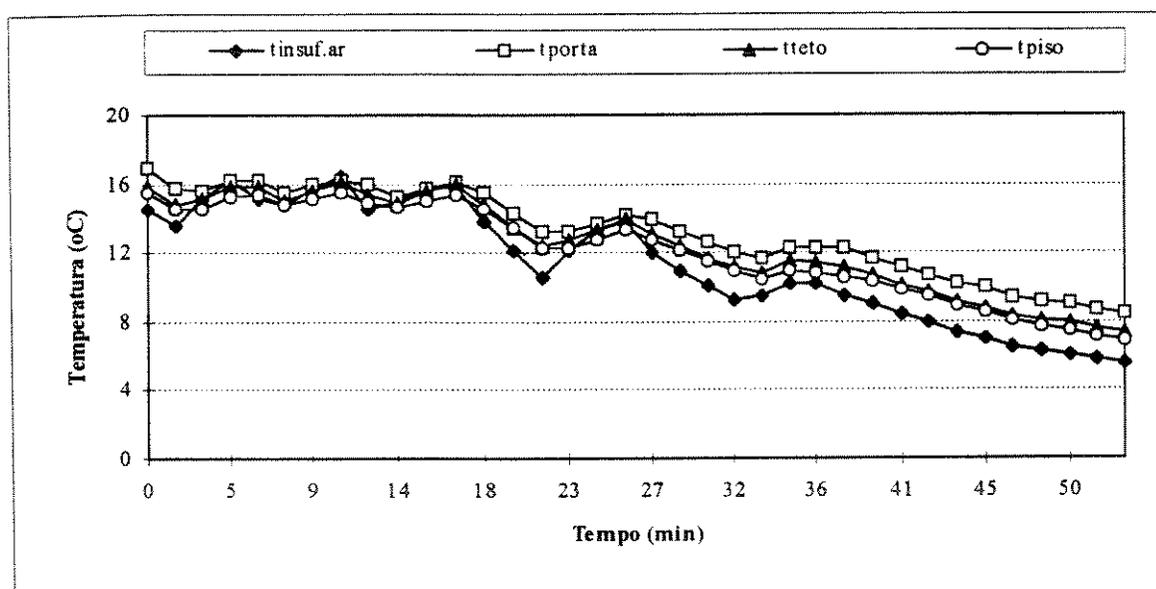


FIGURA 4.2. Histórico da temperatura na porta, teto e piso com respeito ao insuflamento do ar.

Na FIG. 4.3 pode-se observar a variação entre a temperatura de insuflamento do ar e de retorno. Os valores destes desvios se mostram na TAB.4.3.

TABELA 4.3
Diferença de temperaturas entre o insuflamento do ar e o retorno

Tempo (min)	Temp.insuflam. do ar (°C)	$\Delta T = T_{\text{insuflam.}} - T_{\text{retorno}}$ (°C)
14	15	0,06
32	10	1,5
60	5	1,9

Constatou-se que o desvio da temperatura não atinge 2°C sendo que, para valores de temperatura menores no insuflamento, a temperatura no retorno é maior.

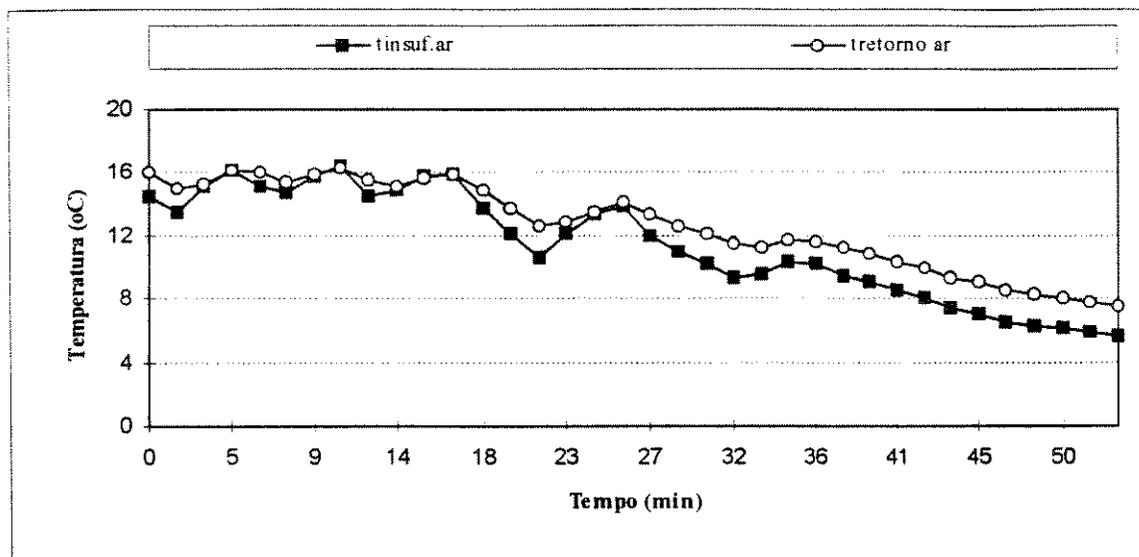


FIGURA 4.3. Comportamento da temperatura no retorno com respeito ao insuflamento do ar.

Na FIG.4.4 verificam-se os desvios da temperatura em dois pontos da parede II (ponto 9, 10 na FIG.3.5), com respeito à temperatura de insuflamento do ar; na TAB.4.4 se mostram os valores dos desvios nestas.

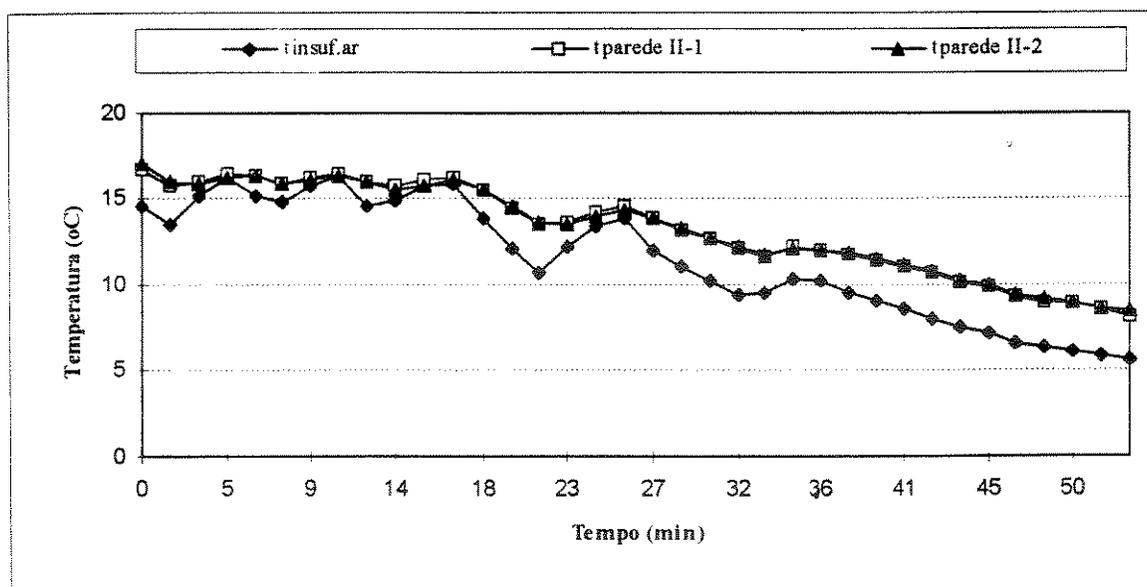


FIGURA 4.4. Histórico da temperatura na parede II com respeito ao insuflamento do ar.

Note-se que o menor desvio acontece em 15°C para ambos pontos. Na temperatura de 5°C na saída do evaporador o maior desvio acontece para o ponto 2 da parede por ficar mais longe da saída do ar.

TABELA 4.4
Diferença de temperatura entre o insuflamento do ar e a parede II

Tempo (min)	Temp. insuflam. ar (°C)	Diferença entre a temp.insuf. e os pontos na parede II, ΔT (°C)	
		Ponto 9	Ponto 10
14	15	0.4	0.3
34	10	1.9	1.7
60	5	2.5	2.8

Os ensaios nesta faixa de temperatura demonstraram que a variação entre a temperatura no insuflamento e os pontos testados se comporta entre 1°C e 2°C, verificando-se os maiores valores para o ponto alocado na porta e o menor valor para a temperatura no piso.

Comprovou-se que a influência da radiação solar não é muito significativa para a parede I e para o teto, que são os lugares com maior incidência solar o que demonstra a eficácia do isolamento.

O sistema frigorífico do container atingiu a temperatura de 15°C 4 minutos após ser ligado. O tempo entre os arranques e paradas do compressor, é de aproximadamente 5 minutos, ficando parado esse tempo entre uma partida e outra. O maior tempo de trabalho do compressor foi de 30 minutos até atingir a temperatura de 5°C.

4.1.2- Ensaio 2

O objetivo deste teste foi conferir em que tempo o sistema frigorífico consegue atingir as temperaturas testadas, e os intervalos de tempo em que o compressor liga e desliga, além de conhecer os desvios da temperatura interior nos diferentes pontos testados para as temperaturas propostas no ensaio.

O teste foi iniciado a uma temperatura de 5°C no interior do container, esta temperatura foi variada no termostato para 0°C após 15 minutos, e logo para -2°C, ou seja, a faixa testada foi de 5°C a -2°C.

As condições psicrométricas do ar exterior foram: $t_{bs} = 25$ °C, $t_{bu} = 17$ °C e $\phi = 50\%$. O teste foi iniciado as 14:00 h, em Julho de 1995. A duração do teste foi de 60 minutos.

Na FIG.4.5 nota-se que ao início da monitoração da temperatura no insuflamento esta foi de 5°C, temperatura fixada no termostato, nesse momento o compressor

desligou, subindo a temperatura no interior do container até 7°C, momento em que o compressor ligou novamente.

Logo quando foi atingida a temperatura de 5°C foi fixada a temperatura de 0°C no termostato. Aos 32 minutos de operação do sistema, a temperatura no insuflamento do ar atingiu 0°C, sendo variada então a temperatura para -2°C, a qual foi atingida após 60 minutos de iniciado o teste.

As temperaturas nos diferentes pontos da parede I mantiveram um desvio com respeito à temperatura de saída do ar entre 1 e 2°C.

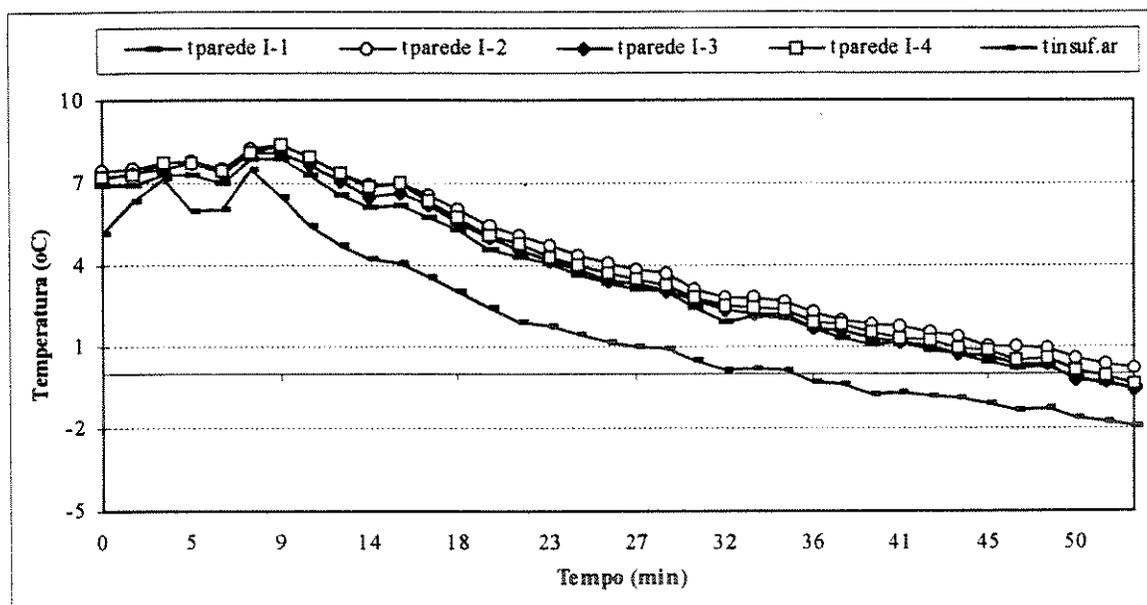


FIGURA 4.5. Comportamento da temperatura na parede I com respeito a temperatura do insuflamento do ar.

Na tabela 4.5 encontram-se os valores dos desvios da temperatura. A maior diferença acontece no ponto 4 da parede I pois é o ponto que fica mais longe do insuflamento do ar do evaporador.

TABELA 4.5

Diferença de temperatura entre o insuflamento do ar e a parede I

Tempo (min)	Temp. insuf. ar (°C)	Diferença de temperatura entre o insuflamento do ar e os pontos da parede I. ΔT (°C)			
		Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4
0	5	1,8	2	2,1	2,4
34	0	1,9	2,1	2,3	2,5
60	-2	1,4	1,4	1,6	2,2

Na FIG.4.6 se mostra a variação das temperaturas na parede II com respeito à saída do ar, verificando-se valores aproximados entre 1°C e 2°C, sendo o comportamento, em ambos, pontos praticamente iguais.

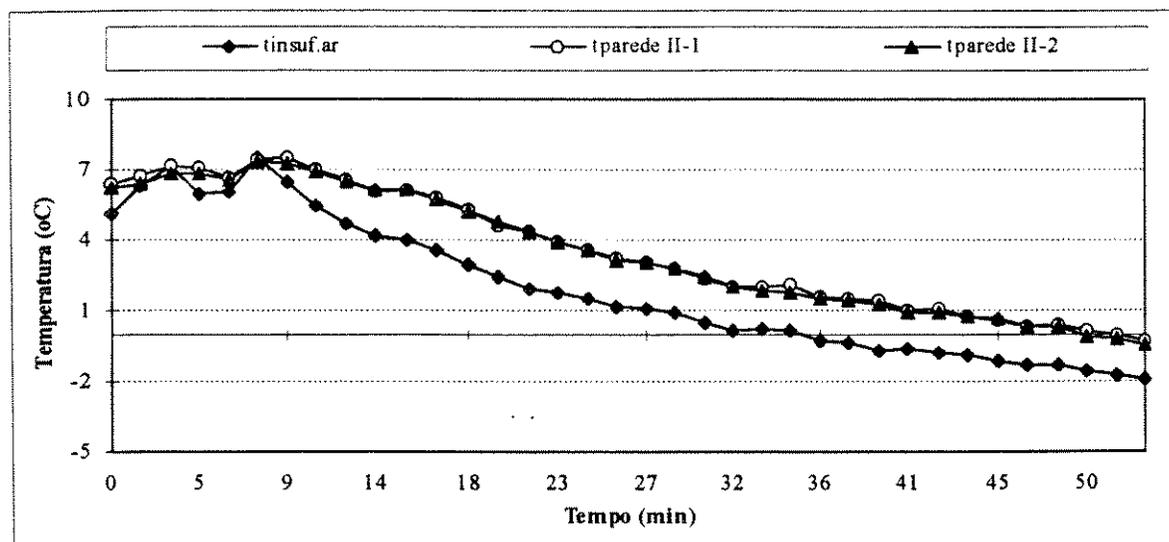


FIGURA 4.6. Histórico da variação da temperatura na parede II com respeito a temperatura no insuflamento do ar.

Na tabela 4.6 se mostram os valores da variação da temperatura entre a saída do ar do evaporador e a parede II.

TABELA 4.6
Diferença de temperatura na parede II

Tempo (min)	Temp.insuf ar (°C)	Diferença de temperatura entre o insuflamento do ar e os pontos da parede II, ΔT (°C)	
		Ponto 9	Ponto 10
0	5	1,2	1,3
34	0	1,7	2,0
60	-2	1,5	1,7

A maior diferença de temperatura acontece para o ponto 10, mas não chega a passar os 2°C, com respeito à saída do ar.

Na FIG.4.7 se mostra a diferença de temperaturas entre o insuflamento do ar e o retorno do mesmo ao evaporador. Notou-se que, na faixa testada, a diferença entre a temperatura no insuflamento do ar e a temperatura no retorno tem pouca variação, sendo o máximo valor de 1,8°C (os máximos valores de desvio da temperatura não excedem os 2°C), como é mostrado na tabela 4.7.

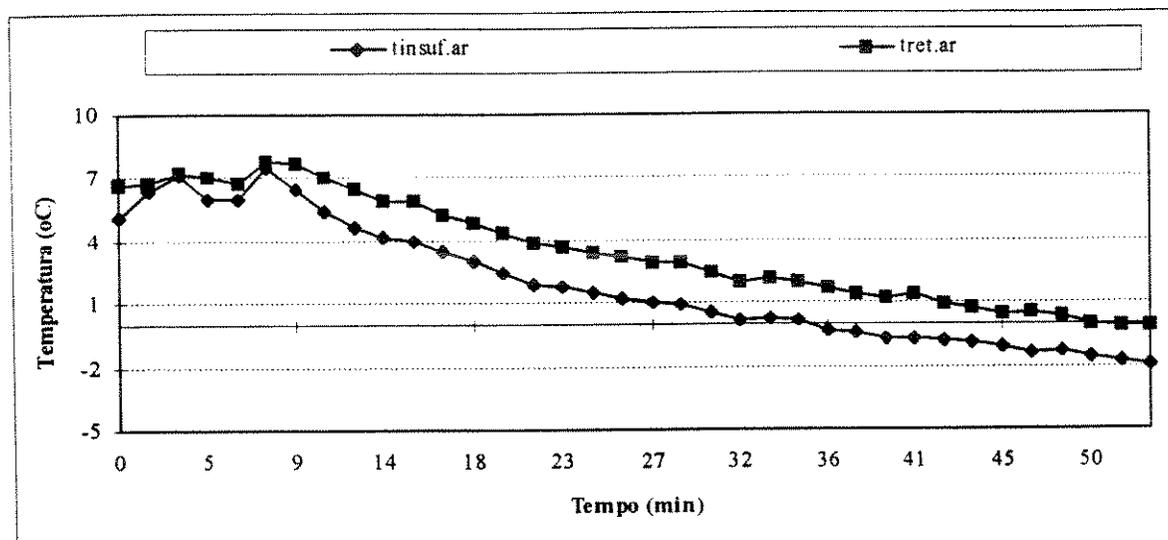


FIGURA 4.7. Comportamento da temperatura no insuflamento e retorno do ar.

Os valores dos desvios da temperatura mostram-se na tabela 4.7. Verifica-se que os mesmos mantêm-se quase constantes para a faixa testada.

TABELA 4.7

Desvio da temperatura no retorno com respeito ao insuflamento do ar

Tempo (min)	Temp. insuf. ar (°C)	$\Delta T = T_{\text{insuflam.}} - T_{\text{retorno}}$ (°C)
0	5	1,6
34	0	1,8
60	-2	1,8

A TAB.4.8 apresenta as variações da temperatura na faixa testada para os pontos situados na porta, no piso e no teto e na FIG 4.8, o comportamento da temperatura nestes pontos, com respeito a temperatura no insuflamento do ar.

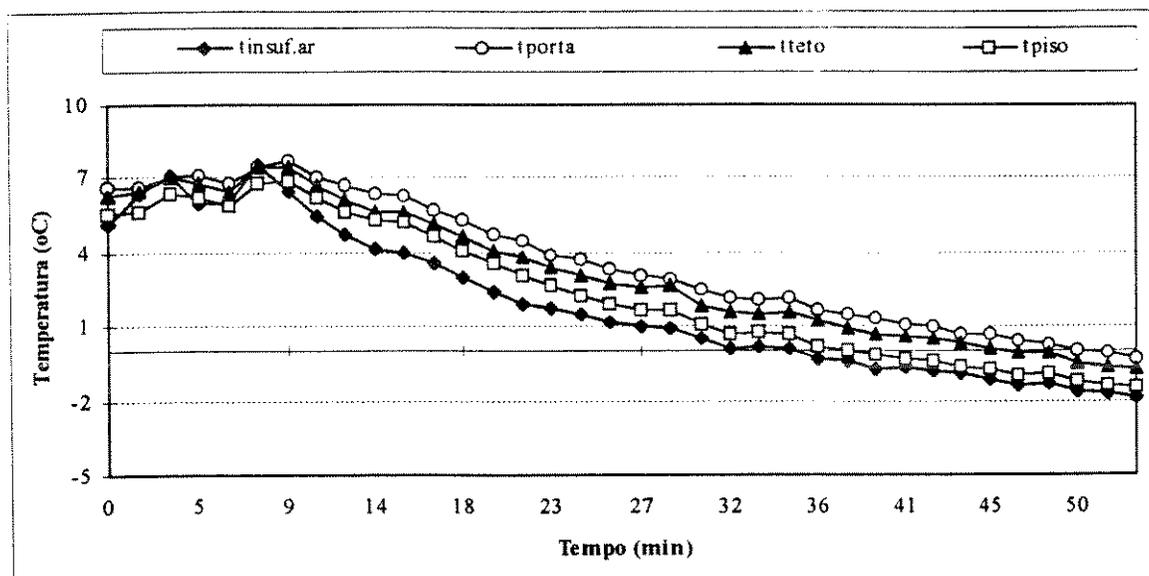


FIGURA 4.8. Comportamento da temperatura na porta, teto e piso com respeito a temperatura no insuflamento do ar.

TABELA 4.8

Diferença de temperatura no insuflamento do ar nos pontos 5, 6, 11

Tempo (min)	Temp. insuf. ar (°C)	Diferença de temperatura entre o insuflamento do ar e os pontos, ΔT (°C)		
		Ponto 5 (Porta)	Ponto 6 (Teto)	Ponto 11 (Piso)
0	5	1,6	1,2	0,5
34	0	2	1,5	0,6
60	-2	1,6	1,2	0,5

Na tabela 4.8 nota-se que o ponto de maior diferença de temperatura é o que está situado na porta, por ser o que fica mais longe do insuflamento do ar. O ponto de menor diferença é o que se encontra no piso, devido à proximidade deste com o insuflamento do ar frio pelo evaporador.

4.1.3- Ensaio 3

O objetivo deste teste foi monitorar as temperaturas e pressões de trabalho do sistema frigorífico para a avaliação do seu desempenho nas faixas de 15°C a 5 °C.

As condições psicrométricas do ar exterior foram: $t_{bs} = 25$ °C, $t_{bu} = 17$ °C e $\phi = 50\%$. O teste foi desenvolvido no mês de Julho de 1995.

A medição da temperatura entre o insuflamento do ar do evaporador (temperatura no interior do container, t_c) e a temperatura após a expansão termostática (temperatura de evaporação, t_o) permite calcular o ΔT com a fórmula:

$$\Delta T = t_c - t_o \quad (4.1)$$

Na tabela 4.9 se mostram os valores obtidos do cálculo da ΔT para a faixa de temperatura testada.

TABELA 4.9
Valores de ΔT na faixa de temperaturas de 15 a 5°C

Tempo (min)	t_c (°C), ($t_{\text{container}}$)	t_o (°C) ($t_{\text{evaporação}}$)	ΔT , (°C)
21	10.7	4.2	6.6
60	5.8	-0.8	6.7

Segundo a FIG.4.9 e a TAB.4.9 o valor do ΔT aproxima-se dos 7°C, o que está dentro da faixa proposta pela literatura.

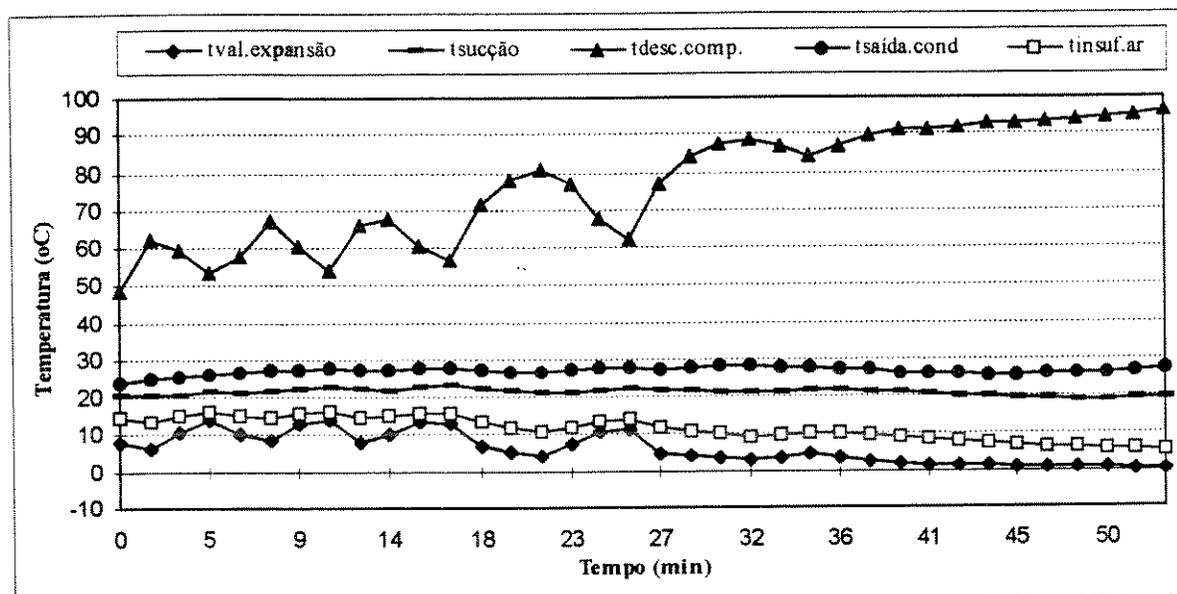


FIGURA 4.9. Comportamento da temperatura no sistema frigorífico.

Outro parâmetro conferido foi o grau de aquecimento entre a saída do evaporador e a sucção, que comportou-se como se mostra na TAB.4.10.

TABELA 4.10
Diferença de temperatura entre o insuflamento do ar e a sucção

Tempo (min)	Diferença de temperatura entre a saída do evaporador e a sucção, ΔT (°C)
15	22.8
34	21.2
60	19.4

Os valores das pressões de trabalho medidas durante o desenvolvimento do ensaio estão descritas na TAB.4.11. Como se pode notar os valores das pressões de sucção e descarga do refrigerante do compressor manifestam-se na faixa de pressões correspondentes a ciclos de compressão de vapor, no caso R-12.

TABELA 4.11.
Pressões de trabalho do sistema frigorífico na faixa de 15°C a 5°C

Temperatura no container (°C)	Psucção kPa (kgf/cm ²)	Pdescarga kPa (kgf/cm ²)
15	407 (4.2)	1199 (12.3)
10	289 (2.9)	1067 (10.8)
5	227 (2.4)	951 (9.7)

4.1.4- Ensaio 4

Os objetivos deste teste foram os mesmos do ensaio 3, com a diferença de que foi desenvolvido na faixa de temperatura de 5°C a -2°C; com uma duração de 60 minutos e iniciado às 14:00 h do mês de Julho de 1995. As condições psicrométricas do ar exterior foram: $t_{bs} = 25^\circ\text{C}$, $t_{bu} = 17^\circ\text{C}$ e $\phi = 50\%$.

Na FIG.4.10 vemos os resultados obtidos da monitoração da temperatura para o sistema frigorífico. É necessário ressaltar que, durante o desenvolvimento do teste, as temperaturas exteriores descenderam até 20°C, o que tem influência no valor da temperatura de saída do condensador, pelo fato da condensação ser a ar. Esta temperatura comporta-se quase com os mesmos valores da temperatura exterior, o que indica uma condensação efetiva.

Nota-se que a temperatura de descarga do compressor atinge valores na faixa de 90 a 95°C aproximadamente. A diferença de temperatura entre a evaporação e a sucção foi de 18 e 20°C (grau de superaquecimento), o que coincide com os resultados dos testes anteriores.

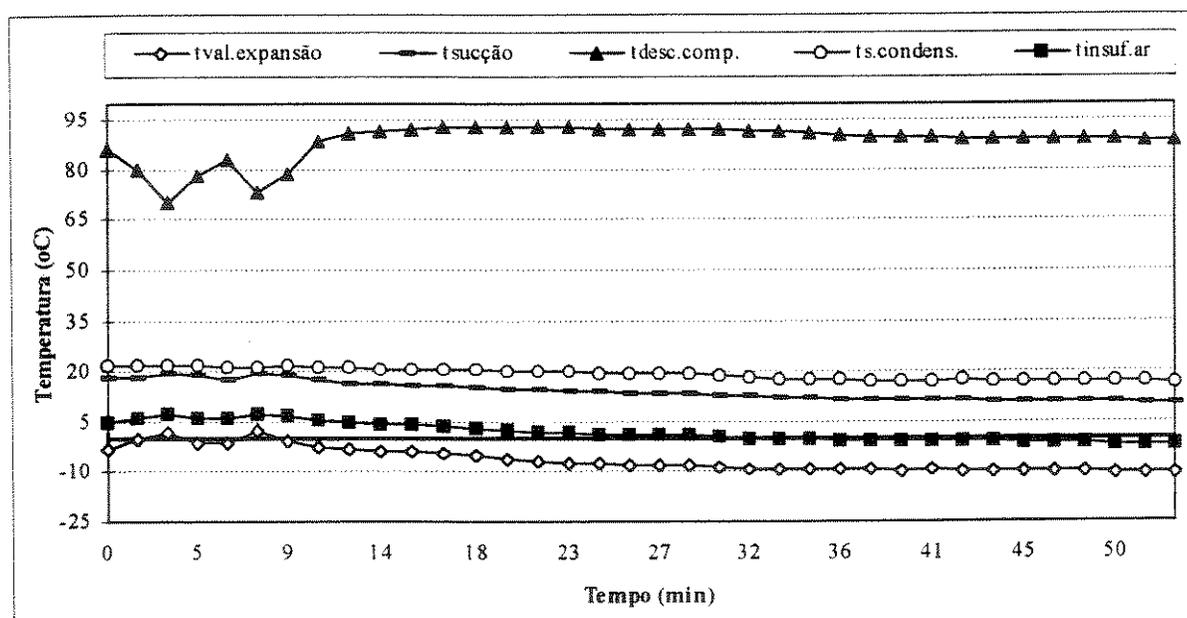


FIGURA 4.10. Comportamento da temperatura no sistema frigorífico.

Os cálculos da diferença de temperatura entre a câmara e a temperatura de evaporação são apresentados na TAB 4.12.

TABELA 4.12.
Valores de ΔT na faixa de 5 a -2°C

Tempo (min)	t_c ($^{\circ}\text{C}$) ($t_{\text{container}}$)	t_o ($^{\circ}\text{C}$) ($t_{\text{evaporação}}$)	ΔT , ($^{\circ}\text{C}$)
0	5.1	-2.1	7.2
34	0.1	-7.8	7.9
60	-2.0	-9.7	7.7

Os resultados obtidos mostram que o valor de ΔT se comporta aproximadamente igual a 7°C , valor semelhante ao obtido no ensaio 3. Este valor se corresponde com o proposto pela literatura para o caso em estudo.

Na tabela 4.13 mostram-se os valores das pressões de trabalho no sistema de refrigeração. Os mesmos se mantiveram constantes na faixa testada e com um comportamento dentro dos valores recomendados pela literatura, para ciclos de R-12.

TABELA 4.13
Valores das pressões no sistema frigorífico na faixa de 5 a -2°C

Temperatura no container ($^{\circ}\text{C}$)	Psucção kPa (kgf/cm ²)	Pdescarga kPa (kgf/cm ²)
5	227 (2.4)	959 (9.7)
0	186 (1.9)	719 (7.3)
-2	173 (1.8)	544 (6.9)

4.1.5- Ensaio 5

Este teste foi desenvolvido com o objetivo de medir a velocidade do ar, com o container ligado a 5°C , como se propôs na metodologia e materiais para os 9 pontos por seção testados.

Na TAB.4.14 observa-se que a velocidade do ar no interior do container, atinge os maiores valores para o plano I, nos pontos 7, 8 e 9, devido ao fato deste se corresponder com o insuflamento do ar do evaporador. Na parte média do container a velocidade do ar ainda se manifesta alta.

TABELA 4.14
Variação da velocidade do ar no interior do container

Pontos	Plano I (m/s)	Plano II (m/s)	Plano III (m/s)
1	0,3	1,3	0,5
2	1,2	1,2	0,1
3	0,2	1,3	0,1
4	0,6	0,5	0,6
5	0,1	0,1	0,3
6	1,8	0,1	0,1
7	6,3	4,5	0,8
8	2,3	2,8	0,2
9	5,8	3,5	0,2

Segundo a bibliografia consultada, os valores da velocidade do ar no interior do container devem estar entre 0,3 a 0,1 m/s, e esta condição só se cumpre no plano III, o qual coincide com a porta do container. No caso de câmaras com canais, a velocidade do ar pode atingir valores de até 0,5 m/s, dessa forma a distribuição do perfil de velocidade obtido comportou-se semelhante às condições estabelecidas pela literatura.

As zonas mais favoráveis de acordo com as velocidades do ar se manifestam no plano II e III. A zona mais desfavorável é na saída do ar do evaporador, assim os produtos colocados nesta zona estarão submetidos à condições mais desvantajosas.

A perda de peso depende de uma variável denominada coeficiente de transferência de massa, a qual é função direta da velocidade do ar. Assim, quanto maior é a movimentação do ar na câmara, maior serão as perdas de peso e vice-versa.

4.1.6- Ensaio 6

O comportamento da temperatura no interior do container foi monitorado para 0°C durante 26 horas (1560 min). O teste foi iniciado conjuntamente com o arranque do sistema de refrigeração, o que permitiu determinar o tempo em que é atingida temperatura fixada no termostato dentro do container.

O teste foi desenvolvido no mês de Julho de 1995. Nesse dia as condições psicrométricas do ar exterior durante o desenvolvimento do teste foram: $t_{bs}= 25^{\circ}\text{C}$, $t_{bu}= 17^{\circ}\text{C}$ e $\phi= 50\%$. As condições psicrométricas do ar no interior do container: $t_{bs}=19^{\circ}\text{C}$, $t_{bu}= 15^{\circ}\text{C}$ e $\phi= 68\%$. O mesmo foi iniciado às 11:00 h o que permitiu abranger o período de maior incidência solar. O sistema de degelo foi programado automaticamente em intervalos de 12 horas.

Na figura 4.11 apresentam-se os resultados dos pontos monitorados na parede I. Inicialmente a temperatura colocada no termostato de regulagem manual foi de 1°C, a qual foi atingida aproximadamente após 3 horas de trabalho, momento em que foi ajustado 0°C no termostato. Esta temperatura foi atingida no interior do container em um prazo de aproximadamente 2 horas. Os valores da temperatura testada foram conferidos no gráfico registrador de temperatura que, em todo momento, coincidiu com o valor colocado no termostato de regulagem manual.

Após atingida a temperatura de 0°C no interior do container o compressor iniciou ciclos de arranque e parada em intervalos de aproximadamente 15-20 minutos com um tempo de 5 minutos para cada ciclo.

Aproximadamente às 23:30 h e às 11:30 h foi ativado automaticamente o sistema de degelo com uma duração de aproximadamente 25 minutos, tempo após o qual começou a trabalhar novamente o compressor, estabilizando-se a temperatura no interior do container em 0°C, rapidamente.

Observa-se que o comportamento das temperaturas nos pontos monitorados é muito próximo da temperatura do insuflamento do ar, parâmetro tomado como referência para a comparação. Na tabela 4.15 se apresentam-se os resultados obtidos para diferentes horários durante o teste.

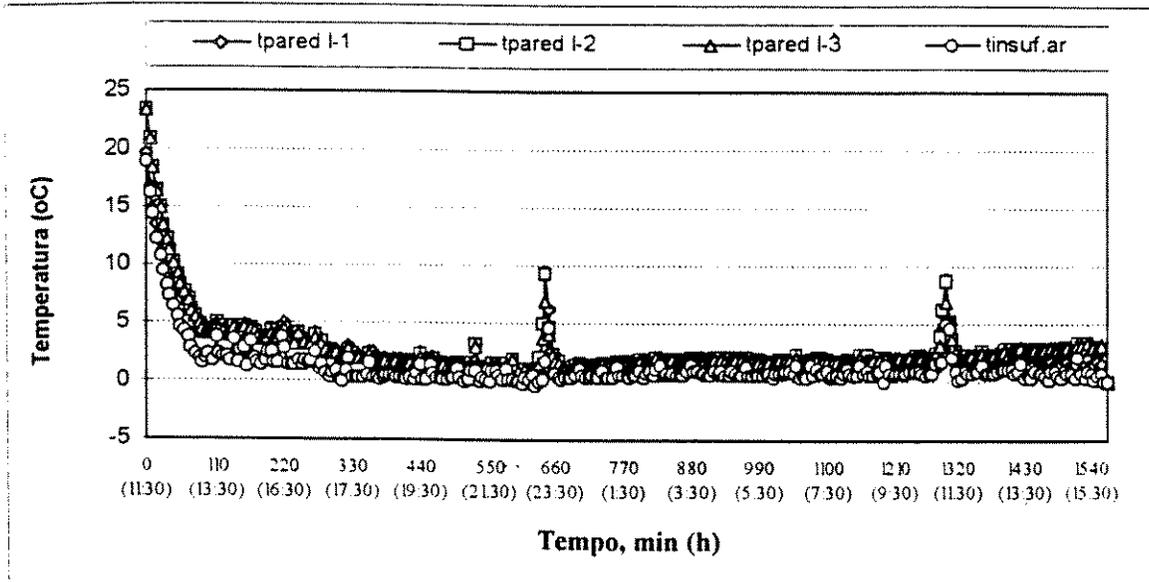


FIGURA 4.11. Comportamento da temperatura nos diferentes pontos da parede I com respeito ao insuflamento do ar.

Na tabela 4.15 observamos que os desvios da temperatura nos diferentes pontos é maior no período diurno, ou seja, entre as 11:00 h e as 17:30 h chegando a ter uma diferença de até 40% com respeito à temperatura no insuflamento do ar. No período noturno, este desvio atinge valores de aproximadamente 10%. Note-se que a maior diferença acontece nos pontos 2 e 3 devido ao fato de se localizarem mais longe do insuflamento do ar.

TABELA 4.15

Diferença de temperatura entre o insuflamento do ar e os pontos da parede I

Tempo experimento (min)	Hora do dia (h)	Temp. insuf. ar (°C)	Dif. entre a temp.no insuflamento do ar e os pontos da parede I, ΔT (°C).		
			Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3
0	11:30	18.9	0.7	4.5	5.5
110	13:30	2.4	3.7	3.3	3.5
220	15:30	1.2	1.9	3.1	2.9
330	17:30	0.4	1.7	2	2.7
550	21:00	0.2	0.7	0.9	1.7
650	23:00	9.3	0.3	0.4	0.5
990	5:30	0.1	0.8	1.8	2.0
1210	9:30	0.7	0.2	1.4	2.1
1300	10:00	8.1	0.8	0.7	0.8
1540	15:30	0.6	1	2.3	2.5

Às 23:00 h, no momento do degelo, a temperatura no interior do container ficou estável em 9°C para todos os pontos. Quando o sistema de degelo é ativado, só funcionam as resistências elétricas e os ventiladores do evaporador para garantir o degelo completo.

Na figura 4.12 se mostra o comportamento da temperatura na parede II com respeito à temperatura no insuflamento do ar. Nota-se que o comportamento na parede é muito próximo da temperatura no insuflamento. Na TAB.4.16 se mostram os desvios para algumas horas do dia.

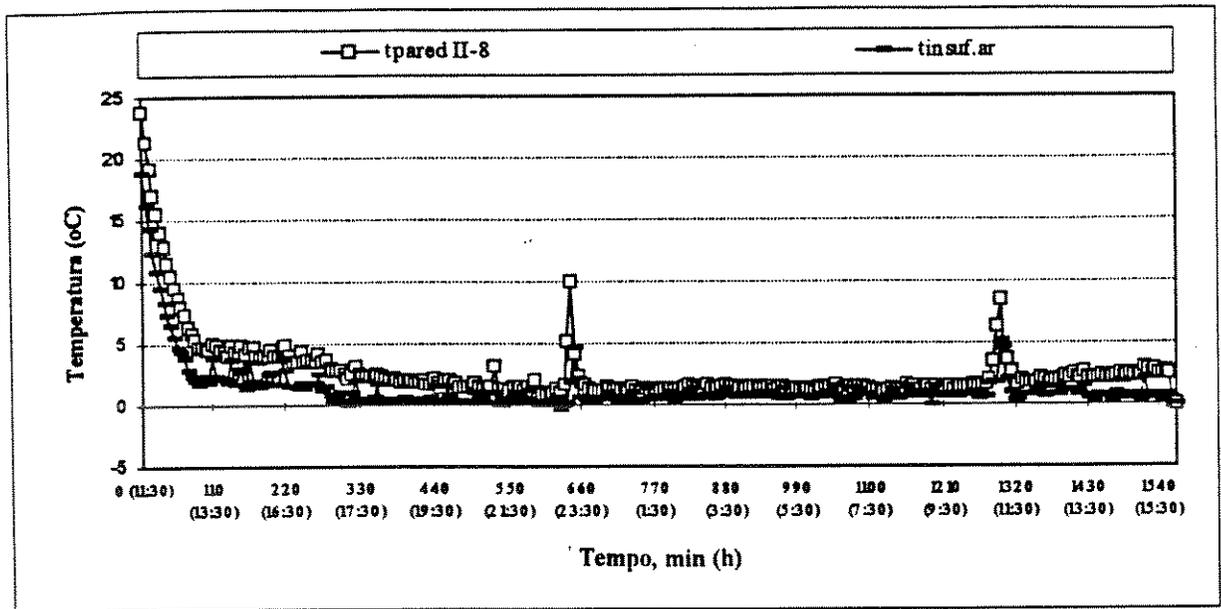


FIGURA 4.12. Comportamento da temperatura nos pontos monitorados na parede II

TABELA 4.16

Diferença de temperatura entre o insuflamento do ar e a parede II

Tempo experimento (min)	Hora do dia (h)	Temp. insuflam. ar, (°C)	Ponto 1 (°C) $\Delta T = t_{\text{insuflam}} - t_{\text{ponto 1}}$
0	11:30	18,9	4,8
110	13:30	3,9	3,0
220	15:30	1,2	2,7
330	17:30	0,4	2
550	21:30	0,2	0,7
650	23:00	9,3	0,6
990	5:30	0,1	0,7
1210	9:30	0,7	0,7
1300	10:00	8,1	0,3
1540	15:30	0,6	1,9

Na tabela anterior observa-se que o maior desvio na parede II acontece no horário diurno, com um valor de aproximadamente 30%, no entanto no horário noturno esta diferença diminui até 15%, o que reflete a influência da radiação solar sobre o container.

Na figura 4.13 mostra-se o histórico da temperatura na porta, piso e no teto, com respeito à temperatura do ar no insuflamento. É notável que a temperatura no piso revela um comportamento muito próximo da temperatura no insuflamento. No entanto, os maiores desvios acontecem para o ponto situado na porta do container.

Na tabela 4.17 tem-se um resumo dos desvios da temperatura entre os pontos monitorados, sendo apreciável que os maiores desvios acontecem no horário diurno, comportamento semelhante ao obtido para a parede I.

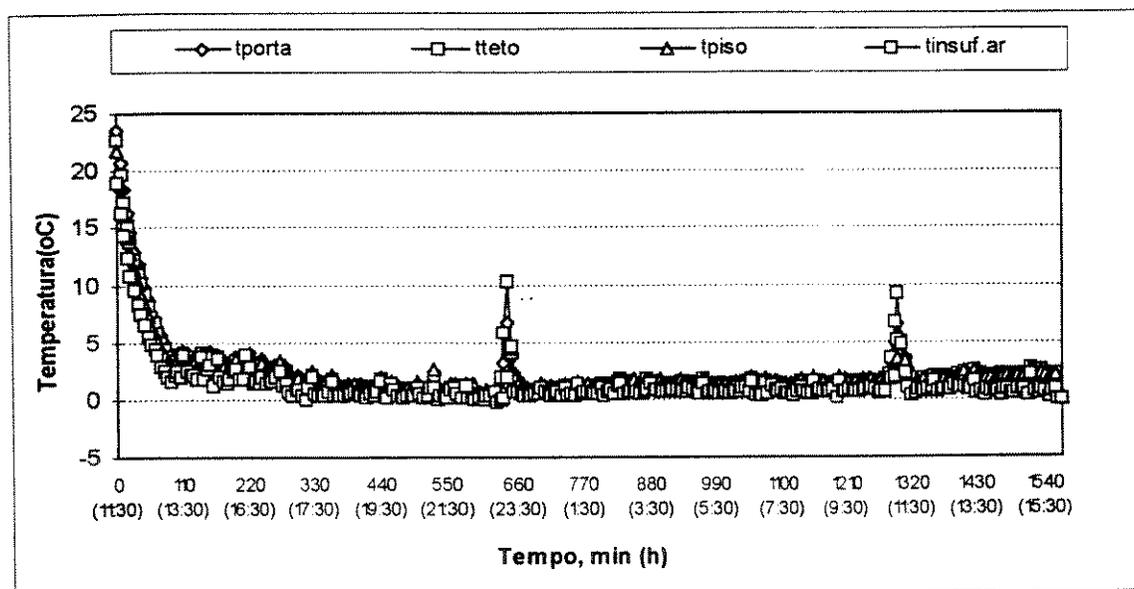


FIGURA 4.13. Comportamento da temperatura na porta, teto e piso com respeito à temperatura de insuflamento do ar.

Na tabela a seguir encontram-se os desvios da temperatura para cada ponto.

TABELA 4.17

Diferença de temperatura entre o insuflamento do ar e o piso, teto e porta

Tempo experimento (min)	Hora do dia (h)	Temp. insuf. ar (°C)	Dif. entre a temp. no insuflamento do ar e os pontos 11, 6 e 5, ΔT (°C)		
			Ponto 11 (Piso)	Ponto 6 (Teto)	Ponto 5 (Porta)
0	11:30	18,9	2,9	3,7	4,6
110	13:30	3,9	1,8	2,6	2,8
220	15:30	1,2	1,3	2,2	2,5
330	17:30	0,4	0,7	0,9	1,3
550	21:30	0,2	0,6	0,2	0,3
650	23:00	9,3	0,3	0,9	0,3
990	5:30	0,1	1,1	1,0	1,6
1210	9:30	0,7	0,8	1,0	1,1
1300	10:00	8,1	0,5	1,0	0,6
1540	15:30	0,6	1,3	1,5	1,3

Nota-se que no piso o comportamento é muito próximo à saída do ar frio, devido ao fato que o ar sai do evaporador e é conduzido com ajuda de um painel a parte inferior, passando através das canaletas do piso. Os maiores desvios coincidem com o horário diurno para a porta e o teto, chegando a ser de até 35%. No entanto, no período noturno, esta diferença atinge valores de aproximadamente 10%.

A TAB.4.18 mostra um resumo comparativo da temperatura nos diferentes pontos monitorados no interior do container, para diferentes períodos do dia.

TABELA 4.18
Resumo do comportamento da temperatura na parede I, II, porta, teto e piso com respeito ao insuflamento do ar.

Tempo experim. (min)	Hora do dia (h)	Parede I Ponto 1 (°C)	Parede I Ponto 2 (°C)	Parede II Ponto 8 (°C)	Porta Ponto 5 (°C)	Teto Ponto 6 (°C)	Piso Ponto 11 (°C)	Temp. insuf. ar (°C)
0	11:00	4,5	4,7	4,6	4,6	3,7	2,9	18,91
198	14:00	1,2	1,7	1,1	1,6	0,9	0,7	2,59
396	17:00	1,2	1,4	1,3	0,8	0,7	0,5	0,62
594	20:00	0,2	0,8	0,2	0,6	0,4	0,3	0,02
858	24:00	0,4	1,7	0,7	0,9	0,6	0,5	0,6
1122	4:00	0,6	1,3	0,6	1,4	1,1	1,1	0,41
1518	10:00	2,6	1,4	1,2	1,7	1,5	1,0	0,72

Na tabela anterior é possível perceber a diferença entre o comportamento da temperatura no horário diurno e no noturno. É também notável que existe maior desvio nos pontos que ficam mais longe do insuflamento do ar. Entre a parede I e a II existe diferença sendo que na parede II o desvio é menor que na parede I. Isto se deve ao fato de que esta parede recebe menor incidência solar no período diurno.

A FIG.4.14 mostra o histórico da temperatura após a expansão na válvula termostática, o que permitiu determinar o valor da diferença de temperatura entre a temperatura no interior do container e a temperatura de evaporação do refrigerante (equação 4.1). Estes valores são mostrados na TAB.4.19.

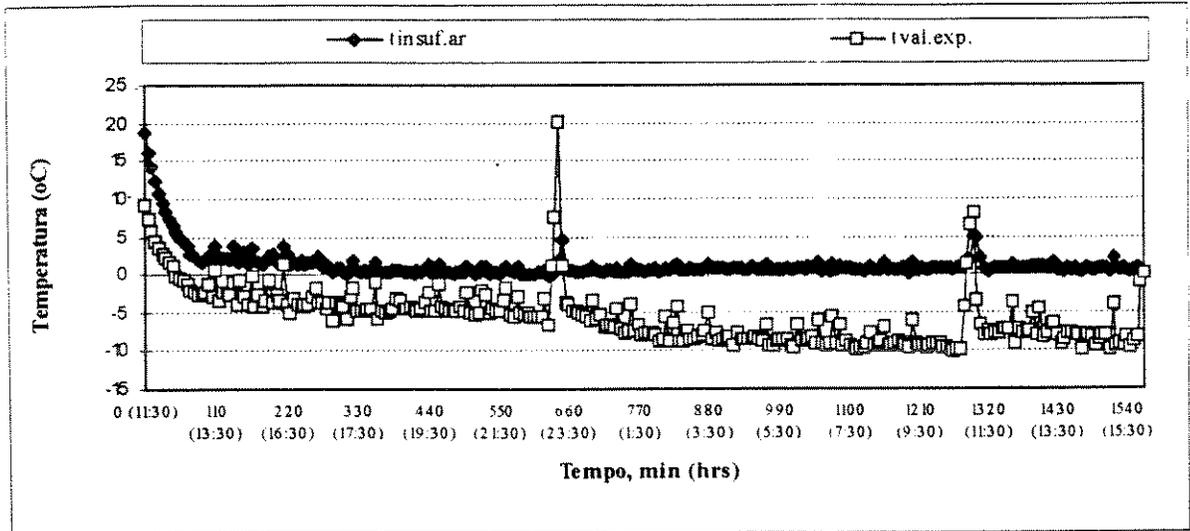


FIGURA 4.14. Comportamento da temperatura de evaporação após a válvula de expansão termostática.

O valor do ΔT se oscilou entre 7-8°C, o que corresponde aos valores obtidos durante o desenvolvimento dos testes anteriores. Estes valores estão de acordo com os recomendados pela literatura.

TABELA 4.19

Diferença de temperatura entre a câmara e a temperatura após a expansão

Tempo experimento (min)	Hora do dia (h)	Temp. insuf. ar (°C)	Temp. após valv. expansão (°C)	ΔT (°C)
0	11:30	18,9	9,1	9,8
110	13:30	3,9	-3,4	7,3
220	15:30	1,2	-4,9	6,1
330	17:30	0,4	-5,9	6,3
550	21:30	0,2	-6,2	6,4
990	5:30	0,1	-8,7	8,6
1210	9:30	0,7	-9,5	8,8
1540	15:30	0,6	-8,40	7,8

Na figura a 4.15 apresenta-se o histórico da temperatura no sistema frigorífico. Também foi monitorada a temperatura do ar exterior. Com os dados obtidos foi possível determinar o grau de superaquecimento entre a saída do refrigerante do evaporador e a entrada no condensador, estes valores são mostrados na TAB.4.20.

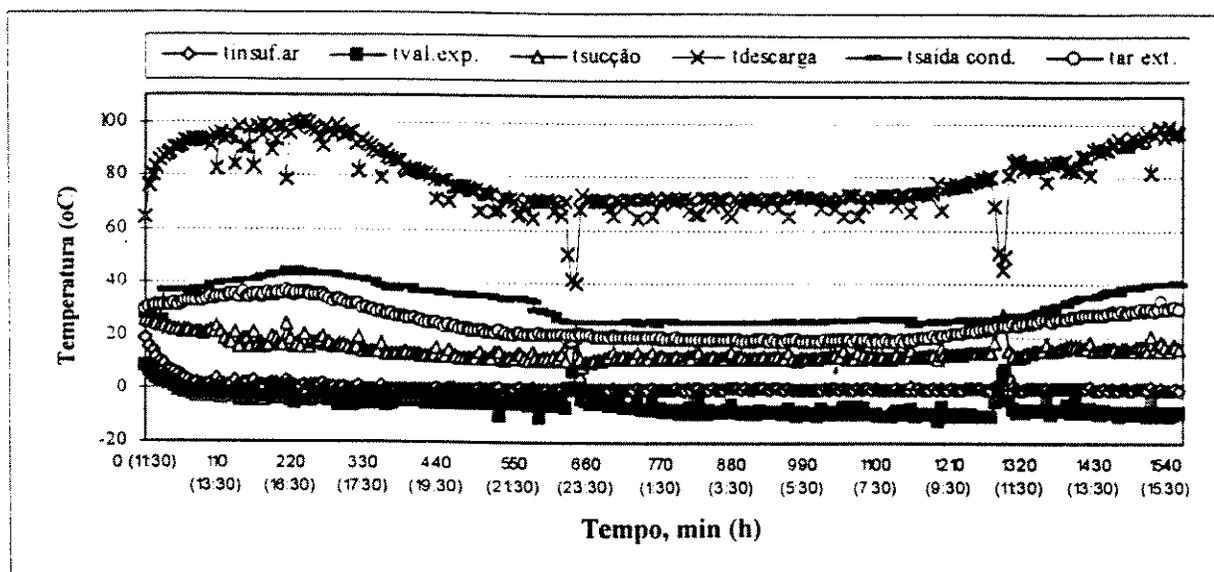


FIGURA 4.15. Comportamento das temperaturas no sistema de refrigeração.

Na figura mostrada, observa-se que a temperatura na descarga do refrigerante no compressor atinge valores de até 95°C durante o período diurno, devido ao fato de que o ganho de calor é maior nos horários em que a temperatura do ar exterior é maior. Já no período noturno, este valor oscilou entre 70-80°C, devido a diminuição da temperatura na sucção do compressor.

Durante o tempo em que o compressor fica desligado, após atingida a temperatura de 0°C no interior do container, a temperatura na descarga do compressor diminui até aproximadamente 70°C durante o dia e no período noturno chega até aproximadamente 60°C. Durante os dois ciclos de degelo a temperatura na descarga do compressor comportou valores de 40°C.

Na TAB.4.20 observamos que o grau de superaquecimento entre a saída do evaporador e a sucção do compressor apresentou valores entre 18-23°C, o que se encontra entre os valores propostos por BROSSARD (1993).

TABELA 4.20
Superaquecimento entre a saída do evaporador e a sucção do compressor

Tempo experimento (min)	Hora do dia (h)	Temp. saída.evap. (°C)	Temp. sucção (°C)	ΔT (°C)
0	11:30	9,1	26,4	17,4
110	13:30	-3,4	24,2	27,6
220	15:30	-4,9	18,8	23,7
330	17:30	-5,9	14,7	20,6
550	21:30	-6,2	11,8	18,1
990	5:30	-8,7	12,1	20,8
1210	9:30	-9,5	13,6	23,1
1540	15:30	-8,4	16,5	24,9

O citado autor, refere que permite-se até 20°C na linha de sucção, e esta não deve ter isolamento térmico para garantir a troca térmica. A válvula de expansão termostática deve permitir de 3-5°C de superaquecimento. O catálogo fornecido pelos fabricantes mostra que este valor está entre 4-10°C.

Os valores correspondentes ao grau de superaquecimento entre a saída do evaporador e a sucção do compressor foram determinados tomando-se a temperatura após a expansão na válvula (termopar colocado no ponto 12), o que introduz uma diferença nestes valores com respeito aos valores reais. Nos testes desenvolvidos com simulação de carga térmica, foi colocado um termopar na linha de saída do refrigerante do evaporador, o que permitiu obter valores mais exatos do grau de superaquecimento até a sucção do compressor. Os resultados serão mostrados na discussão dos referidos testes.

Outro parâmetro que foi possível conferir foi a diferença de temperatura entre a saída do refrigerante no condensador, e a temperatura do ar exterior. Os resultados obtidos se apresentam na TAB. 4.21.

TABELA 4.21
Diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura do ar exterior

Tempo experimento (min)	Hora do dia (h)	Temp. na saída do condensador (°C)	Temperatura exterior (°C)	ΔT (°C)
0	11:30	30,1	32,1	2,0
110	13:30	42,3	33,1	9,2
220	15:30	43,3	33,2	10,1
330	17:30	41,1	30,3	10,8
550	21:30	34,8	24,3	10,5
990	5:30	27,6	19,2	8,4
1210	9:30	29,8	20,2	9,6
1540	15:30	43,2	33,4	9,8

Nota-se que a diferença entre ambas temperaturas comportou-se com valores entre 9,2 e 10,8°C entre as 13:30 h e 17:30 h. Já a partir desta hora a diferença diminuiu até 8,5°C, começando a aumentar novamente a partir das 9:30 h, até o final do teste. Isto demonstra a influência da temperatura do ar exterior sobre a temperatura de condensação do refrigerante.

É interessante destacar que os resultados obtidos neste teste coincidem com os valores propostos pela literatura para a condensação a ar, que estabelece que, para condensação a ar esta diferença deve estar entre 10-15°C, para R-12.

4.1.7- Ensaio 7

O objetivo deste teste foi conhecer o valor da umidade relativa, numa faixa de temperatura de 15°C a -2°C. Para isto foi colocado um psicrômetro de bulbo seco - bulbo úmido com indicativo de umidade relativa em %.

A temperatura foi controlada com o termostato de regulagem manual. Durante a realização do ensaio o container manteve-se fechado hermeticamente até atingir a temperatura de 10°C a -2°C, respectivamente, momento em que foi aberto para conferir o valor das temperaturas e da umidade. O teste teve uma duração de 4 horas.

TABELA 4.22
Valores da umidade relativa na faixa de temperatura de 15°C a -2°C

Leituras do psicrômetro	Temperatura controlada no termostato de regulagem manual, (°C)				
	15	10	5	0	-2
tbs (°C)	15	10	5	0	-2
tbu (°C)	14	9	4	-1	-3
ϕ (%)	87	86	85	81	80

Os valores obtidos da leitura no psicrômetro foram conferidos na Carta Psicrométrica, coincidindo. A umidade relativa no interior do container se comportou entre 80 e 87 %, o que permite que seja empregado para a conservação das frutas e hortaliças que precisem de uma umidade relativa compreendida entre estes valores.

Para frutas e hortaliças que precisem de umidade relativa maior, a conservação dentro do container pode ser inadequada, pelo fato da perda de peso dos produtos depender da área destes, e do coeficiente de transferência de massa, além da umidade absoluta sobre a superfície do produto, correspondente à pressão de saturação na superfície e da umidade absoluta do ar no interior do container.

É por isso que quanto menor a umidade relativa do ar no interior da câmara, maior será a perda de peso.

4.1.8- Ensaio 8

Durante este ensaio, determinou-se a umidade relativa no interior do container durante 26 horas de trabalho sem carga, dois ciclos de degelo e termopares registrando a temperatura do bulbo úmido.

Com os valores da temperatura no insuflamento do ar frio, tomada como temperatura do bulbo seco (tbs) e a temperatura medida com o termômetro de bulbo úmido (tbu), foi possível determinar a umidade relativa durante o teste. Os resultados obtidos se apresentam na figura 4.16.

Durante os ciclos de arranque e parada do compressor a umidade relativa não sofre alterações significativas.

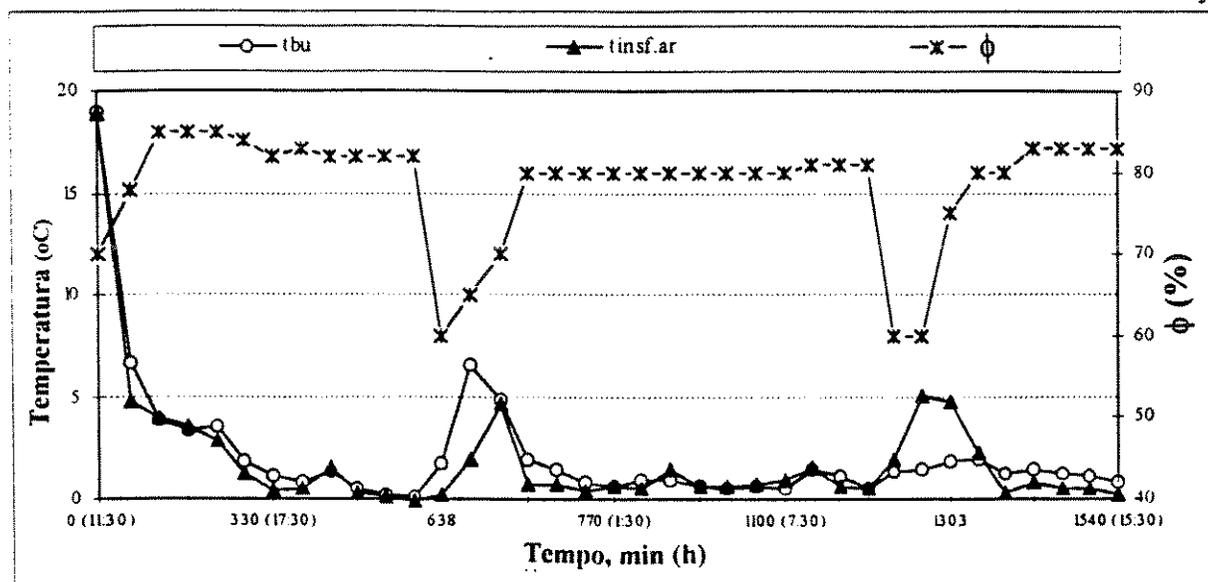


FIGURA 4.16. Comportamento da umidade relativa no interior do container para 0°C.

Nesta figura observa-se que o valor da umidade relativa se mantém quase constante entre valores de 85-87%. Durante os ciclos de degelo, a umidade relativa diminui até valores de aproximadamente 60%, mas com o arranque do sistema frigorífico, a umidade se restabelece novamente nos valores citados.

Na tabela 4.23, temos um resumo dos valores dos parâmetros medidos diretamente no sistema durante o desenvolvimento dos testes e os valores propostos pela literatura, o que permite fazer uma comparação da diferença existente entre ambos.

Na citada tabela, encontram-se também os resultados experimentais dos parâmetros de trabalho analisados durante o desenvolvimento dos testes e os valores propostos pela literatura.

TABELA 4.23

Comparação entre os valores experimentais dos parâmetros conferidos nos testes e os valores propostos pela literatura

Parâmetro	Valores obtidos nos testes	Valores propostos pela literatura
Velocidade do ar no interior do container, v (m/s)	Plano I: 0,5 / 4,8 Plano II: 0,23 / 3,6 Plano III: 0,2 / 0,4	0,1 - 0,5
Grau de superaquecimento entre a saída do evaporador e a sucção, (°C)	18-23	até 30
Diferença de temperatura entre a evaporação e a temperatura da câmara, ΔT (°C)	6-8	6-8
Umidade relativa, ϕ (%)	85-87	80-85
Diferença de temp. entre o refrig. no condensador e o ar ambiente, (°C)	9-11	10-15

4.2- Sistema Frigorífico

Nesta seção realizaremos alguns cálculos para avaliar o desempenho do sistema frigorífico.

A curva de capacidade do sistema foi fornecida pela Paulista Container procedente da Carrier Transicold, fabricantes do sistema do container em estudo, a qual é apresentada na FIG 4.17.

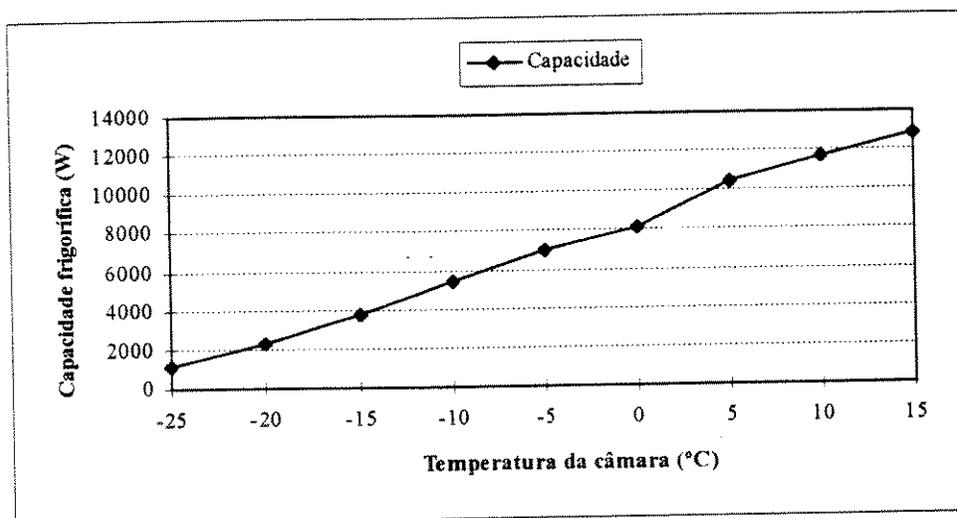


FIGURA 4.17. Curva de capacidade do compressor 06DR do sistema frigorífico Carrier Transicold

FONTE - Catálogo de fabricantes da CARRIER, 1994

A temperatura e as pressões de trabalho para essa temperatura foram tomadas dos valores obtidos no ensaio 4:

$$P_o = 227 \text{ kPa} \quad (2,32 \text{ kgf/cm}^2)$$

$$P_d = 958 \text{ kPa} \quad (9,77 \text{ kgf/cm}^2)$$

$$t_d = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{cond}} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$$

Superaquecimento depois da saída do evaporador = 18 °C

Com estes dados traçamos o ciclo no diagrama de Mollier para a obtenção das entalpias resultando:

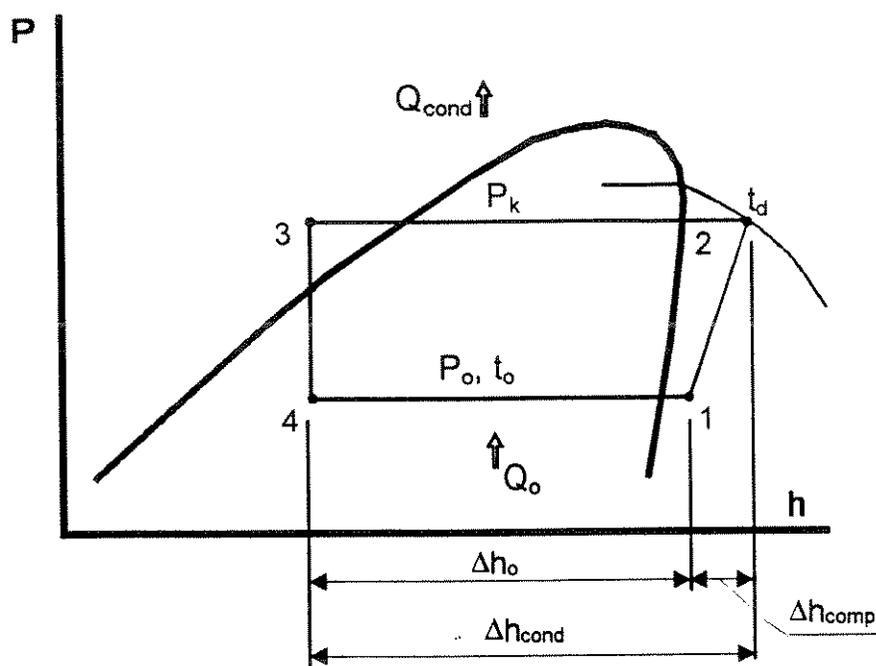


FIGURA 4.18. Representação do ciclo de compressão do R-12 no sistema frigorífico do container num diagrama P-h.

$$h_1 = 582 \text{ kJ/kg}, h_2 = 624 \text{ kJ/kg}, h_3 = 443 \text{ kJ/kg}, h_3 = h_4$$

$$\Delta h_o = 139 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_{\text{comp}} = 42 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_{\text{cond}} = 181 \text{ kJ/kg}$$

$\dot{Q}_o = 10\,500 \text{ W}$ (tomado da curva de capacidade fornecida pelo fabricante, para 5°C dentro da câmara e $t_o = -3^\circ\text{C}$).

Na TAB.4.24 são apresentados os valores reais dos parâmetros necessários para os cálculos verificativos do desempenho do sistema frigorífico do container. Os dados do compressor foram fornecidos pelos técnicos da Paulista Containers LTDA. Os dados do condensador e evaporador foram medidos no sistema, porque o catálogo do fabricante não fornece estas informações.

Com os dados obtidos foi possível fazer os cálculos verificativos do sistema de refrigeração do container.

Na tabela 4.25, mostram-se os dados utilizados para os cálculos verificativos do sistema de refrigeração do container. Parte destes foram tomados dos resultados obtidos nos testes.

Na TAB.4.26 tem-se os resultados dos cálculos realizados para a verificação do desempenho do sistema frigorífico, e as equações empregadas em cada caso, o que já foi referido e explicado no capítulo 3.

TABELA 4.24

Dados de fabricação do compressor, condensador e evaporador do sistema de refrigeração do container

Parâmetros	Valores
COMPRESSOR	
Diâmetro do pistão do compressor , d_p (m)	0,039
Curso do pistão, l_p (m)	0,035
Quantidade de cilindros, n.	6
Rotação da polia, rpm.	1750
CONDENSADOR	
Altura do condensador, b (m)	0,150
Largura do condensador , l (m)	0,390
Número de tubos, N_t .	70
Número de aletas, N_a .	440
Diâmetro exterior dos tubos, d_e (m).	0,01
Comprimento dos tubos, l_t (m).	1,085
Espessura das aletas, δ_a (m)	$3 \cdot 10^{-4}$
EVAPORADOR	
Altura do evaporador, b(m)	0,18
Largura do evaporador, l (m)	0,46
Número de tubos, N_t	108
Número de aletas, N_a	442
Diâmetro exterior dos tubos, d_e (m)	0,01
Comprimento dos tubos, l_t (m)	1,38
Espessura das aletas, δ_a (m)	$3 \cdot 10^{-4}$
Volume de ar circulado pelos ventiladores do evaporador, v (m^3/s) (Catálogo)	2,4

TABELA 4.25

Dados necessários para a realização dos cálculos verificativos do sistema de refrigeração.

Parâmetros	Valores
CONDENSADOR	
Volume de vapor de R-12 na sucção do compressor, $v_{(t_0 = -5^\circ C)}$ (m^3/kg)	0,065
Diferença de temperaturas entre o ar ambiente e a temperatura de condensação, ΔT ($^\circ C$)	10
Velocidade média do ar na saída do condensador, v (m/s)	4,1
Densidade do ar, ρ_a ($30^\circ C$) (kg/m^3)	1,165
Velocidade média do ar na saída do evaporador, v (m/s)	4,8
EVAPORADOR	
Densidade do ar, ρ_a ($0^\circ C$) (kg/m^3)	1,293
Diferença de temperaturas entre a temperatura da câmara e a temperatura de evaporação do refrigerante, ΔT ($^\circ C$)	7
Calor específico do ar, C_p ($0^\circ C$) ($kJ/kg \ ^\circ C$)	1,005

TABELA 4.26
Resultados obtidos dos cálculos do sistema frigorífico de compressão de R-12 do container.

Parâmetro	Equação utilizada	Resultados
Quantidade de refrigerante, $\dot{\omega}_r$ (kg/s)	(3.2)	0,076
Volume real de R-12 deslocado no compressor, \dot{v}_{dr} (m ³ /s)	(3.7)	0,0053
Volume teórico de R-12 deslocado no compressor, \dot{v}_{dt} (m ³ /s)	(3.8)	0,0073
Eficiência volumétrica do compressor, η_v	(3.6)	0,73
Potência teórica necessária para a compressão do R-12, \dot{Q}_c (W)	(3.9)	3 192
Fluxo de calor cedido no condensador, \dot{Q}_{cond} (W)	(3.11)	13 680
Capacidade frigorífica do sistema, \dot{Q}_o (W)	(3.17)	10 488
Eficiência do ciclo, COP	(3.1)	3
Coefficiente global de transferência de calor no condensador, U (W/ m ² K)	(3.16)	38
Área de transferência de calor necessária no condensador, A_{tn} (m ²)	(3.12)	36
Área de transferência de calor sup. aletada no condensador, A_{sa} (m ²)	(3.14)	51
Área de transferência de calor sup. tubos no condensador, A_{st} (m ²)	(3.15)	4
Área total real de transferência de calor do condensador, A_{tc} (m ²)	(3.13)	54
Relação de Rejeição de Calor (RRC)	(3.10)	1,3
Área de transferência de calor necessária no evaporador (m ²)	(3.3)	63
Volume de ar necessário ser circulado pelo evaporador, v (m ³ /s)	(3.4)	3,8
Volume de ar real circulado pelo evaporador, v (m ³ /s)	(3.5)	2,4
Área de transferência de calor sup. aletada do evaporador (m ²)	(3.14)	73
Área de transferência de calor sup. tubos no evaporador (m ²)	(3.15)	8
Área total real de transferência de calor no evaporador (m ²)	(3.13)	81

Feitos os cálculos do balanço de energia no sistema, podemos determinar a diferença existente entre os valores de cálculo de \dot{Q}_o e o valor deste obtido na curva de capacidade da FIG.4.17.

$$\dot{Q}_o = \dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_c \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_o = 10\,488 \text{ W.}$$

A diferença no cálculo é de 0,2 %, valor aceitável, pois a diferença pode ser de até 4 % (KIRILLIN, 1980). Comprovou-se que não existe diferença apreciável entre o valor tomado curva de capacidade (figura 4.17) e o valor obtido no cálculo.

4.2.1-Obtenção da Curva Característica da Eficiência Volumétrica do Compressor Carrier 06DR337

Foi determinada a curva característica da eficiência volumétrica para o compressor em estudo, com a utilização desta, é possível obter o valor da eficiência volumétrica em função da relação de pressões P_k/P_o (pressão de condensação / pressão de sucção do refrigerante).

Para atingir este objetivo foram utilizadas as curvas de capacidade frigorífica em função da pressão de sucção e de condensação, para diferentes temperaturas de condensação do refrigerante. As mesmas foram fornecidas pelos fabricantes do compressor modelo 06DR337 de R-12.

Para os diferentes valores de P_o , P_k e T_k foram traçados os ciclos no diagrama P-h, obtendo os valores das entalpias. Os demais dados utilizados no cálculo de η_v para o traço da curva característica são referidos nas tabelas 4.27, 28, 29 e 30 mostradas a seguir.

TABELA 4.27

Valores da eficiência volumétrica do compressor para $t_k=32^\circ\text{C}$, $P_k=784\text{ kPa}$

$$v_{dt} = 0,0177 \text{ m}^3/\text{s} *$$

t_o ($^\circ\text{C}$)	P_o (kPa)	Δh_o (kJ/kg)	v (m^3/kg)	\dot{Q}_o (kW)	$\dot{\omega}_r$ (kg/s)	\dot{v}_{dr} (m^3/s)	η_v
5	343	123	0,0489	37	0,300	0,0146	0,83
-1	294	121	0,0571	31	0,256	0,0145	0,82
-6	245	118	0,0671	25	0,211	0,0143	0,81
-12	206	116	0,0820	20	0,172	0,0141	0,80
-18	162	113	0,1012	16	0,140	0,0139	0,79
-23	133	111	0,1216	12	0,112	0,0136	0,77

* Em todos os casos $v_{dt} = 0,0177 \text{ m}^3/\text{s}$

TABELA 4.28

Valores da eficiência volumétrica do compressor para $t_k=38^\circ\text{C}$, $P_k=914\text{ kPa}$

t_o ($^\circ\text{C}$)	P_o (kPa)	Δh_o (kJ/kg)	v (m^3/kg)	\dot{Q}_o (kW)	$\dot{\omega}_r$ (kg/s)	\dot{v}_{dr} (m^3/s)	η_v
5	343	116	0,0489	35	0,311	0,0149	0,84
-1	294	114	0,0571	29	0,261	0,0148	0,83
-6	245	112	0,0671	24	0,212	0,0142	0,80
-12	206	109	0,0820	19	0,177	0,0145	0,76
-18	162	107	0,1012	15	0,141	0,0132	0,75
-23	133	104	0,1216	12	0,110	0,0131	0,74

TABELA 4.29
Valores da eficiência volumétrica para $t_k = 43^\circ\text{C}$, $P_k = 1033 \text{ kPa}$

t_o ($^\circ\text{C}$)	P_o (kPa)	Δh_o (kJ/kg)	v (m^3/kg)	\dot{Q}_o (kW)	$\dot{\omega}_r$ (kg/s)	\dot{v}_{dr} (m^3/s)	η_v
5	343	111	0,0489	33	0,299	0,0146	0,82
-1	294	109	0,0571	28	0,255	0,0143	0,81
-6	245	107	0,0671	22	0,210	0,0139	0,79
-12	206	104	0,0820	18	0,172	0,0138	0,78
-18	162	102	0,1012	14	0,136	0,0138	0,77
-23	133	99	0,1216	11	0,107	0,0136	0,73

TABELA 4.30
Valores da eficiência volumétrica para $t_k = 49^\circ\text{C}$, $P_k = 1190 \text{ kPa}$

t_o ($^\circ\text{C}$)	P_o (kPa)	Δh_o (kJ/kg)	v (m^3/kg)	\dot{Q}_o (kW)	$\dot{\omega}_r$ (kg/s)	\dot{v}_{dr} (m^3/s)	η_v
5	343	105	0,0489	32	0,300	0,0148	0,84
-1	294	103	0,0571	27	0,259	0,0147	0,83
-6	245	101	0,0671	21	0,206	0,0139	0,79
-12	206	98	0,0820	17	0,171	0,0138	0,78
-18	162	96	0,1012	13	0,133	0,0135	0,76
-23	133	93	0,1216	9	0,102	0,0124	0,70

Para determinar a curva característica de eficiência volumétrica P_k/P_o , foram aplicados métodos de estatística, com os quais se obteve a equação da reta. Os valores da eficiência volumétrica para cada relação de pressão são mostrados na TAB. 4.31:

TABELA 4.31
Resumo dos valores da eficiência volumétrica

Relação de Pressão (P_k/P_o)	η_v
2	0,84
3,0	0,81
4,5	0,79
5,0	0,78
6,1	0,75
7,0	0,74
8,1	0,72
9,0	0,70

Na FIG. 4.19 mostra-se a curva característica da eficiência volumétrica do compressor em estudo. Tendo o valor da relação de pressões P_k/P_o para uma condição de trabalho determinada, pode-se obter a eficiência volumétrica do compressor.

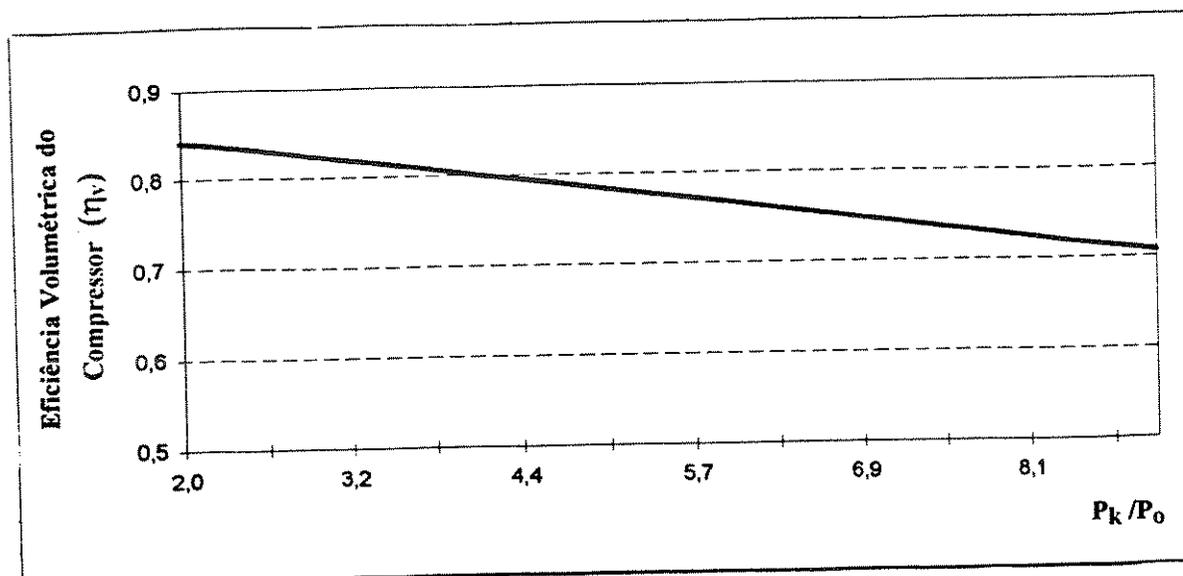


FIGURA 4.19. Curva característica da eficiência volumétrica do compressor 6DR337 de R-12, em função da relação de pressões P_k/P_o .

De acordo com os dados tomados para a avaliação do desempenho do sistema frigorífico do container, a pressão de sucção do R-12 é 227 kPa (2,32 kgf/cm²), e a pressão de condensação é de 958 kPa (9,77 kgf/cm²), assim $P_k/P_o = 4,2$. Para esta relação o valor da eficiência volumétrica é de 0,77.

TABELA 4.32

Comparação entre os valores de cálculo, valores reais e valores propostos pela literatura para alguns parâmetros do sistema frigorífico.

Parâmetro	Valor real	Valor de cálculo	Valor proposto pela literatura
COMPRESSOR			
Eficiência volumétrica, η_v	0,77	0,73	0,4 - 0,7
COP	-	3	3-5
CONDENSADOR			
Área de transferência de calor no condensador, A_{tc} (m ²)	54	36	-
Coefficiente global de transferência de calor U, (W/m ² K)	-	38	29-93
RRC	1,3	-	1-2
EVAPORADOR			
Área de transferência de calor no evaporador A_{te} (m ²)	81	63	-
Volume de ar deslocado pelo evaporador, v (m ³ /s)	2,4	3,8	2,4
Capacidade frigorífica, \dot{Q}_o (W)	10 500	10 488	

Na tabela 4.32 tem-se um resumo dos valores de alguns parâmetros obtidos no cálculo e a comparação com os valores reais medidos e os propostos pela literatura.

A vazão de ar necessária a ser circulada pelo evaporador para retirar a carga térmica dos produtos à temperatura em estudo deve ser de $2,8 \text{ m}^3/\text{s}$, mas os dados de catálogo revelam que este valor se comporta com um valor de $2,4 \text{ m}^3/\text{s}$. Este valor foi determinado experimentalmente com a área de fase e a velocidade média do ar na saída do evaporador o que concedeu com o valor do catálogo que reflete uma diferença de $1,4 \text{ m}^3/\text{s}$, ou seja está faltando $1,4 \text{ m}^3/\text{s}$ de ar.

Por outro lado, a área real de condensação é de 54 m^2 e a necessária é de 36 m^2 , ou seja, 1,5 vezes maior. No caso do evaporador a situação é similar porque a área real de evaporação é de 81 m^2 e a área necessária, segundo os cálculos, é de 63 m^2 , 1,3 vezes maior. Isto prova que tanto o condensador como o evaporador estão superdimensionados.

Na TAB.4.35 observamos que a eficiência volumétrica do compressor tem um valor de cálculo de 0,73 e o obtido na curva da eficiência volumétrica foi de 0,77. Os valores propostos pela literatura estão entre 0,4 a 0,7 (**BROSSARD, 1994**), o que demonstra que apesar do compressor ter aproximadamente 20 anos de uso, ainda mantêm boas condições de operação.

4.3- Carga térmica. Carga Térmica no Container

O cálculo da carga térmica de uma câmara refrigerada tem como objetivo a determinação da quantidade de calor que é necessário extrair dela num tempo determinado para manter em seu interior a temperatura e umidade requeridas.

Em refrigeração essa quantidade de calor se calcula para 24 horas, tomando de 16 a 24 horas de operação do equipamento de refrigeração para retirar essa carga. As horas restantes do dia são ocupadas no descongelamento das serpentinas e como fator de reserva para cargas de pico, pouco frequentes.

Na prática, para câmaras com serpentinas trabalhando a temperatura de evaporação de -1°C se adotam de 18 a 20 horas de trabalho. No caso da câmara operar a mais de 0°C tomam-se 16 horas de trabalho, o que permite ter-se tempo suficiente para a parada dos compressores e para que o ar da câmara ajude no degelo das serpentinas do evaporador.

No caso do container, o sistema possui descongelamento com resistência elétrica que pode ser programada cada 6 ou 12 horas dependendo da temperatura interna de operação do mesmo.

O cálculo da carga térmica para o container será desenvolvido da mesma forma que um cálculo para câmaras frigoríficas estáticas, pois as condições em que deve

trabalhar são as mesmas de uma câmara convencional. O cálculo da carga térmica de refrigeração se divide em:

- a)- Carga de transmissão de calor por paredes, piso e teto, incluindo a carga solar;
- b)- Carga de infiltração;
- c)- Outras cargas;
- d)- Carga do produto a resfriar.

4.3.1- Carga de Transmissão de Calor

Esta carga é devida à diferença de temperaturas entre o ar exterior e interior da câmara, o que ocasiona uma transferência de calor por condução do meio exterior até o interior da câmara. Esta transferência de calor é diminuída com o uso de isolamento térmico no interior da câmara.

Geralmente as câmaras não estão expostas às radiações solares mas, caso estivessem, deveriam ser de cores claras e alocadas perto de edificações para atenuar o efeito das radiações.

$$\dot{Q}_{tr} = U \cdot A_e \cdot \Delta T \quad (4.3)$$

Calcularemos o coeficiente de transferência de calor através das paredes e o isolamento:

$$U = \frac{1}{\frac{\delta_1}{K_1} + \frac{\delta_2}{K_2} + \frac{\delta_3}{K_3}} \quad (4.4)$$

$$\delta_{1-3} = 8^{-3} \text{ m}$$

$$\delta_2 = 0,076 \text{ m}$$

$$K_{1-3} = 203 \text{ W/m K}$$

$$K_2 = 0,023 \text{ W/m K}$$

$$U = 0,30 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

É necessário também incluir no cálculo do coeficiente de transferência de calor, o valor do calor por convecção exterior e interior, o qual relaciona a espessura do isolamento, a condutividade térmica do material e a condutividade pelicular na superfície exterior e interior.

Segundo a ASHRAE (1994), para câmaras de paredes grossas e bem isoladas, o efeito da transferência por convecção da película interior e exterior, pode ser desprezível nos cálculos, assim só será considerado o coeficiente de transferência de calor através das paredes e isolamento.

Os valores da temperatura para cada parede poder-se-á corrigir de acordo com a tabela 4.33, a qual mostra os valores da radiação solar equivalente à elevação da temperatura, para paredes com superfície externa de pintura clara.

A temperatura exterior considerada é $t_{bs}=30^{\circ}\text{C}$, $t_{bu}= 24^{\circ}\text{C}$. Para o piso será tomada a temperatura do bulbo úmido. A temperatura interior considerada $t_c= 5^{\circ}\text{C}$. À diferença de temperaturas deve ser adicionado o valor da radiação solar para cada parede.

TABELA 4.33
Valores da radiação solar

Parede	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
Leste-Oeste	3
Norte	2
Sul	2
Teto	5

FONTE - ASHRAE HANDBOOK OF REFRIGERATION, 1994

Para os cálculos foram consideradas 18 horas de trabalho. Os resultados dos mesmos para $t_c=5^{\circ}\text{C}$ se mostram na tabela a seguir, onde relacionam-se; o coeficiente de transferência de calor, a diferença de temperaturas e a área para cada parede do container.

TABELA 4.34
Resultados do cálculo da carga de calor de transmissão

Parede	U ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)	A_e (m^2)	ΔT ($^{\circ}\text{C}$)	\dot{Q}_{tr} (W)
I (Noroeste)	0,30	15,7	(30-5+3)	131
II(Sudeste)	0,30	15,7	(30-5+3)	131
Porta (Nordeste)	0,30	6,31	(30-5+3)	53
Fundo (Sudoeste)	0,30	6,31	(30-5+3)	53
Piso	0,30	14,7	(24-5+0)	84
Teto	0,30	14,7	(30-5+5)	133
Carga Total de Transmissão(W)				587

No cálculo para 5°C o valor da carga de transmissão é de 467,12 W. A carga térmica devido à incidência solar é de 62,7 W, um valor pouco significativo da potência total (representa 10%). A exposição do container à incidência solar não aumenta significativamente a carga térmica razão pela qual pode trabalhar nestas condições caso seja necessário.

4.3.2- Carga de Infiltração

A carga de infiltração depende da quantidade de ar exterior que penetra na câmara devido à abertura das portas e outras possíveis fontes de infiltração. Assim é necessário levar o ar exterior infiltrado até as condições do ar interno na câmara.

$$\dot{Q}_v = V \cdot n_t \cdot q \quad (4.5)$$

$$V = 26,24 \text{ m}^3$$

$$n_t = 18,5 \text{ trocas por dia para 24 horas}$$

$$q = 22,25 \text{ W/m}^3$$

No caso de câmaras frigoríficas que permaneçam fechadas uma grande parte do dia, o valor das trocas de ar no dia pode ser multiplicado por 0,6, assim neste caso $n_t = 11,1$ trocas por dia para 24 horas.

$$\dot{Q}_v = 360 \text{ W}$$

4.3.3- Outras Cargas

Esta carga inclui: a dissipação de calor das pessoas dentro da câmara, a iluminação e os equipamentos elétricos.

Para o cálculo deste tipo de carga só serão considerados os motores elétricos dos ventiladores dentro do container e a carga devido à entrada de pessoas, pois o container não tem iluminação.

O sistema tem 2 ventiladores de 1 HP e 0,58 HP para um total de 1,58 HP (1,17 kW). Segundo a ASHRAE (1994), quando os ventiladores encontram-se dentro da câmara a potência dos mesmos deve ser afetada pelo coeficiente 1,5 kW/kW, assim o valor da carga dos ventiladores é de 1,7 kW.

Considerando que só uma pessoa entra na câmara a 5°C, o calor dissipado pela mesma será de 248 W (ACOSTA, 1990).

4.3.4- Carga do Produto

A carga a ser retirada dos produtos, consiste na quantidade de calor que é necessário extrair do produto para resfriá-lo a partir de sua temperatura de entrada até a temperatura da câmara, num período de tempo determinado. Nas frutas e vegetais a quantidade de calor de respiração a ser retirada constitui um componente a mais a ser considerado.

Resfriamento do produto à temperatura superior a sua temperatura de congelação:

$$\dot{Q}_p = \frac{m \cdot c_p (t_i - t_c)}{t_r} \quad (4.6)$$

- Quantidade de produto que pode ser estocado no container

Segundo as dimensões internas do container, poderão alocar-se 10 pallets de dimensões padrão, que são:

largura: 1m, **comprimento:** 1 m e altura de 1,90 (altura máxima a que podem-se estocar os produtos dentro do container para permitir a circulação e retorno do ar. (BLEINROTH, 1992).

As dimensões padrão para caixas é de 540x290x290 mm, podendo assim um pallets estocar 28 caixas com estas dimensões. O que, para 10 pallets, seriam 280 caixas. Consideraremos um peso por caixa de 10 kg o que faz um total de 2800 kg. Segundo o catálogo de fabricação do container, ele pode estocar até 3289 kg, portanto, tais considerações podem ser tomadas como válidas.

Para o cálculo consideraremos como produto o alface, entrando a 30°C, para ser resfriado até uma temperatura de 5°C. Os valores do calor específico foram tomados da TAB.2.5, sendo que para alface $c_p = 4,02$ kJ/kg K.

$$\dot{Q}_p = 4\,341 \text{ W}$$

Para frutas e hortaliças, é necessário somar a esta carga o calor de respiração. Para alface a 5°C, o valor encontra-se entre 3590/4433 kJ/kg em 24 horas (TAB.2.2):

$$\dot{Q}_r = 689 \text{ W}$$

4.3.5- Carga térmica total

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_{tr} + \dot{Q}_v + \dot{Q}_m + \dot{Q}_p + \dot{Q}_r \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_t = 7\,925 \text{ W}$$

Segundo NEVES Fo (1993), poder-se-ia adicionar 10% do valor da carga total para garantir alguma anormalidade não prevista nos cálculos, por exemplo situações de estocagem críticas.

$$\dot{Q}_t = 8\,717 \text{ W}$$

Isto quer dizer que, o equipamento de refrigeração tem que ser capaz de retirar esta carga térmica para manter as condições de temperatura e umidade fixadas nos cálculos.

O valor da carga térmica incrementada pela radiação solar representa **0,76%** do valor da carga térmica total a ser retirada pelo sistema frigorífico. Assim, este valor mostra-se insignificante comparado com **60%** que representa a carga térmica dos produtos a serem resfriados no interior do container.

TABELA 4.35
Resultados obtidos dos cálculos de carga térmica do container frigorífico

Parâmetro	Valor
Carga térmica de transmissão	587 W
Carga térmica de infiltração	360 W
Outras cargas	1 948 W
Carga térmica do produto a resfriar	5 030 W
Carga térmica total	8 717 W

Da curva de capacidade do sistema (FIG.4.17), tem-se que para 5°C a capacidade do evaporador é de **10 500 W** e os cálculos verificativos do sistema frigorífico demonstram que a capacidade frigorífica é de **10 488 W**, assim sendo, o sistema frigorífico do container é capaz de retirar esta carga térmica sem dificuldades.

4.4- Etapa II: Ensaio com o Container Refrigerado Submetido a Carga Térmica Artificial Simulada com Banco de Resistências Elétricas.

Nesta segunda etapa do trabalho foram desenvolvidos testes com o resfriamento do container submetido a carga térmica artificial simulada com um banco de resistências elétricas. Com a execução destes testes pretende-se avaliar o comportamento do sistema de refrigeração do container submetido a condições críticas de carga térmica.

Para a simulação da carga térmica no container foram colocadas sete resistências elétricas de ferro galvanizado com aletas retangulares de aço inoxidável. As especificações e a capacidade das mesmas mostram-se na TAB. 4.36.

TABELA 4.36
Carga de resistências elétricas colocadas no interior do container.

Quantidade	Voltagem (V)	Amperagem (A)	Capacidade (kW)
1	220	14	3
2	120	17	2
2	120	8	1
2	120	4	0,5
Total			10

A máxima carga térmica simulada no interior do container foi 10 kW, somando a esta, o valor da carga térmica por transmissão e de outras cargas (carga dos ventiladores) a qual é de 2,5 kW, resulta um total de aproximadamente 12,5 kW.

Para possibilitar a obtenção de cargas variáveis no interior do container, uma resistência de 2 kW foi conectada a um variador de voltagem da marca Varivolt, tipo VW 130 P. Desta forma foi possível controlar a energia dissipada por esta resistência durante o desenvolvimento dos testes.

A distribuição das resistências no interior do container é mostrada na FIG. 4.20. Todas foram montadas sobre uma base de concreto espaçadas do piso 150 mm. As mesmas foram distribuídas em ordem decrescente com relação à capacidade destas, ou seja, R-1 foi colocada perto da saída do ar frio do evaporador e consecutivamente R-2, R-3, R-4 e R-5, R-6 e R-7.

Esta distribuição garante que as resistências de maior capacidade estejam mais próximas da saída do ar do evaporador, o que possibilita uma troca mais efetiva entre o calor dissipado pelas resistências e o ar frio.

O painel de controle foi colocado dentro do laboratório próximo ao container assim como o wattímetro e Varivolt, o que facilitou o desenvolvimento dos testes (Anexo 1).

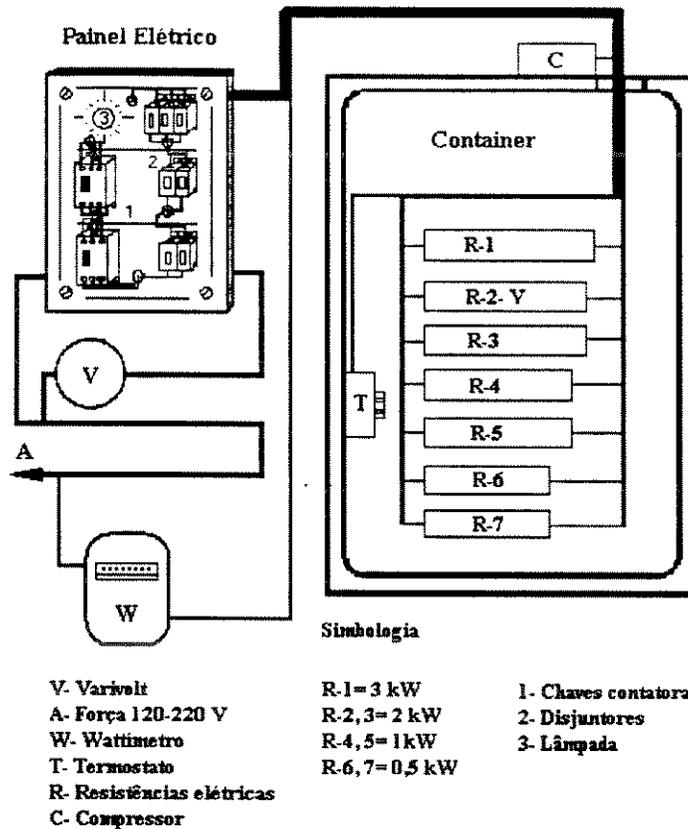


FIGURA 4.20. Colocação das resistências do wattímetro e Varivolt no interior do container.

As resistências foram ligadas a disjuntores, os quais tem a função de desligar as mesmas, não permitindo a corrente elétrica excessiva quando ocorrer um curto-circuito. As mesmas foram conectadas em série a duas chaves contadoras nas quais a tensão é controlada por um termostato de ambiente, colocado no interior do container.

Na parede II (FIG. 3.5, capítulo 3) do container foi colocado um termostato de ambiente com faixa de temperatura de -30°C a 30°C , o qual tem a função de desligar o banco de resistências caso o sistema de refrigeração deixe de funcionar, por alguma causa, e a temperatura atinja valores muito altos.

Caso a temperatura no interior do container aumente além do valor fixado no termostato, através dos contatos do mesmo, a tensão da chave contadora é desligada. A lâmpada conectada no painel serve como indicador, caso a tensão seja retirada.

Estas medidas garantiram a proteção e segurança durante o desenvolvimento dos testes, permitindo que as resistências elétricas ficassem funcionando caso parasse de funcionar o sistema de refrigeração do container.

Na TAB. 4.37 mostram-se os valores da calibração na escala do Varivolt para garantir diferentes quantidades de calor dissipado:

TABELA 4.37
Aferição na escala do variador de voltagem (Varivolt)

Voltagem (V)	Amperagem (A)	Potência dissipada (kW)
120	17	2
104	14	1,5
85	8	1
60	8	0,5
55	7	0,4
45	6	0,3

Para o desenvolvimento desta etapa do trabalho foram realizados os ensaios especificados a seguir:

Ensaio 1- Monitoramento com o container submetido a 100 % da carga térmica total (12,5 kW).

Ensaio 2- Monitoramento com o container submetido a aproximadamente 70 % da carga térmica total (8,5 kW).

Ensaio 3- Monitoramento com o container submetido a 40 % da carga térmica total (5 kW).

Em todos os ensaios foi monitorado o comportamento da temperatura no interior do container e foram conferidas as temperaturas e pressões de trabalho do sistema frigorífico. A temperatura mantida no interior do container em todos os testes foi de 0°C e o sistema de degelo foi programado a cada 12 horas. O tempo de monitoramento de todos os testes foi de 1800 minutos (30 horas).

4.4.1- Ensaio 1

O objetivo do teste é avaliar o comportamento do sistema submetido a uma carga térmica simulada nas resistências de 10 kW. Este valor é acrescentado pela carga térmica de

transmissão e outras cargas, a qual é de 2,5 kW, o que fez um total de 12,5 kW (100% da carga). A temperatura fixada no termostato de regulação manual foi de 0°C.

Inicialmente deu-se partida no sistema até atingir a temperatura de 0°C no interior do container. Quando a temperatura no insuflamento do ar atingiu 0°C acionou-se todas as resistências elétricas foram acionadas.

O teste foi iniciado as 10:00 h. As condições psicrométricas do ar exterior foram: $t_{bs} = 26,5$ °C, $t_{bu} = 21,8$ °C e $\phi = 67\%$. As condições do ar no interior do container foram: $t_{bs} = 23,6$ °C, $t_{bu} = 18,1$ °C e $\phi = 60\%$.

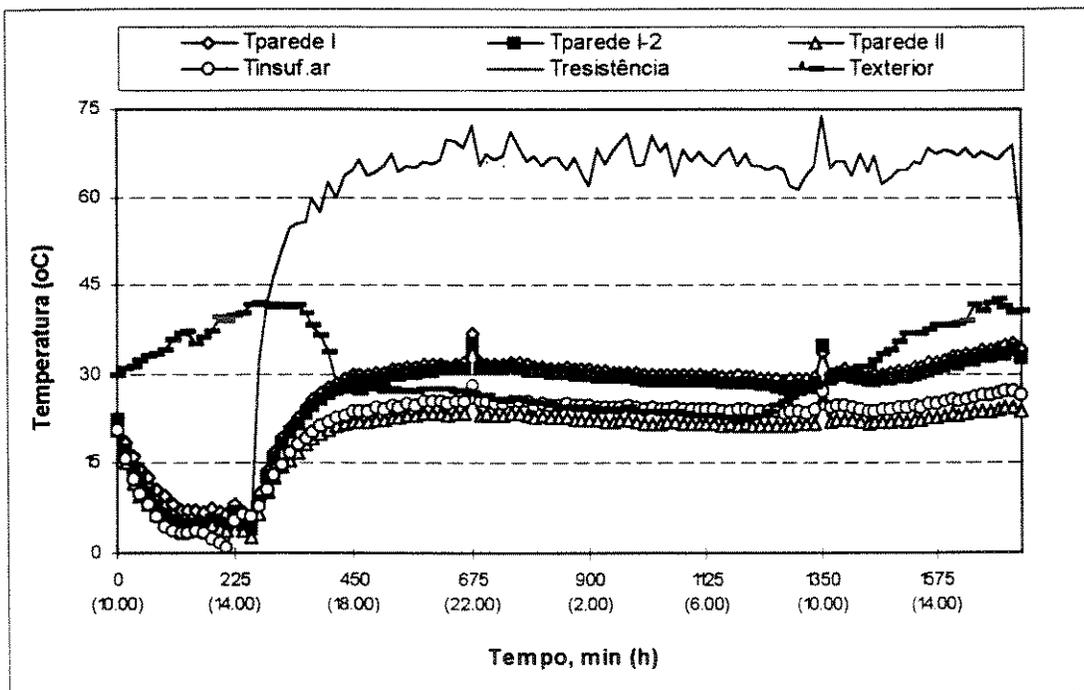


FIGURA 4.21. Comportamento da temperatura na parede I e II com respeito ao insuflamento do ar pelo evaporador.

Na FIG. 4.21 mostra-se o comportamento da temperatura na parede I e II com respeito ao insuflamento do ar. O termo Tparência refere-se, em todos os testes, à temperatura medida na superfície do banco de resistências elétricas, a qual foi monitorada.

A temperatura no insuflamento do ar atingiu 0°C após aproximadamente 3 horas de trabalho, momento em que foi ligado o banco de resistências elétricas. Observa-se na FIG. 4.21 que a temperatura começou a subir até atingir valores entre 25-32°C em todo o interior do container. Esse comportamento manteve-se constante durante o desenvolvimento do teste e o comportamento das temperaturas nas paredes comportou-se muito próximo da temperatura no insuflamento.

Observa-se que o comportamento da temperatura nas paredes é muito próximo à temperatura no insuflamento do ar, até o momento em que são ligadas as resistências elétricas, onde aparece um desvio um pouco maior.

Depois de aproximadamente 22 horas operando o sistema, a temperatura no insuflamento manteve valores estáveis entre 28-32°C. Nesse momento a voltagem no Varivolt foi regulada a 60 V, o que garante uma potência dissipada de 0,5 kW na resistência, ou seja, a carga térmica foi diminuída a 8,5 kW. Nesse momento a carga térmica total foi 11 kW.

O termopar colocado no banco das resistências elétricas registrou valores entre 60-70°C após ligadas as mesmas e durante todo o tempo de monitoramento.

O ciclo de degelo do evaporador foi programado para funcionar a cada 12 horas, os mesmos aconteceram às 22:00 h e às 10:00 h. Durante estes, a temperatura nas paredes atingiu até 45°C e nas resistências elétricas 75°C.

A FIG. 4.22 mostra o comportamento das temperaturas na porta, teto e piso e retorno do ar ao evaporador, com respeito ao insuflamento do ar frio.

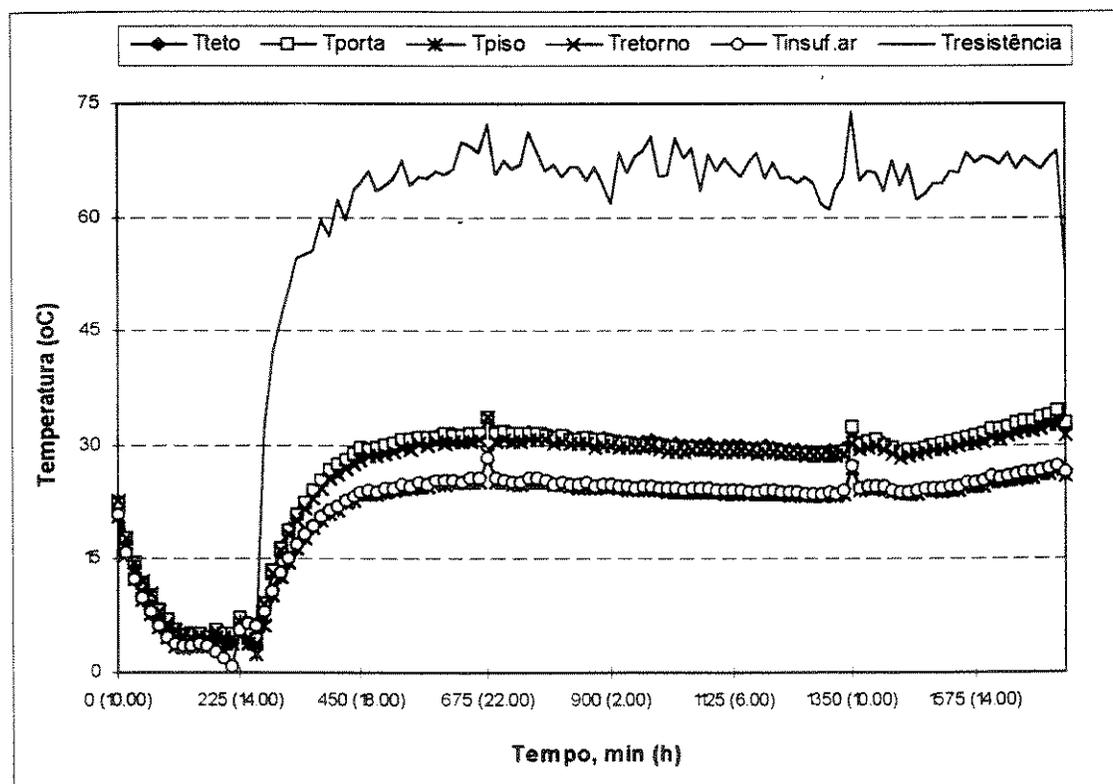


FIGURA 4.22. Comportamento da temperatura na porta, piso e teto com respeito ao insuflamento do ar pelo evaporador.

Observa-se que o comportamento da temperatura nos pontos monitorados é muito próximo ao insuflamento do ar frio. Quando ligadas às resistências, a temperatura no teto e na porta atingem um desvio maior com respeito ao insuflamento do ar. No entanto a temperatura no piso mantém-se muito próxima da temperatura no insuflamento do ar.

Como foi observado nas figuras anteriores, após ligadas as resistências elétricas, a temperatura no insuflamento do ar frio começou a aumentar, mantendo um comportamento quase constante entre 25-32°C durante todo o tempo do monitoramento do teste.

Notou-se um comportamento semelhante ao obtido durante o desenvolvimento dos testes com o container vazio, ou seja, os maiores desvios na temperatura acontecem no período diurno, coincidindo com o horário de maior incidência solar. Este desvio atinge valores de até 3°C.

Na FIG.4.23 observa-se o comportamento da temperatura no sistema de refrigeração.

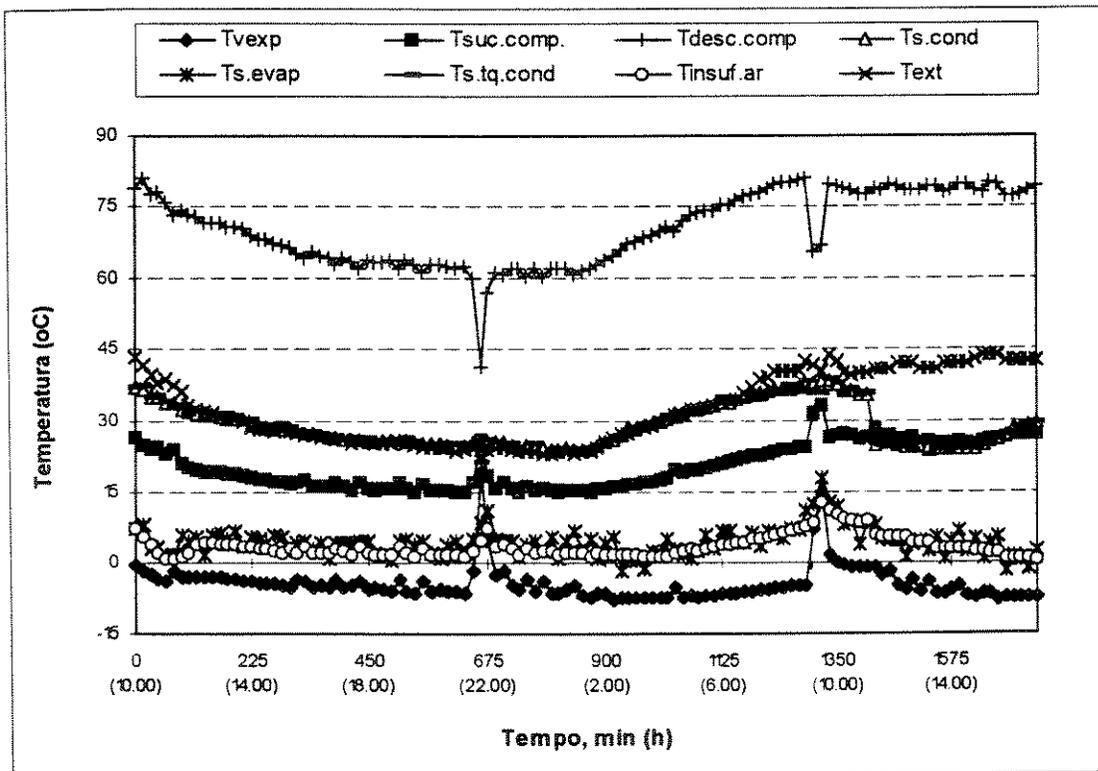


FIGURA 4.23. Comportamento da temperatura no sistema frigorífico

Notamos que as diferenças de temperatura entre o insuflamento do ar e a evaporação do refrigerante (ΔT) mantém um valor estável de aproximadamente 7°C. Por

outro lado, a temperatura na saída do condensador e no tanque de condensado apresenta uma diferença entre 3-4°C com respeito à temperatura ambiente.

Nos manômetros foram conferidas as pressões de sucção e de descarga no compressor. As mesmas computaram os seguintes valores estáveis durante o desenvolvimento do teste: $P_o=234$ kPa (2,36 kgf/cm²) e $P_d= 1261$ kPa (12,33 kgf/cm²).

Com o desenvolvimento do ensaio, foi comprovado que o sistema frigorífico é capaz de funcionar estavelmente submetido a uma carga térmica de 12,5 a 11 kW, mantendo-se um (ΔT) de proximadamente 40°C entre o insuflamento do ar e a temperatura no interior do container.

4.4.2- Ensaio 2

Neste ensaio o objetivo é avaliar o comportamento do sistema submetido a uma carga térmica de 6 kW simulada no banco de resistências elétricas, acrescentada pelos 2,5 kW fornecidos pelos motores dos ventiladores e a carga de transmissão, o que fez um total de 8,5 kW (aproximadamente 70% da carga térmica total).

As condições psicrométricas do ar exterior foram: $t_{bs}= 27,3$ °C, $t_{bu}= 21,2$ °C e $\phi= 58\%$. As condições psicrométricas do ar interior foram: $t_{bs}= 23,5$ °C, $t_{bu}= 19,1$ °C e $\phi= 66\%$. A duração do teste foi de 1800 minutos (30 horas) e foi iniciado às 10.00 horas.

A temperatura de 0°C no insuflamento do ar foi atingida duas horas após ser conectado o sistema, nesse momento acionou-se a resistência elétrica de 3 kW, a resistência elétrica de 2 kW conectada ao Varivolt e as duas resistências de 0,5 kW, o que faz um total de 6 kW no banco de resistências elétricas.

Após serem ligadas as resistências elétricas a temperatura no insuflamento do ar começou a subir até atingir valores de 18°C as 18:00 h. A temperatura no banco de resistências elétricas atingiu valores máximos de 30°C. No entanto, durante os dois ciclos de degelo, a temperatura no banco de resistências atingiu valores de até 35°C e nas paredes de até 15°C, como se mostra na figura a seguir.

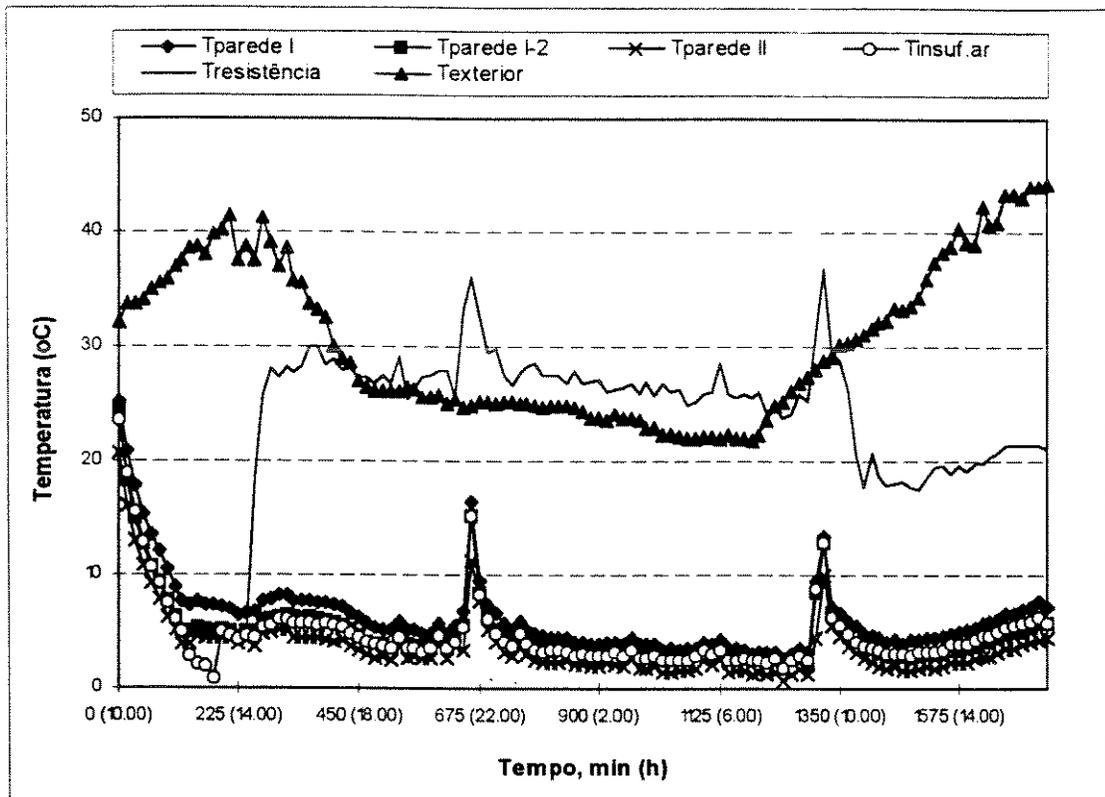


FIGURA 4.24. Comportamento da temperatura nas paredes I e II com respeito ao insuflamento do ar pelo evaporador.

No horário noturno a temperatura desceu até 9°C no insuflamento. No entanto, entre as paredes e o insuflamento do ar a diferença manteve valores aproximados de 2°C.

Depois do sistema funcionar aproximadamente 22 horas, a temperatura no insuflamento do ar frio foi de 8°C. Então foi variada a voltagem no Varivolt para 60 V, e a resistência conectada ao mesmo começou a dissipar 0,5 kW, diminuindo a carga térmica até 4,5 kW, acrescentada pelos 2,5 kW (motores dos ventiladores, carga de transmissão), o que fez um total de 7 kW.

Como se pode observar na figura 4.24, depois de variada a carga térmica a temperatura no insuflamento do ar começou a descer até valores de aproximadamente 5°C e ficou constante neste valor até o fim do ensaio.

Na FIG.4.25 mostra-se o comportamento da temperatura no piso, teto, porta com respeito ao insuflamento do ar. As mesmas mantêm valores muito próximos à temperatura no insuflamento do ar, apresentando-se o maior desvio para a temperatura do ar no retorno ao evaporador e no teto.

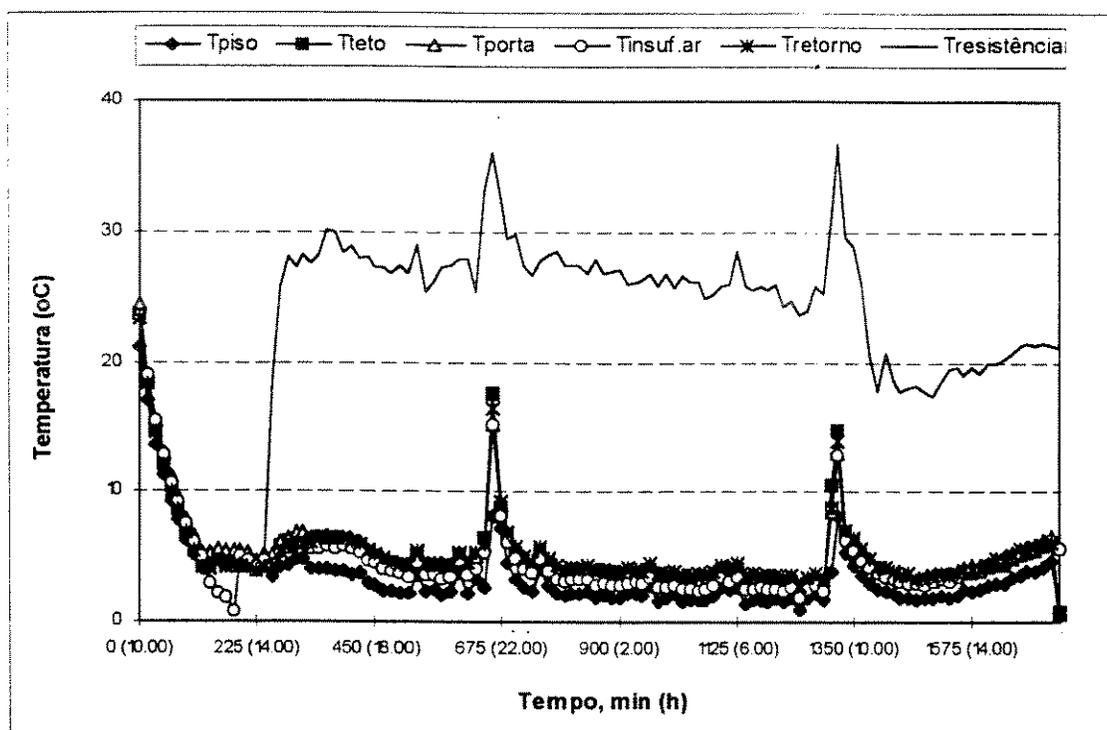


FIGURA 4.25. Comportamento da temperatura no piso, teto, porta e retorno do ar com respeito ao insuflamento do ar pelo evaporador.

Os pontos que apresentam maiores desvios são os situados na porta, no teto e no retorno, com valores de até 2°C. No entanto, os pontos situados no piso apresentam valores muito próximos da saída do ar frio. Estas diferenças são maiores no período diurno. No período noturno, a temperatura em todos os pontos monitorados fica mais estável.

Na figura a seguir, temos o comportamento da temperatura no sistema de refrigeração.

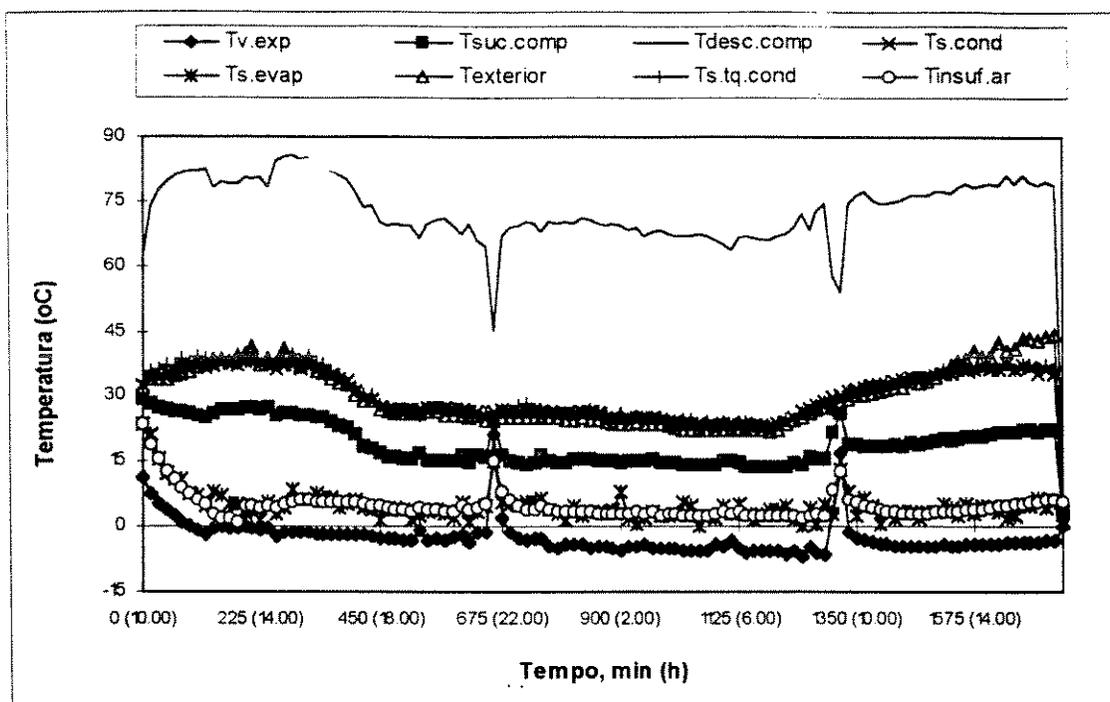


FIGURA 4.26. Comportamento da temperatura no sistema de refrigeração.

O comportamento da temperatura de saída do refrigerante do condensador e do tanque de líquido apresenta valores próximos à temperatura exterior do ar. O ΔT está entre 7-8°C.

As pressões de trabalho no sistema mantiveram um valor médio de 234 kPa (23,8 kgf/cm²) na sucção e de 1089 kPa (11 kgf/cm²) na descarga durante o desenvolvimento do teste.

Com o desenvolvimento do ensaio foi comprovado que o sistema frigorífico é capaz de funcionar estavelmente submetido a uma carga térmica de 8,5 a 7 kW, mantendo-se um (ΔT) de aproximadamente 10°C entre o insuflamento do ar e a temperaturas no interior do container.

4.4.3- Ensaio 3

O objetivo deste ensaio é avaliar o comportamento do sistema frigorífico do container submetido 2,5 kW, aplicada no banco de resistências elétricas. Esta carga está acrescentada por 2,5 kW (motores dos ventiladores, carga de transmissão), o que fez um total de 5 kW (40 % da carga térmica total).

As condições do ar exterior no início do teste foram: $t_{bs} = 42,5^{\circ}\text{C}$, $t_{bu} = 32,5^{\circ}\text{C}$ e $\phi = 52\%$. No início do teste o container já estava ligado e a temperatura interior tinha um valor de 8°C e $\phi = 80\%$. As resistências elétricas foram ligadas no momento em que foi atingido o valor de 0°C no insuflamento do ar frio pelo evaporador.

Os resultados obtidos durante o monitoramento se mostram nas figuras a seguir. Na FIG.4.27 pode-se observar que após o sistema funcionando 3 horas, a temperatura no insuflamento do ar atingiu 0°C , momento em que foram ligadas as resistências elétricas (a de 2 kW ligada ao Varivolt e uma de 0,5 kW) dissipando-se 2,5 kW de calor no banco de resistências. Nesse momento a carga térmica total foi 5 kW.

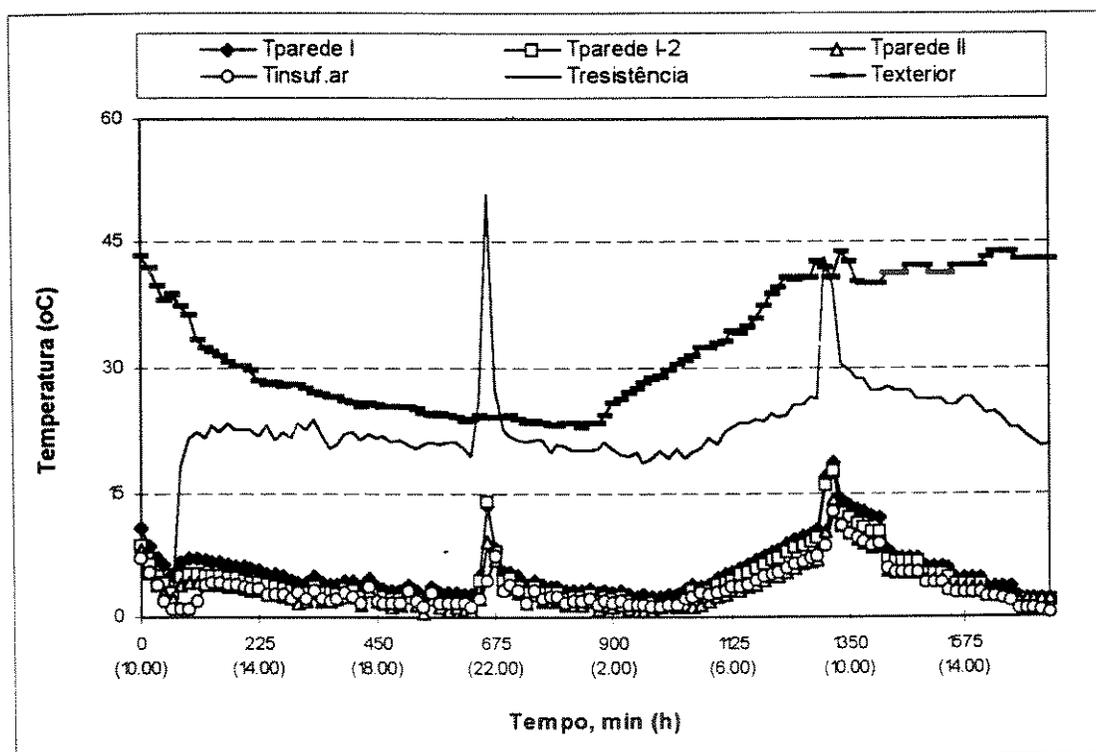


FIGURA 4.27. Comportamento da temperatura na parede I e II com respeito ao insuflamento do ar.

Após ligadas as resistências, a temperatura no insuflamento começou a subir até valores entre 8°C e 10°C , mantendo-se este comportamento estável no interior do container durante aproximadamente 3 horas.

Aproximadamente às 17:00 h a temperatura começou a descer até atingir 0°C no insuflamento do ar, ficando estável este comportamento durante todo o período noturno. Durante o dia a temperatura no insuflamento subiu até atingir valores de 1°C e 14°C durante

o degelo. Logo após o mesmo, as temperaturas no interior do container ficaram estáveis entre 0° e 1°C .

O comportamento da temperatura na porta, piso, teto e no retorno é mostrado na FIG. 4.28. Pode observar-se que os maiores desvios da temperatura com respeito ao insuflamento do ar aconteceram para o teto e a porta durante o período diurno, atingindo valores máximos de 3°C . O ponto situado no piso mantém valores de temperatura muito próximos da saída do ar frio. No horário noturno os desvios da temperatura são quase insignificantes em todos os pontos.

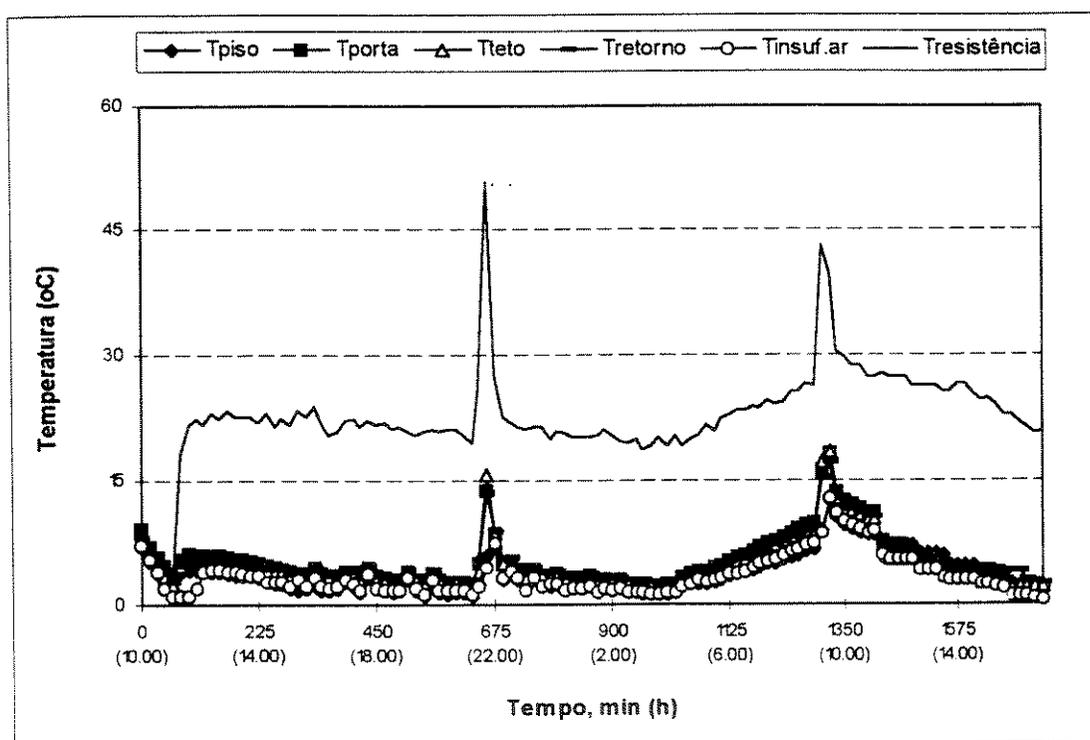


FIGURA 4.28. Comportamento da temperatura no piso, teto, porta e no retorno com respeito ao insuflamento do ar.

Durante o desenvolvimento do teste a temperatura nas resistências atingiu valores máximos de 28°C e mínimos de 20°C . Durante o ciclo de degelo, a temperatura atingiu valores entre $40\text{-}50^{\circ}\text{C}$.

Na FIG. 4.29 mostra-se o comportamento da temperatura no sistema de refrigeração. Durante o desenvolvimento deste teste, foi colocado um termopar na saída do refrigerante do evaporador para determinar o grau de superaquecimento do refrigerante até a sucção no compressor.

Foi comprovado que este parâmetro comporta valores entre 12°C e 18°C. A diferença com respeito aos valores obtidos na primeira etapa do trabalho é que nos mesmos não foi monitorada a temperatura na saída do refrigerante do evaporador. É por isto que nos ensaios com o container vazio este parâmetro apresentou valores entre 18-26°C.

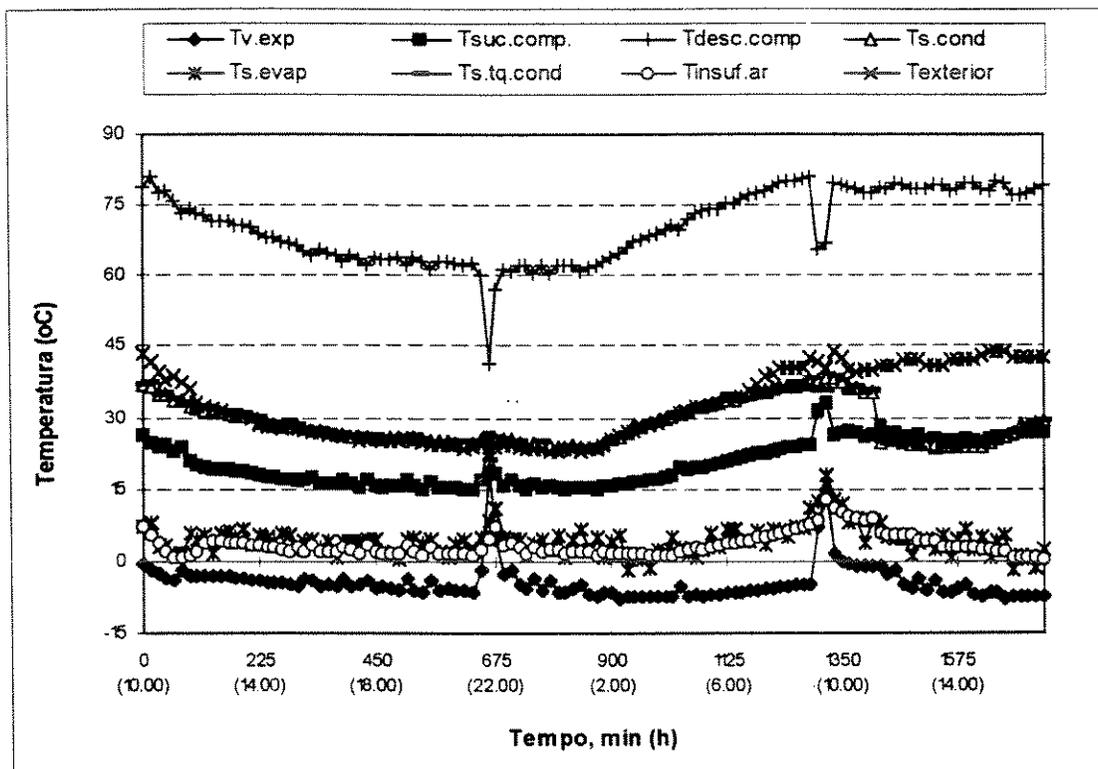


FIGURA 4.29. Comportamento da temperatura no sistema de refrigeração.

Como é mostrado na figura anterior, os valores do ΔT mantiveram-se entre 6-8°C e a temperatura de saída do refrigerante do condensador e do tanque receptor apresenta valores próximos à temperatura exterior, com uma diferença de 2-4°C.

Na hora em que a temperatura no insuflamento do ar pelo evaporador atingiu 0°C a pressão na sucção do compressor foi de 193 kPa (1,9 kgf/cm²) e na descarga do compressor foi de 1020 kPa (kgf/cm²).

É importante destacar que a carga térmica simulada pelo banco de resistências elétricas mantém o calor dissipado em valores constantes. No entanto, no caso de estocagem de produtos, o calor dissipado pelos mesmos é retirado pelo evaporador após um determinado tempo de estocagem. Inicia-se então um ciclo de arranques e paradas do compressor para suprir as variações da carga, devidas fundamentalmente à abertura de portas e a variação da temperatura dos produtos, em função do calor de respiração.

Embora o objetivo destes testes não tenha sido simular a carga de produtos armazenados e sim avaliar o comportamento do sistema de refrigeração do container submetido a condições críticas de operação como foram as altas temperaturas atingidas no interior do container durante o desenvolvimento dos ensaios.

4.3- Medição do Consumo Elétrico do Compressor

Para a determinação do consumo do compressor foi instalado no laboratório um wattímetro, modelo FY 202, das seguintes características:

Voltagem: 220 V

Amperagem: 15 A

Frequência: 60 Hz, trifásico

O wattímetro foi conectado na linha de alimentação elétrica do compressor. Com isto foi possível determinar o consumo em kWh do compressor e do sistema de refrigeração em geral. O consumo elétrico foi monitorado durante o desenvolvimento dos ensaios 1, 2 e 3.

Durante o desenvolvimento dos testes, foi determinado o consumo elétrico do compressor e do sistema em geral (ventiladores do evaporador e do condensador). A medição do mesmo demonstrou que o consumo médio da instalação é de 6,5 kWh. Isto permite conhecer o consumo total da instalação num dia de trabalho, ou seja, considerando um tempo de trabalho de 20 horas ao dia o consumo seria de 130 kWh. Num mês de trabalho o consumo da instalação foi de 3900 kWh.

Referimo-nos ao consumo do compressor pois o consumo dos ventiladores do evaporador é muito pequeno comparado com o consumo total, o qual é de 0,08 kWh, ou seja, 1,17 kW, num dia de trabalho.

Capítulo 5

Considerações Econômicas e Energéticas

Neste capítulo, desenvolveremos algumas considerações econômicas com o objetivo de avaliar a viabilidade do uso dos containers refrigerados na agricultura, substituindo a fabricação de câmaras frigoríficas estáticas. A análise econômica deve ser feita antes de executar um projeto definitivo e tem como finalidade, como já foi dito, verificar a viabilidade econômica de um investimento. Também serão feitas algumas avaliações sobre o uso dos recursos energéticos na agricultura e como os mesmos são desperdiçados quando existem perdas de produtos.

Quando se trata do estabelecimento de uma nova tecnologia, a decisão deve ser tomada após uma análise técnico-econômica das soluções possíveis (alternativas), escolhendo finalmente a solução mais econômica.

Na análise econômica de cada alternativa deve ser feito um planejamento detalhado, de modo que um orçamento possa ser feito. Assim devem serem determinados:

- Custo de investimento (inclui construção, equipamentos, etc.);
- Custo de operação;
- Vantagem econômica que o novo investimento traz.

5.1- Câmaras Frigoríficas

Quando vai ser elaborado um projeto, é necessário determinar o valor do investimento o qual está formado pelos custos fixos e variáveis como será demonstrado a seguir:

- Custos fixos (materiais de construção, mão de obra, instalação, equipamento, etc.);
- Custos variáveis (energia elétrica, operação, manutenção, etc.).

Para desenvolver esta parte do trabalho, foram tomados como base dados fornecidos pela fábrica de câmaras frigoríficas São Rafael Indústria e Comércio Ltda. Um

estudo feito pela citada indústria neste ano, refere que o custo de uma câmara frigorífica de 33 m³ e o sistema frigorífico de uma capacidade de 8 kW, para resfriamento de produtos agrícolas, está na ordem de **R\$ 23 669,59** (incluindo construção, sistema de refrigeração e instalação).

Para fazer os cálculos dos custos fixos anuais foram feitas as seguintes considerações:

- Valor do empréstimo: **R\$ 23 669,59**;
- Taxa de juros: **12% a. a. (FINAME)**;
- Tempo de reembolso do empréstimo = vida útil: **n = 15 anos** (1 ano de carência);
- Fator de Recuperação do Capital: $FRC = i (1 + i)^n / (1 + i)^n - 1 = 0,1468$;
- Parcelas anuais: **R\$ 23 669,59 x FRC = R\$ 3 475,00**.

Para o cálculo dos custos variáveis anuais, que dependem do consumo elétrico, consideraremos o preço de **R\$ 0,12**, como o preço médio do kWh comercial, e um consumo médio horário é de **6,5 kWh** para instalações de porte médio. Para um ano de trabalho o consumo elétrico teria um custo de **R\$ 5 616,00**, considerando 20 horas de trabalho do compressor por dia.

Consideraremos ainda a manutenção, que pode ser de até 30% do valor dos custos variáveis.

Somando os custos fixos e variáveis para um ano:

- **Custos fixos: R\$ 3 475,00** (construção, equipamento e instalação);
- **Custos variáveis: R\$ 5 616,00** (consumo elétrico);
R\$ 1 042,50 (reserva para manutenção);
- **Total a ser desembolsado num ano: R\$ 10 133,50**.

5.2- Containers Frigoríficos

Os containers frigoríficos da PCML, os quais são objeto de nosso estudo, são alugados pelo “sistema leasing” e os custos estão divididos em dois itens:

- Custos para o cliente: inclui transporte e descarga até o local de uso, aluguel do container, energia elétrica, carregamento e transporte do container na devolução até o local da PCML;

- Custos já incluídos nas taxas da PCML: assessoria ao cliente, instalação do container, treinamento dos operadores, assistência técnica e manutenção preventiva e corretiva, incluindo o fornecimento de peças, refrigerante, etc.

Assim, como custos fixos podemos incluir; as taxas de aluguel, transporte na alocação e na devolução. As taxas de aluguel dependem do tempo que este vai ser alugado pelo produtor. O tempo pode variar desde sete dias até dois anos, porém o preço será menor à medida que o container seja alugado por maior tempo, dependendo também da capacidade do mesmo (26 m³ ou 56 m³).

Para containers de 26 m³ o valor do aluguel para um ano é de **RS 18,00** por dia, razão pela qual ao mês, o locador pagará aproximadamente **RS 600,00**. Quanto às taxas de transporte e descarga na locação e na devolução elas tem um valor aproximado de **RS 600,00**. Portanto no primeiro ano, o locador terá que desembolsar aproximadamente **RS 7 200,00** mais a taxa de locação.

Quanto aos custos variáveis, estes vão depender só do consumo elétrico pois a manutenção dos containers está incluída nas taxas cobradas pela empresa locadora. Para fazer os cálculos dos custos variáveis faremos as mesmas considerações que no caso das câmaras frigoríficas, ou seja, um consumo de **6,5 kWh** que corresponde a sistemas de porte médio e um preço do kWh **de RS 0,12**, o que representa um valor de **RS 5 616,00** (para um ano).

Somando os custos fixos e variáveis para um ano:

- **Custos fixos: RS 7 200,00** (aluguel, manutenção);

RS 600,00 (taxa de locação e transporte);

- **Custos variáveis: RS 5 616,00** (consumo elétrico);

- **Total a ser desembolsado num ano: RS 13 416,00.**

5.3- Comparação Econômica

Para fazer a comparação da melhor opção entre a construção de câmaras estáticas e o aluguel de containers frigoríficos, foi feito o cálculo do custo mensal para dois níveis de uso (3 e 12 meses).

5.3.1- Custo Mensal para Dois Níveis de Uso (3 e 12 meses/ano)

Câmara Estática

Usuário I - Utilização de 3 meses/ano

Custo Fixo: R\$ 3 475,00 / (3 meses) = R\$ 1 158,00/ mês

Custos Variáveis: eletricidade R\$ 468,00/mês, manutenção: R\$ 140,00/ mês

Total: R\$ 1 766,00

Usuário II- utilização de 12 meses/ano

Custo Fixo: R\$ 3 475,00 / (12 meses) = R\$ 290,00/mês

Custos Variáveis: eletricidade R\$ 468,00/mês, manutenção: R\$ 140,00/ mês

Total: R\$ 898,00

Container Frigorífico

Usuário I- utilização de 3 meses/ano

Custo Fixo: locação R\$ 600,00/mês

taxa de transporte/descarga/devolução R\$ 600,00 / 3 meses = R\$ 200,00/mês

Custos Variáveis: eletricidade R\$ 468,00/mês

Total: 1 268,00

Usuário II- utilização de 12 meses/ano

Custo Fixo: locação R\$ 600,00/mês

taxa de transporte/descarga/devolução R\$ 600,00 / 12 meses = R\$ 50,00/mês

Custos Variáveis: eletricidade R\$ 468,00/ mês

Total: R\$ 1 118,00

Estes cálculos demonstram que o uso de containers é uma opção interessante para curtos períodos de estocagem quando comparado com o custo da estocagem por três meses numa câmara estática. Já no caso de estocagem frigorífica por tempo mais prolongado a construção de câmaras estáticas é a solução mais econômica.

Por exemplo, a locação de containers pode ser útil no caso de pequenos produtores iniciantes que não possuam recursos necessários para um investimento inicial, devido a que o pagamento do aluguel dos containers pode ser feito mensalmente. Além disso, o produtor pode alugar o containers só no período de safra.

Os containers podem ser alocados para ser usados em supermercados, que não possuem recursos necessários para o investimento ou espaço disponível para a construção das câmaras. Outra alternativa é a locação temporária em centrais de abastecimento de produtos como é o CEASA em Campinas e diretamente no campo de produção, o que permitirá a colocação dos produtos em refrigeração imediatamente após a colheita.

É importante destacar que o objetivo destas considerações não foi a de fazer uma análise econômica detalhada, o que implicaria na necessidade de considerações mais específicas no caso das câmaras frigoríficas. Nossa intenção foi fazer uma análise mais geral que permitisse avaliar a viabilidade do uso de containers como investimento temporário pelos pequenos produtores agrícolas, em função da diminuição das perdas pós-colheita.

5.4- Energia na Agricultura

A produção agrícola depende da fotossíntese para a conversão da energia solar numa forma adequada para seu consumo. A agricultura moderna necessita energia fóssil na forma de fertilizantes e de combustível para o funcionamento das máquinas agrícolas. É por isto que a agricultura é produtora e consumidora de energia.

Hoje entre as características mais relevantes da situação mundial pode-se citar que a agricultura consome no mundo cerca de 3,5% do total da energia comercial. Desta, aproximadamente 2,9% é utilizada pelos países desenvolvidos e 0,6% pelos países em desenvolvimento (STOUT, 1980).

É preciso economizar o uso da energia comercial na agricultura para evitar grandes aumentos nos preços dos produtos assim como o consumo de energia na elaboração, transporte, comercialização e preparo dos alimentos. A escassez do petróleo tem gerado uma série de estudos que contribuíram para que se adotassem outras possibilidades energéticas. Por outro lado, são necessários programas que permitam criar uma alternativa de consumo do petróleo na agricultura e na indústria alimentícia.

Na TAB 5.1 são mostradas as estimativas do uso total e na agricultura da energia comercial para países desenvolvidos e subdesenvolvidos.

TABELA 5.1
Estimativas do uso total e na agricultura da energia comercial

Países	Uso Total 10 ¹⁵ J	Uso na Agricultura 10 ¹⁵ J	% Uso na agricultura	Consumo Energético/Pessoa 10 ⁹ J	Energia /Trabalhador agrícola 10 ⁹ J
Desenvolvidos da América	76 933	2 140	2,8	333	556
Em Desenvolvimento da América	8 147	313	3,8	28	8,6
Total Mundial	219 086	7 605	3,5	59	9,9

FONTE - STOUT, 1980. pág. 50

Para a produção agrícola é necessário uma série de insumos que são energia de alguma forma, por exemplo, fertilizantes, máquinas agrícolas, irrigação e inseticidas, entre outros. Na TAB 5.2 mostram-se estimativas do emprego da energia comercial para insumos de produção agrícola para países desenvolvidos e em desenvolvimento.

A energia combustível é consumida na produção de alimentos de duas formas: fora e dentro da produção agrícola. Fora para a fabricação das máquinas, obtenção de fertilizantes (gás natural), produção de aços (carvão) e para produção de inseticidas (petróleo). Na própria produção agrícola consomem energia os tratores, equipamentos agrícolas e na irrigação, por exemplo.

TABELA 5.2
Estimativas do uso da energia comercial para insumos da produção agrícola, nos períodos e 1972/73 e 1985/86.

Países	Fertilizantes, %		Máquinas Agricultoras, %		Irrigação, %		Inseticidas, %		Total 10 ¹⁵ J	
	72/73	85/86	72/73	85/86	72/73	85/86	72/73	85/86	72/73	85/86
Desenvolvidos América	35,0	48,2	60,7	48,2	1,7	2,6	2,2	2,6	2141	2963
Em Desenvolvimento da América	48,9	55,4	47,3	41,3	1,9	1,6	1,7	4,3	313	845

FONTE - STOUT, 1980. pág. 54

A nível mundial, a tendência é o aumento no uso intenso de fertilizantes e, segundo a tabela anterior, ao uso das máquinas agrícolas corresponde uma grande parte do consumo. Nos anos 85/86 este consumo foi diminuindo, devido às crises do petróleo e ao aumento do preço do mesmo no mercado.

Os valores referidos pertencem a um estudo feito pela Organização das Nações Unidas para a Agricultura e Alimentação (FAO, 1980), e mostra dados interessantes quanto ao consumo e insumos correspondentes ao setor agrícola. Embora os dados refira-se aos anos 1972-73, mostra valores os quais não poderão ser obtidos para anos mais recentes.

Do Balanço Energético Nacional (MME, 1995), foram tomados os dados que se mostram na TAB. 5.3, os quais refletem o valor da produção de energia e o consumo correspondente ao ano 1994 no Brasil.

TABELA 5.3

Estimativas do uso da energia total que corresponde ao setor agropecuário

Oferta Total Energia	Consumo Final	Consumo Setor Agropecuário	Porcentagem do Consumo Final
$9,02 \cdot 10^{15}$ kJ	$8,19 \cdot 10^{15}$ kJ	$0,3 \cdot 10^{15}$ kJ	4 %

FONTE - Elaboração própria a partir dos dados do MME, 1995.

Como é citado na tabela anterior, o consumo energético do setor agropecuário representa 4% do consumo total final. Nestes valores estão incluídos o consumo de fontes primárias de energia e de eletricidade.

Estes valores podem não ser muito significativos se comparados com outros setores como o de transportes com 45,9% do consumo total e 14,9% do setor industrial. Mas é preciso levar-se em conta que a cada dia os recursos energéticos são mais escassos e, para os países importadores de petróleo, esta situação é mais complicada ainda.

Na tabela a seguir mostra-se o consumo de energéticos no setor agropecuário e a porcentagem que significa do consumo total.

TABELA 5.4

Consumo dos principais energéticos no setor agropecuário

	Lenha	Óleo Diesel	Óleo Combustível	Eletricidade	Total
Setor Agrícola	$113 \cdot 10^{15}$ kJ	$16 \cdot 10^{15}$ kJ	$1\ 788 \cdot 10^{15}$ kJ	$301 \cdot 10^{15}$ kJ	$2\ 218 \cdot 10^{15}$ kJ

FONTE - Elaboração própria a partir dos dados do MME, 1995.

Como se pode observar na TAB.5.4, o maior consumo corresponde ao óleo combustível e a eletricidade que é usada fundamentalmente na irrigação e na produção de fertilizantes.

Em 1994, o consumo total de derivados do petróleo foi de $71\,897 \cdot 10^3 \text{ m}^3$, o que equivale a $2,83 \cdot 10^{15} \text{ kJ}$ (452 milhões de barris equivalentes de petróleo). Deste valor 4% correspondeu ao consumo no setor agropecuário o que representa $0,11 \cdot 10^{15} \text{ kJ}$ (18 milhões de barris equivalentes de petróleo).

Como já foi referido no capítulo 1, o valor das perdas de produtos agrícolas chegam a atingir entre 30-40% da produção anual. Tomando como base os dados referentes à quantidade de energia utilizada na agricultura, aproximadamente **7 milhões de barris equivalentes de petróleo**, (equivalente a $0,04 \cdot 10^{15} \text{ kJ}$ de energia), foram desperdiçados por conceito de perdas (**valores obtidos a partir dos dados do MME, 1995**).

O objetivo destas considerações é mostrar, a título de exemplo quanto da energia utilizada na produção agrícola é desperdiçada, perdendo-se uma grande parte dos produtos agrícolas pós-colheita, como acontece no Brasil.

A cada dia é necessário mais energia por as seguintes razões: a população mundial está crescendo a ritmo acelerado e o consumo de energia por pessoa aumenta também. Devido ao fato que o petróleo e outras várias fontes de energia como são gás natural, carvão, etc. são limitadas, a base energética para o continuado progresso da humanidade terá que sustentar-se na exploração de outras fontes energéticas.

Capítulo 6

Conclusões e Sugestões

6.1-Conclusões

A seguir trataremos alguns aspectos que consideramos importantes:

- 1- No desenvolvimento da etapa I, foi comprovado que os desvios da temperatura para as paredes, teto, piso e porta não ultrapassam os 2°C nas horas de maior incidência solar. No horário noturno estes desvios atingem valores de aproximadamente 1°C. Estes valores representam entre 1-2% de acréscimo na temperatura com respeito à temperatura no interior da câmara. Estes resultados demonstram que o container pode trabalhar exposto as radiações solares pelo fato do aumento da temperatura no interior do mesmo apresenta valores aceitáveis;
- 2- O container deve ser usado com cuidado, no caso de estocagem prolongada de frutas e hortaliças que precisem de valores de umidade relativa maiores que os obtidos no interior do container, os quais ficaram entre 80-85%, para evitar perdas de peso nos produtos;
- 3- A velocidade do ar no interior do container apresenta valores médios entre 0,1- 0,5 m/s, o que coincide com os valores recomendados pela literatura para câmaras frigoríficas de estocagem;
- 4- Os parâmetros do sistema de refrigeração como área de troca térmica do evaporador e o condensador, ϕ , ΔT e o grau de superaquecimento na sucção, assim como a curva característica da eficiência volumétrica para compressores Carrier Modelo 06DR, os quais não são fornecidos pelos fabricantes, foram determinados durante o desenvolvimento do trabalho. Propomos que os mesmos sejam incluídos no catálogo técnico do container, os mesmos poderão ser anexados no catálogo técnico do container;

5- A vazão de ar necessária para retirar a carga térmica que foi considerada no estudo é de $3,8 \text{ m}^3/\text{s}$, e a vazão deslocada pelos ventiladores do evaporador é de $2,4 \text{ m}^3/\text{s}$. Esta diferença faz com que o tempo para retirar a carga térmica seja maior;

6- Os cálculos da carga demonstraram que o valor que se acrescenta à carga térmica solar por conta da exposição, representa $0,76\%$ da carga térmica total a ser retirada pelos ventiladores do evaporador. Este valor é insignificante se comparado com 67% que deve ser retirado do produto a resfriar;

7- Os testes desenvolvidos na etapa II, aplicando $12,5$; $8,5$ e 5 kW , demonstraram que o container pode trabalhar estavelmente submetido a condições críticas de operação;

8- O consumo elétrico do compressor se manteve estável durante o desenvolvimento dos testes, sendo de $6,5 \text{ kWh}$ por hora de trabalho, o que coincide com os dados do catálogo;

9- O uso de containers refrigerados é uma solução alternativa para estocagem de produtos agrícolas por curtos períodos. Esta possibilidade pode ser usada pelos pequenos produtores, diretamente no campo, que não possuam recursos necessários para investimentos iniciais em câmaras estáticas, evitando assim a exposição dos produtos às condições desfavoráveis até serem comercializados. Isto contribui a diminuição das perdas pós-colheita e também a perda da energia aplicada para a produção dos mesmos.

6.2- Sugestões Para Próximos Trabalhos

Os resultados obtidos com os ensaios do container abrem perspectivas para pesquisas futuras como as propostas a seguir:

- 1- Fazer modificações nos ventiladores do evaporador para aumentar o vazão de ar até os valores necessários.
- 2- Realizar testes com o container submetido a carga real, colocando produtos agrícolas diferentes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACOSTA, M.G. **Cálculo de carga térmica de cámaras de refrigeración industrial.**

Departamento de Ingeniería Mecánica. CUJAE. Cuba. 1990. 40 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. **NBR-6023:**

tabelas, referências bibliográficas. Rio de Janeiro, 1989. 150p.

ASHRAE. **Handbook:** refrigeration, systems and applications. Atlanta, GA: American

Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. 1994. cap.17,

p. 9.

ASHRAE. **Handbook:** refrigeration, systems and applications. Atlanta GA: American

Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. 1994. cap. 25,

p. 2.

ASHRAE. **Handbook:** fundamentals. Atlanta GA: American Society of Heating,

Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. 1993. cap. 17, p. 12.

ASHRAE. **Handbook:** systems and equipments. Atlanta GA: American Society of

Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. 1992. cap. 35.

ASHRAE. **Handbook:** systems and applications. Atlanta GA: American Society of

Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. 1992. cap. 36.

ASTM. **Annual Book of ASTM Standards**, 1989. vol. 14.03. sec. 14.

BROSSARD, L. F. **Temas escogidos de refrigeración industrial.** Cuba: Universidad de

Oriente, 1992. 252 p.

BEEK, G. Practical applications of transpiration coefficients of horticultural produce.

ASHRAE Transactions, v. 91, part B, p. 708-724, 1985.

BLEINROTH, W. B. **Armazéns frigoríficos para frutas.** Tecnologia pós-colheita de frutas tropicais. Campinas: ITAL, 1992. 202 p. (Manual Técnico, 9).

BLEINROTH, W.B. **Transporte das frutas para os locais de comercialização e exportação.** Tecnologia pós-colheita de frutas tropicais. Campinas: ITAL, 1992. p. 125.(Manual Técnico, 9).

CHITARRA, F. M. I., CHITARRA, A.B. **Pós-colheita de frutas e hortaliças.** Fisiologia e Manuseio. São Paulo: ESAL/FAEPE, 1990. 293 p.

DEAN, B.H, RYDER, E.A, BAKER, N.H. **Temperature measurement in engineering.** Stanford: Connecticut, 1975. vol. 1- Deals with thermocouple techniques for measuring temperatures. 179 p.

DOSSAT, R. J. **Principles of refrigeration.** New York: Wiley, 1961. 544 p.

EMBRAPA. **Perdas na agropecuária brasileira.** Centro de Pesquisas. Relatório Preliminar. Ministério da Agricultura, Abastecimento e Reforma Agrária. São Paulo. Maio, 1993.

FAO. **Production yearbook.** Roma: Food and Agriculture Organization Statics, 1991. vol. 44, serie. nº. 99.

FIGUEREDO, F. Perdas e estocagem de alimentos. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE VENTILAÇÃO, REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO, **Anais CONBRAVA.** São Paulo, 1993.

FIGUEREDO, F. **A evolução da indústria de armazenagem frigorificada.** São Paulo: Associação Brasileira da Indústria de Armazenagem Frigorificada, 1993.

FIGUEREDO, F. **Containers frigoríficos, aplicações atuais em Brasil.** São Paulo: Associação Brasileira da Indústria de Armazenagem Frigorificada, 1995.

RECEITA com as exportações tem queda de 19,5% no ano passado. **Folha de São Paulo**. Agrofolha. 23/01/96. p.8.

GAVA, A. J. **Princípios da tecnologia de alimentos**. 1979. 320 p.

GAZETA, A. F. F, CASTRO, V. J. **Embalagens para frutas tropicais para o mercado interno e externo**. Tecnologia pós-Colheita de frutas tropicais. Campinas: ITAL, 1993. 202 p. (Manual Técnico, 9).

HALÁSZ, L, PINHEIRO, C.P, ARAUJO, E. N. **Refrigeração**. Campinas: Unicamp, 1982.

HONÓRIO, S. L. **Efeitos da temperatura no tecido vegetal**. São Paulo: **Revista ABRAVA**, 1992. Vol. 127. p.30.

ISACHENKO, V, OSIPOVA, V, SUKOMIEL A. **Heat transfer**. Moscow: Mezhkniga, 1985. 344 p.

JANSON, J.E. Economia e energia: até onde é viável?. In: WORKSHOP TECNOLOGIAS PARA USO RACIONAL DE ENERGIA-REFRIGERAÇÃO E INSTALAÇÕES FRIGORÍFICAS]. São Paulo: IBF, 1991.

KAPLAN, S. **Energy economics: quantitative methods for energy and environmental decisions**. New York: Polytechnic Institute: McGraw-Hill, 1983. 349 p.

KIRILLIN, V.A, SICHEV, V.V. **Termodinâmica técnica**. Moscow: Editorial Mir, 1976. 598 p.

KOSKIN, N.N. **Máquinas frigoríficas**. Moscow, 1981. 507 p.

- MELO, F.H. **Agricultura brasileira: um novo horizonte de crescimento.** In: SEMINÁRIO DO PROGRAMA DE ESTUDOS DOS NEGÓCIOS DO SISTEMA AGROINDUSTRIAL, (PENSA). Atibaia, 1992. 18 p.
- MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. (Departamento Nacional de Desenvolvimento Energético da Secretaria de Energia). **Balanco energético nacional.** Brasília, 1995. 140 p.
- MITCHEL, F. G, GUILLOU. R, PARSONS, R. A. **Commercial cooling of fruits and vegetables.** California: Division of Agricultural Sciencies, 1972. Manual 43, p. 44.
- NEVES Fo, L.C. **Resfriamento, congelamento e estocagem de alimentos.** São Paulo: IBF- ABRAVA- SINDRATAR P, 1991. 176 p.
- NEVES Fo, L.C. **Controle de umidade e temperatura em câmaras frigoríficas** Tecnologia pós-colheita de frutas tropicais. Campinas: ITAL, 1992. 202 p. (Manual Técnico, 9).
- NEVES Fo, L.C. **A cadeia de frio no brasil.** São Paulo: Revista ABRAVA, 1993.
- NEVES Fo, L. C., VISSOTTO, F.Z., ALVES, C.R.G. **Resfriamento rápido de frutas e hortaliças.** São Paulo: Revista ABRAVA, 1995. Vol 17, No. 133, p.22, 24, 25, 28.
- LEE, J.F; SEARS, F.W. **Termodinâmica.** São Paulo: EDUSP, 1969. 659 p.
- POHLMAN. W. **Manual de técnica frigorífica.** Barcelona, 1971. 628 p.
- PLANK, R. **El empleo del frio en la industria de la alimentación.** Barcelona: Editora Reverté, 1963. 805 p.
- SCHWIMMER, S. **Source book of food enzymology.** AVI Publ. Co. Wesport, 1981. 967 p.

SPAGNOL, A. W. **Pré-resfriamento**. Tecnologia pós-colheita de frutas tropicais.

Campinas: ITAL, 1992. p. 103. (Manual Técnico, 9).

STOECKER W.F. **Refrigeración y acondicionamiento de aire**. Madrid: Ediciones del

Castillo, 1976. 406 p.

STOECKER, W. F, JABARDO, S. J.M. **Refrigeração industrial**. São Paulo: Editora

Edgard Blucher Ltda. ABRAVA. IBF, 1994. 453 p.

STOUT, B.A. **Energía para la agricultura**. Roma: Colección FAO, 1980. 289 p.

THRELKELD, J.L. **Thermal Enviromental Engineering**. Second Edition New Jersey:

Prentice-Hall. Inc. Englewood Cliffs, 1970. 495 p.

WANG, C.Y. **Chilling injury of horticultural crops**. CRC, 1990.

ANEXO 1

ANEXO 1

Foto 1. Container Frigorífico da PMCL, de 26 m³.





Foto 2. Container Frigorífico colocado no lugar dos testes, na foto com a porta aberta, ao fundo o retorno do ar ao evaporador.



Foto 3. Vista posterior do Container Frigorífico. Na foto o sistema de refrigeração e as portinholas de renovação de ar.

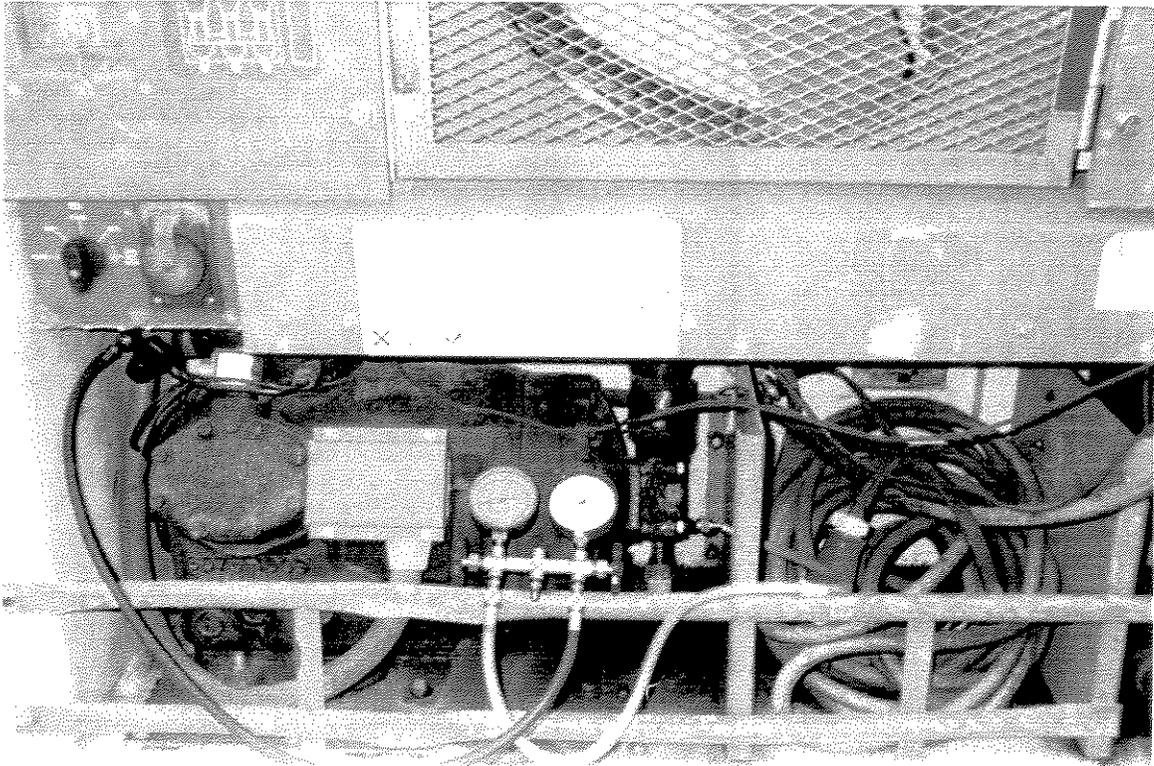


Foto 4 . Compressor semihermético Carrier, com os manômetros de baixa e alta pressão além dos termopares para a medição da temperatura no sistema frigorífico.

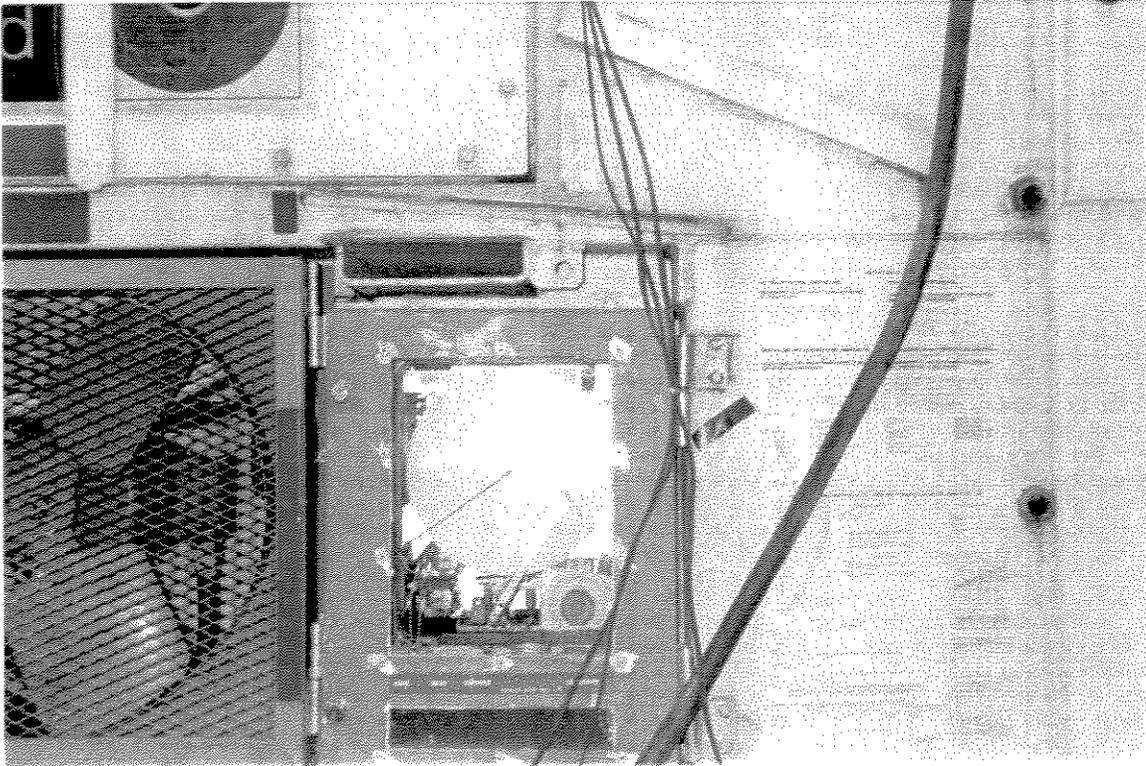


Foto 5. Termostato de regulagem manual da temperatura e gráfico registrador de temperaturas.



Foto 6. Sistema de aquisição de dados montado no computador e os termopares acoplados ao conversor de sinais de 32 canais.



Foto 7. Aferição dos termopares tipo "T" em banho de água gelada e de água fervendo.

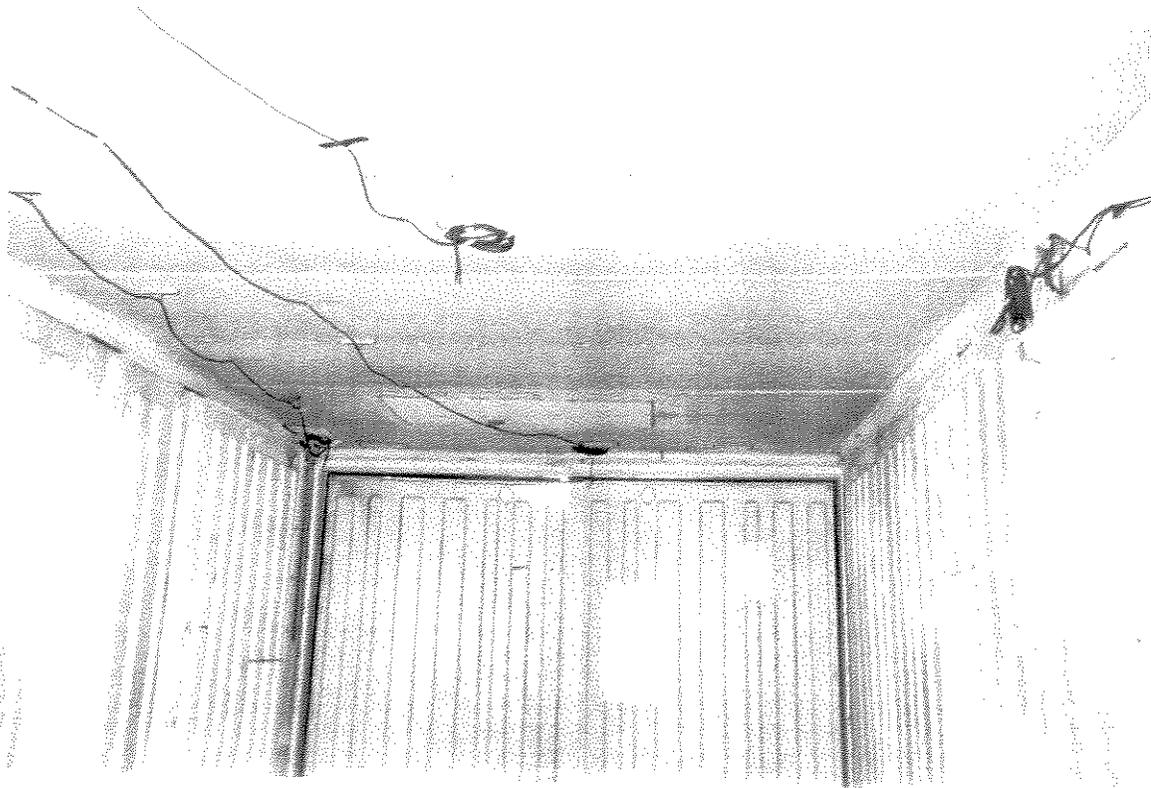


Foto 8. Colocação dos termopares no interior do container frigorífico para o desenvolvimento dos experimentos.

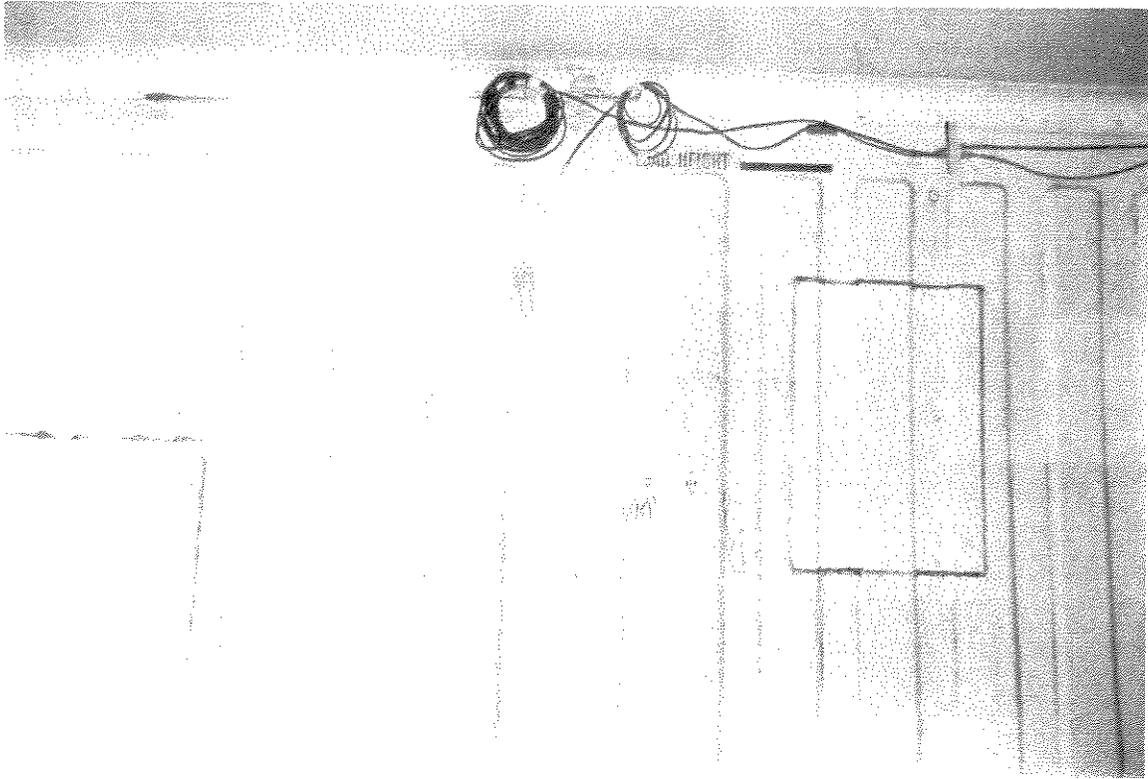


Foto 9. Termômetro de bulbo úmido

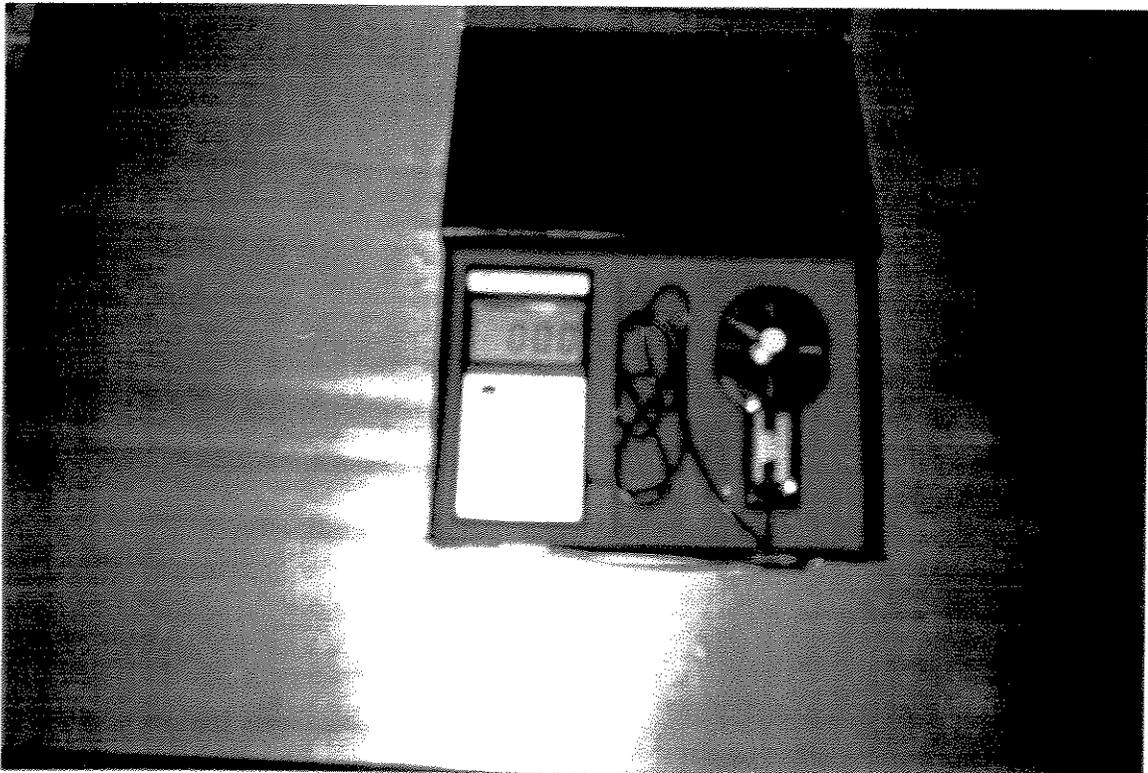


Foto 10. Anemômetro digital utilizado para a medição da velocidade do ar no interior do container.

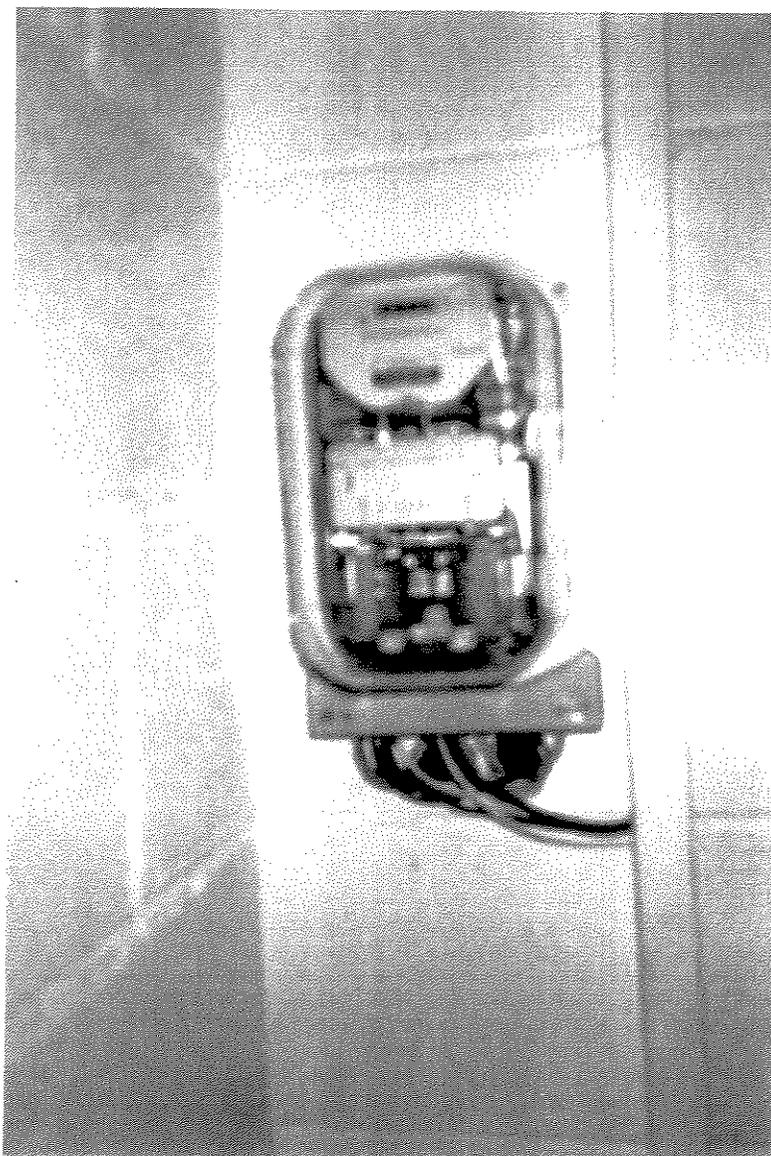


Foto 11. Wattímetro utilizado para a determinação do consumo elétrico da instalação.

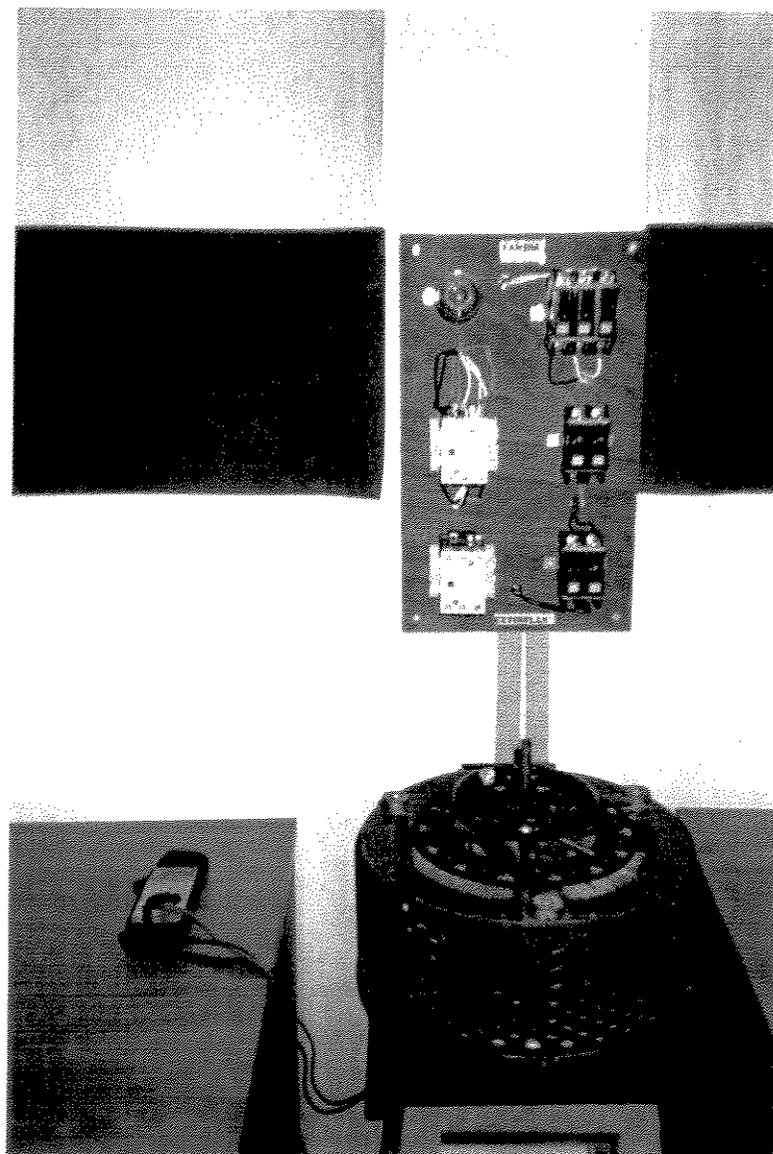


Foto 12. Varivolt e painel de controle utilizados no desenvolvimento dos testes com carga térmica simulada por resistências elétricas.

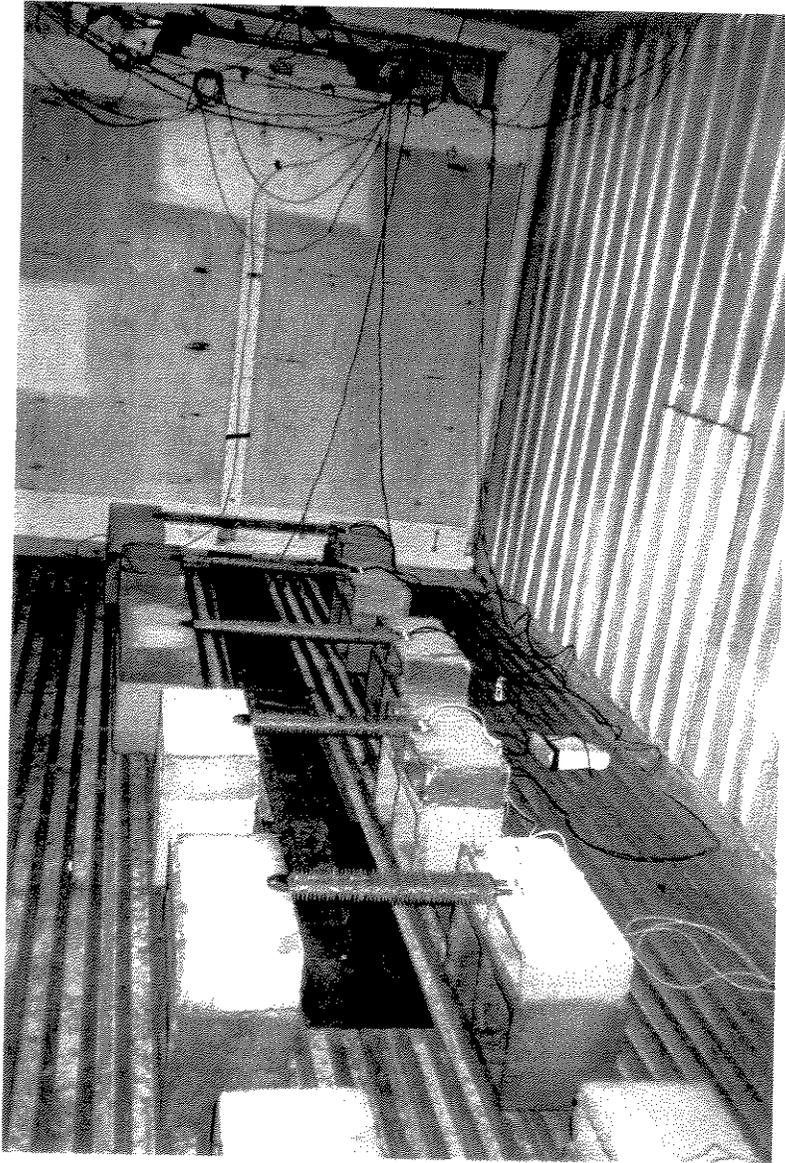


Foto 13. Banco de resistências elétricas montadas no interior do container. Observa-se a colocação dos termopares para o monitoramento das temperaturas.

ANEXO 2

ANEXO 2

Ensaio com Produto no Interior do Container

Nesta parte apresenta-se um resumo dos testes realizados para a determinação do tempo de resfriamento de uma carga de alface tipo americano, assim como da umidade relativa no interior do container. Também se faz uma avaliação da quantidade do produto não aproveitável ao final dos testes.

Objetivos

- Determinação do tempo de resfriamento da carga de alface americano.
- Determinação da umidade relativa no interior do container submetido a carga real.
- Determinação das perdas de produtos após a estocagem frigorificada.

Materiais e Métodos

Produto: Alface Americano

Quantidade : 160 caixas

Peso aproximado por caixa: 10-12 kg

Quantidade de cabeças por caixa: 12

Carga total de alface: 1760 kg

Tempo após a colheita do alface: 12 horas

Temperatura na superfície do alface: 25°C

Temperatura no centro do alface na hora do início do teste: 23°C

Hora de início do teste: 12:50 h

Temperatura fixada no termostato de regulação manual do container: 2°C

Tempo de monitoramento do teste: 1560 min (26 horas)

Arranjo das caixas no interior do container: Em colunas de 8 x 4 x 5 caixas, separadas 10 cm uma da outra, com um corredor central entre as mesmas.

Tipo de caixas: Plásticas, com aberturas para ventilação.

Dimensões das caixas: 560 x 360 x 300 mm

Para a determinação da curva do tempo de resfriamento, foram medidas e monitoradas as temperaturas no interior do container e no interior dos alfaces marcados desde o início do teste.

Para a medição da temperatura foram utilizados termopares tipo "T", construídos e calibrados nos laboratórios da FEAGRI e da FEA da UNICAMP. Para a medição da temperatura dos produtos foram inseridos termopares no interior dos mesmos, coincidindo com o centro e na superfície do produto.

Para melhor medir a variação da temperatura, a colocação dos pontos de termopares foi feita em três zonas diferentes: perto do insuflamento do ar frio, no meio do container e perto da porta. Com isto é possível determinar o comportamento da temperatura para as três zonas de diferente velocidade do ar frio. Nos três casos os termopares foram colocados nas pilhas do centro, ou seja, as zonas mais desvantajosas quanto à incidência do ar frio.

Para a determinação da umidade relativa, foram colocados termopares medindo as temperaturas do bulbo úmido. Para isto foram situados bulbos com água destilada, onde foram inseridos os termopares com uma mecha de tecido. A umidade foi determinada no insuflamento e no retorno do ar ao evaporador. Assim, conhecendo a temperatura do bulbo úmido e do bulbo seco para diferentes pontos, com ajuda da carta psicrométrica, é possível determinar o valor da umidade relativa.

Da mesma maneira, foram colocados termopares para a medição da temperatura no insuflamento do ar frio, no retorno, e nas paredes do container.

Para o monitoramento da temperatura, foi empregado um sistema de aquisição de dados por computador o qual consta de uma placa de condicionamento de sinais analógicos PCX 0802, um conversor de sinais CAD 12/32 com 32 canais de aquisição. Ambos foram instalados num computador AT 486 e os sensores de temperatura nos respectivos canais de aquisição.

Durante a realização do ensaio, foi possível monitorar a leitura das temperaturas medidas em °C na tela do computador, através do software AqDados, fornecido pela LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA. O sistema está instalado no laboratório da FEAGRI, destinado a este fim.

Para a determinação do valor das perdas de produto podem ser utilizados vários métodos, por exemplo o citado por **BEEK (1985)**, que refere a medição da quantidade de água condensada nos evaporadores. **NEVES Fo, (1992)**. Propõe uma metodologia de

cálculo para a determinação das perdas de água, o que se reflete diretamente na perda de peso.

Outro método que pode ser empregado é muito mais fácil e prático. Consiste nas pesagens de produtos marcados desde o início do teste, utilizando balanças de alta precisão, repetindo estas operações durante intervalos regulares, para vários produtos colocados em diferentes locais da câmara. No nosso caso, foi o método escolhido, por ser uma forma prática de se ter uma estimativa da quantidade de produto que não pode ser aproveitável depois da estocagem por um tempo determinado.

Para a realização do teste, o sistema de refrigeração do container foi colocado a trabalhar três horas antes da introdução dos produtos na câmara, com o objetivo de atingir a temperatura desejada e o equilíbrio do sistema até o início do teste.

O ciclo de degelo foi programado automaticamente em intervalos de 6 horas, o que permitiu conhecer o comportamento da temperatura durante o desenvolvimento dos mesmos.

Durante o desenvolvimento do teste a portinhola de saída de CO₂ foi mantida aberta em 15%, permitindo a saída deste gás liberado no processo de respiração dos produtos. No caso da portinhola de renovação de O₂, foi mantida aberta 15%, possibilitando a renovação do ar. Isto evita a concentração destes gases no interior do container, já que caso não fosse retirado, estes acelerariam a ocorrência de desordens patológicas e biológicas nos produtos tornando impróprios para o consumo humano.

Na figura 1 mostra-se a curva de resfriamento obtida para o alface. O termo **tcent.prod-1** refere-se à temperatura no centro do alface da caixa que fica na pilha do meio do container e **tcent.prod-2** é a temperatura no centro do alface da caixa do centro do container, perto da porta (situação mais desfavorável, pois fica mais longe da saída do evaporador). O termo de **tinsuf** corresponde com a temperatura na saída do evaporador.

O tempo de resfriamento de uma carga de produtos pode ser considerado como o tempo necessário para diminuir a temperatura dos mesmos um valor de 7/8, da diferença entre a temperatura inicial e a temperatura final a ser atingida. A temperatura ao início dos testes foi de 23 °C e a temperatura de conservação do alface é de 2°C, então o tempo de resfriamento corresponde àquele em que a temperatura no centro dos produtos atinja aproximadamente 18°C.

Assim, segundo o gráfico 1, aproximadamente aos 380 minutos (6,3 horas) de iniciado o teste, a temperatura no centro dos alfaces que ficam mais perto da saída do ar

atingiu 18°C, e para os produtos que ficam mais longe da saída do ar, o tempo foi de aproximadamente 530 minutos (8, 8 horas)

Como se observa, a temperatura no insuflamento do ar atingiu 2°C após 365 minutos (6 horas), momento no qual começou um ciclo de arranques e paradas do compressor que em nada afetou o resfriamento da carga de alface.

É interessante ressaltar que a temperatura de 2°C na superfície do produto é atingida em aproximadamente 360 minutos (6 hora), tempo aproximadamente igual ao necessário para atingir os 18°C no centro dos produtos.

Os ciclos de degelo do sistema de refrigeração não afetam o comportamento da temperatura nos produtos. Estes ciclos são curtos, de aproximadamente 15 minutos de duração.

Na figura 2, mostra-se o comportamento da umidade relativa dentro do container, a qual se manteve constante com valores entre 90-91%. É interessante salientar que no desenvolvimento da pesquisa “Uso de Containers Refrigerados para o Armazenamento de Produtos Agrícolas”, onde foram desenvolvidos testes para determinação dos parâmetros de trabalho do container, entre eles umidade relativa, esta comportou valores entre 80-85%, como é referido na tabela das características do sistema de refrigeração (testes com o container vazio). Segundo a **ASHRAE (1993)**, para estocagem de alface a umidade relativa deve comportar valores entre 95-100%.

Assim, este aumento nos valores da umidade relativa no interior do container é devida à perda de água dos produtos, o que significa perda de peso nos mesmos.

Após 26 horas de resfriamento dos produtos a 2°C, foram feitas pesagens das cabeças de alface marcadas ao início do teste, comparando o peso nesse momento com o peso inicial, o que demonstrou que não houve variação apreciável no mesmo.

Depois de concluídos os testes, algumas conclusões podem-se citar:

1- Foi determinado o tempo de resfriamento de uma carga de alface tipo americano equivalente a 2000 kg (160 caixas com 12 cabeças de alface cada um), o que demonstrou que são necessárias aproximadamente 8 horas para resfriar a carga de alface. O uso destes containers para o resfriamento rápido de produtos agrícolas não é recomendado;

perderam 18% de seu peso inicial. Entre os fatores que influenciaram no valor destas perdas estão o fato dos produtos terem sido colocados no container 24 horas após da colheita e expostos às radiações solares, a ausência de seleção nos mesmos e de tratamento fitossanitário;

5- Para a utilização destes containers para o resfriamento rápido de produtos agrícolas se faz necessário uma série de modificações no sistema atual, na vazão de ar insuflada pelo evaporador, velocidade e umidade do ar frio. Isto possibilita a diminuição do tempo de resfriamento, com as vantagens nomeadas anteriormente.



Gráfico 2

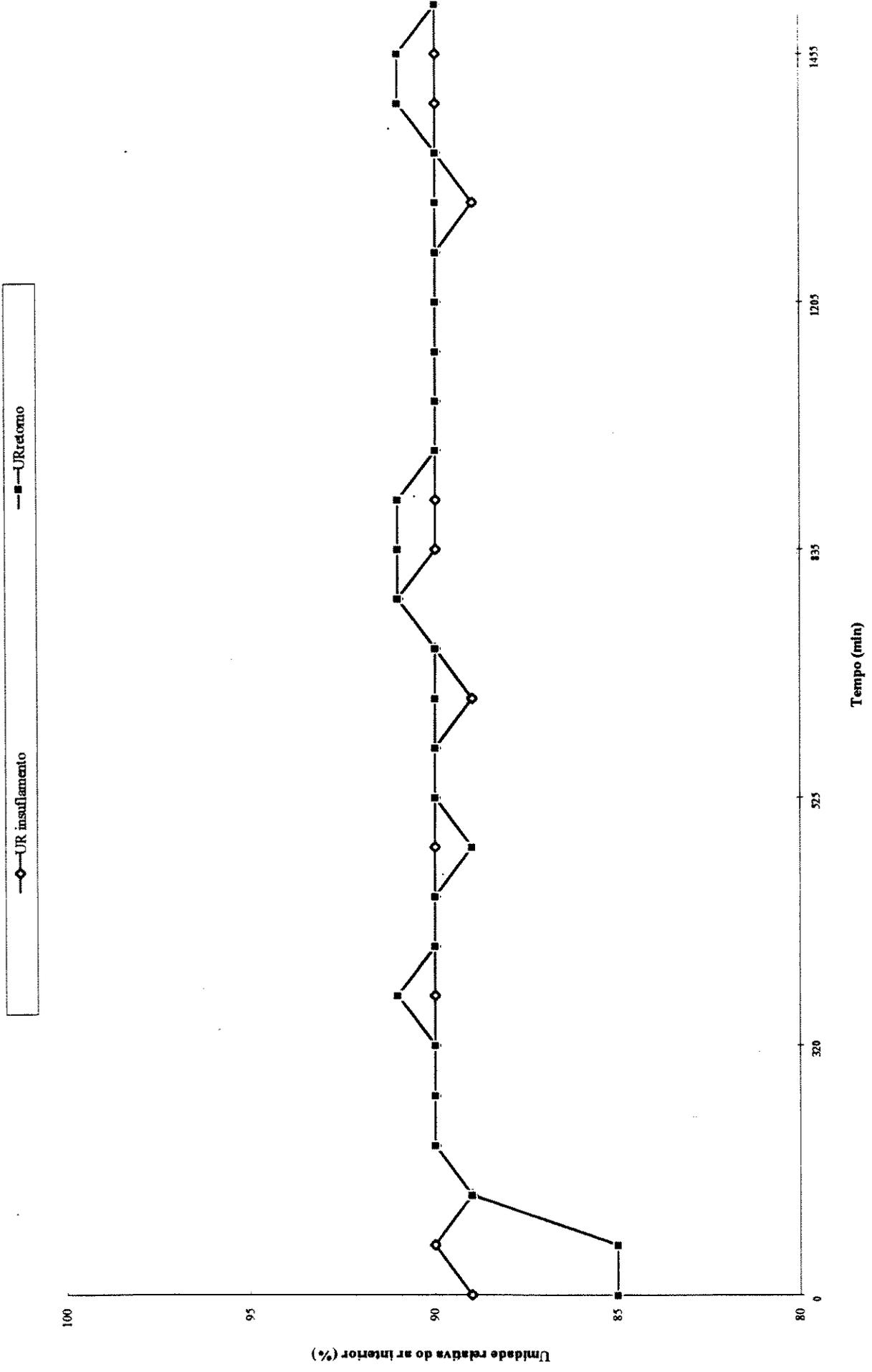




Foto 1. Colocação dos alfaces dentro do Container Frigorífico.

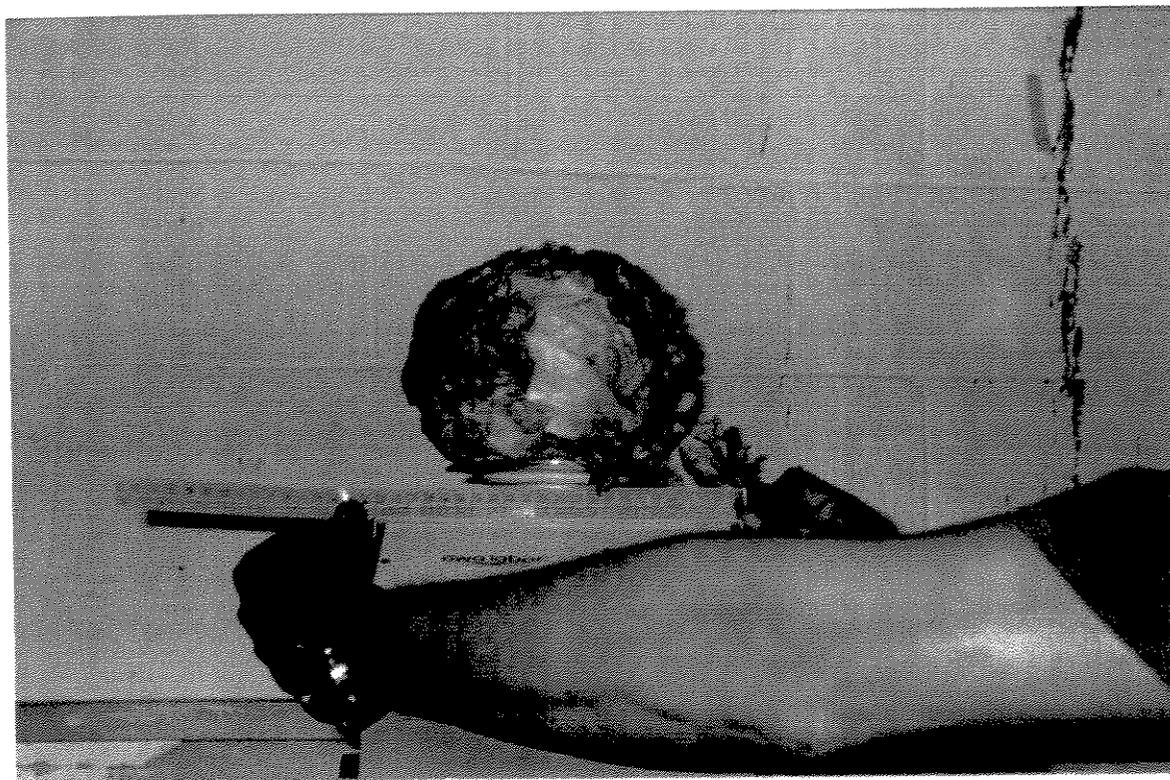
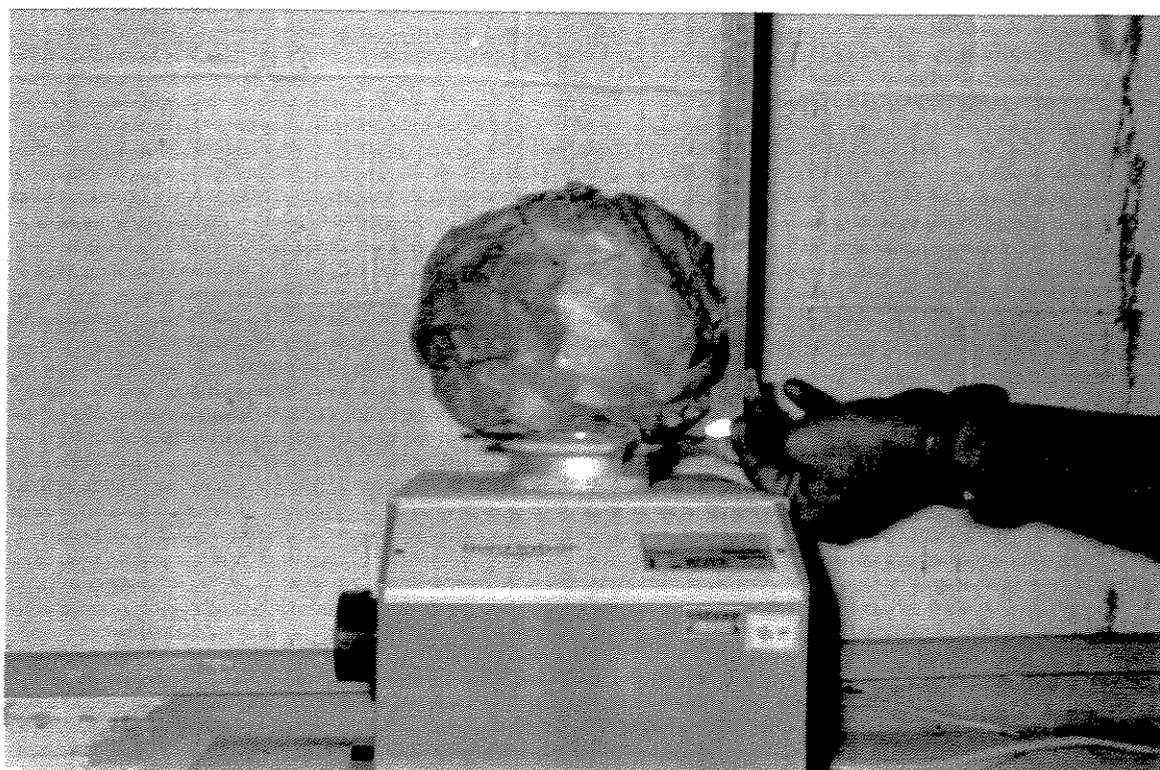


Foto2-3. Pesagem e medição dos alfaces marcados durante o teste.



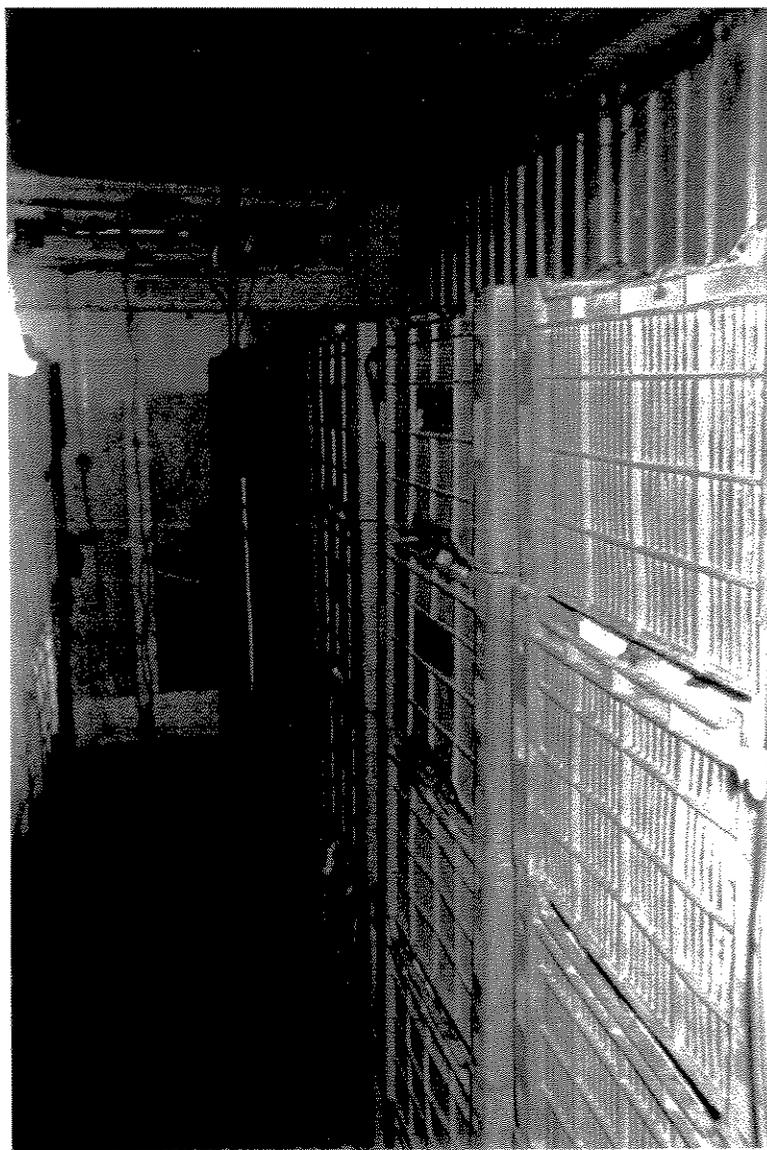


Foto 4. Colocação dos alfaces dentro do Container Frigorífico. Na foto se observa a distribuição dos termopares dentro da carga de alface.

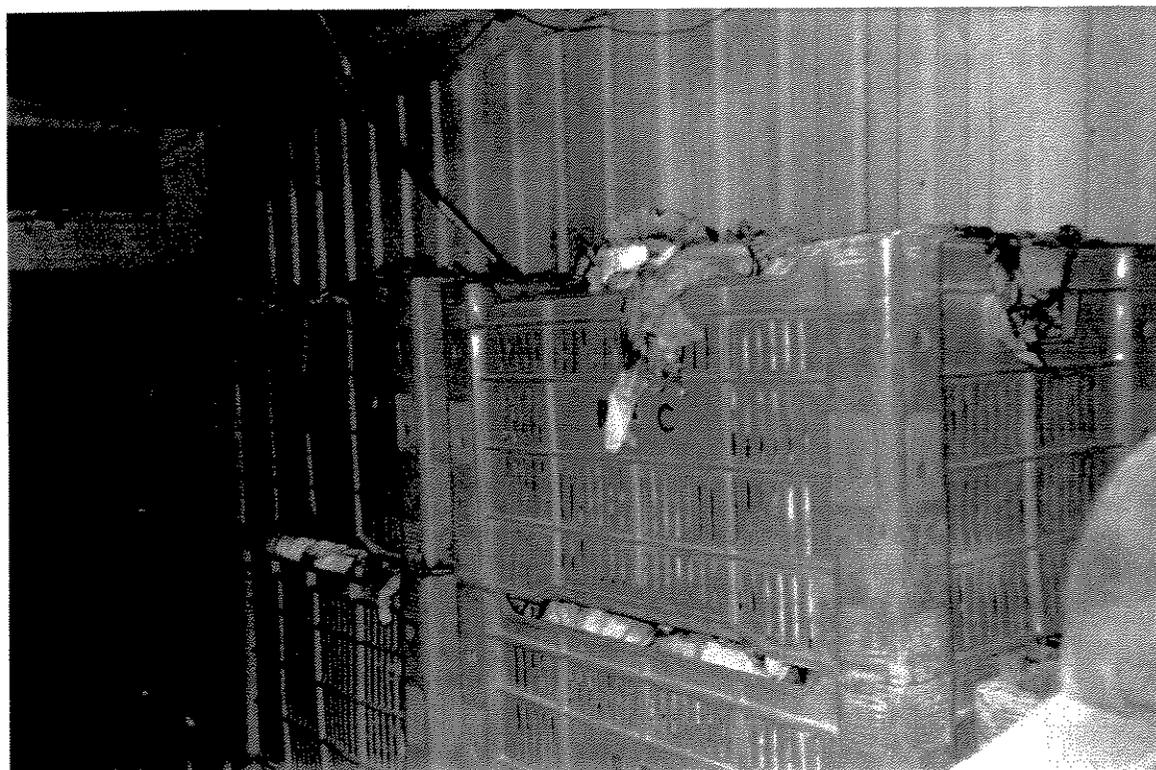


Foto 5. Caixas de alface colocadas na parte superior do Container. Termopares medindo a temperatura no interior do alface.