



**Cristiano Eich**

**Marcelo Ioris**

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO  
PARA UMA PASTEURIZADORA**

**Horizontina**

**2013**

**Cristiano Eich**

**Marcelo Ioris**

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO PARA  
UMA PASTEURIZADORA**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Ricardo Ferreira Severo, Mestre

**Horizontina**

**2013**

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:**

**“Dimensionamento de um sistema de refrigeração para uma pasteurizadora”**

**Elaborada por:**

**Cristiano Eich**

**Marcelo Ioris**

como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em  
Engenharia Mecânica

**Aprovado em: 02/12/2013  
Pela Comissão Examinadora**

---

**Prof. Dr. Richard Thomas Lermen  
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

---

**Prof. Dr. Ademar Michels  
FAHOR – Faculdade Horizontina**

---

**Prof. Dr. Fabiano Cassol  
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina  
2013**

## **DEDICATÓRIA**

Aos familiares e amigos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

## **AGRADECIMENTOS**

À família pelo incentivo e carinho.

À Distribuidora Wolanin por conceder o estudo em seu produto.

Ao nosso amigo Ricardo Ferreira Severo pelo desafio, orientação e incentivo com sabedoria na realização deste trabalho.

À todos colegas que de alguma forma nos ajudaram para que o estudo fosse concluído.

*“Algo só é impossível até que alguém duvide e  
acabe provando o contrário”*

*Albert Einstein*

## RESUMO

Este trabalho visa o dimensionamento de um sistema de refrigeração para máquinas utilizadas na pasteurização de calda para sorvete. O sistema deve ser capaz de realizar no tempo certo e de forma confiável o resfriamento da massa de sorvete, garantindo a qualidade do produto processado. Os objetivos do trabalho consiste em realizar o cálculo de dimensionamento do pasteurizador, pesquisar equipamentos comerciais que atendam aos requisitos de dimensionamento, com base nos equipamentos comerciais disponíveis recalculou-se os valores baseado nestes equipamentos, definir a unidade de refrigeração conforme os equipamentos selecionados, montar e analisar o funcionamento do sistema e comparar o tempo de resfriamento proposto com o tempo de resfriamento real. Com o cálculo e definição dos principais componentes do ciclo de refrigeração, tais como compressor, condensador, torre de resfriamento, válvula de expansão e evaporador foi possível montar o sistema na prática e comparar o tempo que foi definido como o valor máximo versus realizado. De acordo com o dimensionamento, o teste prático mostra que o sistema de refrigeração reduz a temperatura de um tanque de 150 litros de calda para sorvete de 75°C para 3°C em 124 minutos.

**Palavras-chave:** Ciclo de refrigeração; Pasteurização; Teste funcional

## **ABSTRACT**

*This work aims at designing a cooling system for machines used in pasteurization syrup for ice cream. The system must be able to perform in a timely and reliable cooling of the mass of ice , ensuring the quality of the processed product. The objectives of this work is to perform the calculation of scaling the pasteurizer , search commercial equipment that meet the sizing requirements based on commercial equipment available values were recalculated based on these devices , set the refrigeration unit as the selected equipment , assemble and analyze the functioning of the system and compare the cooling time with the proposed real -time cooling. With the definition and calculation of the major components of the refrigeration cycle, such as compressor, condenser , cooling tower , expansion valve and evaporator been possible in practice to mount the system and compare the time was defined as the maximum value verses performed. According to the design , the practical test shows that the cooling system lowers the temperature of a tank of 150 liters of ice slurry to 75 ° C to 3 ° C in 124 minutes.*

**Keywords:** *Refrigeration cycle; Pasteurization; Functional testing*

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagrama p-h de Mollier .....	13
Figura 2 – Calor específico das substâncias .....	15
Figura 3 - Esquema do ciclo de compressão de vapor .....	16
Figura 4 - Mecanismos de transferência de calor .....	17
Figura 5 - Compressor.....	21
Figura 6 - Condensadores refrigerados a ar e água.....	22
Figura 7 - Torre de resfriamento.....	23
Figura 8 - Válvula de expansão.....	24
Figura 9 - Evaporadores.....	25
Figura 10 – Catálogo de compressores Gás R22 .....	28
Figura 11 - Válvula de expansão .....	29
Figura 12 – Condutividade térmica do materiais .....	31
Figura 13 - Tempo para atingir 3 °C .....	39

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>12</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA .....</b>	<b>13</b>
2.1	REFRIGERAÇÃO .....	13
2.1.1	CICLO DE REFRIGERAÇÃO .....	13
2.1.2	CICLO DE REFRIGERAÇÃO REAL .....	14
2.1.3	CALOR ESPECÍFICO.....	15
2.1.4	REFRIGERAÇÃO MECÂNICA POR MEIO DE VAPOR .....	15
2.2	TRANFERÊNCIA DE CALOR .....	16
2.2.1	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	17
2.2.2	TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDUÇÃO.....	19
2.2.3	TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO .....	19
2.3	COMPONENTES.....	20
2.3.1	COMPRESSOR .....	20
2.3.2	CONDENSADOR .....	21
2.3.3	TORRE DE RESFRIAMENTO .....	23
2.3.4	VÁLVULA DE EXPANSÃO .....	23
2.3.5	EVAPORADOR.....	24
2.3.6	DIAGRAMA PRESSÃO-ENTALPIA.....	25
2.4	FLUÍDO REFRIGERANTE .....	26
2.5	ISOLAMENTO TÉRMICO .....	26
2.6	PASTEURIZAÇÃO.....	27
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>28</b>
3.1	MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS .....	28
<b>4</b>	<b>APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS .....</b>	<b>30</b>
4.1	CÁLCULO PARA DIMENSIONAMENTO DA PASTEURIZADORA.....	30
4.1.1	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	30
4.1.2	CARGA TÉRMICA TOTAL .....	32
4.1.3	POTÊNCIA TEÓRICA DO COMPRESSOR .....	33
4.1.4	CAPACIDADE FRIGORÍFICA DO CICLO - EVAPORADOR.....	33

4.1.5 VÁLVULA DE EXPANSÃO.....	34
4.1.6 FLUXO DE CALOR REJEITADO NO CONDENSADOR .....	34
4.1.7 COEFICIENTE DE EFICÁCIA DO CICLO (COP) .....	35
4.1.8 RAO DE ISOLAMENTO CRÍTICO .....	36
4.2 ESCOLHA DOS COMPONENTES MONTADOS NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO .	37
4.3 RESULTADO DOS TESTES.....	38
<b>5 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....</b>	<b>40</b>
<b>6 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>41</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>42</b>
<b>APÊNDICE A – CICLO DE REFRIGERAÇÃO TEÓRICO .....</b>	<b>44</b>
<b>APÊNDICE B – PASTEURIZADORA.....</b>	<b>45</b>

## **1 INTRODUÇÃO**

A refrigeração representa uma grande evolução da vida moderna, sendo que para certos produtos é necessário o emprego da refrigeração para armazenamento e o transporte.

O presente trabalho surge da necessidade de uma empresa dimensionar um sistema de refrigeração para máquinas de pasteurização de calda para sorvete. Este sistema deve ser capaz de realizar a refrigeração da calda de sorvete em no máximo 180 minutos, permitindo eliminar os micro-organismos perigosos para a saúde humana.

O estudo tem como objetivo realizar o cálculo para o dimensionamento da pasteurizadora com base nas informações disponíveis em bibliografia especializada, pesquisar equipamentos comerciais que atendam aos requisitos de dimensionamento, realizar novos cálculos com base nos equipamentos comerciais disponíveis, com o intuito de validar sua utilização, definir a unidade de refrigeração conforme equipamentos selecionados e montar e analisar o funcionamento do sistema.

A empresa em questão compra de terceiros as máquinas de pasteurização para posterior revenda. Através do dimensionamento de um sistema de refrigeração eficiente, a própria empresa tem a capacidade para dimensionar corretamente o sistema de refrigeração para pasteurizadoras.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 REFRIGERAÇÃO

A refrigeração é a ação de resfriar determinado ambiente de forma controlada, tanto para viabilizar processos, processar e conservar produtos ou efetuar climatização para conforto térmico.

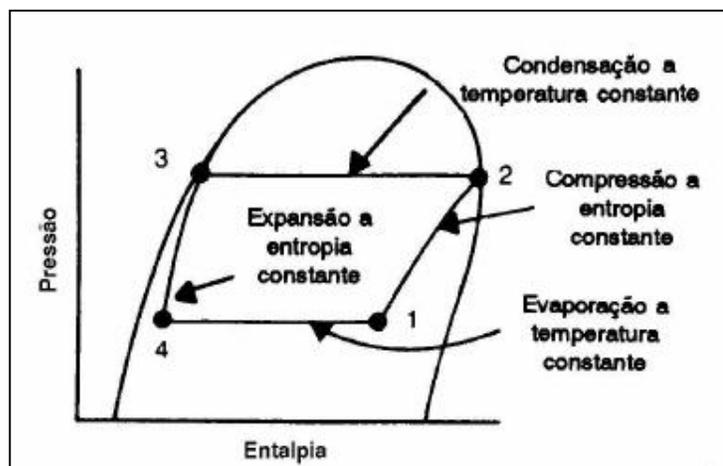
#### 2.1.1 Ciclo de Refrigeração

Pode ser considerado Ciclo de Refrigeração, o processo onde, em circuito fechado, o fluido refrigerante, consiga sucessivamente transformar-se em líquido e vapor, absorvendo calor pela evaporação e rejeitando calor pela condensação (MARTINELLI, 2003).

Segundo Stoecker, Jabardo (2011) o estudo dos ciclos termodinâmicos envolve um procedimento para obtenção de refrigeração de modo contínuo. Este procedimento consiste em fazer com que o fluido refrigerante passe por uma série de processos e retorne ao seu estado inicial. Sendo o ciclo de Carnot o que se destaca por se tratar de um ciclo ideal (reversível) operando entre dois níveis de temperatura e, portanto o que apresenta maior eficiência.

Conforme Costa (2011) o ciclo de refrigeração é composto por quatro transformações conforme Figura 1 que demonstra o ciclo de Carnot:

Figura 1 - Diagrama p-h de Mollier



Fonte: STOECKER, JABARDO, 2011

- 1-2 Compressão hipoteticamente isentrópica, na qual o vapor saturado ou superaquecido passa da pressão  $p_1$ , para a pressão  $p_2$ , consumindo um trabalho mecânico.
- 2-3 Passagem pelo condensador, neste processo o vapor superaquecido, proveniente da compressão, é resfriado isobaricamente até a temperatura de saturação, sendo condensado isobárica-isotermicamente, cedendo calor ao meio ambiente.
- 3-4 Operação de laminagem, neste processo o vapor condensado é expandido isentalpicamente, passando novamente da pressão  $p_2$  para a pressão  $p_1$ .
- 4-1 Passagem pelo evaporador, no qual o líquido refrigerante parcialmente vaporizado após passar pela válvula de expansão sofre sua vaporização final, retirando calor do meio a refrigerar.

### 2.1.2 Ciclo de Refrigeração Real

Uma das diferenças encontradas entre o ciclo real e teórico é a queda de pressão nas linhas de descarga, líquido e de sucção assim como no condensador e no evaporador. Outra diferença é o sub-resfriamento na saída do condensador. O superaquecimento na sucção, que tem como finalidade evitar a entrada de líquido no compressor. Outra diferença importante é quanto ao processo de compressão, sendo que no ciclo real é um processo de compressão politrópico em substituição do processo isoentrópico do ciclo ideal, devido a esta diferença a temperatura de descarga do compressor pode ser muito elevada. Muitos outros problemas de ordem técnica dependendo do sistema e das características de operação podem introduzir diferenças significativas além das citadas aqui (COSTA, 2011).

Deve-se reconhecer que os processos de compressão ou expansão sem atrito são impossíveis, embora processos isotérmicos possam ser reproduzidos na prática. Uma maneira de obter estes últimos é a mudança de fase (evaporação ou condensação) do refrigerante a pressão constante (STOECKER, JABARDO, 2011).

### 2.1.3 Calor específico

Martinelli (2003) diz que calor específico indica a quantidade de calor que cada unidade de massa do corpo precisa receber ou ceder para que sua temperatura possa variar em 1 °C . A Figura 2 apresenta o calor específico de algumas substâncias.

Figura 2 – Calor específico das substâncias

Substância	Calor Específico	Substância	Calor Específico
Água	1,00	Queijo	0,70
Gelo	0,50	Carne de Porco	0,50
Cobre	0,09	Carne de Galinha	0,80
Ferro	0,11	Carne de Vaca	0,77
Aço	0,12	Peixe	0,84
Alumínio	0,22	Presunto	0,70
Madeira	0,60	Tomate	0,97
Vidro	0,76	Batata	0,78
Manteiga	0,60	Mel	0,36
Ovos	0,76	Ar	0,24
Laranja	0,89	Sorvete	0,70
Leite	0,94	Vapor d'água	0,45

Fonte: BSC INTERSERVICE, 2013

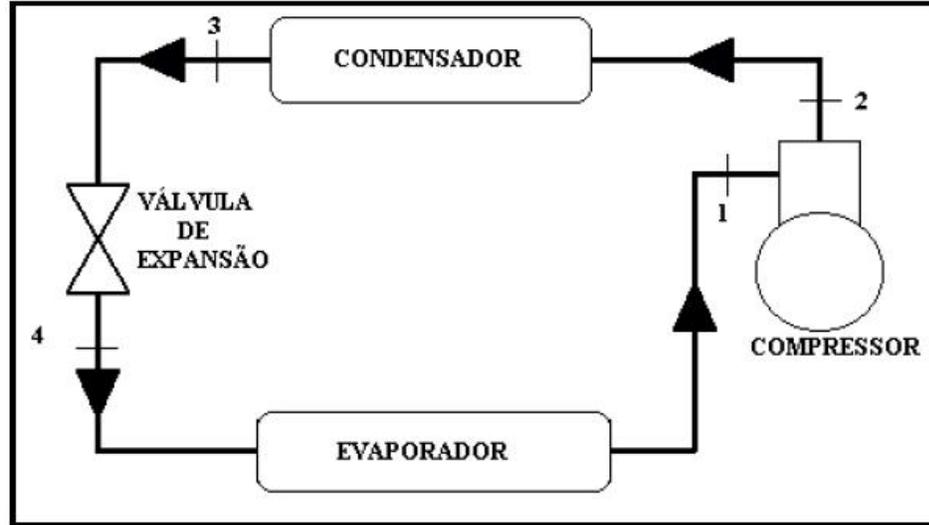
### 2.1.4 Refrigeração mecânica por meio de vapor

O ciclo de compressão de vapor é o mais utilizado tanto em geladeiras como em grandes sistemas de refrigeração industrial. A Figura 3 apresenta o esquema do ciclo de compressão do vapor.

No ciclo da Figura 3, o refrigerante em circulação entra em forma de vapor no compressor, sendo assim o vapor comprimido sai superaquecido do compressor.

O vapor passa pelo condensador sendo refrigerado e transformando em líquido. Após o líquido refrigerado, passa pela válvula de expansão, diminuindo a pressão rapidamente, ocasionando a evaporação parcial do líquido. Consequentemente ocorre a mistura de líquido e vapor em pressões menores. Esta mistura, desloca-se por dentro da serpentina do evaporador refrigerando a água ao redor e finalmente o vapor retorna ao compressor para completar o ciclo.

Figura 3 - Esquema do ciclo de compressão de vapor



Fonte: STOECKER, 2011

## 2.2 TRANFERÊNCIA DE CALOR

Sempre que um corpo está a uma temperatura maior que a de outro ou, inclusive, no mesmo corpo existam temperaturas diferentes, ocorre uma troca de energia da região de temperatura mais elevada para a mais baixa. De acordo com este entendimento, é imprescindível conhecer os mecanismos de transferência para entendimento dos princípios e aplicação dos fenômenos de transferência de calor.

Segundo Holmam (2010) enquanto a termodinâmica concentra-se na quantidade líquida de energia transferida denominada calor para sistemas em equilíbrio, a ciência da transferência de calor não vai só explicar como este fenômeno acontece, mas também, quantificá-lo sob mecanismos específicos. A transferência de calor é uma ciência que estuda a forma com que o calor se movimenta entre fontes e receptores, dado um gradiente de temperatura (KERN, 1987).

Resnick, Halliday e Krane (1996), conceituam cada meio de transferência de calor como:

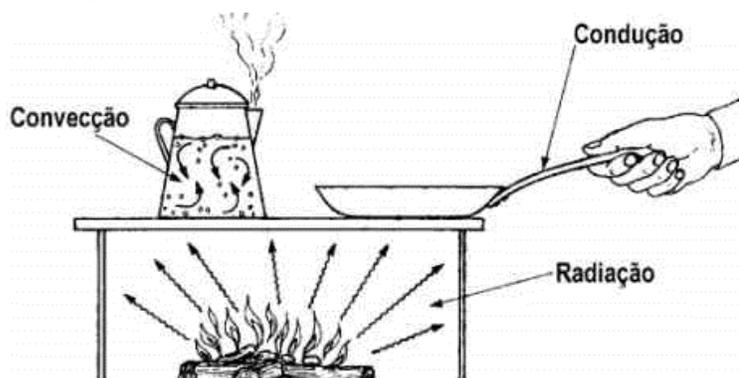
- Condução é o processo em que os átomos das extremidades mais quentes, estão vibrando com grande amplitude, que são passadas a diante ao longo da superfície sólida, de átomo para átomo por interações entre átomos adjacentes.

- Convecção ocorre quando um fluido está em contato com sua vizinhança, a temperatura do fluido aumenta e ele se expande reduzindo sua densidade e por empuxo ele sobe dando lugar ao fluido mais frio.

- Na radiação, todos os objetos emitem radiação eletromagnética devido a sua temperatura e também absorvem parte desta radiação vinda de outros objetos. Quanto maior a temperatura maior a irradiação.

A Figura 4 apresenta de forma simplificada os processos de transferência de calor, onde o fogo gerado pela combustão da madeira gera radiação, a água dentro da chaleira gera convecção e o cabo da frigideira conduz o calor da chapa aquecida.

Figura 4 - Mecanismos de transferência de calor



Fonte: GRIMM, 2013

### 2.2.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor

Michels, Santos e Porte (sd), mostram que a transferência de calor nos trocadores, apresentam resistências térmicas no percurso do fluxo de calor do fluido quente para o frio. Estas resistências combinam-se para constituir um coeficiente de transferência de calor global ( $U$ ). Considerando as resistências térmicas de um duto entre a corrente interna e externa, são consideradas as resistências térmicas das correntes internas, material e corrente externa. Considerando que a soma das resistências térmicas seja  $R$ , o fluxo de calor, entre a corrente externa e interna e através do tubo será o somatório das resistências, dado pela Equação 1.

$$R = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{t}{KA_m} + \frac{1}{A_o h_o} \quad (1)$$

onde,  $A_o$ ,  $A_i$  são as áreas em  $m^2$  das superfícies externa e interna,

$$A_m = \frac{A_0 - A_i}{\ln \frac{A_0}{A_i}} = \text{m\u00e9dia logar\u00edtmica da \u00e1rea, m}^2 \quad (2)$$

Onde,  $h_i$ ,  $h_o$  = coeficiente de transfer\u00eancia de calor, da corrente interna e externa, respectivamente,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$  e  $K$  = condutividade t\u00e9rmica do material do tubo,  $W/(m \cdot ^\circ C)$ .

Conforme Incropera e Dewitt (1998), o coeficiente global \u00e9 a an\u00e1lise essencial e frequentemente mais imprecisa dos trocadores de calor. Este coeficiente \u00e9 a resist\u00eancia t\u00e9rmica total entre a troca de calor de dois fluidos, ele \u00e9 determinado levando em conta a resist\u00eancia condutiva e convectiva dos fluidos separados por paredes planas ou cil\u00edndricas e os resultados aplicam-se a paredes limpas e sem aletas. A resist\u00eancia \u00e0 troca de calor aumenta com o trocador de calor em opera\u00e7\u00e3o sendo por rea\u00e7\u00f5es qu\u00edmicas entre fluido e trocador de calor, ferrugem, decomposi\u00e7\u00e3o de res\u00edduos do fluido. Este efeito levantado determina o fator de incrusta\u00e7\u00e3o, ( $R_i$ ), no qual o valor depende da velocidade do fluido, da temperatura e tempo de trabalho. O coeficiente global de calor \u00e9 determinado a partir do conhecimento dos coeficientes de transfer\u00eancia de calor nos fluidos quente e frio, dos fatores de incrusta\u00e7\u00e3o da superf\u00edcie e de par\u00e2metros geom\u00e9tricos apropriados. No Quadro 1 s\u00e3o apresentados alguns coeficientes globais de transfer\u00eancia de calor.

Quadro 1 - Coeficiente global de transfer\u00eancia de calor

<b>Descri\u00e7\u00e3o</b>	<b>K (kcal/m<sup>2</sup>.h.^\u00b0C)</b>
Evaporador tubular inundado	244,15 – 732,45
Resfriador de salmoura tubular afogado	146,49 – 488,30
Evaporador de \u00e1gua seco tubular, com Freon nos tubos, \u00e1gua na carca\u00e7a	244,15 – 561,55
Evaporador Baudelot, \u00e1gua, inundado	488,30 – 976,6
Evaporador Baudelot, \u00e1gua, seco	292,98 – 732,45
Evaporador de tubo duplo, \u00e1gua	244,15 – 732,45
Evaporador de tubo duplo, salmoura	244,15 – 610,38
Evaporador de serpentina e carca\u00e7a	48,83 – 122,08
Evaporador de \u00e1gua, tubular de aspers\u00e3o	732,45 – 1220,75

Fonte: MARTINELLI, 2013

### 2.2.2 Transferência de calor por condução

Kreith (1977) define que a condução é um processo pelo qual o calor flui de uma região de temperatura alta para outra de temperatura mais baixa, dentro de um meio (sólido, líquido ou gasoso) ou entre meios diferentes em contato físico direto.

O nome resistência térmica por condução é dado quando se tem a quantidade de calor transmitida por uma unidade de tempo sendo igual a diferença de temperatura dos dois lados da parede sendo:

$$R_k = \frac{L}{A \cdot k} \quad (3)$$

onde,  $L$  é a espessura da parede,  $A$  é a área de condução e  $k$  é a condutividade térmica do material.

A quantidade de calor em uma unidade de tempo que é transmitida em regime permanente em uma parede plana é descrita pela Equação 4.

$$q_k = \frac{\Delta T}{R_k} \quad (4)$$

onde,  $\Delta T$  é a variação de temperatura e  $Rk$  é a resistência térmica.

### 2.2.3 Transferência de calor por convecção

A convecção segundo Kreith (1977) é o processo de transporte de energia pela ação combinada da condução de calor, armazenamento de energia e movimento de mistura. A convecção é importante principalmente como mecanismo de transferência de energia entre uma superfície sólida e um líquido ou gás.

O calor transmitido de uma superfície sólida para um fluido, por convecção em uma unidade de tempo calcula-se conforme a Equação 5.

$$q_c = h_c \cdot A \cdot \Delta T \quad (5)$$

onde,  $\Delta T$  é a diferença de temperaturas,  $h_c$  coeficiente médio de transmissão de calor por convecção e  $A$  é a área de convecção.

A condutância térmica por convecção é dada pela Equação 6.

$$K_c = h_c \cdot A \quad (6)$$

E conseqüentemente a resistência térmica por convecção é dada pela Equação 7.

$$R_c = \frac{1}{K_c} \quad (7)$$

O Quadro 2 mostra o coeficiente global de transferência de valor por convecção.

Quadro 2 - Coeficiente de transferência de calor para convecção

Tipo de convecção	$h$ ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ )
Convecção natural em gases	2 - 15
Convecção natural em líquidos	50 - 1000
Convecção forçada em gases	15 - 250
Convecção forçada em líquidos	100 - 20000
Convecção com mudança de fase: ebulição e condensação	2500 - 100000

Fonte: MARTINELLI, 2013

## 2.3 COMPONENTES

### 2.3.1 Compressor

Os compressores na refrigeração mecânica por meio de vapores, podem ser tanto alternativos como rotativos. Os compressores alternativos são preferidos quando usado fluidos refrigerantes de calor de vaporização volumétrico elevado, trabalhando em instalações de pequeno e médio porte (COSTA, 2011).

Os compressores alternativos são construídos em distintas concepções, destacando entre elas os tipos aberto, semi-hermético e selado (hermético). O compressor aberto é o único tipo adequado a instalações de amônia, sendo

compatível também com refrigerantes halogenados. No compressor semi-hermético, a carcaça exterior aloja tanto o compressor como o motor. Esta combinação permite que o motor seja refrigerado pelo próprio fluido refrigerante. (STOECKER, JABARDO, 2011)

Ainda conforme Stoecker e Jabardo (2011) os compressores herméticos, são normalmente usados em refrigeradores e condicionadores de ar com potência na ordem de 30 kW, são semelhantes ao semi-herméticos, com o diferencial de a carcaça só apresentar acesso de entrada e saída do refrigerante e conexões elétricas do motor. Estes compressores tanto como os semi-herméticos podem perder um pouco de sua eficiência devido ao aquecimento do fluido pelo enrolamento do motor.

Figura 5 - Compressor



Fonte: DANFOSS, 2013

### 2.3.2 Condensador

Segundo Martinelli (2003) condensadores são elementos componentes do sistema de refrigeração que tem como função transformar o gás quente, descarregado a alta pressão pelo compressor, em líquido refrigerante para alguma fonte de resfriamento.

Ao contrário do que ocorre na refrigeração comercial, e no condicionamento de ar, onde a maioria dos condensadores é resfriada a ar, na refrigeração industrial predomina o tipo evaporativo. No condensador resfriado a ar o refrigerante se condensa rejeitando calor, através de uma superfície aletada, para o ar ambiente, com circulação forçada geralmente por um ventilador axial (STOECKER, JABARDO, 2011).

Pode-se verificar a transmissão de calor em um condensador em três fases distintas: o de superaquecimento, a condensação e o sub-resfriamento (COSTA 2011).

Conforme Costa (2011) o condensador tem por finalidade resfriar e condensar o vapor superaquecido, proveniente da compressão, nas refrigerações mecânicas por meio de vapores. Esta operação pode ser realizada transferindo-se calor do fluido aquecido, sendo possível usar ar, água ou mesmo ar e água em contato.

O calor transferido nesta fase depende essencialmente do fluido e da relação de compressão. A quantidade de calor fornecida a fonte quente é denominada de capacidade calorífica (COSTA 2011).

Para Martinelli (2003) os tipos de condensadores mais usados em refrigeração são:

- 1 - Condensadores de casco e tubos (*shell and tube*);
- 2 - Condensadores de casco e serpentina (*shell and coil*);
- 3 - Condensadores de tubos duplos;
- 4 - Condensadores atmosféricos;
- 5 - Condensadores evaporativos e
- 6 - Condensadores resfriados a ar.

Na Figura 6 apresenta exemplos de condensadores refrigerados a ar e água.

Figura 6 - Condensadores refrigerados a ar e água



Fonte: DANFOSS, 2013

### 2.3.3 Torre de Resfriamento

Stoecker (2011) define que as torres de resfriamento são classificadas entre os sistemas de resfriamento evaporativo, o que consiste na transformação de calor sensível em calor latente, onde a água e o ar são fluídos de trabalho.

Figura 7 - Torre de resfriamento



Fonte: HELMO, 2013

### 2.3.4 Válvula de Expansão

As válvulas de expansão termostáticas regulam a injeção de líquido refrigerante nos evaporadores. Segundo DANFOSS (2013), a injeção é controlada em função do superaquecimento do refrigerante, as válvulas são especialmente adequadas para a injeção de líquidos em evaporadores secos, nos quais o superaquecimento na saída do evaporador é proporcional à carga do mesmo.

A figura 8 apresenta um exemplo de válvula de expansão produzido pela Danfoss.

A válvula de expansão é usada nos sistemas de refrigeração mecânica por vapores e tem como finalidade, provocar a expansão do fluido frigorígeno liquefeito,

desde a pressão de vaporização até a pressão de vaporização do ciclo (COSTA 2011).

Figura 8 - Válvula de expansão



Fonte: DANFOSS, 2013

Ainda segundo Costa (2011), a principal característica de uma válvula de expansão é a sua capacidade de fluido refrigerante podendo ser laminar, dependendo basicamente do diâmetro do orifício de passagem, da diferença de pressão e do fluido refrigerante adotado.

### 2.3.5 Evaporador

A função do evaporador é remover o calor a uma taxa desejada com o intuito de manter a temperatura final solicitada.

A capacidade da refrigeração em que a serpentina resfria através de ar pode ser obtida através da Equação 8:

$$Q = U A \Delta T_{mlog} \quad (8)$$

onde  $Q$  – fluxo de calor (kW);  $U$  – coeficiente global de transferência de calor (kW/m<sup>2</sup> °C);  $A$  – área de troca de calor (m<sup>2</sup>);  $\Delta T_{mlog}$  – diferença média logarítmica de temperaturas de entrada e saída do ar (°C).

A diferença média logarítmica da temperatura pela Equação 9.

$$\Delta t_{mlog} = \frac{(t_e - t_r) - (t_s - t_r)}{\ln\left(\frac{t_e - t_r}{t_s - t_r}\right)} \quad (9)$$

onde  $t_e$  – temperatura de entrada de ar (°C);  $t_s$  – temperatura de saída de ar (°C);  $t_r$  – temperatura do refrigerante (°C).

Embora o evaporador seja as vezes um componente muito simples, ele é a parte mais importante do sistema. O evaporador tem como única função retirar calor de alguma substância. Como esse calor tem que ser absorvido pelo evaporador, a eficiência do sistema depende do projeto e da operação adequada do mesmo (MARTINELLI 2003).

Figura 9 - Evaporadores



Fonte: DANFOSS, 2013

### 2.3.6 Diagrama pressão-entalpia

Para Stoecker, Jabardo (2011) o diagrama pressão-entalpia é o mais utilizado na correlação das propriedades termodinâmicas dos refrigerantes. No diagrama, são incluídas as linhas isotérmicas, isoentrópicas e isocóricas.

A escolha da pressão e da entalpia para coordenadas do diagrama tem alguma razão de ser. Se, por um lado, a pressão é uma das coordenadas que caracteriza a operação de um circuito frigorífico, além de ser facilmente medida, a entalpia é a propriedade que geralmente aparece nos cálculos térmicos relacionados com o circuito (STOECKER, JABARDO, 2011)

Segundo Stoecker, Jabardo (2011) as fases do refrigerante no diagrama pressão-entalpia são caracterizadas por estados situados em regiões separadas pelas linhas de saturação, conforme ilustrado na Figura 1. O estado de saturação está relacionado a uma condição de equilíbrio entre as fases líquido e vapor, demonstrado na Figura 1. A linha a esquerda ciclo 3 – 4 do estado crítico corresponde ao estado do líquido saturado. A linha a direita entre o ciclo 1 – 2 representa os estados de vapor saturado. A região côncava do diagrama representa os estados em que ocorre a mistura líquido-vapor em equilíbrio, numa proporção de vapor que varia linearmente, de 0% na linha de líquido saturado, até 100% na linha de vapor saturado. A região a esquerda da linha de líquido saturado é representativa dos estados de líquidos sub-resfriado (ou comprimido), sendo que a região a direita da linha de vapor saturado corresponde aos estados superaquecido.

## 2.4 FLUÍDO REFRIGERANTE

Os fluídos refrigerantes HCFC e o HFC são hidrocarbonetos parcialmente halogenados, os quais são uma alternativa ao CFC, apresentando pequeno efeito nocivo contra a camada de ozônio (STOECKER; JABARDO, 2011).

Segundo Stoecker e Jabardo (2011), algumas características termodinâmicas e físico químicas dos fluídos refrigerantes são fatores determinantes para a escolha de sua adequada aplicação aos mais diferentes tipos de instalações. Na área de refrigeração industrial, o R-22 e o R-717 (amônia) têm sido os fluídos mais utilizados.

## 2.5 ISOLAMENTO TÉRMICO

A função primária de um isolamento térmico é reduzir a taxa de transferência de calor entre um sistema e o meio, visando proporcionar a estabilidade dos elementos estruturais e economia ao reduzir o tamanho de equipamentos e ainda a diminuição do consumo de energia (CUNHA, 1997).

As características de um bom material isolante está nas seguintes características: baixa condutividade térmica, baixa difusividade térmica, alto calor específico, resistência a combustão, baixo coeficiente de expansão térmica, estabilidade química e física, facilidade de aplicação, ausência de calor e baixo

custo. Exemplos típicos são: espuma de cimento, poliestireno expandido, lã de vidro entre outros. Os principais objetivos do isolamento térmico são conservar a energia e uniformizá-la (TORREIRA, 1999).

Nas empresas petrolíferas os modelos mais comuns de produção de isolamentos térmicos são: a sílica diatomácea, silicato de cálcio, espuma rígida de poliuretano, lã de vidro, lã de rocha e lã cerâmica. Estes materiais são utilizados em larga escala por atenderem o isolamento necessário e por serem de baixo custo (CONTEC N-1618F, 2008).

## 2.6 PASTEURIZAÇÃO

Na revista Insumos (2013), a pasteurização do sorvete pode ser definida como o tratamento térmico em condições tais que as temperaturas alcançadas e o tempo de exposição as mesmas permitem eliminar os micro-organismos perigosos para a saúde humana.

Segundo ANVISA (2000), os gelados comestíveis elaborados com produtos lácteos devem passar, obrigatoriamente, por tratamento térmico nas seguintes condições mínimas: processo contínuo (80°C por 25 segundos) ou processo “batelada”: (70°C por 30 minutos) ou condições equivalentes (tempo/temperatura) com poder de destruição de microorganismos patogênicos.

De forma geral, a revista Insumos (2013) define que, a fabricação do sorvete pode ser feito em uma produtora horizontal ou vertical, a uma temperatura programada e mantendo a mesma neste nível durante certo de tempo antes de baixá-la, o mais rapidamente possível, para 4°C que é a temperatura que se processa a fase de maturação.

### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

A metodologia utilizada para atingir os objetivos foi de acordo com a sequência abaixo:

O condensador e o evaporador são fabricados em processos caseiros sendo que o condensador é de 12 metros e o evaporador de 40,8 metros.

O cálculo de dimensionamento da pasteurizadora foi baseada na referência da apostila de Martinelli (2003) e o livro de Stoecker, Jabardo (2011) com estes, calculou-se o Coeficiente global de transferência de calor, carga térmica total, potência teórica do compressor, capacidade frigorífica do ciclo, coeficiente de eficácia do ciclo (COP), raio de isolamento crítico e o fluxo de calor.

Para pesquisar os equipamentos comerciais que atendam aos requisitos do cálculo, os equipamentos utilizados são de catálogos eletrônicos da Danfoss e Helmo.

Utilizou-se equipamentos de valores mais aproximados aos calculados, que para a seleção do compressor ideal baseou-se na Figura 10, para a seleção da válvula de expansão a Figura 11 e a torre de resfriamento no Quadro 3.

Figura 10 – Catálogo de compressores Gás R22

#### R-22

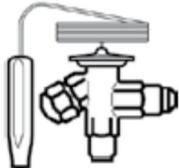
Modelos	T.E.	+15°C		+10°C		+5°C		0°C		-5°C		-10°C		-15°C	
	T.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.
MT18	35	7296	1,3	5894	1,4	4692	1,3	3672	1,3	2819	1,2	2113	1,1	1541	1,0
	45	6335	1,6	5078	1,6	4007	1,5	3106	1,4	2357	1,3	1744	1,2	1249	1,1
	55	5301	1,9	4204	1,8	3280	1,7	2512	1,6	1884	1,4	1377	1,3		
MT22	35	9400	1,8	7802	1,8	6391	1,8	5153	1,7	4073	1,6	3139	1,4	2340	1,3
	45	8264	2,1	6806	2,1	5520	2,0	4394	1,9	3416	1,7	2572	1,5	1848	1,3
	55	7037	2,4	5732	2,4	4588	2,2	3592	2,0	2729	1,8	1989	1,6		
MT28	35	11865	2,1	10043	2,3	8407	2,3	6946	2,2	5648	2,2	4503	2,0	3498	1,9
	45	10654	2,7	8967	2,7	7454	2,6	6105	2,5	4907	2,4	3848	2,2	2919	2,0
	55	9318	3,3	7782	3,2	6408	3,0	5184	2,8	4101	2,6	3145	2,3		
MT32	35	13402	2,7	11224	2,8	9297	2,8	7604	2,7	6126	2,5	4846	2,4	3747	2,2
	45	11896	3,3	9897	3,2	8133	3,1	6586	3,0	5239	2,8	4074	2,5	3072	2,3
	55	10356	3,9	8557	3,7	6976	3,5	5596	3,3	4398	3,0	3367	2,7		

Fonte: DANFOSS, 2013

Para a escolha da válvula de expansão utilizou-se informações do catálogo Danfoss, onde este é definido após o cálculo da capacidade do evaporador.

Figura 11 - Válvula de expansão

Válvulas completas T2 e TE2 com conexões rosca



Refrigerante	Tipo de válvula	Capacidade nominal kW <sup>(1)</sup>
R-22	TX2-0.15	0,5
	TX2-0.3	1,0
	TX2-0.7	2,5
	TX2-1.0	3,5
	TX2-1.5	5,2
	TX2-2.3	8,0
	TX2-3.0	10,5
	TX2-4.5	15,5
	TEX2-0.15	0,5
	TEX2-0.3	1,0
	TEX2-0.7	2,5
	TEX2-1.0	3,5
	TEX2-1.5	5,2
	TEX2-2.3	8,0
TEX2-3.0	10,5	
TEX2-4.5	15,5	

Fonte: DANFOSS, 2013

Quadro 3 - Torre de resfriamento

Modelo	Capacidade Nominal	Vazão Nominal	Conexões			Motor	Ventilador		Dimensões Alt. x Larg. x Prof. mm
	Kcal/h	m <sup>3</sup> /h	Ent. pol	Saída pol	Rep. pol		Hélice Ø mm	Vazão m <sup>3</sup> /h	
TRH - 8	25.300	4,6	2	2	3/4	0,33	400	2.650	1.860 x 600 x 600
TRH - 10	30.250	5,5	2	2	3/4	0,50	400	4.000	2.160 x 600 x 600
TRH - 15	60.500	11,0	2	2	3/4	0,75	500	5.625	2.350 x 800 x 800
TRH - 20	90.200	16,4	2	2	3/4	1,0	560	8.175	1.950 x 900 x 900
TRH - 25	121.000	22,0	2	2	3/4	1,5	560	9.375	2.550 x 900 x 900
TRH - 32	204.600	37,2	3	3	3/4	2,0	700	12.350	2.680 x 1.100 x 1.100
TRH - 40	234.300	42,5	4	4	3/4	2,0	820	15.000	2.740 x 1.300 x 1.300
TRH - 45	310.200	56,4	4	4	3/4	3,0	820	18.250	2.850 x 1.500 x 1.500
TRH - 55	401.500	73,0	4	4	3/4	4,0	910	20.625	3.000 x 1.650 x 1.650
TRH - 75	453.750	82,5	4	6	1	5,0	910	30.600	2.850 x 2.000 x 2.000
TRH - 90	495.000	90,0	4	6	1	5,0	910	33.750	3.150 x 2.000 x 2.000
TRH - 105	693.000	126,0	6	6	1	7,5	1.250	45.000	3.450 x 2.250 x 2.250

Fonte: HELMO, 2013

Após definidos e comprados os equipamentos selecionados, montou-se o sistema de refrigeração completo.

Na última etapa, mediu-se o tempo de resfriamento real e comparou-se com o tempo de resfriamento teórico. Realizou-se a medição com cronômetro e termômetro digital.

## 4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

### 4.1 CÁLCULO PARA DIMENSIONAMENTO DA PASTEURIZADORA

#### 4.1.1 Coeficiente global de transferência de calor

O primeiro passo dos cálculos é determinar o coeficiente global de transferência de calor. Quando dois corpos com temperaturas diferentes são postos em contato e automaticamente ocorre transferência de energia térmica do corpo mais quente para o mais frio, até que atinjam o equilíbrio térmico. Desta forma inicia-se o cálculo da energia da calda a 75° até o fluido refrigerante a -10°C.

Para determinar o coeficiente global de transferência de calor, usa-se a Equação 10.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_a A_{ei}} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_c A_{ii}}} = \quad (10)$$

Substituindo:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{150} + \frac{1}{10000} + \frac{1}{10000 * 1,131} + \frac{\ln(0,6/0,598)}{2\pi * 17,5 * 0,6} + \frac{1}{10000 * 1,127}} = 49,43 W/m^2.K$$

Onde:

$D_e$  = Diâmetro externo tanque inox (m)

$D_i$  = Diâmetro interno tanque inox (m)

$h_f$  = Convecção fluido refrigerante R22 (W/m<sup>2</sup>.K)

$h_a$  = Convecção água (W/m<sup>2</sup>.K)

$h_c$  = Convecção calda (W/m<sup>2</sup>.K)

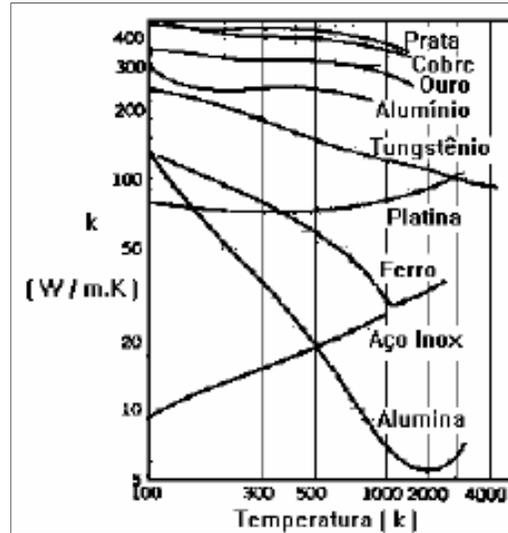
$k$  = Condutividade do aço inoxidável (W/m.K)

$L$  = Comprimento do tanque de inox (m)

$A_{ei}$  = Área externa tanque de inox (m<sup>2</sup>)

$A_{ii}$  = Área interna tanque de inox (m<sup>2</sup>)

Figura 12 – Condutividade térmica do materiais



Fonte: QUITES, LIA, 2013

Com o valor de  $U$  pode-se calcular a taxa de transferência de calor do sistema, usando a Equação 11.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (11)$$

Substituindo:

$$\dot{Q} = 49,43 * 1,98 * 36 = 3,523 \text{ kW}$$

Onde:

$\dot{Q}$  = Taxa de transferência de calor (kW)

$U$  = Coeficiente Global de transferência de calor (kW/ m<sup>2</sup>.K)

$A$  = Área externa do tubo de cobre (m<sup>2</sup>)

$\Delta T_m$  = Média aritmética do diferencial de temperatura (K)

Obs: o comprimento do tubo de cobre foi predefinido no projeto mecânico do evaporador.

Com base na taxa de transferência de calor pode-se calcular a vazão mássica do fluido refrigerante. Para isso vamos usa-se o calor de condensação do gás R22 na temperatura de -10°C. Consultando o Apêndice A do gás R22 utilizou-se

a diferença entre o valor de entalpia entre de início de compressão  $h_l$  e o valor de entalpia de evaporação igual a 157 kJ.

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}}{h_{fg}} \quad (12)$$

Substituindo:

$$\dot{m}_f = \frac{3,523}{157} = 0,022 \frac{kg}{s} = 80,78 \frac{kg}{h}$$

Onde:

$\dot{m}_v$  = vazão mássica (kg/s)

$\dot{Q}$  = Taxa de transferência de calor (kW)

$h_{fg}$  = Calor latente do gás R22 (kJ/kg)

Com o valor da vazão mássica é possível determinar os dados da potência teórica do compressor, a capacidade frigorífica do ciclo e o fluxo de calor rejeitado no condensador.

#### 4.1.2 Carga térmica total

Neste passo determina-se o quanto é preciso refrigerar para que o sistema diminua a temperatura da calda de sorvete e água de 75 °C para 3 °C.

A resolução é feita utilizando Equação 13, considerando que a massa da calda para sorvete é 119 kg, calor específico da calda para sorvete é 0,7 kcal/kg.°C, calor específico da água é 1 kcal/kg.°C, massa de água é 27,1 kg e a variação de temperatura de 72°C. Para transformar no Sistema Internacional (kJ) é necessário multiplicar por 4,19 o valor de kcal.

$$QT = (m_1 * c_1 * \Delta T) + (m_2 * c_2 * \Delta T) \quad (13)$$

Substituindo:

$$QT = (119 * 0,7 * 72) + (27,1 * 1 * 72) = 7939 \text{ kcal} . 4,19 = 33266 \text{ kJ}$$

Onde:

$QT = \text{Carga térmica total (kJ)}$

$C_1 = \text{calor específico da Calda (kcal/kg}^\circ\text{C)}$

$C_2 = \text{calor específico da Água (kcal/kg}^\circ\text{C)}$

$m_1 = \text{massa da Calda (kg)}$

$m_2 = \text{massa da Água (kg)}$

$\Delta T = \text{variação de temperatura (}^\circ\text{C)}$

#### 4.1.3 Potência teórica do compressor

A potência do compressor é calculada para saber qual é a quantidade de energia em uma unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante pelo compressor. O cálculo é feito através da utilização da Equação 14, considerando os dados iniciais de entalpia no início da compressão é 402 kJ/kg, e no final da entalpia de compressão é 440 kJ/kg e fluxo de massa refrigerante é 80,78 kg/h. Os valores de entalpia foram hipoteticamente utilizados do Diagrama para o gás R22 do Apêndice A.

$$W_c = m_f * (h_2 - h_1) \quad (14)$$

Substituindo:

$$W_c = 80,78 * (440 - 402) = 3069 \text{ kJ/h}$$

Onde:

$W_c = \text{potência teórica do compressor (kJ/h)}$

$m_f = \text{fluxo de massa refrigerante (kg/h)}$

$h_1 = \text{entalpia no início da compressão (kJ/kg)}$

$h_2 = \text{entalpia no final da compressão (kJ/kg)}$

#### 4.1.4 Capacidade frigorífica do ciclo - Evaporador

Neste tópico, é determinada a capacidade frigorífica do ciclo para os sistemas de refrigeração. Isto é, a quantidade de calor absorvida no evaporador, que

é a mesma quantidade de calor retirado do espaço que deve ser refrigerado. Mede-se subtraindo o calor contido em 1 kg de refrigerante que entra na válvula de expansão, do calor contido no mesmo quilograma de refrigerante ao entrar no compressor. O processo adotado é através da utilização da Equação 15 da capacidade frigorífica, considerando os dados iniciais de entalpia na compressão é 402 kJ/kg, entalpia de evaporação é 245 kJ/kg e fluxo de massa refrigerante é 80,78 kg/h.

$$Q_0 = m_f * (h_1 - h_4) \quad (15)$$

Substituindo:

$$Q_0 = 80,78 * (402 - 245) = 12682 \text{ kJ/h}$$

Onde:

$Q_0$  = capacidade frigorífica (kJ/h)

$m_f$  = fluxo de massa refrigerante (kg/h)

$h_1$  = entalpia na compressão (kJ/kg)

$h_4$  = entalpia na evaporação (kJ/kg)

#### 4.1.5 Válvula de expansão

Válvulas de expansão termostática tem a função de regular a injeção de líquido refrigerante nos evaporadores.

No catálogo Danfoss (2013) comenta que para o dimensionamento das válvulas de expansão dependem da carga máxima do evaporador, temperatura de evaporação, temperatura de condensação e subresfriamento do líquido.

#### 4.1.6 Fluxo de calor rejeitado no condensador

Neste cálculo, define-se a quantidade de calor por unidade de tempo a ser rejeitada no condensador para o sistema operando em regime permanente. A resolução é feita utilizando Equação 16, considerando os dados de entalpia no final

da compressão é 440 kJ/kg, e no final da entalpia de condensação é 250 kJ/kg e fluxo de massa refrigerante é 80,78 kg/h.

$$Q_c = m_f * (h_2 - h_3) \quad (16)$$

Substituindo:

$$Q_c = 80,78 * (440 - 250) = 15348 \text{ kJ/h}$$

Onde:

$Q_c$  = fluxo de calor rejeitado no condensador (kcal/h)

$m_f$  = fluxo de massa refrigerante (kg/h)

$h_2$  = entalpia no final da compressão (kcal/kg)

$h_3$  = entalpia no final da condensação (kcal/kg)

#### 4.1.7 Coeficiente de eficácia do ciclo (COP)

O COP é um parâmetro importante para a análise de instalações frigoríficas. O cálculo é solucionado de acordo com a Equação 17, onde se divide a capacidade frigorífica do ciclo que é 12682 kJ/h pela potência teórica do compressor de 3609 kJ/h. O valor calculado é adimensional.

$$COP = \frac{Q_o}{W_c} \quad (17)$$

Substituindo:

$$COP = \frac{12682}{3609} = 3,51$$

Onde:

$Q_o$  = capacidade frigorífica do ciclo no evaporador (kJ/h)

$W_c$  = potência teórica do compressor (kJ/h)

Segundo Martinelli (2003) um alto coeficiente de desempenho significa alto rendimento. Os valores teóricos deste coeficiente são maiores que 2,5.

#### 4.1.8 Raio de isolamento crítico

Para encontrar o raio crítico de isolamento, utiliza-se a Equação 18, onde esta define o raio em que a transferência de calor será maximizada. Sendo o raio externo menor que o valor da Equação 18, haverá aumento da transferência de calor com o aumento da espessura do isolamento. Já para raios externos maiores que o valor da Equação 18, o aumento da espessura do isolante diminuirá a transferência de calor.

$$r_e = \frac{k}{h} \quad (18)$$

Substituindo:

$$r_e = \frac{0,17}{1,72} = 0,099 \text{ m}$$

Onde:

$r_e$  = Raio externo

$k$  = Condutividade térmica do isolante

$h$  = Convecção térmica do ar

Sendo o raio externo do tanque de 0,72 m, portanto maior que o raio crítico de isolamento, a instalação do isolante permite a redução no fluxo de calor.

$$\dot{q} = \frac{T_i - T_{ar}}{\frac{\ln(r_{iso}/r_e)}{k_{iso} * 2 * \pi * L} + \frac{1}{h * (2\pi * r_{iso} * L)}} \quad (19)$$

Substituindo:

$$\dot{q} = \frac{3 - 35}{\frac{\ln\left(\frac{0,359}{0,349}\right)}{0,17 * 2 * \pi * 0,6} + \frac{1}{1,72 * 2 * \pi * 0,359 * 0,6}} = 67,56 \text{ kcal ou } 0,0786 \text{ kW/h}$$

Onde 1kcal = 4,186kJ e 1Wh = 3,6kJ.

#### 4.2 ESCOLHA DOS COMPONENTES MONTADOS NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Utilizando os cálculos demonstrados no capítulo 4.1, consulta de catálogos e especialistas a área de refrigeração, utilizou-se componentes com capacidades aproximadas dos valores calculados, com preferência para seleção de componentes quando possível acima do valor calculado para diminuir a probabilidade de que os componentes fiquem subdimensionados. Visto no Quadro 4 somente o compressor foi alterado sua capacidade de 0,85 kW para 1,3 kW.

Com o aumento da potência do compressor para 1,3 kW, conseqüentemente houve o aumento da vazão do sistema de refrigeração onde o condensador ficou com capacidade de 4,26 kW, o evaporador para 3,52 kW. Em consulta com o fornecedor Helmo Quadro 3, utilizou-se a torre de resfriamento de menor capacidade 29,42 kW, onde tem a função de retirar o calor do condensador de 6,5 kW e o gás refrigerante do sistema é o R22.

Quadro 4 - Tabela dos valores para refrigeração da pasteurizadora

<b>Componente</b>	<b>Valores calculados</b>	<b>Valores definidos</b>
Compressor	3069 kJ ou 0,85kW	4677 kJ ou 1,3kW
Condensador – 12m	15348 kJ ou 4,26kW	23385 kJ ou 6,5kW
Torre de Resfriamento	25300 kcal/h ou 29,42 kW	25300 kcal/h ou 29,42 kW
Válvula de expansão	TX2-2.3 8,0 kW	TX2-2.3 8,0 kW
Evaporador – 40,8m	12682 kJ ou 3,52 kW	19323 kJ ou 5,37 kW
Gás Refrigerante	R22	R22
Calor total a ser removido	33266 kJ	33266 kJ
COP	3,51	3,51
Tempo para Refrigerar	2,62horas ou 157min	1,72 hora ou 103min

### 4.3 RESULTADO DOS TESTES

A escolha do compressor foi baseado no catálogo do fornecedor Danfoss MTZ 22 com vazão de 8 m<sup>3</sup>/h com 2 cv para funcionamento de gás refrigerante R22. A escolha ocorreu porque a vazão inicial com os valores calculados estava considerando 5m<sup>3</sup>/h e desta forma o tempo para refrigerar o sistema fica muito próximo do tempo máximo de refrigeração de 157 minutos, dos 180 minutos máximos esperados, sendo que qualquer variação no sistema como temperatura ambiente ou variação na tensão da rede elétrica, não se conseguiria atingir o objetivo.

O condensador foi fabricado manualmente com tubo de cobre de 3/8 de polegada com 12 metros de comprimento e ao seu redor com mangueira incolor emborrachada para a troca de calor entre o tubo de cobre e a água realizando esta troca com uma torre de resfriamento de capacidade de 29,42 kW.

Para a seleção da válvula de expansão, a qual depende da capacidade do evaporador que neste caso tem capacidade de 5,37 kW e conforme Figura 11 a válvula selecionada é a TX2-2.3 com capacidade nominal de 8,0 kW.

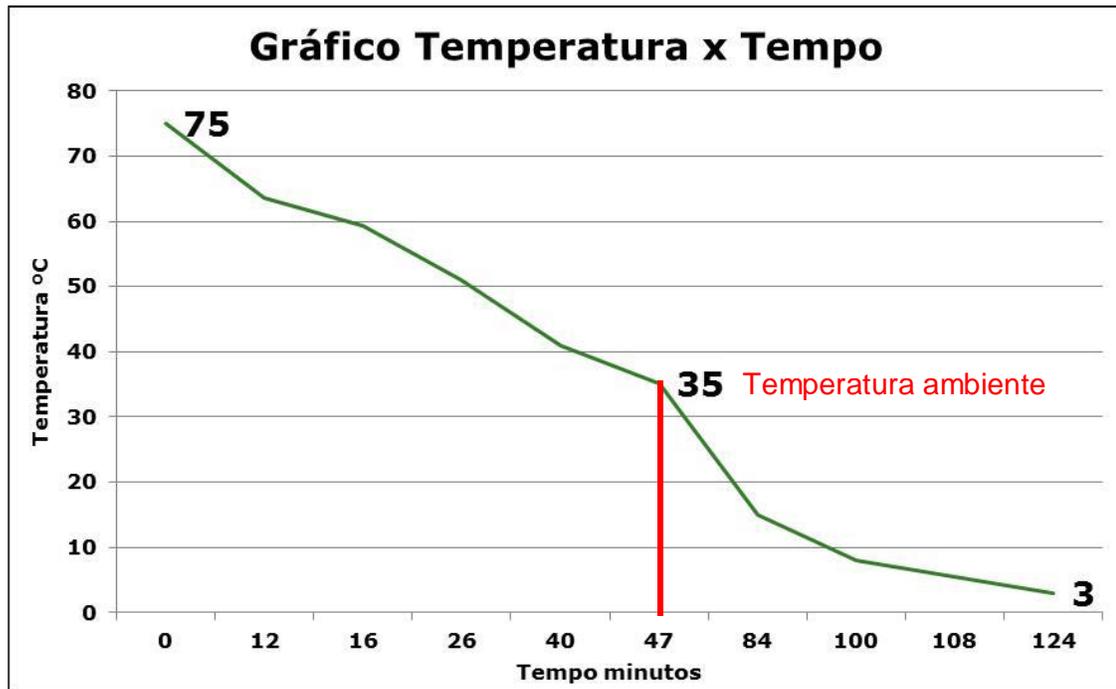
O evaporador foi feito de fabricação manual com tubo de cobre de 3/8 de polegada com 40,8 metros de comprimento e sua capacidade de troca com a água de 5,37 kW.

Como o COP mostra a capacidade de retirar calor sobre a potência consumida, o valor calculado mostrou um valor satisfatório 3,51, que segundo Martinelli (2003) um alto coeficiente de desempenho significa alto rendimento onde os valores teóricos deste coeficiente são maiores que 2,5.

Utilizando os valores definidos do Quadro 4 pode-se atingir o tempo menor que o objetivo proposto de 180 minutos, os valores coletados do teste de acordo com a Figura 13, o tempo atingido para reduzir a temperatura de 75 °C para 3 °C foi em 124 minutos.

De acordo com a Figura 13, no período em que as temperaturas estão entre 75 °C e a temperatura ambiente de 35 °C mostrou um comportamento linear e entre a temperatura ambiente 35 °C e a temperatura final definida de 3 °C, observou-se que nesta fase o comportamento da refrigeração aproxima-se de uma linha de tendência exponencial.

Figura 13 - Tempo para atingir 3 °C



## **5 CONSIDERAÇÕES FINAIS**

No presente trabalho apresentou-se o cálculo/dimensionamento de um sistema de refrigeração, utilizados componentes de catálogos com valores similares aos valores calculados e posteriormente comparados com os valores obtidos na própria pasteurizadora.

Foi possível dimensionar/construir o sistema de refrigeração para a pasteurizadora dentro do objetivo de 180 minutos. Mesmo o cálculo estando de acordo com os valores definidos, que é de 103 minutos, o tempo atingido foi de 124 minutos. Como foram utilizados valores aproximados para a temperatura de condensação 40 °C e evaporação -10 °C, na prática, estes valores possivelmente foram diferentes, fazendo com que a temperatura de 3 °C não atingisse no tempo calculado.

Um fator que Martinelli (2013) destaca é que uma das diferenças entre o ciclo real e o teórico é a queda de pressão no condensador e no evaporador.

## **6 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS**

Como sugestão para futuros trabalhos, pode-se adicionar o cálculo de perda de carga nos trocadores de calor e nas tubulações. Com isso, a implementação do sistema pode ser otimizada para aumento da capacidade.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Agencia Nacional de Vigilância Sanitária (ANVISA), Consulta pública nº 28, de 01 de junho de 2000. Disponível em: <[www4.anvisa.gov.br/base/visadoc/CP/CP\[3217-1-0\].PDF](http://www4.anvisa.gov.br/base/visadoc/CP/CP[3217-1-0].PDF)> Acesso em: 22 mar. 2013.

BSC INTERSRVICE: **Curso Prático de Refrigeração**. Disponível em: <[http://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/f/f2/Curso\\_pratico\\_de\\_refrigeracao.pdf](http://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/f/f2/Curso_pratico_de_refrigeracao.pdf)> Acesso em: 08 abr. 2013.

CONTEC. **N-1618F**: Material para isolamento térmico. 2008.

COSTA, E.C., **Refrigeração**: São Paulo – SP: Editora Edgar Blucher LTDA.2011.

CUNHA, A. G., CUNHA, R. R., **Impermeabilização e isolamento térmico: materiais e especificações**. 1997.

DANFOSS: **Válvula de Expansão termostática**. Disponível em: <[http://www.mundomaq.com.br/i/u/6075739/f/documentacao/valvulas\\_expansao\\_termostatica.pdf](http://www.mundomaq.com.br/i/u/6075739/f/documentacao/valvulas_expansao_termostatica.pdf)> Acesso em: 28 mar. 2013.

HOLMAM, J.P., **Heat Transfer**, 10<sup>th</sup>. ed. New York: McGraw Hill, 2010.

GRIMM, A., **Radiação e balanço de calor**, Disponível em:<[www.fisica.ufpr.br/grimm/aposmeteo/cap2/cap2-9.html](http://www.fisica.ufpr.br/grimm/aposmeteo/cap2/cap2-9.html)>. Acesso em 17 de jul de 2013.

INCROPERA, F. P. ; Dewitt D. P. 4<sup>a</sup> ed. **Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa**. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1998.

KERN, D.Q. **Processos de Transmissão de Calor**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1987.

KREITH, F. BOHN M.S., **Princípios de Transferência de Calor**, São Paulo, Editora Edgard Blücher, 1977.

MARTINELLI, L. C. , **Refrigeração**, Disponível em:<[www.ebah.com.br/content/ABAAAHeoAl/apostila-refrigeracao](http://www.ebah.com.br/content/ABAAAHeoAl/apostila-refrigeracao)>. Acesso em 20 de abr de 2013.

MICHELS, A., SANTOS, M.S.F., PORTE, A.F. **Transmissão de calor**,(SD)

QUITES, E., LIA L.**Introdução à transferência de calor**, Disponível em:<[www.ebah.com.br/content/ABAAAAPMcAB/apostila-transferencia-calor](http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAPMcAB/apostila-transferencia-calor)>. Acesso em 20 de set de 2013.

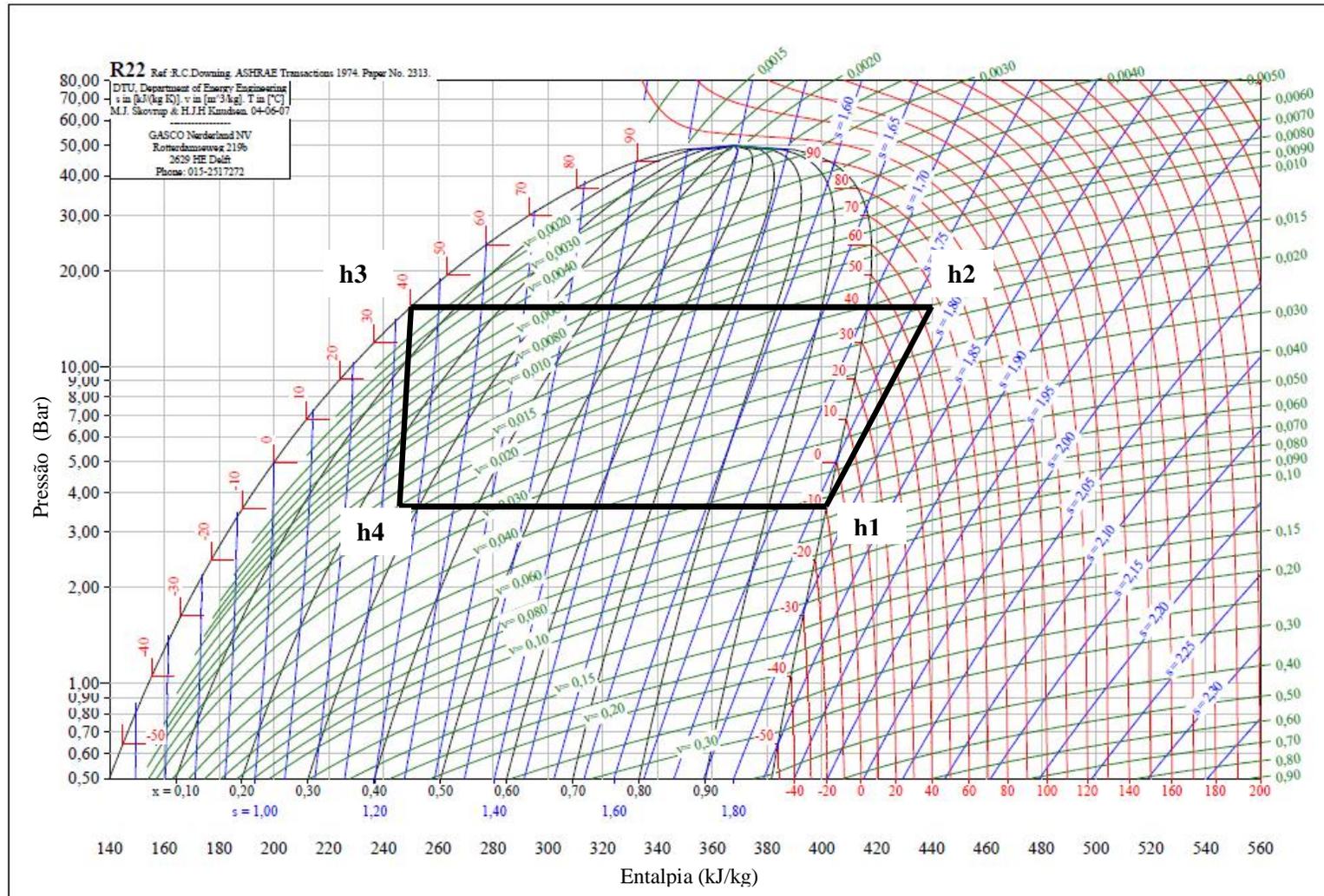
RESNICK, HALLIDAY, KRANE, **FÍSICA**, 4<sup>a</sup> ed., Rio de Janeiro: LTC, 1996.

REVISTA INSUMOS: Pasteur, Pasteurização e Pasteurizador. Disponível em: <[www.insumos.com.br/sorvetes\\_e\\_casquinhas/materias/77.pdf](http://www.insumos.com.br/sorvetes_e_casquinhas/materias/77.pdf)> Acesso em: 27 mar. 2013.

STOECKER, W. F., SAIZ JABARDO J. M.: **Refrigeração Industrial**, São Paulo – SP: Editora Edgar Blucher LTDA, 2011.

TORREIRA, R. P., **Isolamento térmico**, São Paulo, Fulton Editora Técnica, 1999.

APÊNDICE A – CICLO DE REFRIGERAÇÃO TEÓRICO



APÊNDICE B – PASTEURIZADORA

