

PROJETO DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL PARA ARMAZENAMENTO DE CARNE.

INDUSTRIAL REFRIGERATION PROJECT FOR MEAT STORAGE.

Renan de Jesus Frinhani

Graduando em Engenharia Mecânica
Centro Universitário Redentor
BR-356, 25 - Pres. Costa e Silva, Itaperuna – RJ
E-mail: rjfrinhano@hotmail.com

Rômulo Brum Moreira

Graduando em Engenharia Mecânica
Centro Universitário Redentor
BR-356, 25 - Pres. Costa e Silva, Itaperuna – RJ
E-mail: romuloengenheiromecanico@gmail.com

Daniel Passos Gallo

Mestre em Engenharia dos Materiais
Centro Universitário Redentor
BR-356, 25 - Pres. Costa e Silva, Itaperuna – RJ
E-mail: daniel.gallo@uniredentor.edu.br

RESUMO

Com o aumento do valor de carne quanto de todos os alimentos podemos observar o aumento pelo consumo de carnes de aves por ter um valor mais acessível, de suma importância para armazenamentos de produtos que necessitam de uma temperatura reduzida para se manter em perfeito estado tem seu lugar as câmaras frias. Focado nas necessidades existentes nos comércios e supermercados, a uma grande demanda de produtos frios para as vendas com muita demanda de consumidor. Dessa maneira os estabelecimentos precisam de locais de armazenamento dos demais produtos até que estes sejam vendidos. Portanto, é preciso de uma sucessiva sequência de pré requisitos para a formação do projeto em vista para a execução deste frigorífico planejado da melhor forma. Com o propósito de visar e solucionar o problema apresentado do supermercado. Logo, com uma seleção realizada para a construção aprovada dessa câmara fria aproveitando o espaço existente, sanaria as necessidades enfrentado pelo mesmo.

Palavras-chave: Câmara fria; armazenamento; carne de aves

ABSTRACT

With the increase in the value of meat and of all foods, we can observe the increase in the consumption of poultry meat because it has a more accessible value, of paramount importance for the storage of products that need a reduced temperature to keep in perfect condition. place the cold rooms. Focused on existing needs in shops and supermarkets, there is a great demand for cold products for sales with a lot of consumer demand. In this way, establishments need storage places for other products until they are sold. Therefore, a successive sequence of prerequisites is needed for the formation of the project in view of the execution of this planned refrigerator in the best way. With the purpose of aiming and solving the problem presented by the supermarket. Therefore, with a selection made for the approved construction of this cold room, taking advantage of the existing space, it would meet the needs faced by it.

Keywords: Cold room; storage; poultry meat.

1 INTRODUÇÃO

A utilização de baixas temperaturas como um método de refrigeração para conservar alimentos, vem desde o início dos tempos facilitando a vida dos seres humanos. A produção de frio para indústria de alimentos foi um grande avanço e possibilitou o armazenamento e transporte de produtos perecíveis (ORDÓÑEZ, 2005).

Ela consiste na remoção do calor de um meio, a partir da redução da temperatura e da manutenção dessa condição por meios naturais ou mecânicos (SILVA *et al*, 2014).

A refrigeração é definida por ser a ação de resfriar determinado ambiente de forma controlada, tanto para viabilizar processos, processar e conservar produtos ou efetuar climatização para conforto térmico (KUEHN *et al.*, 1998). Dessa forma a refrigeração é considerada como principal ferramenta de conservar produtos perecíveis, quanto em grandes escalas como em pequenas é utilizada.

Câmara fria, ou câmara frigorífica, e qualquer espaço de armazenagem, que tenha condições internas controladas por um sistema de refrigeração (CHAGAS, 2012). Considerando esse sistema para refrigeração e armazenamentos de produtos em grandes indústrias e até mesmo em

comércios as, são utilizados em supermercados, açougues, peixarias, indústrias de frios e outros tipos como frigoríficos. Neste contexto, para melhorar a demanda de consumo o projeto em questão traz essa proposta específica para armazenamento de carne de aves.

O projeto requer conhecimentos adquiridos nas salas de aulas como também nas aulas práticas e experimentos feitos na formação de engenharia mecânica, sendo necessário o desenvolvimento de um módulo de refrigeração ao qual é constituído em sua montagem um sistema de refrigeração de compressão: um evaporador, um compressor, um condensador e um dispositivo de expansão.

Assim, são empregados conhecimentos oriundos de matérias do curso visadas para análise térmica, termodinâmica, transferência de calor e mecânica dos fluidos auxiliando o desenvolvimento da carga térmica do equipamento.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1.1 HISTÓRIA DA REFRIGERAÇÃO

Desde as antigas civilizações, a história mostra a busca de alternativas em que as civilizações vieram tendo que desenvolver para refrigerar seus alimentos, bebidas e outros perecíveis. Os métodos mais variados foram sem utilizados e estavam presentes no cotidiano das pessoas ao decorrer dos períodos históricos até a atualidade. Pode-se citar como um exemplo a civilização chinesa que utilizavam o gelo natural com a finalidade de conservar seus alimentos perecíveis, como também o chá, a 1000 anos antes de Cristo. Na Índia, as pessoas utilizaram técnica de produção de gelo durante a noite com a mesmas finalidades.

Os Persas, os Hebreus e os Romanos armazenaram gelo a neve solidificada em covas cobertas de capim. Racionando assim estas reservas de gelo sendo possível a conservação dos alimentos durante o verão.

Por outro lado, civilizações gregas e romanas dependiam diretamente da natureza para obter o gelo visto que se formavam no inverno e nas regiões de clima bastante frio, assim se beneficiavam do gelo que era colhido no alto

das montanhas para o preparo de bebidas e alimentos gelados. (MARTINELLI, 2003).

Ao se decorrer os anos a busca por maneiras mais eficazes e independência da natureza foi-se aumentando cada vez mais, gerando assim muitas pesquisas para utilização de um processo que pudesse se gerar gelo artificial, da maneira que temos hoje.

Antigos soberanos, com o seu trabalho escravo em grande escala, mandavam trazer enormes pilhas de neve das montanhas próximas para produzir brisas refrescantes na primavera e esfriar os refrescos. Já na Europa, durante a Idade Média, os nobres mandavam encher de neve buracos e trincheiras, durante o inverno, para que pudessem preparar bebidas frias e sobremesas geladas durante os meses de verão. Foram descritos muitos dispositivos engenhosos onde se usava a evaporação da água para esfriar o ar e tornar a vida mais amena.

A água foi o primeiro refrigerante, ao longo da história que se estende até os tempos modernos. Com o passar dos anos, foram sendo aperfeiçoados os métodos de armazenagem e manuseio, mas em todas as partes do mundo o gelo natural continua sendo usado.

Mais tarde com a invenção do microscópio no século XVIII, verificou-se a existência de micro-organismos (micróbios, bactérias, enzimas). Dessa forma possibilitou os cientistas observarem que alguns desses micróbios são responsáveis pela decomposição dos alimentos. Se aprofundando mais nos estudos provaram que a propagação dos micróbios pode ser impedida com o resfriamento dos alimentos, que enquanto mantido no frio, permanecem conservados.

Na metade do século XIX, Frederick Tudor (1783-1864) e Nathaniel Wyeth (1802-1858) começaram a cortar o gelo que durante as noites frias dos lagos e rios que congelavam, e assim comercializavam estes para as regiões mais quentes do Estados

Unidos. Tudor foi conhecido com respeitável formatura como o 'rei do gelo'.

Ele descobriu matérias que faziam um melhor isolamento térmico e construiu locas adequados para essa armazenagem. Dessa maneira ele obteve uma redução nas perdas por derretimento que chegavam a 65% para

menos de 10%. Todavia Wyeth teve considerável participação uma vez que este inventou um método de cortar blocos de gelo de arestas retas e tamanhos uniformes, facilitando o manuseio, como também do transporte e a distribuição. Com o tempo outras empresas vendo o sucesso decidiram entrar na atividade aumentando assim a concorrência e fazendo que o valor abaixasse, tornando assim mais acessível à população. (COSTA, 2011).

Os primórdios da refrigeração artificial são dados como referência histórica para tudo que foi criado partir desse start industrial. O primeiro método de produção artificial de frio foi demonstrado na universidade de Glasgow, na Escócia, em 1748, pelo professor William cullen (1794-1872). Foi utilizado uma bomba para obter vácuo num recipiente contendo éter etílico. Este éter ao absorver o calor do ar em sua volta, entrou em ebulição, produzindo certa quantidade de gelo. Mas esse processo não teve uma aplicação pratica de imediato.

Em 1805, um inventor norte americano Oliver Evans (1755-1819) projetou, mas não construir um sistema de refrigeração baseado na compressão de vapor. Logo, Em 1820, o cientista Michael Faraday(1791-1867), conseguiu liquefazer amônia e outros gases, utilizando altas pressão e com isto abaixar a temperatura de algumas substancias. (COSTA, 2011).

A primeira descrição detalhada de um equipamento para produção de gelo foi patenteada por Jacob Perkins em 1834.(BRITISH PATENT 66632). Seu trabalho despertou pouco interesse e nem foi mencionado na literatura da época permanecendo esquecido por aproximadamente 50 anos, até que Bramwell descreveu um artigo para o Journal of the Royal society of Arts.

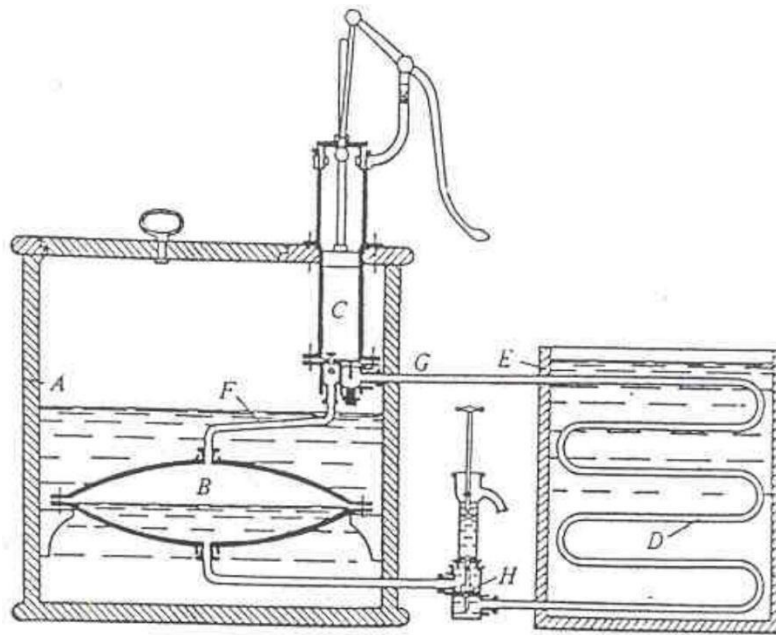


Figura 1: equipamento de refrigeração de Jacob Perkins.
Fonte: Martinelli, 2003.

O primeiro equipamento real foi construído por James Harrison (escocês) entre 1856 e 1857. Em 1862, em uma exibição internacional em Londres, Daniel Siebe apresentou este equipamento à sociedade da época.

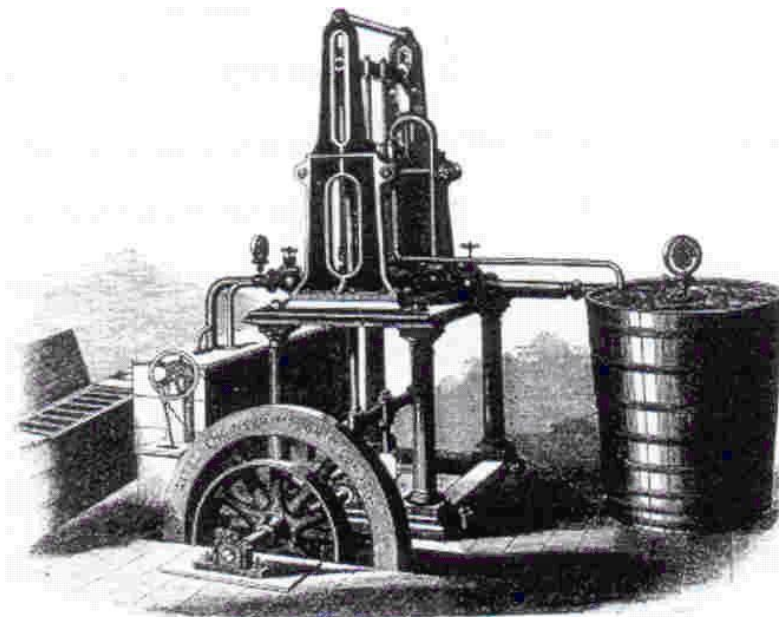


Figura 2: equipamento de refrigeração de James Harrison (escocês).
Fonte: IFSC, 2007.

A partir daí desenvolveram-se diversos sistemas de produção do frio artificiais e também vários tipos de gás refrigerante foram desenvolvidos e usados.

Cari Von Linde, em 1870, foi o primeiro a utilizar a Amônia como refrigerante, o qual possui um ponto de ebulição de $-33,3^{\circ}\text{C}$ proporcionava temperaturas bem mais baixas do que as disponíveis anteriormente, apesar de apresentar pressões em torno de dez atmosferas ou mais no condensador, requerendo assim construções mais robustas (ADIERS *et al*, 2011).

No ano de 1890, o inverno nos Estados Unidos, um dos maiores produtores de gelo natural da época, foi muito fraco. Logo, quase não houve formação de gelo neste ano contudo não havia gelo natural, a situação obrigou que se usasse o artificial, quebrando o tabu existente contra este último e mostrando, inclusive, que o mesmo era ainda melhor que o produto natural, por ser feito com água mais pura e poder ser produzido à vontade, conforme as necessidades de consumo. A utilização do gelo natural levou a criação, no princípio do século XIX, das primeiras geladeiras (Figura 3). (MARTINELLI, 2003).

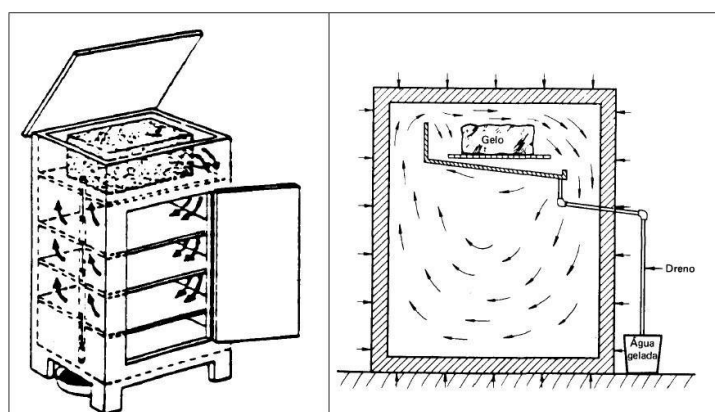


Figura 3: Geladeira de gelo.
Fonte: Martinelli, 2003.

Estes aparelhos eram em sua constituição de forma bem simples, formado por um recipiente, quase sempre isolado por meio de placas de cortiça, de modo que eram colocadas pedras de gelo e os alimentos a conservar. A fusão do gelo absorvia parte do calor dos alimentos e reduzia, de forma considerável, a temperatura no interior da geladeira. À proporção que faltava à indústria de produção mecânica de gelo e tendo uma grande aceitação cada vez mais crescente, tal que a demanda foi aumentando vertiginosamente e passaram a surgir com rapidez crescente as usinas de fabricação de gelo artificial por todas as partes (MARTINELLI, 2003).

Após o fim da Segunda Guerra Mundial o condicionamento de ar deixou de ter seu foco de uso somente em indústrias e passou a ser aplicado para o conforto humano. Nos dias de atuais, a refrigeração e o ar condicionado têm destaque na vida da sociedade, tendo seu uso em congelamento rápido, armazenamento de frutas, conforto automotivo entre outras aplicações (ADIERS *et al*, 2011).

2 MATERIAIS E METODOS

2.1 DEFINIÇÕES INICIAIS DE PROJETO

O supermercado almeja a utilização em seu processo produtivo de câmaras frigoríficas. Em vista da superlotação dos produtos armazenados diariamente, faz-se necessário a construção de uma nova câmara frigorífica. Respeitando as normas e o layout do mesmo.

Como consideração de projeto foram definidos os parâmetros iniciais da câmara fria, considerando os produtos a serem armazenados.

Tabela 1: Dados iniciais para o dimensionamento da câmara fria.

Produtos armazenado	Carne de ave.
Função da câmara fria	Resfriar e manter
Temperatura de armazenagem	-15 °C a -18 °C
Capacidade de armazenamento	1.000 kg
Piso	Em solo
Teto	Sem condicionamento
Temperatura acima do teto	33 °C
Pé direito	3,0 m
Material da embalagem	Plástico
Capacidade por caixa	7 kg
Número de movimentação diariamente	500kg

Peso total de embalagens	500 Kg
Densidade de estocagem	500 kg/m ³
Número de funcionários	6
Horas de trabalho diário	8 horas

2.2 DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA FRIA

No desenvolvimento de uma câmara fria deve antes de fazer os dimensionamentos, levar em conta a quantidade de produto a ser armazenado, espaço para circulação, altura do empilhamento e espaço ocupado pelos evaporadores.

Na obtenção da capacidade de armazenamento e densidade de estocagem, é possível determinar o volume dos produtos. Aplicando assim a equação 3.1 para o cálculo do volume de armazenamento dos produtos dentro da câmara fria a ser dimensionada.

$$V_{produto} = \frac{C_{câmara}}{D_{estocagem}} \quad (3.1)$$

Onde:

$V_{produto}$ = Volume do produto (m³);

$C_{câmara}$ = Capacidade de estocagem da câmara em (kg);

$D_{estocagem}$ = Densidade de estocagem em (kg/m³).

A tabela 2 mostra os valores de estocagem dos produtos.

Tabela 2: Densidade de estocagem dos produtos por m³ em câmara fria.

Mercadoria	Acondicionamento	Densidade de estocagem [Kg/m ³]
Carne Congelada	Embalagem	500

Fonte: Adaptada de Vilain, 2006.

A área do produto, é calculada segundo a relação de volume sobre o pé direito, conforme demonstrado pela equação 3.2.

$$A_{produto} = \frac{V_{produto}}{P_{\acute{e}direito}} \quad (3.2)$$

Onde:

$A_{produto}$ = Área do produto
(m²); $V_{produto}$ = Volume do
produto (m³); $P_{\acute{e}direito}$ = Pé
direito em (m).

O volume da câmara frigorífica será definido segundo a equação 3.3.

$$V_{câmara} = B \times L \times P_{\acute{e}direito} \quad (3.3)$$

Onde:

B = Largura da câmara (m);
 L = Comprimento (m);
 $P_{\acute{e}direito}$ = Pé direito em (m).

A área da câmara, segundo a relação de volume e área desta geometria, é calculada pela equação 3.4.

$$A_{câmara} = B \times L \quad (3.4)$$

Onde:

B = Largura da câmara (m);
 L = Comprimento (m);

2.3 ISOLAMENTO

Com o isolamento térmico devido facilitara a manutenção de uma baixa temperatura no interior da câmara fria, de modo que seja adequada para a conservação do produto armazenado. O isolamento térmico adequado da câmara se dá por meio de painéis de poliuretano ou de poliestireno com no

mínimo 100 mm de espessura, garantindo assim a redução do consumo de energia elétrica pelos compressores e manter uma umidade relativa mais alta. (Girard 2004).

2.3 CARGA TÉRMICA

Carga térmica é a quantidade de calor que deve ser retirada ou fornecida a um local ou sistema, por unidade de tempo, objetivando a manutenção de determinadas condições térmicas (MENEZES, 2005).

O cálculo da carga térmica é a base principal do projeto, e afeta o dimensionamento de todos os seus componentes: ventiladores, tubulação, dutos, difusores, serpentinas, compressores, entre outros. Portanto, é um cálculo que pode influenciar significativamente o custo inicial de investimento, custo operacional e consumo de energia, além do impacto no conforto térmico e produtividade dos ocupantes. A forma que é feito estará diretamente ligado na retirada do calor ao nível desejado, levando em conta o calor transmitido através das paredes, o piso e o teto, a infiltração de ar no interior da câmara, o calor do produto e embalagens, além da carga térmica transmitida por motores, empilhadeiras, iluminação, aberturas de portas, pessoas e demais fontes que se façam presentes (GIRARD, 2004).

2.3.1 Transmissão de Calor por Paredes e Teto

É considerado transmissão de calor entre as paredes, teto e piso do ambiente, o que se origina da diferença entre a temperatura da câmara e a do ar externo do ambiente. A quantidade de calor se dá pela diferença de temperatura, do tipo de isolamento, da superfície externa das paredes e do efeito da irradiação do sol, fatores esses que estão relacionados na equação 3.5 (SILVA, 2007).

$$Q = \{U \times A \times [(T_{ext} - T_{int}) + dT]\} \times 24 \quad (3.5) \text{ Onde:}$$

Q = Calor de transmissão que flui através das paredes e do teto em kcal/24h;

U = Coeficiente global de transmissão de calor (Kcal/24h°C), (equação 3.7); A = Área de fluência do calor (m²);

T_{ext} = Temperatura do ar externo da câmara (°C); T_{int} = Temperatura do ar no interior da câmara (°C); dT = acréscimo de temperatura devido à insolação (tabela 4).

2.3.1.1 Coeficiente Global de transmissão

O coeficiente global de transmissão de calor (U), é determinado de modo que traga segurança no projeto, sendo assim necessário conhecer a área das superfícies envolvidas e as somas das resistências que a compõem, ou seja, conhecer todas as propriedades físicas do material bem como sua espessura, condutividade térmica e estado do ar como descreve a equação 3.6.

$$RT = \frac{1}{\sum} \left(\frac{Esp}{K} + \frac{1}{h} \right) \quad (3.6)$$

Onde:

Esp = Espessura do material (mm); h =

Coeficiente de película (m/s), (tabela 5);

K = Condutividade térmica do material (kcal/hm°C), (tabela 6).

Uma propriedade importante para o entendimento da transferência de calor nos materiais é condutividade térmica. Ela é classificada como uma propriedade de transporte, indicando a taxa pela qual a energia é transferida pelo processo de difusão. Dependendo da estrutura física, atômica e molecular da matéria. Quanto maior for o valor da condutividade térmica, maior será a quantidade de calor transferida entre as superfícies dos materiais.

Tabela 3: Valores de condutividade térmica do material.

Material isolante	Condutividade térmica	
	W/m°C	kcal/hm°C
Concreto geral	1,42	1,22
Argamassa de cimento	0,72	0,62
Tijolo comum	0,72	0,62
Placa poliuretano	0,023	0,019
Placa de poliestireno	0,035	0,030

Fonte: Adaptada de Neto, 2010

E após descoberto o valor de RT, aplica esse valor na equação abaixo para descobrir o coeficiente global de transmissão de calor (U).

$$U = \frac{1}{Rt} \quad (3.7)$$

Onde:

Rt = Resistência térmica dos materiais envolvidos (kcal/h).

2.3.1.2 Área das Paredes e Teto

A área das paredes, muitíssimo importante na obtenção de parâmetro no cálculo da carga térmica de dissipação entre o ambiente externo e interno da câmara fria, e pode ser determinada pela equação 3.8.

$$A_{parede} = L \times P_{\text{é direito}} \quad (3.8)$$

Onde:

L = Comprimento (m);

P_{é direito} = Pé direito em (m).

Já a área do teto, é calculada pela multiplicação da largura pelo comprimento da câmara frigorífica, conforme demonstrado pela equação 3.9.

$$A_{teto} = B \times L \quad (3.9)$$

Onde:

B = Largura da câmara
(m);

L = Comprimento (m);

2.3.2 Calor do Produto

A partir do momento em que entra no espaço refrigerado, o produto estará com uma temperatura elevada em relação a ideal, tendendo a se igualarem. O cálculo é feito para se obter o valor do calor cedido pelo produto, acrescentando assim na soma de calores que o sistema deve retirar (FROTA; SCHIFFER, 2003).

Na realização de troca de calor entre o produto armazenado e o ambiente, avaliar e considerar os parâmetros específicos do produto a ser refrigerado onde pode ser constituída pela seguinte equação (Menezes ,2010).

$$Q_{produto} = M_{diária} \times C_{esp} \times (T_2 - T_1) \quad (3.10)$$

Onde:

$Q_{produto}$ = Calor de resfriamento do produto (Kcal/24h);

$M_{diária}$ = Massa de movimentação diária do produto (kg/24h);

C_{esp} = Calor específico do produto (kcal/kg.K);

T_1 = Temperatura de entrada do produto na câmara
(°C); T_2 = Temperatura de saída do produto (°C).

2.3.3 Calor da Embalagem

Considerando assim a carga térmica gerada pelo calor dissipado da embalagem do produto, parte da premissa, de que, tal situação somente deve ser considerada quando a quantidade de material utilizado na embalagem

representa um valor maior que 10% da massa total bruta de produtos que entram na câmara.

E quando esse valor passa dos 10%, pode se determinar o calor dissipado pela embalagem de armazenamento do produto através da equação 3.11.

$$Q_{emb} = M_{emb} \times C_{emb} \times (T_2 - T_1) \quad (3.11)$$

Onde:

M_{emb} = massa de embalagem (kg);

C_{emb} = Calor específico do material da embalagem

(kcal/kg. K); T_1 = Temperatura de entrada da embalagem na câmara (°C); T_2 = Temperatura de saída da embalagem (°C).

Na definição do número de embalagens necessárias para o armazenamento de uma determinada quantidade de produto, é utilizado a equação 3.12.

$$N_{emb} = \frac{Q_{produto}}{C_{caixa}} \quad (3.12)$$

Onde:

N_{emb} = Número de embalagem;

$Q_{produto}$ = Quantidade de produto a ser armazenado diariamente;

C_{caixa} = Capacidade de cada caixa.

2.3.4 Calor de Ocupação

Segundo Vilain, (2006), Os efeitos das trocas de calor entre um corpo e outro podem ser percebidos na forma sensível e na forma latente. Observa-se que quando o calor aplicado modifica a temperatura do corpo, então este é chamado de calor sensível. Porém, se há modificação do estado físico da matéria (mudança de fase), então se tem troca de calor latente.

Considerando também o calor gerado dos seres humanos, o número de pessoas que trabalham dentro da câmara e o tempo de permanência de cada um dentro da mesma, dão origem à equação de carga térmica de ocupação, representada pela equação 3.13 (SILVA, 2007).

$$Q_{ocupacao} = N_p \times 0,86 \times [272 - (6 \times T_{int})] \times N_{ht} \quad (3.13)$$

Onde:

$Q_{ocupacao}$ = Calor transmitido pelas pessoas (Kcal/24h);

N_p = Número de pessoas;

T_{int} = Temperatura interna da câmara (°C);

N_{ht} = Número de horas de uso de trabalho dentro da câmara por dia por pessoa.

2.3.5 Calor devido a iluminação

Um calor sensível é gerado ao se converter a energia elétrica em luz, e este calor é dissipado no interior da câmara fria. Por convecção, para o ar, por radiação, para as superfícies circundantes, e por condução, através dos materiais adjacentes. (FROTA, SCHIFFER, 2003)

Para que se obtenha o valor da carga térmica de iluminação, utiliza-se a equação 3.14.

$$Q_4 = P_{ilum} \times 0,86 \times t_f \quad (3.14)$$

Onde:

Q_4 = Calor devido à iluminação (kcal/24h).

P_{ilum} = Potência de iluminação (kcal/h).

t_f = Tempo de funcionamento durante um dia (h).

0,86= Fator de conversão de (W) para (kcal/h).

Faz-se necessário 10 W/m² para que uma câmara frigorífica tenha uma iluminação adequada. (COSTA, 2011) Multiplica-se a área do piso por 10 W/m² para que se encontre a potência de iluminação, como mostra a equação 3.15.

$$P_{ilum} = L \times C \times 10 \quad (3.15)$$

Onde:

L = Largura da câmara

C = Comprimento da câmara

2.4 SELEÇÃO DE COMPONENTES DO SISTEMA FRIGORÍFICO

Segundo Girard (2004), na operação do sistema frigorífico de modo que este esteja em excelente estado é de suma importância o dimensionamento e seleção adequados dos componentes do sistema, tais como evaporadores, condensadores, compressores, ventiladores e demais componentes que se façam necessários.

2.4.1 Seleção dos Evaporadores

Primeiramente é necessário na seleção do evaporador, estabelecer a umidade relativa para a câmara, pois a umidade relativa dentro da câmara será em função da diferença de temperatura (ΔT) entre o ar da câmara e o refrigerante que circula no evaporador (temperatura de evaporação).

Uma proporção presente é que quanto maior o ΔT maior será a desumidificação e uma umidade relativa menor. Para obtermos umidades relativas altas dentro da câmara precisamos de um ΔT pequeno o que resultará em um tamanho maior do evaporador e maior custo (VILAIN, 2006).

Logo, sua seleção é baseada na carga térmica total a ser removida da câmara fria. Necessita-se também considerar o acréscimo do fator de segurança, descontar o tempo de parada para degelo entre outras possíveis paradas do sistema. E o cálculo da carga térmica requerida pode ser feito através da equação 3.22.

$$Q_e = \frac{Q_{total}}{T_{efetivo de serviço diário}} \quad (3.22)$$

Onde:

Q_e = É a carga térmica requerida, ou seja, a carga térmica a ser removida pelo evaporador;

Q_{total} = É carga térmica total do sistema considerando o acréscimo do fator de segurança de 10%;

$T_{efetivo \text{ de serviço diário}}$ = É o tempo efetivo de serviço diário onde desconta-se o tempo de degelo e qualquer outro tempo de parada que se faça necessário sua consideração.

O cálculo para a temperatura de evaporação pode ser obtido pela equação abaixo.

$$T_{evap} = T_{cons} - \Delta T \quad (3.23)$$

Onde:

T_{evap} = Temperatura de evaporação (°C);

T_{cons} = Temperatura de conservação (°C);

ΔT = Diferença de temperatura obtida na tabela 10.

Outro ponto é que se o número de trocas de ar do evaporador selecionado atende à demanda do projeto, além da verificação da flecha de ar do evaporador quanto às dimensões da câmara.

O número de trocas de ar do evaporador de acordo com sua vazão pode ser calculado pela equação abaixo.

$$N_{trocas \text{ de ar}} = \frac{V_{evaporador}}{V_{corrigido}} \quad (3.24)$$

Onde:

$N_{trocas \text{ de ar}}$ = Número de troca de ar do evaporador;

$V_{evaporador}$ = Vazão do evaporador (m³/h);

$V_{corrigido}$ = Volume corrigido da câmara fria (m³).

O número de evaporadores será calculado através da equação 3.25, considerando a razão entre a carga térmica a ser removida pelo evaporador (Q_e) e a capacidade do equipamento segundo o catálogo do fabricante.

$$N_{\text{evaporadores}} = \frac{Q_e}{\text{Capacidade do evaporador}} \quad (3.25)$$

2.4.2 Seleção dos Condensadores

A seleção da unidade condensadora é baseada na seleção do evaporador e da carga térmica total a ser removida da câmara fria. Sendo necessário o conhecimento da carga térmica requerida pelo sistema e as características de trabalho do evaporador selecionado, como sua temperatura de evaporação, além da temperatura ambiente onde a câmara será instalada.

Os catálogos de condensadores normalmente indicam a capacidade para um DT de 10°C, porém, o valor adequado deste diferencial de temperatura deve ser definido de acordo com o tipo de aplicação, conforme é listado a seguir (ASHRAE, 2000).

- De 5°C até 8°C para sistemas de congelados; □ De 8°C até 11°C para sistemas de refrigeração;
- De 14°C até 17°C para sistemas de ar condicionado.

Segundo Refrio Coils; Coolers (2019), a capacidade requerida do condensador é determinada pela equação 3.26.

$$Q_{\text{con}} = Q_{\text{evaporador}} \times F_c \quad (3.26)$$

Onde:

Q_{con} = Carga térmica requerida do condensador

$Q_{\text{evaporador}}$ = Capacidade do evaporador selecionado;

F_c = Coeficiente segundo o tipo de compressor utilizado em relação às condições de trabalho (Tabela 4).

Tabela 4: Seleção do coeficiente FC.

Temperatura de condensação (°C)	Temperatura de Evaporação									
	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10
35	1.60	1.53	1.47	1.41	1.35	1.31	1.27	1.23	1.19	1.14

40	1.66	1.58	1.51	1.44	1.39	1.34	1.29	1.25	1.21	1.18
----	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

Fonte: Adaptado do catálogo do fabricante Refrio Coils & Coolers, 2019
A capacidade final do condensador é definida através da equação 3.27,

$$Q_{condesador} = Q_{con} \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4 \times K_5 \quad (3.27)$$

Onde:

$Q_{condesador}$: É a capacidade do condensador nas condições de referência;

K_1 = É o coeficiente relativo a ΔT (K) (Tabela 14);

K_2 = É o coeficiente relativo ao refrigerante utilizado (Tabela 14);

K_3 = É o coeficiente relativo à temperatura do ar de entrada no condensador

(Tabela13);

K_4 = É o coeficiente da altitude da instalação (Tabela 7);

K_5 = É o coeficiente relativo ao material das aletas (Tabela 8).

Tabela 5: Tabelas dos coeficientes (KN).

TAB.5 - Δt (K)												
Δt (K)	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
K1	2.0	1.67	1.43	1.25	1.11	1.00	0.91	0.83	0.77	0.71	0.67	0.63
K1(EN327)	3.0	2.5	2.14	1.87	1.67	1.50	1.36	1.25	1.15	1.07	1.00	0.94
TAB.6 - Fluido Refrigerante												
Refrigeração			R22		R134		R404A / R507A			R407C		
K2			1.00		1.02		1.05			1.21		
K2 (EN327)			1.04		1.07		1			1.15		
TAB.7 - Temperatura de Entrada do ar (°C)												
Temperatura de Entrada do ar (°C)					15	20	25	30	35	40	45	50
K3					0.95	0.96	0.97	0.98	1	1.05	1.07	1.1
K3 (EN327)					0.97	0.98	1	1.01	1.03	1.05	1.06	1.07
TAB.7 - Altitude												
Altitude (m)				0	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000

K4	1.0	1.04	1.06	1.07	1.09	1.10	1.12	1.14	1.16
----	-----	------	------	------	------	------	------	------	------

TAB.8 - Material das Aletas

Material das Aletas	Alumínio Standart	Alumínio pintado
K5	1.00	1.06

Fonte: Adaptado do catálogo do fabricante Refrio Coils & Coolers, 2019.

2.4.3 Seleção da Válvula de Expansão

Segundo Vilain (2006), a seleção da válvula é função da capacidade requerida (carga térmica) e da temperatura de evaporação e de condensação em que deverá operar, além do tipo de refrigerante utilizado no sistema. A capacidade que aparece indicada na válvula é denominada de capacidade nominal. E para definir a capacidade real da válvula é preciso definir a pressão de evaporação e de condensação em que a válvula opera e consultar o catálogo da válvula.

Para a seleção da válvula de expansão é necessário converter a unidade da carga térmica requerida pelo sistema de kcal/h para toneladas de refrigeração (TR), considerando a equação a baixo.

$$TR = \frac{\overline{k} \cdot lca}{3,3083 \times 10^4} \quad (3.28)$$

2.4.4 Carga térmica total

A carga térmica total se dá pelo somatório de todas as cargas térmicas geradas no interior da câmara fria, multiplicadas pelo fator de segurança, como mostra a equação 3.29.

$$Q_t = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6) \times f_s \quad (3.29)$$

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 DIMENSÕES DA CÂMARA FRIA

A princípio foram definidos uma câmara fria possuindo dimensões de 10 m de comprimento, 5 m de largura e 3 m de pé direito como dimensões para a câmara fria. Em posse desses dados foi calculado o a área da câmara, multiplicando o comprimento pela largura, onde foi encontrado o valor de 50 m². Já para calcular o volume da câmara frigorífica, foi multiplicado a largura, o comprimento e o pé direito chegando a um volume de 150 m³.

3.2 SELEÇÃO DOS COMPONENTES DO SISTEMA FRIGORÍFICO

3.2.1 Seleção do Evaporador

A seleção do evaporador foi baseada na carga térmica total a ser removida da câmara fria. Para a seleção do evaporador, considerou-se o modelo FM da marca Flexcold do fabricante Heatcraft.



Figura 17: Evaporador de ar forçado de média velocidade modelo FM/Flexcold.
Fonte: Adaptado do catálogo do fabricante Heatcraft.

3.2.2 Seleção da Unidade Condensadora

Na seleção da unidade condensadora está diretamente relacionada com as características de seleção do evaporador e carga térmica total a ser removida da câmara fria. Foi selecionado o condensador da fabricante Danfoss, modelo OPHGM125D, versão D20 de número 115F0056.

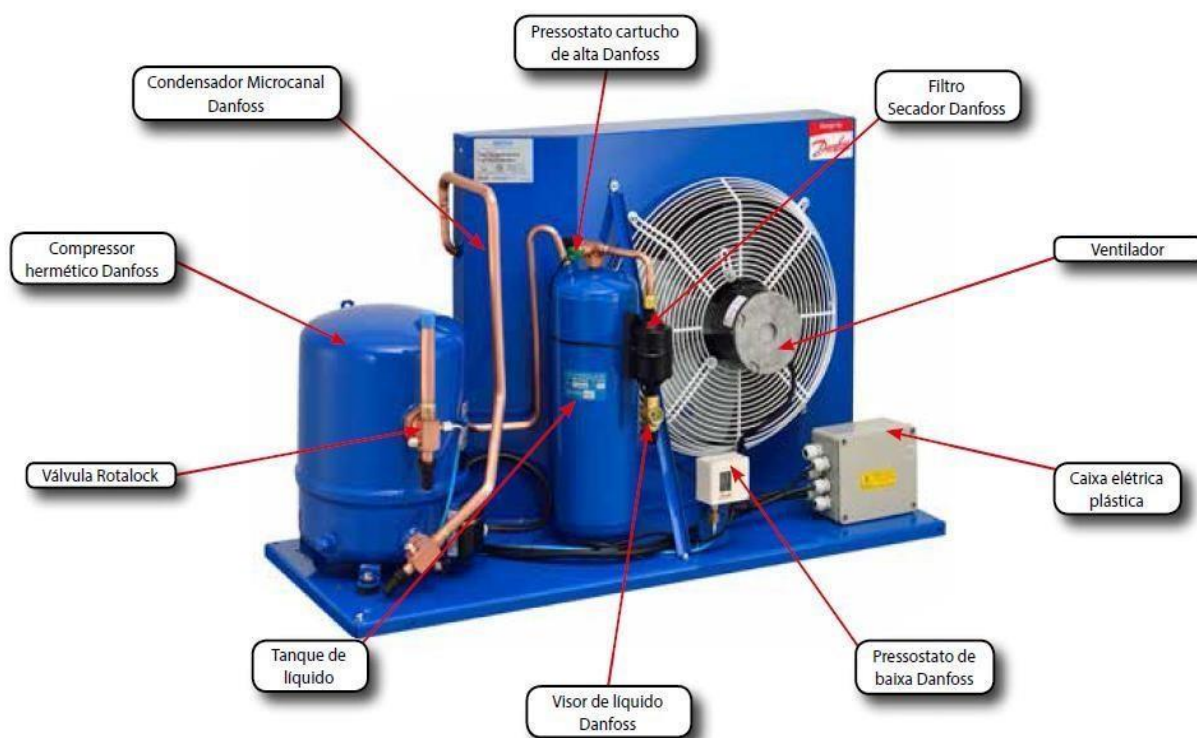


Figura 18: Modelo de unidade condensadora Danfoss refrigerada a ar.
Fonte: Adaptado do catálogo do fabricante Danfoss.

3.2.3 Seleção da Válvula de Expansão

Inicialmente, foi selecionado através do parâmetro de catálogo dos fabricantes Danfoss apresentado na figura 22 a válvula de expansão termostática a ser considerada para seleção é a válvula T2/05 com capacidade de 15,8 kw (4,49 TR) de fluido refrigerante.

Tipo de válvula / orifício	Temp. de condensação (°C)	R22				
		Capacidade em (kw)				
		Temp. de evaporação (°C)				
		-35	-30	-10	0	5
T2 / 0X	35	0,53	0,55	0,60	0,61	0,60
T2 / 00		1,0	1,1	1,2	1,3	1,3
T2 / 01		1,7	1,8	2,6	3,0	3,2
T2 / 02		2,3	2,6	3,8	4,4	4,7
T2 / 03		4,1	4,6	6,8	7,9	8,4

T2 / 04		6,1	6,8	10,1	11,8	12,5
T2 / 05		7,7	8,6	12,8	14,9	15,8
T2 / 06		9,5	10,5	15,6	18,2	19,3

Figura 19: Tabela de seleção do tipo de válvula.
Fonte: Adaptado do catálogo do fabricante Danfoss.

Esta válvula de expansão selecionada, possui conexões rosqueadas para o fluido refrigerante R22, de entrada angular de 3/8" e saída de 1/2" garantindo a capacidade nominal requerida do sistema de 4,33 TR.



Figura 20: Modelo de válvula da Série T2/05 da fabricante Danfoss.
Fonte: Adaptado do catálogo do fabricante Danfoss.

3.2.4 Luminária Led Hermética

Segundo a fabricante KIAN, Online, as luminárias herméticas led conforme ilustrado na figura 14, possuem Grau de Proteção IP65, o que as torna resistentes a jatos de água, poeira e vibrações capaz de iluminar ambientes mais úmidos, como garagens, depósitos e frigoríficos. Podendo ser aplicada em espaços internos e externos, sendo ideais para ambientes comerciais e industriais que exijam alto nível de robustez. Indicada para locais de preparação de alimentos, a luminária dispensa o uso de lâmpadas adicionais.

Figura 14: Luminárias Herméticas LED G1



Fonte: KIAN, Online

3.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS DO PROJETO

Com o intuito de visar a garantia de um dimensionamento de acordo com a necessidade de projeto, as considerações de carga térmica foram minuciosamente consideradas, de forma a garantir que o sistema não se apresentasse na condição de subdimensionado ou superdimensionado.

3.4 ESCOLHA DA PORTA FRIGORÍFICA

A câmara fria do projeto, foi optado pela modelo da porta de correr, por ela necessitar de menos espaço para ser aberta e aumentar a capacidade de entrada dos produtos a serem armazenados.

E com o presente projeto, foi estipulado uma mudança dessas medidas com o objetivo de solucionar esse problema no armazenamento.

A porta de correr selecionada, possui 2,40 x 1,60 metros, que permite a utilização de uma empilhadeira reduzindo o tempo de transporte dos produtos e aumentando o número de caixas possíveis de serem deslocadas por uma única pessoa.

4 CONCLUSÃO

Consoante ao objetivo proposto inicialmente que incorriam sobre a justificativa e necessidade do projeto, conclui-se que o projeto foi realizado com êxito, já que todos os objetivos propostos foram executados. Uma vez atendido as especificações existentes como as premissas da revisão bibliográfica e normatização, avaliando indicações e parâmetros de boas práticas para um dimensionamento coerente e que garantisse a plena satisfação das necessidades e uma boa disposição dos produtos dentro da câmara projetada.

Tendo em vista a notória necessidade de uma robusta análise da carga térmica envolvida, já que os resultados obtidos acarretam diretamente na escolha dos equipamentos do sistema frigorífico a serem aplicados assim atentando ao desenvolvimento matemático. De posse dos resultados obtidos, foram calculados para a câmara frigorífica, em conformidade com o painel isolante de poliestireno selecionado, visando atender uma demanda de armazenamento de 1000kg de carne de ave, garantindo a qualidade do produto apresentado.

Com uma avaliação minuciosa das características do produto e atentando-se a garantia da integridade e qualidade deste durante o armazenamento. Realizados a este fim, cálculos para as condições de carga térmica que se faziam presentes foram avaliadas e devidamente consideradas e várias possibilidades. Ao chegar em um resultado aplaudível foi-se início então a escolha dos componentes do sistema frigorífico, sendo selecionado um Evaporador modelo FME 475, uma Unidade Condensadora modelo OPHGM125D e uma Válvula de Expansão modelo T2/05 atendendo a demanda térmica do projeto.

De acordo com o projeto em questão, ao surgir interesse de implementação e automatização deste, como desenvolvimentos de automatizações na porta do frigorífico, implementação de sistema de energia independente (como a solar), obedecendo as normas exigidas na construção de câmaras frigoríficas.

REFERENCIAS

ASHRAE. **Refrigeration, American Society of Heating, refrigerating and air conditioning engineers**. Ashrae Handbook. Atlanta: 2003.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 8995-1: **Norma para Iluminação de ambientes de trabalho**. Parte 1, Paraná. ABNT, 2013.

BORGNAKKE, C; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica**. São Paulo, SP: E. Blucher, 2009.

CASTRO, J. **Engenharia Mecânica: Apostila de Refrigeração**, Universidade Federal do Vale do Rio São Francisco, Petrolina, 2008.

ÇENGEL, Y.A.; BOLES, M.A. **Termodinâmica**. 7^a.ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2013.

DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração**. 1^a. ed. Rio de Janeiro: Hemus, reimpressão 2004.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. 2^a ed. São Paulo, Editora EDGARD BLUCHER, 2002.