

**CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ - FAG
FERNANDO SCHERER DAL MOLIN**

**ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA DA TRANSFORMAÇÃO DE UMA CÂMARA
FRIGORÍFICA PARA RESFRIAR CERVEJA EM UM *WALK IN COOLER***

**CASCADEL - PR
2017**

**CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ - FAG
FERNANDO SCHERER DAL MOLIN**

**ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA DA TRANSFORMAÇÃO DE UMA CÂMARA
FRIGORÍFICA PARA RESFRIAR CERVEJA EM UM *WALK IN COOLER***

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário da Fundação Assis Gurgacz - FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador: Rogério Luiz Ludegero

CASCADEL - PR

2017

**CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ - FAG
FERNANDO SCHERER DAL MOLIN**

**ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA DA TRANSFORMAÇÃO DE UMA CÂMARA
FRIGORÍFICA PARA RESFRIAR CERVEJA EM UM WALK IN COOLER**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz - FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Rogério Luiz Ludegero.

BANCA EXAMINADORA

Orientador Prof. Rogério Luiz Ludegero
Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico

Jose Claudio Terra Silveira
Professor Jose Claudio Terra Silveira
Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico

Carlos Eduardo Goulart Ferreira
Professor Carlos Eduardo Goulart Ferreira
Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico

Cascavel, 01 de dezembro de 2017.

DEDICATÓRIA

A todos os que sempre me ampararam e incentivaram, em especial
aos meus pais e familiares.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente aos meus pais e familiares, que estiveram sempre presentes me apoiando e dando forças para que eu mantivesse na luta durante essa etapa da minha vida.

Ao orientador e professores que contribuíram direta ou indiretamente neste trabalho, dando todo o suporte necessário.

A todos os amigos do Curso de Engenharia Mecânica.

Enfim, um muito obrigado a todos que me apoiaram em mais esta jornada.

RESUMO

Considerando o período de crescimento que o setor da refrigeração percorreu nos últimos anos, surgem-se as necessidades por soluções mais práticas, neste contexto se inseriu a modificação de uma câmara frigorífica que, primeiramente utilizada para armazenamento e refrigeração de cerveja, em um *walk in cooler*, possibilitando-a também para a exposição do produto, ocasionando agilidade. Objetivou-se analisar a viabilidade técnica desta transformação, mantendo os equipamentos de refrigeração já atuantes no sistema atual. Para tanto, foi considerado o processamento das implicações técnicas, tais como especificações do produto armazenado, sua condição de estocagem, características construtivas da câmara, dentre outras informações técnicas, assim procedendo-se o cálculo da carga térmica requerida neste novo sistema, comparando-a com a carga requerida pela câmara frigorífica e com as capacidades frigoríficas dos equipamentos. Deste modo, observou-se que na carga térmica requerida para o *walk in cooler* houve acréscimos nos calores de infiltração, penetração e de motores, fazendo com que esta carga excedesse em relação a carga requerida na câmara frigorífica, o que permitiu concluir, após análise, que os equipamentos de refrigeração utilizados não possuem capacidade frigorífica compatível nas condições apresentadas.

Palavras-chave: Refrigeração, Câmara frigorífica, *Walk in cooler*.

ABSTRACT

Considering the period of growth that the refrigeration sector has undergone in recent years, the need for more practical solutions arises, in this context it is necessary to modify a cold room that, first used for storage and cooling of beer, in a walk in cooler, allowing it also for the exposure of the product, causing agility. The objective was to analyze the technical viability of this transformation, keeping the refrigeration equipment already active in the current system. In order to do so, it was considered the processing of the technical implications, such as specifications of the stored product, its storage condition, constructive characteristics of the chamber, among other technical information, so that the calculation of the required thermal load in this new system is performed, comparing -a with the load required by the cold room and with the refrigerating capacities of the equipment. In this way, it was observed that in the thermal load required for the walk in cooler there were increases in the infiltration, penetration and motor heats, causing this load to exceed the required load in the cold room, which allows to conclude, after analysis, that the refrigeration equipment used does not have refrigerating capacity compatible under the presented conditions.

Keywords: Refrigeration, Cold room, Walk in cooler.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação de um sistema básico de refrigeração.	18
Figura 2 – Representação das mudanças de estados físicos do fluido refrigerante.	19
Figura 3 – Carta psicrométrica	22
Figura 4 – Câmara frigorífica.....	35
Figura 5 – Unidade condensadora.	36
Figura 6 – Evaporador.....	36
Figura 7 – <i>Walk in cooler</i>	37
Figura 8 – Cidade de Catalão – GO.	38
Figura 9 – Carta psicrométrica de Catalão – GO.	39
Figura 10 – Referência das superfícies para cálculo de penetração.	46
Figura 11 – Representação da disposição das portas e prateleiras de exposição de um <i>walk in cooler</i>	50
Figura 12 – Representação do projeto para o <i>walk in cooler</i>	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Número de trocas de ar recomendado em função do produto.	30
Tabela 2 – Diferencial de temperatura e umidade relativa adequada em função da classe dos produtos.	31
Tabela 3 – Condições climáticas de Goiânia – GO	39
Tabela 4 - Condições do ambiente externo e interno	40
Tabela 5 – Total de produto armazenado na câmara frigorífica.	41
Tabela 6 – Total de produto armazenado no <i>walk in cooler</i>	51
Tabela 7 – Comparativos entre as cargas térmicas	63

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 – Calor do produto.....	24
Equação 2 – Carga de infiltração	26
Equação 3 – Carga de infiltração em função do número de abertura	26
Equação 4 – Carga térmica sensível.....	26
Equação 5 – Fator de densidade	26
Equação 6 – Fração de tempo de abertura.....	26
Equação 7 – Carga por embalagens.....	27
Equação 8 – Carga por pessoas.....	27
Equação 9 – Carga de iluminação	28
Equação 10 – Carga por motores	28
Equação 11 – Carga por penetração	28
Equação 12 – Carga de penetração pelas portas expositoras de vidro	29
Equação 13 – Coeficiente global de transferência de calor	29
Equação 14 – Número de trocas de ar.....	29

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

DT – Diferencial de temperatura

EPS – Poliestireno Expandido

hp – Horse Power

K – Kelvin

kg – Quilograma

kJ – Kilojoule

kW – Kilowatt

kcal – Quilocaloria

NBR – Associação Brasileira de Normas Técnicas

UR – Umidade relativa

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 OBJETIVOS	13
1.1.1 Objetivos Gerais	13
1.1.2 Objetivos Específicos.....	14
1.2 JUSTIFICATIVA	14
1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA.....	15
1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA.....	15
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1 HISTÓRICO DA CONSERVAÇÃO: REFRIGERAÇÃO	17
2.2 CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO	17
2.3 FLUIDO REFRIGERANTE	19
2.4 COMPRESSOR	20
2.5 CONDENSADOR	20
2.6 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	20
2.7 EVAPORADOR	21
2.8 APROVEITAMENTO TOTAL EM UM AMBIENTE DE REFRIGERAÇÃO.....	21
2.9 PSICROMETRIA	22
2.9.1 Carta psicrométrica	22
2.9.2 Umidade relativa	23
2.9.3 Entalpia	23
2.9.4 Volume específico	23
2.9.5 Temperatura de bulbo seco.....	23
2.9.6 Temperatura de bulbo úmido	23
2.10 CARGA TÉRMICA	24
2.10.1 Calor do produto.....	24
2.10.2 Carga de Infiltração	25
2.10.3 Carga por embalagens	26
2.10.4 Carga por pessoas	27
2.10.5 Carga de Iluminação	27
2.10.6 Carga por motores	28
2.10.7 Carga de penetração.....	28
2.10.8 Número de trocas de ar necessárias para cada aplicação.....	29
2.11 ACONDICIONAMENTO DE PRODUTOS	30
3 METODOLOGIA	32

3.1 ESPECIFICAÇÕES DOS PRODUTOS	32
3.2 CONDIÇÕES DE ESTOCAGEM.....	32
3.3 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS.....	33
3.4 DEMAIS FATORES QUE DEVEM SER LEVADOS EM CONSIDERAÇÃO	33
3.5 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA.....	33
3.6 ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA	33
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	35
4.1 DADOS DO EQUIPAMENTO.....	35
4.2 DADOS DO AMBIENTE	37
4.3 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DA CÂMARA FRIGORÍFICA	40
4.3.1 Condições de estocagem	41
4.3.2 Giro diário de produto.....	41
4.3.3 Carga de infiltração	41
4.3.4 Carga por embalagens.....	42
4.3.5 Carga por pessoas	43
4.3.6 Carga por iluminação	44
4.3.7 Carga por motores	45
4.3.8 Carga por penetração.....	45
4.3.9 Carga do produto	48
4.3.10 Carga térmica total da câmara frigorífica.....	49
4.4 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DO <i>WALK IN COOLER</i>	49
4.4.1 Condições de estocagem	50
4.4.2 Giro diário de produto.....	51
4.4.3 Carga de infiltração	52
4.4.4 Carga por embalagens.....	55
4.4.5 Carga por pessoas	56
4.4.6 Carga por iluminação	57
4.4.7 Carga por motores	57
4.4.8 Carga por penetração.....	58
4.4.9 Carga do produto	62
4.4.10 Carga térmica total do <i>walk in cooler</i>	63
4.5 ANÁLISE DAS CARGAS TÉRMICAS	63
4.6 ANÁLISE DOS EQUIPAMENTOS DE REFRIGERAÇÃO	64
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	65
6 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	66
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	67

1 INTRODUÇÃO

O emprego da refrigeração já era feito pelas mais antigas civilizações, a exemplo da civilização chinesa, que utilizava o gelo natural colhido nas superfícies dos rios e lagos congelados e armazenado com grandes cuidados, em poços cobertos com palha e cavados na terra, para a finalidade de conservar o chá que consumiam, isto há séculos antes do nascimento de Cristo.

Stoecker e Jabardo (2002) instrui que o objetivo de um sistema de refrigeração é refrigerar um determinado produto, de modo a garantir a sua qualidade e conservação. O sistema de refrigeração consiste em absorver o calor do meio em que se pretende refrigerar e rejeitar esse calor para o meio externo. Isso só é possível através de um ciclo frigorífico, que utiliza um fluido refrigerante em um regime fechado, onde este fluido transforme-se sucessivamente em líquido e em vapor. Os componentes básicos deste processo são: compressores, condensadores, dispositivo de expansão, evaporadores e fluido refrigerante.

O referido trabalho se desenvolve especificamente em uma câmara frigorífica destinada ao resfriamento e armazenagem de cerveja, onde o sistema de refrigeração atual será submetido a uma análise para verificar a viabilidade técnica da implantação de um sistema de exposição, denominado como *walk in cooler*, visto que esta modificação ocasionará novos valores correspondentes à carga térmica. Tudo isto de modo a otimizar área de venda e a logística interna de produto do estabelecimento comercial onde o equipamento se encontra, em virtude de que o *walk in cooler* se trata de uma câmara frigorífica com dupla função, tradicionalmente para estocagem, agora com portas de vidro e prateleiras internas adequando-a para a exposição e venda do produto, visando o autoatendimento.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivos Gerais

Analisar a viabilidade técnica de implantação do sistema de exposição *walk in cooler* em uma câmara frigorífica para cerveja, sendo assim, o equipamento que

atualmente é utilizado para a armazenar e refrigerar cerveja, posteriormente a adequação, contará com a otimização do espaço e armazenamento de produtos, possibilitando o reabastecimento das prateleiras por dentro da câmara, o que evita transtornos ao consumidor e menor perda de energia térmica, pois o produto armazenado já se mantém na temperatura adequada para ser exposto ao consumidor final. A implantação do sistema *walk in cooler* desencadeará uma alteração na carga térmica da câmara frigorífica, especificamente nos valores de carga de infiltração e penetração, o que será objeto do estudo realizado, verificando a viabilidade técnica da transformação e analisando se os equipamentos de refrigeração já utilizados serão capazes de suprir a nova demanda.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Determinar a carga térmica da câmara frigorífica;
- Determinar a nova carga térmica do sistema *walk in cooler*;
- Verificar se os equipamentos de refrigeração (unidade evaporadora e unidade condensadora) já utilizados na câmara frigorífica atendem a nova demanda da carga térmica no sistema *walk in cooler*;
- Analisar a viabilidade técnica das alterações propostas na câmara frigorífica, determinando de quanto será o acréscimo na carga térmica;

1.2 JUSTIFICATIVA

Nos últimos anos, o setor da refrigeração passou por um período de crescimento e o número de equipamentos vem aumentando, da mesma forma, surgem as necessidades por soluções mais práticas.

Neste contexto se insere a transformação da câmara frigorífica para a refrigeração e armazenagem de cerveja em um *walk in cooler*, podendo assim o equipamento também desempenhar a função de exposição do produto. Este tipo de câmara é utilizado para armazenagem e exposição de bebidas, visando o autoatendimento e a rápida reposição do produto dentro de um único ambiente. O reabastecimento das prateleiras é realizado internamente na própria câmara,

agilizando o processo e reduzindo transtornos ocasionais, como a falta de produto em condições ideais de temperatura na gôndola de exposição para o consumidor final.

O benefício e a vantagem são a otimização dos espaços de armazenamento dos produtos, com o *walk in cooler* atendendo a demanda de venda do produto, fazendo com se torne disponível uma maior área de venda para o ambiente comercial em função das necessidades de uso e consumo.

1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

A conservação de alimentos e bebidas é de grande importância para o ser humano, garantindo assim que o produto se mantenha em perfeitas condições. Para que isto seja possível, são utilizadas as câmaras frigoríficas, comumente chamadas de câmaras frias. Porém, em muitos casos, estas câmaras frigoríficas são dimensionadas por profissionais com conhecimentos práticos, sem que para isso tenha uma carga de conhecimento teórico, de forma a atender à necessidade técnica proporcionando um bom desempenho e economia de investimento.

É necessário determinar claramente quais os serviços e características esperados de uma câmara frigorífica, avaliando o período total e as condições ambientais predominantes no local de sua aplicação e funcionamento. Quando ela está disposta em comércio, sobretudo varejo, o responsável deve informar as condições de serviços mais severas, o produto e a quantidade que será armazenada, além dos requisitos de armazenagem, como a altura interna, instalação de trilhos (se houver), tipos de estantes, condições de higiene, dentre outros.

O domínio do comportamento e do dimensionamento dos sistemas frigoríficos é de grande importância para analisar as possíveis melhorias de um sistema, tanto na adaptação quanto na melhoria de sistemas já existentes.

1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

O referido estudo se apresenta exclusivamente em uma câmara frigorífica, que possui dimensões internas de (4,30 x 2,5 x 2,5 metros), respectivamente largura, comprimento e altura, painéis isotérmicos com núcleo isolante em EPS de 100

milímetros de espessura, uma porta giratória de (2,00 x 1,00 metros) em sua lateral, totalizando aproximadamente 26,875 metros cúbicos de volume, para resfriamento e conservação de cerveja.

A transformação da câmara frigorífica em um *walk in cooler* consiste na instalação de cinco portas de vidro duplo de sistema giratório de (1,80 x 0,70 metros) e adicionadas grades internas de exposição.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 HISTÓRICO DA CONSERVAÇÃO: REFRIGERAÇÃO

Existem distintos métodos para a conservação de produtos, dentre todos o mais conhecido e usual é a refrigeração, método esse que é caracterizado por utilizar baixas temperaturas. A indicação do processo de conservação por refrigeração é determinada em relação a espécie do produto, da estocagem e das temperaturas de conservação, considerando também o tempo em que este produto será exposto a refrigeração, sem que haja perdas de suas características e qualidades. (CASTRO, 2010)

De acordo com produto, há uma faixa de temperatura recomendada para a refrigeração, temos então dois processos de conservação, a refrigeração, empregada geralmente a curto prazo, e o congelamento, quando o prazo de tempo é maior.

Na refrigeração, a temperatura utilizada gira em torno de 0 °C, conservando assim as características do produto, levando em consideração fatores como a umidade relativa, a circulação de ar e a composição da atmosfera no interior da câmara de armazenamento. (STOECKER E JABARDO, 2002).

2.2 CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO

O sistema de refrigeração por compressão de vapor é o mais usual, aplicada a diversas áreas, seja para o condicionamento de ar de ambientes, para resfriamento e congelamento de produtos e em equipamentos frigoríficos. O fluido refrigerante entra no evaporador a baixa pressão, na forma de mistura de líquido mais vapor, e retira energia do meio interno enquanto passa para o estado de vapor. O vapor entra no compressor onde é comprimido e bombeado, tornando-se vapor superaquecido e deslocando-se para o condensador, onde o mesmo tem a função de liberar a energia retirada do ambiente. O fluido, ao liberar energia, passa do estado de vapor superaquecido para líquido (condensação) e finalmente entra no dispositivo de

expansão, onde tem sua pressão reduzida, para novamente ingressar no evaporador e repetir-se assim o ciclo (FERRAZ, 2008).

Castro (2010) nos instrui o funcionamento de um circuito de refrigeração, com a utilização de quatro componentes básicos, da seguinte maneira, conforme a Figura 1.

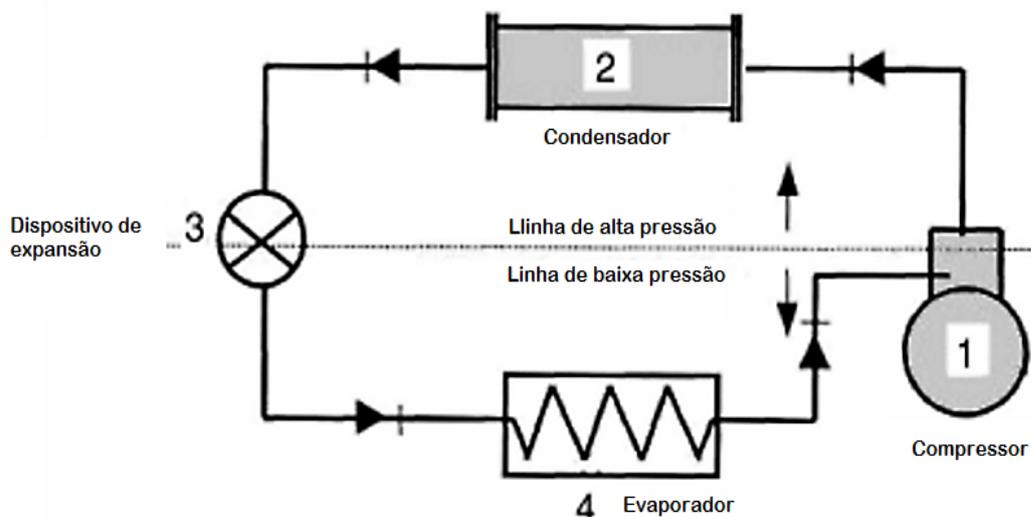
Primeiramente, um compressor (1) é responsável pela circulação do fluido refrigerante por todo o circuito, contanto com o auxílio do dispositivo de expansão (3), que reduz a pressão no evaporador (4) e eleva a pressão no condensador (2).

Por sua vez, o condensador (2) rejeita o calor absorvido pelo evaporador (4) juntamente com o calor promovido pela compressão do fluido no compressor (1). Com esta retirada de calor, o fluido refrigerante que adentra no condensador (2), tem a mudança de estado físico, se transforma de vapor em líquido.

O evaporador (4) absorve o calor do ambiente interno, e com isto, o fluido refrigerante que sai do dispositivo de expansão (3) no estado físico líquido transforma-se em vapor.

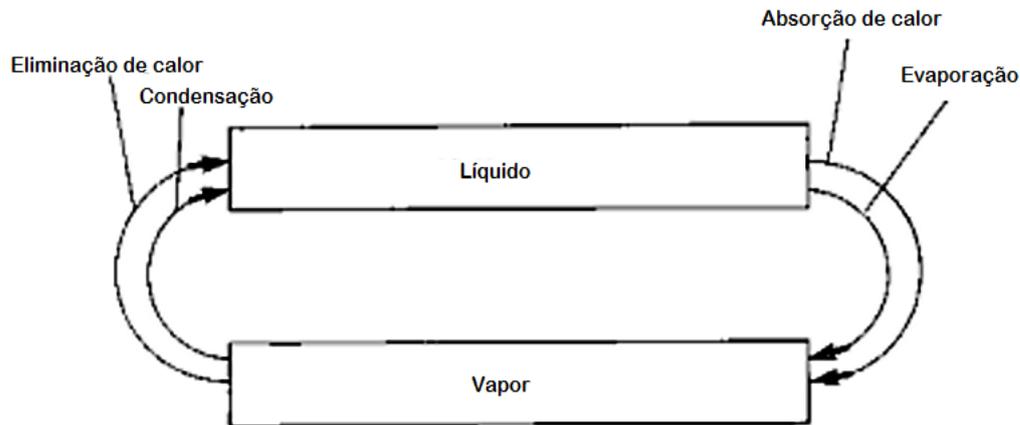
O dispositivo de expansão (3), restringe a passagem do fluido refrigerante no estado físico líquido que vem do condensador (2) para o evaporado (4), ocasionando uma elevação da pressão no condensador (2) e uma ocasional queda de pressão no evaporador (4).

Figura 1 – Representação de um sistema básico de refrigeração.



O evaporador absorve calor, pois a evaporação ocorre com a absorção de calor pelo fluido no estado líquido, já o condensador rejeita calor, pois a condensação se dá com a rejeição de calor do fluido refrigerante no estado físico vapor, conforme Figura 2.

Figura 2 – Representação das mudanças de estados físicos do fluido refrigerante.



Fonte: Castro (2010)

2.3 FLUIDO REFRIGERANTE

O fluido refrigerante em um sistema de refrigeração é o responsável pelas trocas térmicas, empregado como um veículo térmico na realização dos ciclos de refrigeração. Ele é capaz de resfriar um ambiente, absorvendo calor, pela sua propriedade de se transformar de líquido a gás, e de gás a líquido. (COSTA, 1982)

Costa (1982) argumenta que para o fluido refrigerante resfriar o ambiente absorvendo o calor presente, ele se transforma da fase líquida para a fase gasosa, uma vez que se evapora ao absorver calor e se liquefaz ao perder calor. De acordo com a sua aplicação, há uma determinada composição molecular, existindo assim uma diversa gama de fluidos refrigerantes, dos quais os mais usuais se destacam os fluidos refrigerantes halogenados, amônia, dióxido de enxofre, dióxido de carbono e hidrocarbonetos não halogenados, tais como o metano.

2.4 COMPRESSOR

Para Stoecke e Jones (1985), em um sistema de compressão a vapor, o compressor é considerado o coração. Ele é o responsável pela compressão do fluido refrigerante, garantindo assim o fluxo do refrigerante ao longo dos componentes do sistema de refrigeração. No processo de refrigeração, o compressor recebe vapor refrigerante a baixa temperatura e pressão, então ele eleva o vapor até uma pressão e temperatura maior. Existem variações de seu formato, cujas nomenclaturas se dão em função da ação de suas partes mecânicas, que são: Compressor alternativo (de êmbolo), compressor de parafuso, compressor de palheta, compressor centrífugo e compressor *scroll*.

2.5 CONDENSADOR

Condensador é o elemento do sistema de refrigeração que têm por finalidade transformar o gás quente a alta pressão, advindo do compressor, em líquido. Para tal, o condensador rejeita o calor contido no fluido refrigerante para alguma fonte de resfriamento. Segundo Costa (1975), esta operação, transferir o calor do fluido para o meio, é possível utilizando água, ar ou ar e água simultaneamente.

2.6 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

O dispositivo de expansão tem duas funções em um sistema de refrigeração. Primeiramente, tem a finalidade de reduzir a pressão do fluido refrigerante no estado líquido, por seqüência, a segunda função é regular a vazão do fluido refrigerante que entra no condensador. Existem diferentes tipos de dispositivos de expansão, dentre eles os mais usuais são eles o tubo capilar e a válvula de expansão termostática. (STOECKE E JONES, 1985)

2.7 EVAPORADOR

É no evaporador onde o fluido refrigerante sofre uma mudança de estado, ele recebe o fluido refrigerante proveniente do dispositivo de expansão, no estado líquido a baixa pressão e temperatura. Nesta condição, o fluido evapora absorvendo o calor da superfície da tubulação do evaporador, ocorrendo a transformação de líquido para vapor a baixa pressão. Embora este dispositivo seja às vezes muito simples, ele é a parte mais importante do sistema, pois qualquer sistema de refrigeração é projetado, instalado e operado com o único fim, o de retirar calor de algum meio, o efeito que o evaporador causa acarreta o abaixamento da temperatura do ambiente interno do ambiente. (CASTRO, 2010)

2.8 APROVEITAMENTO TOTAL EM UM AMBIENTE DE REFRIGERAÇÃO

Para Castro (2010), o máximo aproveitamento de um sistema de refrigeração se dá de algumas maneiras, a começar pela porta, que não deve ficar aberta por muito tempo com a entrada e a saída de funcionários para o acesso aos produtos internos da câmara frigorífica. Deve-se também respeitar a dimensão para armazenamento, alguns usuários colocam mais carga do que a capacidade permitida, o que resulta na perda de qualidade do produto ou até mesmo a danificação do equipamento.

O dimensionamento da câmara deve ocorrer de acordo com a necessidade, respeitando o limite de armazenamento, havendo espaçamento entre os produtos, e fundamentalmente uma organização do espaço interno da câmara frigorífica, que pode significar economia, além de agilidade no serviço. Deve - se sempre verificar se os trincos estão funcionando bem, não basta encostar a porta, ela realmente deverá está trancada, para não haver a perda de calor. A vedação de borracha da porta é outro elemento de extrema importância, tem que ter flexibilidade para garantir a mais perfeita vedação.

Outro princípio fundamental que deve ser seguido a regra é de não misturar os produtos a serem armazenados na câmara, os produtos têm necessidades térmicas diferentes, deve-se respeitar o objetivo inicial da câmara frigorífica.

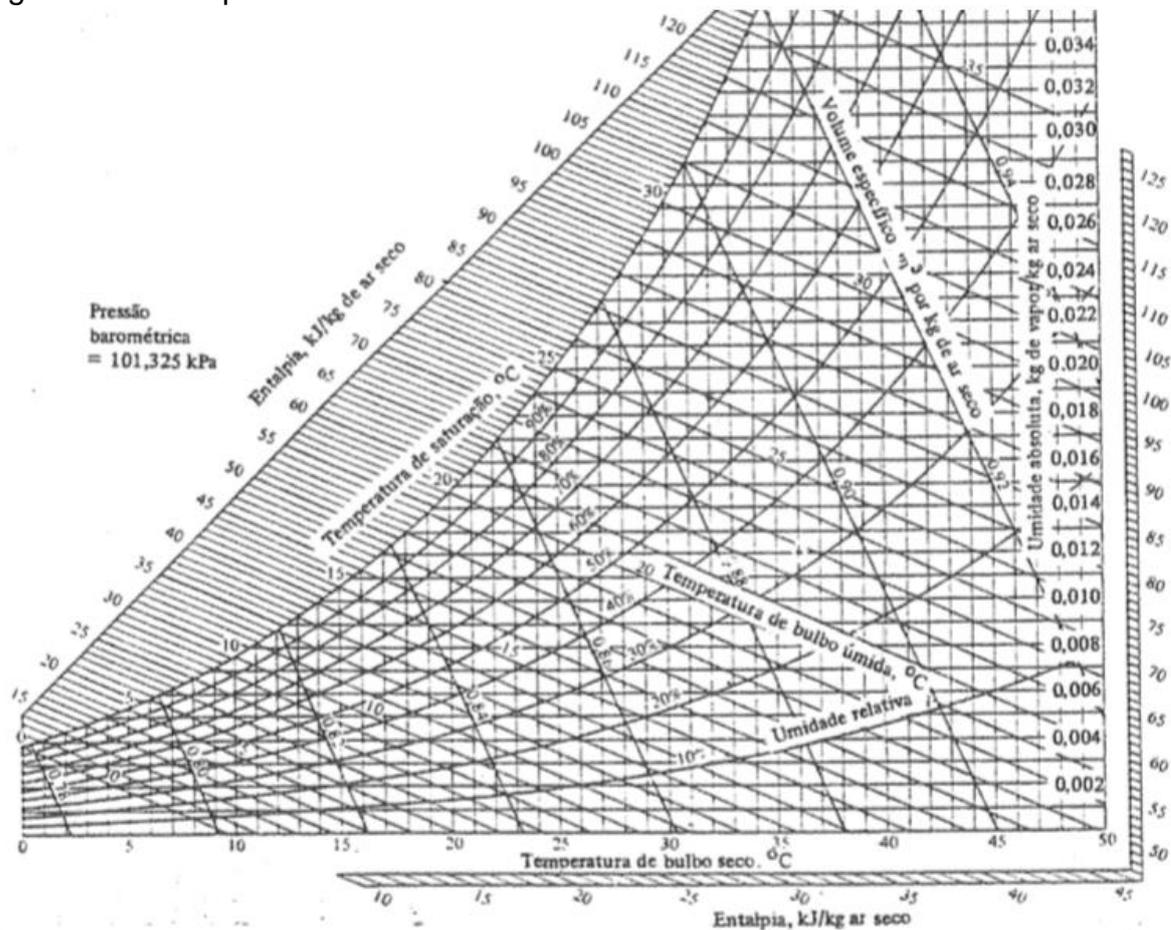
2.9 PSICROMETRIA

Segundo Stoecke e Jones (1985), a psicrometria é o estudo das misturas de ar e vapor de água. Em alguns processos, a água é removida do ar, já em outros processos a água é adicionada. Os princípios de psicrometria são aplicados em assuntos relacionados com o cálculo da carga térmica, sistemas de ar condicionado, serpentinas de desumidificação e resfriamento, dentre outros processos.

2.9.1 Carta psicrométrica

Segundo Stoecke e Jones (1985), a carta psicrométrica, ilustrada na Figura 3, é um diagrama que simplifica o estudo das propriedades do ar.

Figura 3 – Carta psicrométrica



Fonte: Stoecke e Jones (1985)

2.9.2 Umidade relativa

Stoecke e Jones (1985) define a umidade relativa como sendo a razão entre a fração molar do vapor de água no ar úmido e a fração do vapor de água no ar saturado à mesma temperatura a pressão total.

2.9.3 Entalpia

Para Stoecke e Jones (1985), a entalpia de uma mistura de ar seco e vapor de água é a soma das entalpias dos componentes. Logo, a entalpia é a quantidade de energia interna em relação a um ponto de referência.

2.9.4 Volume específico

Este é definido como o volume em metro cúbico de mistura por quilograma de ar seco, podendo também ser definido como o volume em metro cúbico do ar seco por quilograma de ar seco, uma vez que os volumes ocupados pelas substâncias individualmente são iguais. (STOECKE E JONES, 1985)

2.9.5 Temperatura de bulbo seco

A temperatura de bulbo seco é a temperatura do ar que é determinada através de um termômetro comum. Existem certas quantidades de vapor d'água por libra de ar seco. Estas podem ser determinadas em uma carta psicrométrica (MILLER, 2008).

2.9.6 Temperatura de bulbo úmido

A temperatura de bulbo úmido reflete o efeito de resfriamento da água em evaporação. Um termômetro de bulbo úmido é utilizado para essa determinação. A temperatura de bulbo úmido é menor do que a temperatura de bulbo seco. Ela é a

menor temperatura que um corpo molhado com água irá possuir quando exposto a uma corrente de ar (MILLER, 2008).

2.10 CARGA TÉRMICA

A análise da carga térmica de refrigeração, que é a quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirada do ambiente, origina-se de várias fontes de calor, é geralmente expressa em kcal/h, de modo a serem mantidas as condições de temperatura e umidade estabelecidas. (MILLER, 2008)

As cargas individuais devem ser avaliadas primeiramente depois totalizadas, que é proveniente da metodologia de cálculo de carga térmica da ASHRAE. (ASHRAE Refrigeration, 2002, capítulo 12).

2.10.1 Calor do produto

É o calor a ser removido do produto armazenado na câmara frigorífica (ASHRAE, 2002). A carga térmica devido ao produto, trazido ou mantido no espaço refrigerado é calculado pela Equação 1.

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) \quad (1)$$

Onde:

Q: Calor removido. (kcal/h)

m: Massa do produto. (Kg)

C_p: Calor específico. (kcal/kg.h°C)

T₁: Temperatura inicial do produto. (°C)

T₂: Temperatura a que se quer levar o produto no resfriamento. (°C)

2.10.2 Carga de Infiltração

A adição de calor devido à infiltração de ar externo contribui com uma parcela significativa da carga térmica total de refrigeração (ASHRAE, 2002). Este fator é função do ar externo que se infiltra cada vez que as portas do ambiente refrigerado são abertas, calculado pelas Equações 2 e 3.

$$Q = Vc.F.\frac{1}{Ve}.(He - Hi) \quad (2)$$

Onde:

Q1: Carga de infiltração. (kcal/h)

Vc: Volume da câmara frigorífica (m³)

F: Fator de infiltração de ar.

Ve: Volume específico do ar externo. (m³/kg)

He: Entalpia do ar externo. (kcal/kg)

Hi: Entalpia do ar interno. (kcal/kg)

$$Q = q.Dt.Df.(1 - E) \quad (3)$$

Onde:

q: Carga térmica sensível e latente. (kW)

Dt: Fração de tempo de abertura das portas. (s)

Df: Fator de fluxo da porta.

E: Efetividade do sistema de proteção da porta.

A carga térmica sensível (q) é definida pela Equação 4.

$$q = 0,221.A.(hi - he) Pr \left(1 - \frac{Pi}{Pr}\right)^{0,5} .(gH)^{0,5}.Fm \quad (4)$$

Onde:

A: Área da porta. (m²)

hi: Entalpia do ar de infiltração (externo). (kJ/kg)

h_e : Entalpia do ar refrigerado (interno). (kJ/kg)
 P_r : Massa específica do ar refrigerado. (kg/m³)
 P_i : Massa específica do ar de infiltração. (kg/m³)
 g : Aceleração da gravidade. (m/s²)
 H : Altura da porta. (m)
 F_m : Fator de densidade.

O fator de densidade (F_m) é dado pela Equação 5.

$$F_m = \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{P_r}{P_i}\right)^{1/3}} \right)^{1,5} \quad (5)$$

Onde:

P_r : Massa específica do ar refrigerado. (kg/m³)
 P_i : Massa específica do ar de infiltração. (kg/m³)

A fração de tempo de abertura de porta (D_t) é dada pela Equação 6.

$$D_t = \frac{(P\theta_p + \theta_o)}{3600 \cdot \theta_d} \quad (6)$$

Onde:

P : Número de passagens pela porta.
 θ_p : tempo de abertura e fechamento da porta. (s)
 θ_o : tempo em que a porta permanece aberta. (s)
 θ_d : tempo de referência. (24 horas).

2.10.3 Carga por embalagens

É a carga térmica proveniente das embalagens dos produtos estocados no ambiente refrigerado (ASHRAE, 2002). Este cálculo segue a Equação 7.

$$Q = m \cdot Cp \cdot (T1 - T2) \quad (7)$$

Onde:

m: Massa da embalagem. (kg)

Cp: Calor específico do material da embalagem. (kcal/kg°C)

T1: Temperatura de entrada. (°C)

T2: Temperatura de saída. (°C)

Normalmente, esta carga térmica adicional é acrescentada quando os produtos a serem resfriados são, por exemplo: leite, cerveja, ou outros produtos engarrafados/embalados e caixas.

2.10.4 Carga por pessoas

É decorrente da liberação de calor pelos trabalhadores que atuam no espaço refrigerado devido ao metabolismo do corpo humano (ASHRAE, 2002). Também é função da temperatura do local, tipo de trabalho realizado, roupas e o tamanho da pessoa, proveniente da Equação 8.

$$Q = N \cdot T \cdot G \quad (8)$$

Onde:

N: Número de pessoas.

T: Tempo de permanência no interior da câmara. (h)

G: Condições de temperatura da câmara frigorífica.

2.10.5 Carga de Iluminação

Esta fonte de calor deve-se ao calor dissipado pelas fontes de iluminação (ASHRAE, 2002). É calculada da seguinte maneira pela Equação 9.

$$Q = P.A.0,86.T \quad (9)$$

Onde:

P: Potência da lâmpada. (W)

A: Quantidade de lâmpadas.

T: Tempo que permanecem ligadas. (h)

2.10.6 Carga por motores

Essa carga consiste basicamente do calor dissipado pelos motores que possam ter no ambiente, como por exemplo: ventiladores do evaporador com convecção forçada (ASHRAE, 2002). Calculado pela Equação 10, para sistemas Monofásicos.

$$P = V.I \quad (10)$$

Onde:

P = Potência dos motores. (W)

V = Tensão. (V)

I = Corrente. (A)

2.10.7 Carga de penetração

Os sistemas de refrigeração estarão sempre sujeitos a um ganho de calor pelas paredes, o isolamento não é plenamente eficiente, assim, sempre haverá alguma perda de calor pelas paredes, o calor tende a se deslocar para uma área menos aquecida (resfriada). (MILLER, 2008)

Se designa ao calor penetrado pelas faces, sejam elas paredes, teto e piso, sendo assim as Equações 11 e 12.

$$Q = A.\frac{K}{E}.(T1 - T2) \quad (11)$$

Onde:

A: Área da parede. (m²)

K: Condutividade térmica. (kcal/m.h°C)

E: Espessura do material. (m)

T1: Temperatura inicial ou externa. (°C)

T2: Temperatura final ou interna. (°C)

$$Q = U \cdot A \cdot (T1 - T2) \quad (12)$$

Onde:

U: Coeficiente global de transferência de calor (W/m²K)

A: Área da janela. (m²)

T1: Temperatura externa. (K)

T2: Temperatura interna. (K)

O coeficiente global de transferência de calor (U) é calculado considerando três regiões de transferência de calor, pelo centro do vidro, bordas do vidro e pela região do quadro. Segue a Equação 13 para este cálculo.

$$U = (U \cdot A)_{centro} + (U \cdot A)_{borda} + (U \cdot A)_{quadro} / A_{porta} \quad (13)$$

Onde:

U: Coeficiente global de transferência de calor. (W/m²K)

A: Área. (m²)

2.10.8 Número de trocas de ar necessárias para cada aplicação.

Para realizar este cálculo, utiliza-se a Equação 14, que inclui todos os evaporadores em funcionamento na câmara frigorífica.

$$Trocas\ de\ ar = \frac{Vazão\ de\ ar\ (\frac{m^3}{h})}{Volume\ interno\ da\ câmara\ (m^3)} \quad (14)$$

A equação descarta a movimentação de ar que é induzido pela descarga de ar do evaporador, ou seja, o maior volume da câmara só é usado se o produto e o equipamento ocupam mais de 10% do volume (HEATCRAFT, 2017). Aplicações das câmaras têm limites desejados mostrados na Tabela 1.

Tabela 1 – Número de trocas de ar recomendado em função do produto.

Tipo de aplicação	Nº de trocas	
	Mínimo	Máximo
Conservação de congelados	40	80
Conservação de resfriados	40	80
Câmaras de corte	20	30
Resfriamento de carne	80	120
Maturação de banana	120	200
Armazenamento de frutas e vegetais	30	60
Túneis de congelamento rápido	150	300
Salas de processo	20	30
Carne s/ empacotar	30	60

Fonte: Heatcraft (2017)

2.11 ACONDICIONAMENTO DE PRODUTOS

Alguns dados a serem levados em consideração para especificar os equipamentos de refrigeração estão mencionados na Tabela 2.

Tabela 2 – Diferencial de temperatura e umidade relativa adequada em função da classe dos produtos.

Classe	DT	UR aprox.	Classe dos produtos
1	4 °C a 5 °C	90%	Armazenamento de vegetais, produtos agrícolas, flores, gelo sem embalagem e câmaras para resfriamento.
2	6 °C a 7 °C	80, 85%	Armazenamento frigorificados em geral e refrigeração, alimentos e vegetais embalados, frutas e produtos similares, produtos que requerem menores níveis de umidade relativa que os produtos da classe 1.
3	7 °C a 9 °C	65, 80%	Cerveja, vinho, produtos farmacêuticos, batatas, cebolas, frutas de casca dura como: melão. Produtos embalados. Estes produtos requerem U.R. moderada.
4	9 °C a 12 °C	50, 65%	Sala de preparo e processo, corte, armazém de cerveja, doces, armazenagem de filmes, estas aplicações necessitam de baixa umidade relativa e não são afetadas pela umidade.

Fonte: Heatcraft (2017)

Devem ser considerados todos os dados observados acima para se obter uma boa conservação dos produtos no interior da câmara frigorífica, levando em consideração também a capacidade útil da câmara para cada tipo de trabalho, pois para cada tipo de produto, temos uma densidade para utilização por metro cúbico. Para um bom acondicionamento de produtos no interior da câmara, é sugerido a utilização de 70% do espaço útil da câmara frigorífica.

Quanto maior for o diferencial de temperatura para uma mesma carga térmica, obtém-se um menor volume de ar circulado. Todavia, um diferencial de temperatura (DT) maior corresponde um menor fator de calor sensível, logo, maior possibilidade de perda de peso dos produtos a ser refrigerados. De maneira inversa, um grande volume de ar através do evaporador com adequada superfície de troca de calor será favorável para uma alta umidade e menor perda de peso dos produtos a ser refrigerados. (HEATCRAFT, 2017)

3 METODOLOGIA

Para realizar o cálculo da carga térmica de uma instalação de refrigeração, deverá ser considerado o desenvolvimento do processamento com as respectivas implicações técnicas. A carga potencial de uma câmara frigorífica é determinada conhecendo o seu volume útil, expresso em metros cúbicos, e a densidade do produto que irá ser armazenado, em quilogramas por metro cúbico. As densidades de estocagem bruta são pré-calculadas de forma a deixar livres os espaços para a movimentação do produto e aqueles necessários à distribuição e circulação do ar. Serão analisados os seguintes itens para determinar a carga térmica:

3.1 ESPECIFICAÇÕES DOS PRODUTOS

Deverão constar nas especificações as seguintes informações relativas aos produtos:

- a) Frequência diária de entrada e saída do produto;
- b) A temperatura de entrada do produto ao entrar na câmara;
- c) Quantidade diária (kg/dia) de produto a serem mantido resfriado;
- d) Especificação de embalagem;

3.2 CONDIÇÕES DE ESTOCAGEM

As seguintes informações, em relação às condições de estocagem dos produtos, deverão ser consideradas:

- a) Temperatura e umidade interna;
- b) Método de movimentação das cargas (empilhadeiras, elevadores, etc.);
- c) Método de empilhamento (pallets, racks, etc.);

3.3 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS

As características construtivas das câmaras frigoríficas têm responsabilidade direta no aumento ou redução do consumo de energia elétrica da instalação. Os principais fatores a considerar são:

- a) Eficiência do isolamento térmico de paredes e tetos;
- b) Eficiência do isolamento térmico de pisos (se houver);
- c) Infiltração de ar em níveis mínimos;

3.4 DEMAIS FATORES QUE DEVEM SER LEVADOS EM CONSIDERAÇÃO

- a) Temperatura ambiente do local de instalação;
- b) Número de pessoas (operação);
- c) Tempo de permanência (horas);
- d) Iluminação - tempo de utilização (horas);
- e) Motores;
- f) Tempo de utilização (horas);
- g) Tempo de processo;

3.5 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Conhecido todas as características anteriores, se procede então a determinação da carga térmica necessária ao sistema de refrigeração, com a metodologia de cálculo da ASHRAE.

3.6 ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA

A análise da viabilidade técnica se dá pela avaliação da capacidade da solução apresentada em atender os requisitos técnicos funcionais e operacionais estabelecidos no planejamento. Essa tarefa consiste em verificar se a solução

proposta, que no caso é a transformação da câmara frigorífica em um *walk in cooler*, atende requisitos como desempenho, segurança, confiabilidade e todos os outros, em termos de atendimento aos requisitos técnicos, averiguado por meio dos cálculos térmicos específicos.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 DADOS DO EQUIPAMENTO

A câmara frigorífica, ilustrada na Figura 4, é destinada a armazenagem e refrigeração de aproximadamente 1872 litros de cerveja, o que corresponde a 130 engradados, mantidos a uma temperatura interna de -2°C , com um tempo de processo de 15 horas, o produto armazenado ocupa aproximadamente 70% do volume total da câmara frigorífica, que é de aproximadamente 26,87 metros cúbicos, considerando que o restante é resguardado para circulação interna e distribuição da refrigeração gerada pelo evaporador.

Figura 4 – Câmara frigorífica.



Fonte: Próprio autor (2017).

Os elementos da parte de refrigeração são compostos por uma unidade condensadora Elgin modelo UCM 2 300 (C), conforme a Figura 5, cujas características técnicas se encontram no Anexo 1 (ELGIN, 2015), operando com fluido refrigerante R22, com compressor de 3 hp, separador de óleo Elgin SOE 012, separador de líquido Elgin SLE 034 e válvula de expansão Danfoss TEX2 com orifício 03.

Figura 5 – Unidade condensadora.



Fonte: Elgin (2015)

A unidade evaporadora é composta pelo modelo Elgin FX 052-4, conforme a Figura 6, com as devidas características técnicas dispostas no Anexo 2 (ELGIN, 2015).

Figura 6 - Evaporador



Fonte: Elgin (2015)

As câmaras do tipo *walk in cooler* são construídas com as portas de acesso ao ambiente interno, conforme a Figura 7, e podem ser configuradas de acordo com a necessidade, podendo ser em modelo de giratória ou corrediça e com ou sem aquecimento do marco para evitar a condensação externa no caso da utilização em temperaturas negativas.

Figura 7 – Walk in cooler.

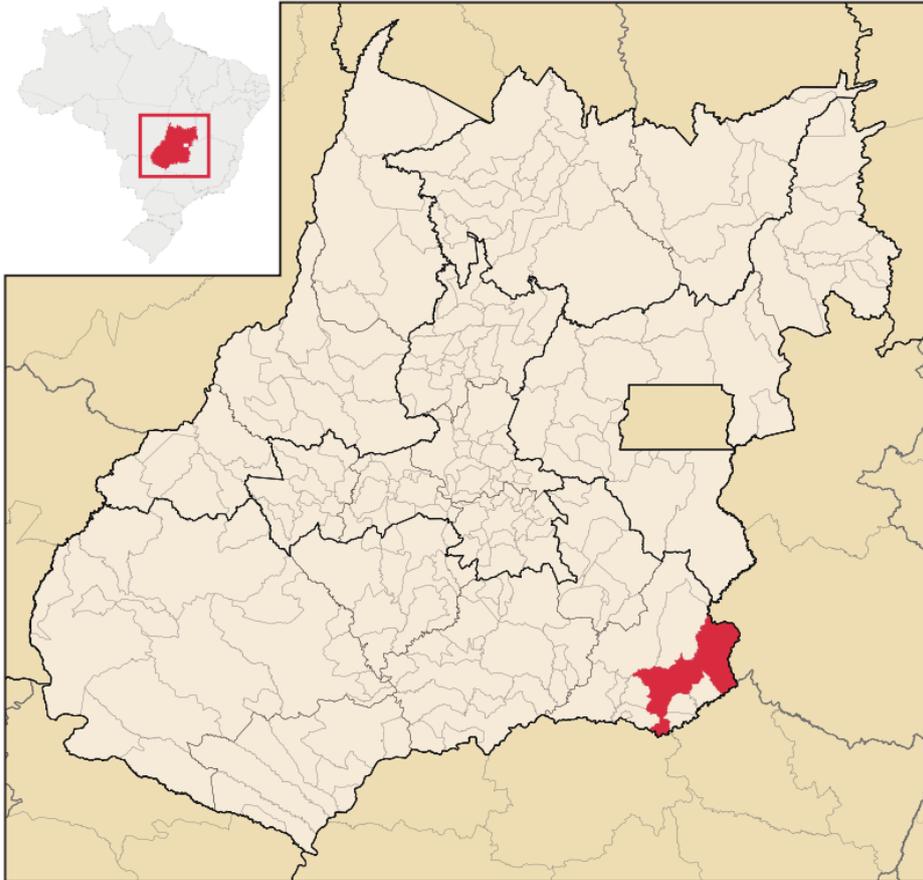


Fonte: Catálogo de produtos Bucholz (2015)

4.2 DADOS DO AMBIENTE

A câmara frigorífica encontra-se instalada na cidade de Catalão, situada no estado de Goiás a aproximadamente 260 km da capital Goiânia, conforme Figura 8. (IBGE, 2016)

Figura 8 – Cidade de Catalão – GO.



Fonte: Google (2017)

A determinação das condições do ar no ambiente de instalação é dada pela a norma ABTN NBR 16401-1:2008, considerando os dados para Goiânia, como a cidade mais próxima de Catalão, no estado de Goiás.

Observa-se na Tabela 3, que a máxima média de temperatura de bulbo seco (TBS) é 34,0 °C, assim como a máxima média da temperatura de bulbo úmido (TBU) é 24,1 °C, dada a segurança no cálculo da carga térmica para atender os requisitos do ambiente.

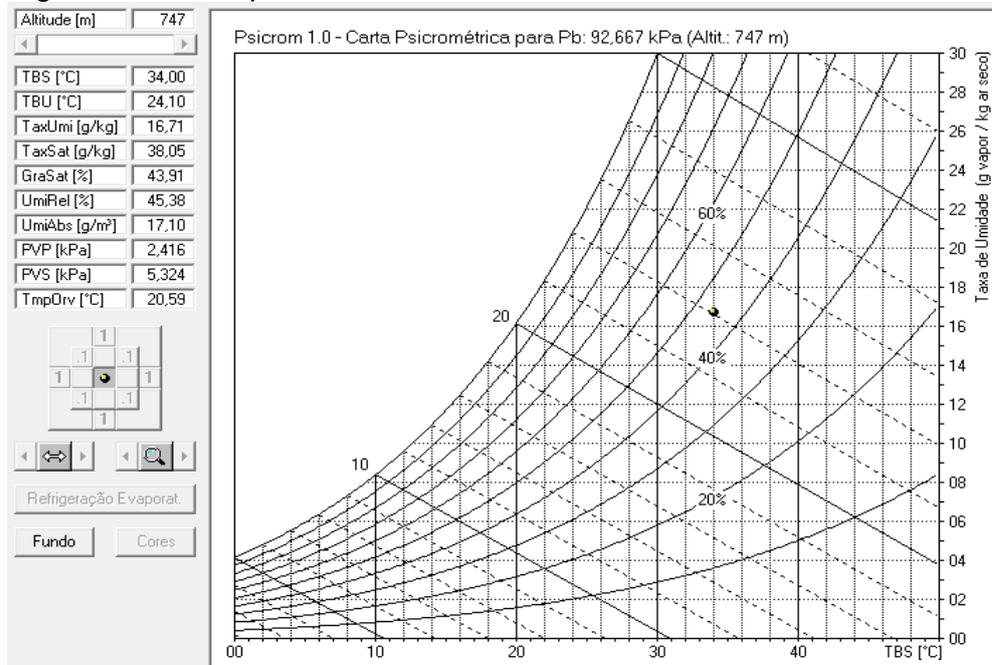
Tabela 3 – Condições climáticas de Goiânia – GO

GO	Goiânia	Lat.	Long.	Altitude	P. atm	Período		
		16,63S	49,22 W	747m.	92,67	82/01		
Mês>Qnt	F. Anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade		
Out	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc
11,7	2%	35,0	20,3	24,5	29,8	23,1	19,6	26,0
ΔT_{md}	1%	34,0	20,7	24,1	29,4	22,9	19,3	25,7
11,7	2%	33,1	20,8	23,7	28,9	22,2	28,5	25,2

Fonte: ABNT NBR 16401-1:2008 (2008)

Para a determinação da carta psicrométrica, foi utilizado o *software* Psicrom 1.0, desenvolvido pela Universidade Federal de São Carlos (UFSCar), o qual possui como entrada dados de temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido e a altitude, encontrados na Tabela 3.

Figura 9 – Carta psicrométrica de Catalão – GO.



Fonte: Psicrom 1.0 (2017)

A temperatura na câmara frigorífica mantida em $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$, com um delta de temperatura de evaporação de $6\text{ }^{\circ}\text{C}$, logo, a umidade relativa no ambiente refrigerado é de 80%, conforme a Tabela 2.

Segue a Tabela 4 com as devidas condições do ar ambiente (Goiânia) e do ar do ambiente de refrigerado.

Tabela 4 - Condições do ambiente externo e interno

Propriedades	Ar externo (Goiânia)	Ar interno (Câmara frigorífica)
Temperatura de bulbo seco ($^{\circ}\text{C}$)	34,0	- 2,0
Umidade relativa (%)	45,34	80
Entalpia (kcal/kg)	18,34	1,19
Volume específico (m^3/kg)	0,975	0,842
Massa específica (kg/m^3)	1,02	1,18

Fonte: Próprio autor (2017)

4.3 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DA CÂMARA FRIGORÍFICA

Para calcular a carga térmica referente à câmara foram considerados os métodos de cálculo da norma ASHRAE.

Abaixo estão listadas as informações necessárias ao cálculo da carga térmica da câmara frigorífica:

- a) Local da instalação: Comércio de bebidas em Catalão - GO;
- b) Produto estocado: Cerveja;
- c) Natureza: Refrigerado;
- d) Quantidade armazenada do produto: 1872 litros;
- e) Dimensões internas: 2,5 x 2,5 x 4,3 metros (altura x largura x comprimento);
- f) Condições do ar ambiente externo e interno (Tabela 4);
- g) Tempo de processo: 15 horas;
- h) Temperatura de entrada do produto: $34\text{ }^{\circ}\text{C}$

4.3.1 Condições de estocagem

A estocagem da cerveja é feita em engradados plásticos com dimensões externas, conforme o Anexo 3 (LOPLAST, 2016), de 51,3 x 35,1 x 31,8 centímetros (comprimento x largura x altura), cada qual comporta um total de 24 garrafas de 600 ml, respeitado um empilhamento máximo de seis engradados. Segue a Tabela 5 com o total de produto estocado.

Tabela 5 – Total de produto armazenado na câmara frigorífica.

Item	Quantidade
Engradados	130
Garrafas de cerveja (600 ml)	3120
Quantidade de cerveja armazenada (L)	1872

Fonte: Próprio autor (2017)

4.3.2 Giro diário de produto

Estima-se que diariamente há um giro de produtos em torno de 30% do total de produto estocado na câmara frigorífica, portanto, para a câmara em questão que estoca 1872 litros de cerveja, o total de giro diário é de 561,6 litros.

4.3.3 Carga de infiltração

Para calcular esta carga utilizou-se a Equação 2, considerando as propriedades do ambiente interno e externo à câmara apresentados na Tabela 4.

$$Q = Vc.F.\frac{1}{V_e} \cdot (H_e - H_i) \quad (2)$$

Onde:

Q: Carga de infiltração. (kcal/h)

Vc: Volume da câmara frigorífica. (m³)

Ve: Volume específico do ar externo. (m³/kg) (Tabela 4)

He: Entalpia do ar externo. (kcal/kg) (Tabela 4)

Hi: Entalpia do ar interno. (kcal/kg) (Tabela 4)

F: Fator de infiltração de ar. (Anexo 5) (HEATCRAFT, 2006)

$$Q = 26,875m^3 \cdot 15,26 \cdot \frac{1}{0,975 \frac{m^3}{kg}} \cdot (18,34 - 1,19) \frac{kcal}{kg}$$

$$Q = \frac{7213,77 \text{ kcal}}{24 \text{ h}}$$

$$Q = 300,57 \frac{kcal}{h}$$

O calor por penetração calculado resultou em 300,57 kcal/h.

4.3.4 Carga por embalagens

Como o giro diário de produto é de 561,6 litros de cerveja, este valor corresponde aproximadamente a 936 garrafas, cujo material é vidro e cada garrafa equivale a um peso de aproximadamente 0,041 kg. Junto a isto, temos os engradados plásticos, onde o peso de cada engradado é de aproximadamente 2 kg, e para o total do giro diário do produto, equipara-se ao total de 39 engradados de plástico. Logo, os pesos totais das embalagens correspondem a 38,37 kg e 78 kg, respectivamente, para o vidro e para o plástico.

Para este cálculo, utilizou-se a Equação 7:

$$Q = m \cdot Cp \cdot (T1 - T2) \tag{7}$$

Onde:

m: Massa da embalagem. (kg)

Cp: Calor específico do material da embalagem. (kcal/kg.h°C) (Anexo 6)
(HEATCRAFT, 2006)

T1: Temperatura de entrada. (°C)

T2: Temperatura de saída. (°C)

Para o vidro, obteve-se:

$$Q = 38,37kg \cdot 0,2 \frac{kcal}{kg \cdot h \cdot ^\circ C} \cdot (34 - (-2))^{\circ C}$$

$$Q = 276,26 \frac{kcal}{h}$$

Para o plástico, obteve-se:

$$Q = 78kg \cdot 0,4 \frac{kcal}{kg \cdot h \cdot ^\circ C} \cdot (34 - (-2))^{\circ C}$$

$$Q = 1123,2 \frac{kcal}{h}$$

A somatória das cargas por embalagem resultou em 1399,46 kcal/h.

4.3.5 Carga por pessoas

Para suprir a demanda do giro diário é necessário de, no mínimo, uma pessoa trabalhando uma hora por dia. Segue o cálculo utilizando a Equação 8:

$$Q = N.T.G \tag{8}$$

Onde:

N: Número de pessoas.

T: Tempo de permanência no interior da câmara. (h)

G: Condições de temperatura da câmara frigorífica. (Anexo 7) (HEATCRAFT, 2006)

$$Q = 1.1h. 241,85 \frac{kcal}{pessoa.h}$$

$$Q = \frac{241,85kcal}{24h}$$

$$Q = 10,07 \frac{kcal}{h}$$

A carga por pessoas resultou em 10,07 kcal/h.

4.3.6 Carga por iluminação

Para a iluminação do ambiente interno da câmara, são utilizadas duas lâmpadas de potência individual de 50W. Segue o cálculo da carga de iluminação pela Equação 9:

$$Q = P. A. 0,86. T \quad (9)$$

Onde:

P: Potência da lâmpada. (W)

A: Quantidade de lâmpadas.

T: Tempo que permanecem ligadas. (h)

$$Q = 50W. 2.0,86.1h$$

$$Q = \frac{86kcal}{24h}$$

$$Q = 3,58 \frac{Kcal}{h}$$

A carga por iluminação resultou em 3,58 kcal/h

4.3.7 Carga por motores

O evaporador utilizado na câmara frigorífica (Elgin FX052-4) possui 4 ventiladores, cuja corrente consumida é de 1,8 Amperes operando numa tensão de 220 Volts Monofásico, conforme mostrado no Anexo 2 (ELGIN, 2015), utilizando então a Equação 10, obteve-se:

$$P = V \cdot I \quad (10)$$

Onde:

P = Potência dos motores. (W)

V = Tensão. (V)

I = Corrente. (A)

$$P = 220V \cdot 1,8A$$

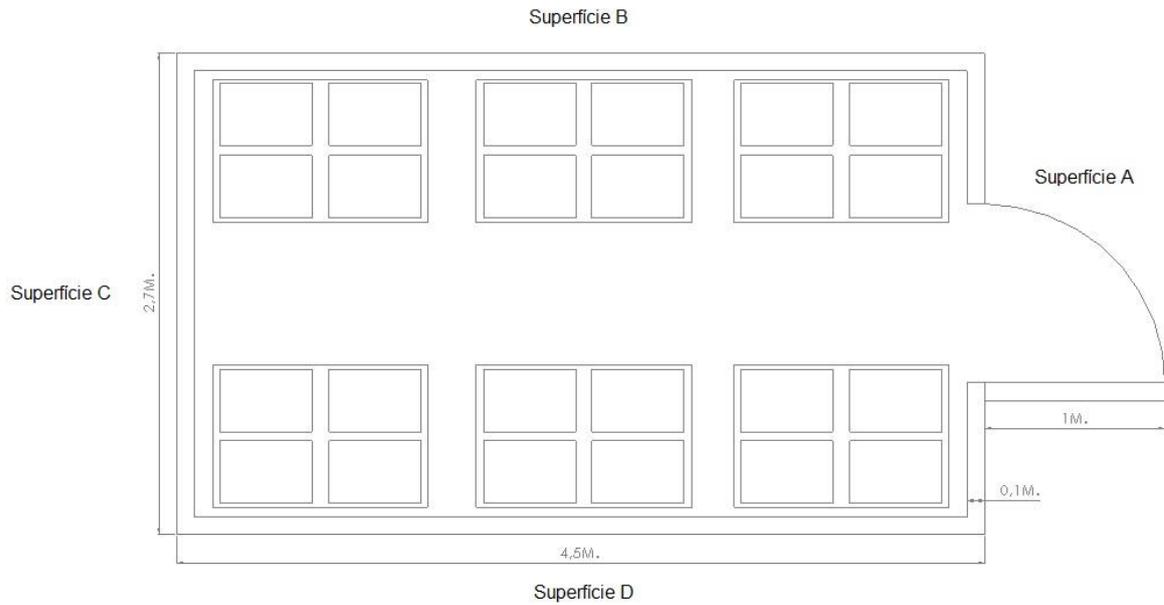
$$P = 396 W$$

Sabendo que 1 kcal/h equivale a aproximados 1,163 W, tem-se a carga por motores composta por 340,5 kcal/h.

4.3.8 Carga por penetração

O painel isotérmico utilizado na câmara tem o núcleo com material isolante em poliestireno expandido (EPS), com espessura de 100 milímetros. A referência de cada superfície da câmara para o cálculo da carga pela penetração se encontra na Figura 10.

Figura 10 – Referência das superfícies para cálculo de penetração.



Fonte: Próprio autor (2017)

A carga por penetração foi calculada pela Equação 11.

$$Q = A \cdot \frac{K}{E} \cdot (T1 - T2) \quad (11)$$

Onde:

A: Área da parede. (m²)

K: Condutividade térmica. (kcal/m.h.°C) (Anexo 8) (HEATCRAFT, 2006)

E: Espessura do material. (m)

T1: Temperatura inicial ou externa. (°C)

T2: Temperatura final ou interna. (°C)

a) Superfície A:

$$Q = 7,29m^2 \cdot \frac{0,028 \frac{kcal}{m \cdot h \cdot ^\circ C}}{0,1m} \cdot (34 - (-2))^\circ C$$

$$Q = 73,48 \frac{Kcal}{h}$$

A carga por penetração pela superfície A resultou em 73,48 Kcal/h.

b) Superfície B:

$$Q = 12,15m^2 \cdot \frac{0,028 \frac{kcal}{m \cdot h \cdot ^\circ C}}{0,1m} \cdot (34 - (-2))^\circ C$$

$$Q = 122,47 \frac{Kcal}{h}$$

A carga por penetração pela superfície B resultou em 122,47 Kcal/h.

c) Superfície C:

$$Q = 7,29m^2 \cdot \frac{0,028 \frac{kcal}{m \cdot h \cdot ^\circ C}}{0,1m} \cdot (34 - (-2))^\circ C$$

$$Q = 73,48 \frac{Kcal}{h}$$

A carga por penetração pela superfície C resultou em 73,48 Kcal/h.

d) Superfície D:

$$Q = 12,15m^2 \cdot \frac{0,028 \frac{kcal}{m \cdot h \cdot ^\circ C}}{0,1m} \cdot (34 - (-2))^\circ C$$

$$Q = 122,47 \frac{Kcal}{h}$$

A carga por penetração pela superfície D resultou em 122,47 Kcal/h.

e) Teto

$$Q = 12,15m^2 \cdot \frac{0,028 \frac{kcal}{m \cdot h \cdot ^\circ C}}{0,1m} \cdot (34 - (-2))^\circ C$$

$$Q = 122,47 \frac{Kcal}{h}$$

A carga por penetração pelo teto resultou em 122,47 Kcal/h.

f) Piso

Conforme a ASHRAE (2002), para pisos sem revestimento, considera-se a temperatura do piso como 22 °C.

$$Q = 12,15m^2 \cdot \frac{0,028 \frac{kcal}{m \cdot h \cdot ^\circ C}}{0,1m} \cdot (22 - (-2))^\circ C$$

$$Q = 81,64 \frac{Kcal}{h}$$

A carga por penetração pelo piso resultou em 81,64 Kcal/h.

Com isto, a soma total da carga de penetração resultou em 596,01 Kcal/h.

4.3.9 Carga do produto

Esta carga levou em consideração a quantidade de produto no giro diário, considerando um tempo de processo de 15 horas e a densidade da cerveja, como encontrado no Anexo 12 (SUCRANA, 2013), sendo 1020 kg/m³. O calor específico é o de resfriamento, encontrado no Anexo 9 (ASHRAE, 2002), de 3,852 kJ/kg°C, ou então em unidades usuais da equação, 0,92 kcal/h°C. Para este cálculo, utilizou-se a Equação 1.

$$Q = m \cdot Cp \cdot (T1 - T2) \quad (1)$$

Onde:

Q: Calor removido. (kcal/h)

m: Massa do produto. (kg)

Cp: Calor específico. (kcal/kg.°C) (Anexo 9)

T1: Temperatura inicial do produto. (°C)

T2: Temperatura a que se quer levar o produto no resfriamento. (°C)

$$Q = 572,83kg \cdot 0,92 \frac{kcal}{kg \cdot ^\circ C} \cdot (34 - (-2))^\circ C$$

$$Q = \frac{18972,12kcal}{15h} = 1264,80 \frac{kcal}{h}$$

A carga do produto resultou em 1264,80 Kcal/h.

4.3.10 Carga térmica total da câmara frigorífica

A carga térmica total é dada por:

$$Q_{total} = Q_{infiltração} + Q_{embalagens} + Q_{pessoas} + Q_{iluminação} + Q_{infiltração} + Q_{motores} + Q_{penetração} + Q_{produto} \cong 3914,99 Kcal/h$$

4.4 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DO WALK IN COOLER

Para calcular a carga térmica referente ao *walk in cooler* admitiu-se a metodologia de cálculo da ASHRAE, levando em consideração que para a transformação da câmara frigorífica no *walk in cooler* contará com a instalação de cinco portas expositoras de vidro térmico, o que resultará em alterações nas cargas de infiltração e penetração devido principalmente ao maior número de abertura de portas. Também deverá conter prateleiras internas para uma melhor distribuição dos

produtos que serão expostos e comercializados, conforme exemplificado na Figura 11, o que desencadeará em diminuição do total de produto armazenado em virtude da diminuição da área de armazenagem da câmara.

Figura 11 – Representação da disposição das portas e prateleiras de exposição de um *walk in cooler*.

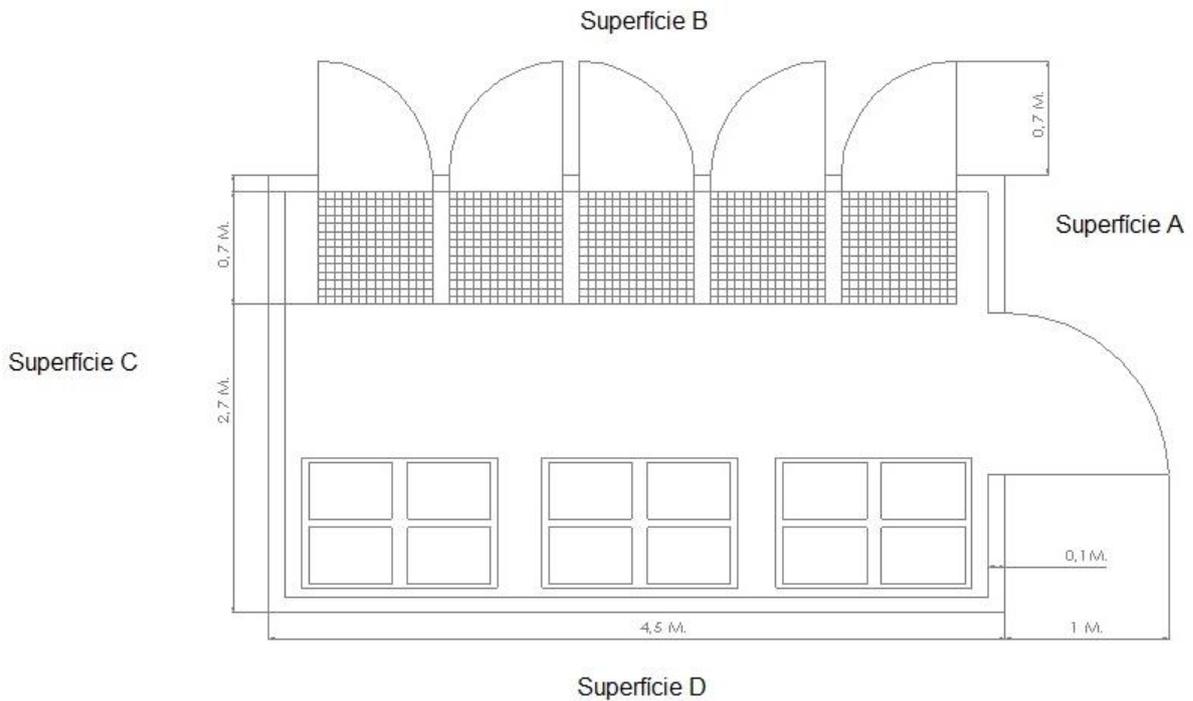


Fonte: Próprio autor (2017).

4.4.1 Condições de estocagem

Nesta nova configuração, conforme representado em projeto na Figura 12, na área de armazenagem estima-se que a estocagem será de 72 engradados de cerveja, e em cada partição de prateleira expositora comportará 168 garrafas de cerveja, onde o total de produtos armazenados está disposto na Tabela 6.

Figura 12 – Representação do projeto para o *walk in cooler*.



Fonte: Próprio autor (2017)

Tabela 6 – Total de produto armazenado no *walk in cooler*.

Área de armazenagem		Prateleiras expositoras	
Total de engradados	72	Garrafas por prateleira	168
Total de garrafas	1728	Total de garrafas	840
Total de litros	1036,8	Total de litros	504
Capacidade total de armazenagem (Litros)	1540,8		

Fonte: Próprio autor (2017).

4.4.2 Giro diário de produto

Estima-se que diariamente há um giro de produtos em torno de 30% do total de produto estocado no *walk in cooler*, portanto, para a estocagem de 1540,8 litros de cerveja, o total de giro diário é de 462,24 litros.

4.4.3 Carga de infiltração

Para calcular esta carga utilizou-se a Equação 2, considerando as propriedades do ambiente interno e externo à câmara apresentados anteriormente na Tabela 4.

$$Q = Vc.F.\frac{1}{Ve}.(He - Hi) \quad (2)$$

Onde:

Q: Carga de infiltração. (kcal/h)

Vc: Volume da câmara frigorífica. (m³)

Ve: Volume específico do ar externo. (m³/kg)

He: Entalpia do ar externo. (kcal/kg)

Hi: Entalpia do ar interno. (kcal/kg)

F = Fator de infiltração de ar. (Anexo 5) (HEATCRAFT, 2006)

$$Q = 26,875m^3 \cdot 15,26 \cdot \frac{1}{0,975 \frac{m^3}{kg}} \cdot (18,34 - 1,19) \frac{Kcal}{kg}$$

$$Q = \frac{7213,77 Kcal}{24 h}$$

$$Q = 300,57 \frac{Kcal}{h}$$

Adicionou-se a este cálculo, a carga de infiltração decorrente das portas de vidro expositoras, pela Equação 4. Inicialmente, calculou-se o fator de tempo de abertura das portas, pela Equação 6, considerando o fator número de passagens pela porta (P) de 50 passagens por porta, ponderado uma situação crítica do total de 250 aberturas de porta por dia. Para o fator tempo de abertura e fechamento da porta (θ_p), foi utilizado o tempo de 5 segundos e para o tempo em que a porta permanece aberta (θ_o) de 10 segundos, tudo isto considerando o tempo de referência de 24 horas.

$$Dt = \frac{(P\theta p + \theta o)}{3600 \cdot \theta d} \quad (6)$$

Onde:

P: Número de passagens pela porta.

θp : tempo de abertura e fechamento da porta. (s)

θo : tempo em que a porta permanece aberta. (s)

θd : tempo de referência (24 horas).

$$Dt = \frac{(50.5 + 10)}{3600 \cdot 24}$$

$$Dt = 3,00 \cdot 10^{-3}$$

Prosseguindo, calculou-se o fator de densidade (Fm) pela Equação 5.

$$Fm = \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{Pr}{Pi} \right)^{1/3}} \right)^{1,5} \quad (5)$$

Onde:

Pr: Massa específica do ar refrigerado (Tabela 4)

Pi: Massa específica do ar de infiltração (Tabela 4)

$$Fm = \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{1,187}{1,025} \right)^{1/3}} \right)^{1,5}$$

$$Fm = 0,963$$

Por sequência, calculou-se a carga térmica sensível e latente pela Equação 4.

$$q = 0,221 \cdot A \cdot (hi - he) Pr \left(1 - \frac{Pi}{Pr} \right)^{0,5} \cdot (gH)^{0,5} \cdot Fm \quad (4)$$

Onde:

A: Área da porta. (m²) (Anexo 10) (TECTERMICA, 2012)

hi: Entalpia do ar de infiltração (externo). (kj/kg) (Tabela 4)

he: Entalpia do ar refrigerado (interno). (kj/kg) (Tabela 4)

Pr: Massa específica do ar refrigerado. (kg/m³) (Tabela 4)

Pi: Massa específica do ar de infiltração. (kg/m³) (Tabela 4)

g: Aceleração da gravidade. (m/s²)

H: Altura da porta. (m) (Anexo 10) (TECTERMICA, 2012)

$$q = 0,221.1,12. (76,80 - 4,99) 1,18 \left(1 - \frac{1,02}{1,18}\right)^{0,5} . (9,8.1,6)^{0,5} . 0,963$$

$$q = 28,99$$

Por final, pode-se encontrar o ganho de calor através de portas, pela Equação 3, segundo ASHRAE (2002), o fator de fluxo de porta (Df) para condições normais é de 0,8 e o fator efetividade do sistema de proteção da porta (E) para portas sem dispositivos de proteção é 0.

$$Q = q. Dt. Df. (1 - E) \quad (3)$$

Onde:

q: Carga térmica sensível e latente. (kW)

Dt: Fração de tempo de abertura das portas. (s)

Df: Fator de fluxo da porta.

E: Efetividade do sistema de proteção da porta.

$$Q = 28,99.3,00.10^{-3} . 0,8. (1 - 0)$$

$$Q = 0,06957 \text{ kW}$$

Como no projeto do *walk in cooler* considera a instalação de cinco portas de vidro, logo, multiplicou-se o valor encontrado pelo número de portas, resultando em

0,34788 kW, e ainda considerando que 1 kW corresponde a 859,85 kcal/h, temos a carga representada em 299.12 kcal/h.

Logo, a carga total de infiltração calculada para o *walk in cooler* é de 599,69 kcal/h.

4.4.4 Carga por embalagens

Como o giro diário de produto é de 462,24 litros de cerveja, este valor corresponde aproximadamente a 771 garrafas, cujo material de é vidro e cada garrafa equivale a aproximadamente 0,041 kg. Junto a isto, temos os engradados plásticos, onde o peso de cada um é de aproximadamente 2 kg, e para o total do giro diário do produto, equipara-se ao total de 33 engradados. Logo, os pesos totais das embalagens correspondem a 31,61 kg e 66 kg, respectivamente, para o vidro e para o plástico.

Para este cálculo, utilizou-se equação 7:

$$Q = m \cdot C_{pe} \cdot (T1 - T2) \quad (7)$$

Em que:

m: Massa da embalagem. (kg)

Cp: Calor específico do material da embalagem. (kcal/kg°C)

T1: Temperatura de entrada. (°C)

T2: Temperatura de saída. (°C)

Para o vidro, obteve-se:

$$Q = 31,61kg \cdot 0,2 \frac{kcal}{kg \cdot h^{\circ}C} \cdot (34 - (-2))^{\circ}C$$

$$Q = 227,59 \frac{kcal}{h}$$

Por seqüência, para o plástico obteve-se:

$$Q = 66kg \cdot 0,4 \frac{kcal}{kg \cdot h^{\circ}C} \cdot (34 - (-2))^{\circ}C$$

$$Q = 950,4 \frac{kcal}{h}$$

A somatória das cargas por embalagem resultou em 1177,99 kcal/h.

4.4.5 Carga por pessoas

Para suprir a demanda do giro diário é necessário de, no mínimo, uma pessoa trabalhando uma hora por dia. Segue o cálculo utilizando a Equação 8:

$$Q = N.T.G \tag{8}$$

Em que:

N: Número de pessoas.

T: Tempo de permanência no interior da câmara. (h)

G: Condições de temperatura da câmara frigorífica.

$$Q = 1.1h \cdot 241,85 \frac{kcal}{pessoa \cdot h}$$

$$Q = \frac{241,85 kcal}{24h}$$

$$Q = 10,07 \frac{kcal}{h}$$

O total da carga por pessoas é 10,07 kcal/h.

4.4.6 Carga por iluminação

Para a iluminação do ambiente interno da câmara, são utilizadas duas lâmpadas de potência individual de 50W. Segue o cálculo da carga de iluminação pela Equação 9:

$$Q = P . A . 0,86 . T \quad (9)$$

Onde:

P: Potência da lâmpada. (W)

A: Quantidade de lâmpadas.

T: Tempo que permanecem ligadas. (h)

$$Q = 50W . 2 . 0,86 . 1h$$

$$Q = \frac{86 \text{ kcal}}{24h}$$

$$Q = 3,58 \frac{\text{Kcal}}{h}$$

A carga por iluminação resultou em 3,58 kcal/h.

4.4.7 Carga por motores

O evaporador utilizado na câmara frigorífica (Elgin FX052-4) possui 4 ventiladores, cuja corrente consumida é de 1,8 Amperes operando numa tensão de 220 Volts Monofásico, conforme se encontra no Anexo 2 (ELGIN, 2015), utilizando então a Equação 10.

$$P = V . I \quad (10)$$

Onde:

P = Potência dos motores. (W)

V = Tensão. (V)

I = Corrente. (A)

$$P = 220V \cdot 1,8A$$

$$P = 396W$$

Sabendo que 1 kcal/h equivale a 1,163 W, temos a carga por motores formada por 340,5 kcal/h.

Para este cálculo, devemos considerar ainda o calor produzido pelas resistências e iluminação das portas de expositoras, onde cujo Anexo 10 (TECTERMICA, 2012), a potência total de cada partição é de 120 W. Somando as cinco partições, resulta em um total de 600 W, considerando que 1 W corresponde a 0.8598 kcal/h, a carga total produzida pelas portas é de 515,9 kcal/h.

O valor da carga total de motores, para o *walk in cooler*, resultou em 856,4 kcal/h.

4.4.8 Carga por penetração

O painel isotérmico utilizado na câmara tem o núcleo com material isolante em poliestireno expandido (EPS), com espessura de 100 milímetros. A referência de cada superfície da câmara para o cálculo da carga pela penetração se encontra na Figura 13. Utilizando a Equação 11:

$$Q = A \cdot \frac{K}{E} \cdot (T1 - T2) \quad (11)$$

Onde:

A: Área da parede. (m²)

K: Condutividade térmica. (kcal/m.h°C)

E: Espessura do material. (m)

T1: Temperatura inicial ou externa. (°C)

T2: Temperatura final ou interna. (°C)

a) Superfície A:

$$Q = 7,29m^2 \cdot \frac{0,028 \frac{kcal}{m \cdot h^{\circ}C}}{0,1m} \cdot (34 - (-2))^{\circ}C$$

$$Q = 73,48 \frac{kcal}{h}$$

A carga por penetração pela superfície A resultou em 73,48 kcal/h.

b) Superfície B:

Nesta superfície procedeu o cálculo de duas maneiras, primeiramente a carga de transferência de calor por penetração pelas portas de vidro expositoras, dada pela Equação 12. Primeiramente, calculou-se o coeficiente global de transferência de calor (U) da porta pela Equação 13, considerando as características construtivas da porta, vide Anexo 10 (TECTERMICA, 2012), onde segundo ASHRAE (2002), considerou-se os efeitos das extremidades de vidro estendem-se à faixa de 65 milímetros em torno do perímetro de cada painel de vidro.

$$U = (U \cdot A)_{centro} + (U \cdot A)_{borda} + (U \cdot A)_{quadro}/A_{porta} \quad (13)$$

Onde:

U: Coeficiente global de transferência de calor (W/m²K) (Anexo 11) (ASHRAE, 2002)

A: Área (m²)

$$U = (2,78 \frac{W}{m^2K} \cdot 0,7975m^2)_{centro} + (2,91 \frac{W}{m^2K} \cdot 0,2769m^2)_{borda} + \left(4,18 \frac{W}{m^2K} \cdot 0,0456m^2\right)_{quadro} / 1,12m^2$$

$$U = 2,86 \frac{W}{m^2K}$$

Aplicou-se o valor do coeficiente global (U) na Equação 12 para obter a carga correspondente a uma porta de vidro expositora.

$$Q = U \cdot A \cdot (T1 - T2) \quad (12)$$

Onde:

U: Coeficiente global de transferência de calor. (W/m²K)

A: Área da porta. (m²)

T1: Temperatura externa. (K)

T2: Temperatura interna. (K)

$$Q = 2,86 \frac{W}{m^2K} \cdot 1,12m^2 \cdot ((34 + 273,15) - (-2 + 273,15))K \quad (12)$$

$$Q = 115,31 W$$

Como são cinco portas de vidro expositoras, multiplicou-se o valor encontrado, obtendo o valor de 576,57 W, ou então, como 1 W equivale a aproximadamente 0.859845 kcal/h, resultou em 495,76 kcal/h.

Posteriormente, calculou-se a carga de penetração do restante da superfície, constituída pelo painel isotérmico, pela Equação 11:

$$Q = A \cdot \frac{K}{E} \cdot (T1 - T2) \quad (11)$$

$$Q = 6,55m^2 \cdot \frac{0,028 \frac{kcal}{m \cdot h^{\circ}C}}{0,1m} \cdot (34 - (-2))^{\circ}C$$

$$Q = 66,02 \frac{kcal}{h}$$

A carga por penetração pela superfície B resultou em 561,78 kcal/h.

c) Superfície C:

$$Q = 7,29m^2 \cdot \frac{0,028 \frac{kcal}{m \cdot h^{\circ}C}}{0,1m} \cdot (34 - (-2))^{\circ}C$$

$$Q = 73,48 \frac{Kcal}{h}$$

A carga por penetração pela superfície C resultou em 73,48 kcal/h.

d) Superfície D:

$$Q = 12,15m^2 \cdot \frac{0,028 \frac{kcal}{m \cdot h^{\circ}C}}{0,1m} \cdot (34 - (-2))^{\circ}C$$

$$Q = 122,47 \frac{kcal}{h}$$

A carga por penetração pela superfície D resultou em 122,47 kcal/h.

e) Teto

$$Q = 12,15m^2 \cdot \frac{0,028 \frac{kcal}{m \cdot h^{\circ}C}}{0,1m} \cdot (34 - (-2))^{\circ}C$$

$$Q = 122,47 \frac{Kcal}{h}$$

A carga por penetração pelo teto resultou em 122,47 kcal/h.

f) Piso

Conforme a ASHRAE (2002), para pisos sem revestimentos, considera-se a temperatura do piso como 22 °C.

$$Q = 12,15m^2 \cdot \frac{0,028 \frac{kcal}{m \cdot h^{\circ}C}}{0,1m} \cdot (22 - (-2))^{\circ}C$$

$$Q = 81,64 \frac{kcal}{h}$$

A carga por penetração pelo piso resultou em 81,64 kcal/h.

Com isto, obteve-se a carga total de penetração resultando em 1035,32 Kcal/h.

4.4.9 Carga do produto

Esta carga leva em consideração a quantidade de produto no giro diário, considerando um tempo de processo de 15 horas e a densidade da cerveja, como encontrado no Anexo 12 (SUCRANA, 2013), sendo 1020 kg/m³. O calor específico é o de resfriamento, encontrado no Anexo 9 (ASHRAE, 2002), de 3,852 kJ/kg°C, ou então em unidades usuais da equação, 0,92 kcal/h°C. Utilizando a Equação 1, temos:

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) \quad (1)$$

Onde:

Q: Calor removido. (kcal/h)

m: Massa do produto. (kg)

C_p: Calor específico. (kcal/kg.h°C)

T₁: Temperatura inicial do produto. (°C)

T₂: Temperatura a que se quer levar o produto no resfriamento. (°C)

$$Q = 471,48kg \cdot 0,92 \frac{kcal}{h^{\circ}C} \cdot (34 - (-2))^{\circ}C$$

$$Q = \frac{15615,41kcal}{15h} = 1041,02 \frac{kcal}{h}$$

A carga do produto resultou em 1041,02 kcal/h.

4.4.10 Carga térmica total do *walk in cooler*

A carga térmica total é dada por:

$$Q_{total} = Q_{infiltração} + Q_{embalagens} + Q_{pessoas} + Q_{iluminação} + Q_{infiltração} + Q_{motores} + Q_{penetração} + Q_{produto} \cong 4724,07 \text{ Kcal/h}$$

4.5 ANÁLISE DAS CARGAS TÉRMICAS

Tendo calculado as cargas térmicas da câmara frigorífica e do *walk in cooler*, foi possível realizar a análise no percentual de discrepância de um sistema ao outro, conforme encontrado na Tabela 7.

Tabela 7 – Comparativos entre as cargas térmicas

Carga Térmica					
	Câmara frigorífica (kcal/h)	% de composição	Walk in cooler (kcal/h)	% de composição	% de comparação
Carga de infiltração	300,57	7,67	599,69	12,69	+ 99,51
Carga de embalagens	1399,46	35,74	1177,99	24,93	- 18,80
Carga de pessoas	10,07	0,25	10,07	0,21	0
Carga de iluminação	3,58	0,09	3,58	0,07	0
Carga de motores	340,5	8,69	856,4	18,12	+ 151,51
Carga de penetração	596,01	15,22	1035,32	21,91	+ 73,70
Carga de produto	1264,80	32,30	1041,02	22,03	- 21,49
	3914,99	100	4724,07	100	+ 20,66

Fonte: Próprio autor (2017)

4.6 ANÁLISE DOS EQUIPAMENTOS DE REFRIGERAÇÃO

A partir da carga térmica requerida calculada para o *walk in cooler* de 4724,07 kcal/h, da temperatura interna de refrigeração de $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$, onde adotado uma variação de temperatura de evaporação de $6\text{ }^{\circ}\text{C}$, a temperatura de evaporação sendo $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$, foi possível aferir pelo catálogo, encontrado no Anexo 1 (ELGIN, 2015), que o evaporador Elgin FX-0524 possui capacidade frigorífica de 4950,2 kcal/h, capacidade esta com folga de aproximadamente 4,56 % em relação a carga térmica requerida.

Para a verificação da unidade condensadora, foi levado em consideração a carga térmica requerida de 4724,07 Kcal/h, a temperatura de evaporação de $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$, a temperatura do ambiente de $34\text{ }^{\circ}\text{C}$, adotado uma variação de temperatura de condensação de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, onde a temperatura de condensação é de $44\text{ }^{\circ}\text{C}$, verificou-se pelo catálogo, encontrado no Anexo 2 (ELGIN, 2015), que o equipamento utilizado, Elgin UCM 2 300 (C) tem capacidade frigorífica de 4116,8 kcal/h, o que está aproximadamente 12,85% abaixo da carga térmica requerida para o *walk in cooler*.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O domínio do dimensionamento e do comportamento dos sistemas frigoríficos é fundamental para entender-se as possibilidades de melhoria seja durante o projeto, seja na otimização ou adaptação das instalações existentes.

Deste modo, apresentou-se os cálculos de carga térmica de uma câmara frigorífica para refrigeração de cerveja e posteriormente os cálculos térmicos para este mesmo equipamento no sistema *walk in cooler*, fazendo um comparativo entre valores calculados e ainda analisado a viabilidade técnica de se utilizar os mesmos equipamentos de refrigeração na transformação da câmara.

Quanto à carga térmica no sistema *walk in cooler*, notou-se que o ganho de calor foi proveniente das cargas de infiltração, penetração e de motores, devido à necessidade de aplicação das portas de vidro expositoras, por outro lado, as cargas relacionadas ao produto e a embalagem obtiveram uma queda, considerando que a área útil para a armazenagem se apresentou menor em relação à câmara frigorífica. Ainda, a carga total requerida para o sistema *walk in cooler* resultou aproximados 20,66 % em acessão à carga térmica da câmara frigorífica.

Foi possível, então, certificar que os equipamentos de refrigeração utilizados na câmara frigorífica não possuem capacidade frigorífica compatível com a carga térmica requerida pelo *walk in cooler*, sendo assim, não serão capazes de atender à solicitação nas condições apresentadas.

6 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Para a continuidade do trabalho apresentado, seguem algumas sugestões:

- Análise da viabilidade econômica;
- Seleção de equipamentos de refrigeração considerando a carga térmica requerida no *walk in cooler*;
- Análise para realização de *retrofit* do fluido R-22 por fluido ecologicamente aceito;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-1:2008**. Informação e documentação: Referências, Rio de Janeiro, 2008.

ASHRAE. **American Society of Heating, Refrigerations and Air-Conditioning Engineers**. Fundamentals. USA, 2012.

BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. Tradução da 7ª edição americana. São Paulo: Blucher, 2009.

BUCHOLZ. **Catálogo de produtos**. 2015. Disponível em: <<http://www.bucholz.com.br/refrigeracao.html>>. Acesso em: 05 abril 2017.

COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 1982.

COSTA, E. C. **Física Industrial; Refrigeração**. 2. ed. Porto Alegre: EMMA, 1975.

CASTRO, J. **Refrigeração comercial e climatização industrial**. São Paulo: Leopardo Editora, 2010.

ELGIN. **Catálogo Geral de Refrigeração**. Segunda edição. São Paulo, 2015.

HEATCRAFT. **Cálculo de Carga Térmica**. 2017. Disponível em: <<http://www.resfriando.com.br/calculo-de-carga-termica/>>. Acesso em: 19 abril 2017.

HEATCRAFT. **Load Calculations and Reference Guide**. Heatcraft Refrigeration Products Engineering Manual. USA, 2006.

IBGE. **Brasil em Síntese**. 2017. Disponível em: <<https://cidades.ibge.gov.br/brasil/go/catalao/panorama>>. Acesso em: 20 agosto 2017.

MILLER, R. **Refrigeração e ar condicionado**. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos Científicos, 2008.

STOECKER, W. F. **Refrigeração e Ar Condicionado**. 2. ed. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

SILVA, J. C. **Refrigeração Comercial Climatização Industrial**. São Paulo: Hemus, 2006.

STOECKER, W. F. **Refrigeração Industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2002.

SUCRANA. **Peso Específico de Materiais**. 2013. Disponível em: <<http://www.sucrana.com.br/tabelas/peso-especifico-materiais.pdf>>. Acesso em: 10 agosto 2017.

TECTERMICA. **Porta de Vidro Tipo Walkin Para Câmara Frigorífica**. 2012. Disponível em: <http://www.tectermica.com.br/assets/porta-vidro-walkin_camara-frigorifica_catalogo-tecnico6.pdf>. Acesso em: 20 setembro 2017.

TECUMSEH. **A importância do cálculo de carga térmica**. 2017. Disponível em: <<http://www.ficfrio.com.br/index.php?pgid=3&id=41/>>. Acesso em: 10 abril 2017.

ANEXOS

ANEXO 1 – Catálogo de unidades condensadoras Elgin.

CAPACIDADE FRIGORÍFICA
 REFRIGERATING CAPACITY
 CAPACIDAD FRIGORÍFICA

Aplicação: Alta/Média temperatura de evaporação (-15°C a +10°C)
 Application: High/Medium evaporating temperature (-15°C to +10°C)
 Aplicación: Alta/Media temperatura de evaporación (-15°C a +10°C)

60 Hz

H / MEP	Modelo Modelo Modelo	Ref. Com. Comm. Ref. Ref. Com. [HP]	Temperatura Ambiente Ambient Temperature Temperatura Ambiente [HP]	Capacidade Frigorífica Refrigerating Capacity Capacidad Frigorífica [Kcal/h]						Corrente Corrente Current Current 220V-1F [A]	Corrente Corrente Current Current 220V-3F [A]	Corrente Corrente Current Current 380V-3F [A]	Consumo Input Consumo Input 220V-1F [kW]	Consumo Input Consumo Input 220V-3F [kW]	Consumo Input Consumo Input 380V-3F [kW]
				Temperatura de Evaporação Evaporating Temperature Temperatura de Evaporación [°C]											
				-15	-10	-5	0	+5	+10						

R-22

Modelo	Ref. Com.	Temperatura Ambiente	Capacidade Frigorífica						Corrente	Corrente	Corrente	Consumo	Consumo	Consumo
			-15	-10	-5	0	+5	+10						
UCM 2 150 (I / O)	1-1/2	32	1.702	2.403	2.968	3.712	4.394	5.104	72	5,5	3,1	1,2	1,2	1,2
		35	1.606	2.267	2.800	3.502	4.145	4.815						
		43	1.349	1.904	2.352	2.942	3.482	4.045						
UCM 2 200 (I)	2	32	2.218	3.127	3.896	4.717	5.565	6.493	79	7,2	3,5	1,8	1,8	1,8
		35	2.092	2.950	3.675	4.450	5.250	6.125						
		43	1.757	2.478	3.087	3.738	4.410	5.145						
UCM 2 200 (C)	2	32	2.251	3.059	3.874	4.569	5.544	6.337	-	6,2	3,6	-	2,1	2,1
		35	2.124	2.886	3.655	4.310	5.230	5.978						
		43	1.784	2.424	3.070	3.620	4.393	5.022						
UCM 2 250 (I)	2-1/2	32	2.862	3.975	4.876	5.857	6.917	8.798	10,3	-	-	2,1	-	-
		35	2.700	3.750	4.600	5.525	6.525	8.300						
		43	2.268	3.150	3.864	4.641	5.481	6.972						
UCM 2 250 (C)	2-1/2	32	3.056	4.119	4.868	5.954	7.140	8.796	-	9,3	5,6	-	2,5	2,5
		35	2.883	3.886	4.592	5.617	6.736	8.298						
		43	2.422	3.264	3.857	4.718	5.658	6.970						
UCM 2 275 (I)	2-3/4	32	3.400	4.643	5.561	6.858	8.105	9.629	11,1	7,8	4,5	2,2	2,2	2,2
		35	3.208	4.381	5.246	6.470	7.647	9.084						
		43	2.694	3.680	4.407	5.435	6.423	7.631						
UCM 2 300 (I)	3	32	3.744	5.168	6.254	7.762	9.070	10.462	12,5	10,6	6,3	2,3	2,3	2,3
		35	3.532	4.875	5.900	7.323	8.557	9.870						
		43	2.967	4.095	4.956	6.151	7.188	8.291						
UCM 2 300 (C)	3	32	3.586	4.909	5.941	7.374	8.617	9.940	-	10,3	6,2	-	3,0	3,0
		35	3.355	4.631	5.605	6.957	8.129	9.377						
		43	2.818	3.890	4.708	5.844	6.828	7.877						

Fonte: Elgin (2015)

ANEXO 2 – Catálogo de unidades evaporadoras Elgin.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS
 TECHNICAL FEATURES
 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

60 Hz

Modelo Model Modelo	Capacidade / Capacity / Capacidad - (Kcal/h)								Ventiladores / Fans / Ventiladores				
	Temperatura de evaporação / Evaporation Temperature / Temperatura de evaporación								Quantidade Quantity Cantidad	Corrente Current Corriente (A)	Hélice Propeller Hélice (mm)	Flecha Air Throw Flecha (m)	Vazão Flow Rate Caudal (m³/h)
	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C					
FX005-1	502	465	449	424	404	383	370	364	1	0,5	254	10	997
FX009-1	866	793	759	708	672	640	618	609	1	0,8	254	10	956
FX012-1	1.298	1.179	1.109	1.024	966	917	883	871	1	0,5	254	9	914
FX014-2	1.523	1.375	1.298	1.199	1.131	1.075	1.036	1.022	2	0,9	254	10	1.995
FX024-2	2.583	2.418	2.299	2.134	1.989	1.875	1.790	1.744	2	0,9	254	10	1.911
FX031-2	3.372	3.142	2.960	2.761	2.628	2.508	2.387	2.296	2	0,9	254	9	1.829
FX039-3	4.149	3.871	3.643	3.400	3.214	3.039	2.892	2.784	3	1,4	254	10	2.867
FX048-3	5.182	4.777	4.454	4.199	3.918	3.633	3.388	3.189	3	1,4	254	9	2.743
FX052-4	5.549	5.156	4.813	4.489	4.174	3.891	3.637	3.434	4	1,8	254	10	3.822
FX063-4	6.779	6.317	5.953	5.556	5.297	5.060	4.832	4.659	4	1,8	254	9	3.658
FX081-5	8.673	8.062	7.556	7.045	6.743	6.314	5.969	5.719	5	2,3	254	9	4.572
FX097-6	10.410	9.643	9.003	8.538	7.928	7.376	6.901	6.523	6	2,7	254	9	5.487
FX112-7	12.111	11.269	10.582	9.924	9.460	8.912	8.457	8.149	7	3,2	254	9	6.401
FX130-8	13.949	12.964	12.127	11.407	10.783	10.080	9.507	9.078	8	3,6	254	9	7.316

Fonte: Elgin (2015)

ANEXO 3 – Catálogo de engradado plástico para garrafas de cerveja.

SKU: 30009002. Category: Caixas Plásticas, Engradados de Plástico, Garrafeiras.



Engradado Para Cerveja 600ml

1

Peça Orçamento

Mais Informações

Dimensão

Engradado Para Cerveja 600ml

Engradado para cerveja 600ml produzido em plástico de alta densidade para vasilhames ou garrafas de Cerveja 600 ml.

Conheça nossa linha de engradado para cerveja

Destaques Engradado para Cerveja 600ml

- Capacidade de Carga: 24 garrafas - 600ml
- Empilhável
- Fabricado em polipropileno virgem
- 51,3 x 35,1 x 31,8 cm (comprimento x largura x altura) - medidas externas
- Altura do Encaixe 1,15 cm

Fonte: Loplast (2016)

ANEXO 5 – Fator de infiltração de ar.

1.3.2 Carga térmica em Câmaras Frigoríficas

Volume da câmara m ³	Trocas de ar em 24 horas	
	T ≥ 0°C	T < 0°C
5,6	44	22
8,5	34,5	22
11,3	29,5	21
14	26	20
17	23	20
22,5	20	20
28,5	17,5	13,5
42,4	14	13,5
56,4	12	9,3
84,5	9,5	9,3
113	8,2	9,3
114	7,2	5,6
169	6,5	5,6
225	5,5	5,6
281	4,9	3,8
422	3,9	3,8
704	3,5	2,6
704	3,0	2,6
845	2,7	2,1
1127	2,3	1,8
1408	2,0	1,6
2112	1,6	1,6
2817	1,4	1,6

Fonte: HEATCRAFT (2006)

ANEXO 6 – Calor específico dos materiais.

Tipo de embalagem	Calor específico (Kcal/h/Kg . °C)
Alumínio	0,2
Vidro	0,2
Aço	0,1
Madeira	0,6
Papelão/Cartão	0,35
Caixas Plásticas	0,4

Fonte: HEATCRAFT (2006)

ANEXO 7 – Calor liberado por pessoas.

Temperatura (°C)	Calor Liberado (kcal/pess.h)
+ 10	180
+ 4,4	210
- 1,1	238
- 6,7	262
- 12,2	300
- 17,8	325
- 23,3	350

Fonte: HEATCRAFT (2006)

ANEXO 8 – Condutividade térmica dos materiais.

1.9 Condutividade térmica (K), calor específico (C) e difusidade térmica (D) para diferentes materiais e substâncias (ASHRE Fundamentais, 1989).

Produto	K Kcal/m . h . °C	C Kcal/kg . °C	D mm ² /s
Aço	32,8	0,12	-
Aço Inox	13,8	0,12	4,0
Alumínio	180,3	0,22	-
Água Líquida	0,52	1,00	-
Vapor	0,02	0,49	-
Gelo (- 25°C)	2,09	0,48	-
Ar	0,02	0,24	-
Cobre	332,3	0,09	-
Concreto	0,81	0,16	-
Cortiça Granulada	0,04	0,49	-
Dióxido de Carbono (Vapor)	0,01	0,18	-
Lata	52,2	0,06	-
Madeira (Pinho)	0,13	0,45	-
Nitrogênio (Vapor)	0,02	0,25	-
Nylon	0,21	0,41	0,13
Papelão Plano	0,12	0,30	-
Carregado	0,06	0,30	-
Papel Encerado	0,19	0,32	-
Poliestireno (expandido)	0,028	0,29	-
Poliuterano	0,020	0,38	-
Poliétileno Alta Densidade	0,41	0,55	0,22
Baixa Densidade	0,28	0,55	0,15
Polipropileno	0,10	0,46	0,07
Politetrafluoretileno	0,22	0,24	0,12
Tijolo	0,62	0,20	-
Vidro	0,95	0,20	0,6

Coeficiente de Película	
Estado de ar	Kcal/h.m ² .c
Ar parado 1,0 m/s	8,05
Ar mov. 3,3 m/s	19,51
Ar mov. 6,7 m/s	29,30

Fonte: ASHARE Refrigeration 1998

Fonte: HEATCRAFT (2006)

ANEXO 9 – Características dos produtos.

Produto	Temp. Estoc., °C	Umid. Relat., %	Tempo Estoc.	Cont. Umid., %	Temp. Cong., °C	Cal. Esp. Resfria., kJ/kg°C	Cal. Esp. Congela., kJ/kg°C	Calor Congela., kJ/kg
AVES								
Galinhas	0	87,5	1 semana	74	-2,8	3,316	1,767	246,83
Frango	0	85,0	1 semana	74	-2,8	3,316	1,767	246,83
Peru	0	85,0	1 semana	64	-2,8	2,981	1,641	213,47
Pato	0	85,0	1 semana	69	-2,8	3,148	1,704	230,15
Aves, congeladas	-20,5	92,5	10 meses	Ver nas linhas acima				
OUTROS								
Coelho	0,5	92,5	3 dias	68	-	3,115	1,691	226,81
LATICÍNIOS								
Manteiga	4	80,0	1 mes	16	-10,3	1,373	1,038	53,37
Manteiga, congelada	-23	77,5	12 meses	Ver na linha acima				
Queijo, longa estocagem	0	67,5	18 meses	37	-13,3	2,077	1,302	123,41
Queijo, curta estocagem	4	67,5	6 meses	37	-13,3	2,077	1,302	123,41
Queijo, processado	4	67,5	12 meses	39	-7,2	2,143	1,327	130,08
Queijo, ralado	4	65,0	12 meses	31	-	1,876	1,227	103,40
Sorvete	-27	-	13 meses	63	-5,6	2,948	1,629	210,14
Leite, pasteurizado	0,55	-	3 meses	87	-0,56	3,751	1,930	290,19
Leite, seco (em pó)	21	baixa	7,5 meses	2	-	0,904	0,862	66,71
Leite, condensado	4	-	15 meses	27	-15	1,742	1,176	90,06
PRODUTOS AVICOLAS								
Ovos, na casca	-1	82,5	5,5 meses	66	-2,2	3,048	1,666	220,14
Ovos, congelados	-20,5	-	14 meses	74	-	3,316	1,767	246,83
Ovos, sólidos (duro)	3	baixa	9 meses	3	-	0,938	0,875	10,01
CONFEITES								
Milk-Chocolate	-9,5	40,0	9 meses	1	-	0,871	0,850	3,34
Marshmallow	-9,5	65,0	6 meses	17	-	1,407	1,051	56,70
MISCELÂNEOS								
Cerveja	3	55,0	4,5 meses	90	-	3,852	1,968	300,20
Pão	-18	-	8 semanas	34,5	-	1,993	1,271	115,08
Cacau	2	60,0	14 meses	-	-	-	-	-
Côco	1	82,5	1,5 meses	47	-0,9	2,412	1,428	156,77
Café, verde	2,5	82,5	3 meses	12,5	-	1,256	0,994	41,70
Peles	2,5	50,0	20 meses	-	-	-	-	-

Fonte: ASHRAE (2002)

ANEXO 10 – Catálogo portas expositoras de vidro.

Características do Kit auto serviço para Expositor refrigerado	
Item	Descrição
Quadro da porta (batente)	
Fixação do batente:	Embutido na parede
Dimensão do batente:	Quadro único: 1.648A x 710L mm Quadro duplo: 1.648A x 1.570L mm Quadro triplo: 1.648A x 2.343L mm Quadro quadruplo: 1.648A x 3.148L mm
Detalhes construtivos, material:	Alumínio anodizado
Detalhes construtivos, cor:	Natural, fosco
Consumo:	120 w cada partição
Tensão:	220 v
Peso:	~10 kg cada partição
Acessórios inclusos :	01 pç Iluminação interna (fita LED)
Porta em vidro térmico	
Fixação da porta:	Embutida no batente
Fechamento da porta:	Automático, mola de torção
Dimensão da porta:	1.600A x 700L mm
Vão luz da porta:	1.512A x 670L mm
Detalhes construtivos, material:	Alumínio anodizado
Detalhes construtivos, cor:	Natural, fosco

Fonte: TECTERMICA (2012)

Anexo 11 – Fator U global (coeficiente de transferência de calor) para diversas janelas e claraboias.

558

Transferência de Calor e Massa

TABELA 9-6

Fator U global (coeficiente de transferência de calor) para diversas janelas e claraboias, em $W/m^2 \cdot K$ (de ASHRAE Handbook of Fundamentals, Cap. 27, Tab. 5)

Tipo →	Seção do vidro			Quadro de alumínio (sem barreira térmica)			Quadro de madeira ou vinil					
	Centro do vidro	Borda do vidro		Fixo	Porta dupla	Claraboia inclinada	Fixo		Porta dupla		Claraboia inclinada	
Largura do quadro →	(Não aplicável)			32 mm	53 mm	19 mm	41 mm		88 mm		23 mm	
Tipo de espaçador →	—	Metal	Isolante	Todos	Todos	Todos	Metal	Isolante	Metal	Isolante	Metal	Isolante
Tipo vidraças												
Painel único												
3 mm vidro	6,30	6,30	—	6,63	7,16	9,88	5,93	—	5,57	—	7,57	—
6,4 mm acrílico	5,28	5,28	—	5,69	6,27	8,86	5,02	—	4,77	—	6,57	—
3 mm acrílico	5,79	5,79	—	6,16	6,71	9,94	5,48	—	5,17	—	7,63	—
Painel duplo (sem revestimento)												
6,4 mm de espaço de ar	3,24	3,71	3,34	3,90	4,55	6,70	3,26	3,16	3,20	3,09	4,37	4,22
12,7 mm de espaço de ar	2,78	3,40	2,91	3,51	4,18	6,65	2,88	2,76	2,86	2,74	4,32	4,17
6,4 mm de espaçamento de argônio	2,95	3,52	3,07	3,66	4,32	6,47	3,03	2,91	2,98	2,87	4,14	3,97
12,7 mm de espaço de argônio	2,61	3,28	2,76	3,36	4,04	6,47	2,74	2,61	2,73	2,60	4,14	3,97
Painel triplo (sem revestimento)												
6,4 mm de espaço de ar	2,16	2,96	2,35	2,97	3,66	5,81	2,34	2,18	2,36	2,21	3,48	3,24
12,7 mm de espaço de ar	1,76	2,67	2,02	2,62	3,33	5,67	2,01	1,84	2,07	1,91	3,34	3,09
6,4 mm de espaço de argônio	1,93	2,79	2,16	2,77	3,47	5,57	2,15	1,99	2,19	2,04	3,25	3,00
12,7 mm de espaço de argônio	1,65	2,58	1,92	2,52	3,23	5,53	1,91	1,74	1,98	1,82	3,20	2,95
Painel triplo revestimento [$\epsilon = 0,1$ em uma das superfícies dos espaços de ar (superfícies 3 e 5, contadas a partir do exterior para dentro)]												
6,4 mm de espaço de ar	1,53	2,49	1,83	2,42	3,14	5,24	1,81	1,64	1,89	1,73	2,92	2,66
12,7 mm de espaço de ar	0,97	2,05	1,38	1,92	2,66	5,10	1,33	1,15	1,46	1,30	2,78	2,52
6,4 mm de espaço de argônio	1,19	2,23	1,56	2,12	2,85	4,90	1,52	1,35	1,64	1,47	2,59	2,33
12,7 mm de espaço de argônio	0,80	1,92	1,25	1,77	2,51	4,86	1,18	1,01	1,33	1,17	2,55	2,28

Notas:

Os fatores U , nesta tabela, incluem os efeitos dos coeficientes de troca de calor da superfície e são baseados nas condições de inverno de -18°C de temperatura externa e 21°C de temperatura interna, com vento externo de 24 km/h (15 mph) e radiação solar zero. Pequenas mudanças nas temperaturas interna e externa não afetam muito os fatores U globais. As janelas são consideradas verticais, e a radiação solar é determinada como inclinada a 20° em relação à horizontal com fluxo de calor vertical. Os espaçadores de isolamento são de madeira, fibra de vidro ou plástico. Considera-se que os efeitos das extremidades de vidro estendam-se à faixa de 65 mm em torno do perímetro de cada painel de vidro. Os tamanhos do produto são $1,2\text{ m} \times 1,8\text{ m}$ para janelas fixas, $1,8\text{ m} \times 2,0\text{ m}$ para janelas de painel duplo com dobradiças e $1,2\text{ m} \times 0,6\text{ m}$ para janelas de iluminação natural. Os valores dados podem também ser usados para produtos de tamanhos similares. Todos os dados são baseados em vidro de 3 mm de espessura, a menos que haja indicação diferente.

Fonte: ASHRAE (2002)

Anexo 12 – Densidade dos materiais.

Materiais	kg/m³
Bário	3750
Basalto	2950
Barro	2250
Batata	1095
Benzina (0°)	900
Bismuto puro	9780
Bismuto fundido	9820
Bismuto fundido fluido	10550
Blenda de zinco	4050
Bórax	1750
Boracita	2950
Bronze (3 a 10% de alumínio)	8650
Bronze (8 a 14% de estanho)	8150
Bronze	8800
Borracha Natural	940
Borracha Nitrílica (NBR)	1000
Borracha Neoprene (CR)	1230
Cal virgem	1100
Cal hidratada	1200
Cal seca (argamassa)	1650
Cal úmida (argamassa)	1780
Cânhamo seco	1500
Cálcio	1580
Cádmio	8600
Caulim	2200
Carvão fóssil	1350
Carvão antracita	1550
Carvão de lenha branca	157.5
Carvão de lenha vermelha	210
Carbeto de cálcio	2260
Centeio	735
Cerveja	1020
Cera	967.5
Cimento em pó	1600

Fonte: SUCRANA (2013)