



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DE PERNAMBUCO
UNIDADE ACADÊMICA DO CABO DE SANTO AGOSTINHO
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MATHEUS SILVESTRE SILVA

Dimensionamento e seleção de equipamentos de uma câmara frigorífica hipotética
destinada ao congelamento de frutos do mar e resfriamento de hortaliças

Cabo de Santo Agostinho – PE

2021

MATHEUS SILVESTRE SILVA

Dimensionamento e seleção de equipamentos de uma câmara frigorífica hipotética destinada ao congelamento de frutos do mar e resfriamento de hortaliças

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica da Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho da Universidade Federal Rural de Pernambuco, como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Adriano da Silva Marques

Cabo de Santo Agostinho - PE

2021

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal Rural de Pernambuco
Sistema Integrado de Bibliotecas
Gerada automaticamente, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

- S586d Silva, Matheus Silvestre
Dimensionamento e seleção de equipamentos de uma câmara frigorífica hipotética destinada ao congelamento de frutos do mar e resfriamento de hortaliças / Matheus Silvestre Silva. - 2021.
89 f. : il.
- Orientador: Adriano da Silva Marques.
Inclui referências, apêndice(s) e anexo(s).
- Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal Rural de Pernambuco,
Bacharelado em Engenharia Mecânica, Cabo de Santo Agostinho, 2022.
1. Projeto. 2. Câmara frigorífica. 3. Carga térmica. 4. Refrigeração por compressão. 5.
Acondicionamento de alimentos. I. Marques, Adriano da Silva, orient. II. Título

CDD 620.1

MATHEUS SILVESTRE SILVA

Dimensionamento e seleção de equipamentos de uma câmara frigorífica hipotética destinada ao congelamento de frutos do mar e resfriamento de hortaliças

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho da Universidade Federal Rural de Pernambuco para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 25 de fevereiro de 2021.

Banca examinadora

Orientador

Examinador externo

Examinador interno

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho ao meu Deus e Pai,
que esteve ao meu lado em cada segundo.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Adriano Marques pela orientação, dedicação, lições ensinadas e amizade ao longo destes anos em que trabalhamos juntos.

Aos companheiros de universidade e amigos Isabella Ferreira, Leila Azevedo, Mateus de Albuquerque, Renan Abreu e Victor Hugo pelos bons momentos de alegria, tristeza e estudo, bem como por todo suporte fornecido ao longo desses anos.

À minha avó Alzenir Silvestre e meu pai Nefferson Silva que em toda minha vida sonharam e contribuíram para meu sucesso.

À minha irmã Kelyne Barros que em todos os momentos torceu por mim e me apoiou, compartilhando alegrias e oferecendo um ombro amigo nos momentos de tristeza.

À minha esposa Izabelle Gomes por cada segundo que esteve em minha vida e toda a felicidade, carinho, apoio e amor que trouxe consigo.

À minha mãe Izabel Silvestre que sempre me amou, cuidou e investiu em mim. Acreditou em meu potencial em todos os momentos, quando mesmo eu duvidei, e a qual eu entrego todo meu amor e devo o mérito de tudo que hoje me tornei.

Ao meu Deus, Pai e Senhor por todo o seu amor incondicional e cuidado ao longo dos meus anos de universidade, bem como em toda a minha vida.

RESUMO

Dentre as aplicações industriais da refrigeração, se pode destacar o setor alimentício. Utilizando conceitos de termodinâmica, transferência de calor, mecânica dos fluidos, refrigeração e gerência de projetos, este trabalho trata do dimensionamento de uma câmara frigorífica para congelamento de 5 T/dia de peixe e resfriamento de 3 T/dia de hortifruti. O trabalho teve início com a definição das premissas de projeto, seguida coleta dos parâmetros de armazenamento de cada produto conforme instrução dos órgãos responsáveis. A partir daí foi calculada a carga térmica da câmara frigorífica. O dimensionamento foi realizado seguindo a metodologia do manual de refrigeração da ASHRAE. Um código computacional foi desenvolvido utilizando a plataforma EES (*Engineering Equation Solver*). Foram obtidos valores de 5,26 TR, 7,27 TR e 86,59 TR para as câmaras do tomate, cenoura e peixe, respectivamente. As câmaras de hortifruti foram dimensionadas em 62,40 m³ de volume cada, enquanto a câmara de peixe ficou com 112,86 m³ de volume. Assim, foram selecionadas duas unidades condensadoras para as câmaras de hortifrutis, com capacidades de 6,13 TR e 7,60 TR respectivamente, e oito unidades para a câmara de peixes com capacidade de 10,82 TR. Os custos do projeto ficaram estimados em pouco mais que R\$ 500.000, o que inclui: custos de equipamentos, frete e instalação.

Palavras-chave: Projeto; câmara frigorífica; carga térmica; refrigeração por compressão; acondicionamento de alimentos.

ABSTRACT

Among the industrial applications of refrigeration, the food sector can be highlighted. Using concepts of thermodynamics, heat transfer, fluid mechanics, refrigeration and project management, this work deals with the sizing of a cold room for freezing 5 T/day of fish and cooling 3 T/day of fresh produce. The work started with the definition of the project premises, followed by the collection of storage parameters for each product as instructed by the responsible agencies. From there, the thermal load of the cold room was calculated. The sizing was performed following the methodology of the ASHRAE refrigeration manual. A computational code was developed using the EES (Engineering Equation Solver) platform. Values of 5.26 TR, 7.27 TR and 86.59 TR were obtained for the tomato, carrot, and fish chambers, respectively. The fruit and vegetable chambers were dimensioned at 62.40 m³ in volume each, while the fish chamber was at 112.86 m³ in volume. Thus, two condensing units were selected for the fruit and vegetable chambers, with capacities of 6.13 TR and 7.60 TR respectively, and eight units for the fish chamber with a capacity of 10.82 TR. The project costs were estimated at just over R\$ 500.000, which includes: equipment, freight and installation costs.

Keywords: Project; refrigerating chamber; thermal load; compression cooling; food packaging.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 01 - Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.....	27
Figura 02 - Diagrama T-s do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor. .	28
Figura 03 - Diagrama P-h do ciclo de refrigeração ideal de compressão por vapor..	28
Figura 04 - Movimentação das massas de ar através da porta de uma câmara fria.	39
Figura 05 - Caixa plástica vazada.	47
Figura 06 - Pallet PBR de PEAD (1,2m x 1m).	47
Figura 07 - Representação esquemática da caixa de armazenamento.	48
Figura 08 - Representação esquemática do <i>pallet</i> utilizado para suporte.	48
Figura 09 - Distribuição das caixas com hortaliças sobre os pallets.	49
Figura 10 - Estante metálica de armazenamento do salmão rosado.	49
Figura 11 - Representação esquemática da estante de armazenamento do peixe...	50
Figura 12 - Distribuição das caixas com salmão na estante de aço.....	51
Figura 13 - Planta baixa das câmaras frigoríficas dimensionadas.	52
Figura 14 - Representação 3D externa das câmaras.....	53
Figura 15 - Representação 3D interna das câmaras das hortaliças.....	53
Figura 16 - Representação 3D interna da câmara do salmão.	54
Figura 17 - Câmara frigorífica modular.....	55
Figura 18 - Serra fita Inox STIE-220.....	58
Figura 19 - Evaporador FTBN.	60
Figura 20 - Evaporador FTBI.....	60
Figura 21 - Evaporador FTBS.	61
Figura 22 - Unidade condensadora Optyma.....	63
Figura 23 - Unidade condensadora Dual Trial.....	63
Figura 24 - Especificações de desempenho para seleção da unidade evaporadora da câmara de tomates.....	87

Figura 25 - Especificações de desempenho para seleção da unidade evaporadora da câmara de cenouras.....	87
Figura 26 - Especificações de desempenho para seleção da unidade evaporadora da câmara do salmão.....	88
Figura 27 - Especificações de desempenho para seleção da unidade condensadora da câmara do tomate.	88
Figura 28 - Especificações de desempenho para seleção das unidades condensadoras das câmaras da cenoura e do salmão.....	89

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 - Densidade aparente das hortaliças armazenadas.	35
Tabela 02 - Condutividade térmica dos isolantes.	36
Tabela 03 – Calor de respiração para o tomate e a cenoura.	38
Tabela 04 - Ganho de calor por equipamentos elétricos.	42
Tabela 05 - Dados de entrada para cálculo de armazenamento das hortaliças.	43
Tabela 06 - Dados de entrada para cálculo de armazenamento do salmão rosado.	44
Tabela 07 - Dados de entrada para cálculo de carga térmica de todos os produtos.	44
Tabela 08 – Impacto ambiental de alguns fluidos refrigerantes.	46
Tabela 09 - Dados e classificações de segurança de alguns fluidos.	46
Tabela 10 - Propriedades da caixa plástica vazada.	47
Tabela 11 - Propriedades da estante de armazenamento do salmão rosado.	50
Tabela 12 – Massas que carregam as estantes que armazenam o salmão.	51
Tabela 13 – Dimensões das câmaras frigoríficas.	52
Tabela 14 – Comparação entre tipos de câmara.	54
Tabela 15 - Carga térmica nas câmaras frigoríficas.	56
Tabela 16 – Serras para corte do salmão rosado.	58
Tabela 17 - Unidades evaporadoras.	59
Tabela 18 - Unidades condensadoras.	62
Tabela 19 - Cotação dos equipamentos das câmaras.	64
Tabela 20 - Custo do painel frigorífico.	65
Tabela 21 - Custo dos acessórios para montagem da câmara frigorífica.	65
Tabela 22 - Custo das portas e dispositivo de segurança.	65
Tabela 23 - Custo dos equipamentos de suporte dos produtos.	65
Tabela 24 - Custos de desenvolvimento do projeto.	66
Tabela 25 - Custos de mão de obra.	66
Tabela 26 - Custos totais do projeto.	66

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

2D	Bidimensional
3D	Tridimensional
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AL	Alagoas
ASHRAE	<i>American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i>
BIM	Building Information Modeling
CAD	<i>Computer aided design</i>
CE	Calor Específico
Condut.	Condutividade
Cong.	Congelamento
CV	Cavalo-vapor
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EMBRAPA	Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária
Equip.	Equipamento
GWP	<i>Global Warming Potential</i> (Potencial de aquecimento global)
LED	<i>Light Emitting Diode</i>
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i> (Potencial de destruição do ozônio)
OEL	<i>Occupation exposure limit</i> (Limite de exposição ocupacional)
PBR	<i>Pallet</i> Padrão Brasileiro
PEAD	Polietileno de alta densidade
Ppm	Partes por milhão
PVC	Policloreto de vinila
Qtd.	Quantidade
RCL	<i>Refrigerant concentration limit</i>
Temp.	Temperatura
TR	Toneladas de refrigeração
UFAL	Universidade Federal de Alagoas
UR	Umidade Relativa

LISTA DE SÍMBOLOS

$\frac{\partial}{\partial x}$	Diferencial parcial em x
k	Condutividade térmica do material
T	Temperatura
$\frac{\partial}{\partial y}$	Diferencial parcial em y
$\frac{\partial}{\partial z}$	Diferencial parcial em z
\dot{e}_{ger}	Geração interna de calor
ρ	Densidade do material
c	Calor específico do material
$\frac{\partial}{\partial t}$	Diferencial parcial em relação ao tempo
\dot{Q}_{cond}	Taxa de transferência de calor por condução
A_{cond}	Área de condução
$\frac{d}{dx}$	Diferencial em x
\dot{Q}_{conv}	Taxa de transferência de calor por convecção
h	Coefficiente de convecção
A_{sup}	Área da superfície
T_s	Temperatura da superfície
T_∞	Temperatura do ambiente
$\dot{Q}_{emit,máx}$	Taxa de transferência de calor por radiação máxima
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
\dot{Q}_{emit}	Taxa de transferência de calor por radiação
ε	Emissividade da superfície
$\frac{dE}{dt}$	Varição de energia no sistema ao longo do tempo
VC	Volume de controle
u	Energia interna
Vel	Velocidade
g	Aceleração da gravidade
z	Altura
V	Volume
SC	Superfície de controle

\vec{Vel}	Vetor de velocidade
\vec{n}	Vetor normal
A	Área da seção transversal
$\frac{d}{dt}$	Diferencial em relação ao tempo
\dot{m}	Fluxo de massa
ΔS_{sist}	Varição de entropia no sistema
Q	Transferência de calor
S_{ger}	Entropia gerada
$\frac{dX_{sistema}}{dt}$	Varição da exergia do sistema ao longo do tempo
T_0	Temperatura do ambiente ao redor do sistema
T_k	Temperatura na fronteira do sistema
Q_k	Transferência de calor na fronteira do sistema
W_{trab}	Trabalho
P_0	Pressão do ambiente ao redor do sistema
$\frac{dV_{sistema}}{dt}$	Varição do volume do sistema ao longo do tempo
$M_{por\ caixa}$	Massa por caixa de hortaliça armazenada
ρ_{apr}	Densidade aparente
V_{emb}	Volume da embalagem
Qtd_{caixas}	Quantidade total de caixas
M_{total}	Massa total da hortaliça armazenada
Q_{resf}	Calor de resfriamento do produto
m_p	Massa total do produto
c_p	Calor específico do produto em temperatura pré-congelamento
t_{ip}	Temperatura inicial do produto
t_{ap}	Temperatura de armazenamento do produto
$Q_{resf+cong}$	Calor refrigerado até a temperatura de congelamento
t_{cp}	Temperatura de congelamento do produto
Q_{cong}	Calor retirado para congelamento do produto
h_{cp}	Calor latente de fusão do produto
Q_{amz}	Calor refrigerado da temperatura de congelamento até a temperatura de armazenamento congelado do produto.

c_{p2}	Calor específico em temperatura pós-congelamento
$Q_{total\ de\ produto}$	Carga térmica total removida do produto
n	Tempo que o produto leva para resfriar/congelar
Q_{resp}	Carga térmica devido ao calor de respiração
C_{resp}	Calor de respiração
Q_{inf}	Carga térmica de infiltração para um período de 24h
q	Carga de refrigeração sensível e latente para um fluxo de ar totalmente estabelecido
D_t	Fator de tempo de abertura da porta
D_f	Fator de fluxo de ar na porta
E	Efetividade do equipamento de proteção da porta
A_p	Área da porta
h_{if}	Entalpia do ar infiltrado
h_r	Entalpia do ar refrigerado
ρ_r	Densidade do ar refrigerado
ρ_{if}	Densidade do ar infiltrado
H_p	Altura da porta
F_m	Fator de densidade
P	Número de passagens pela porta
θ_p	Tempo de abertura e fechamento da porta por passagem
θ_o	Tempo em que a porta permanece aberta
θ_d	Tempo de referência (diário ou em outro período)
Q_{tc}	Carga térmica devido a transmissão de calor entre meios
U	Coefficiente global de transferência de calor
A_{troca}	Área externa total onde há troca de calor
t_i	Temperatura interna de operação da câmara
t_e	Temperatura externa de operação da câmara
h_i	Condutância da superfície interna
x	Espessura da parede
h_o	Condutância da superfície externa
q_{eq}	Calor gerado por pessoa
$Q_{pessoas}$	Calor total gerado por pessoas

n_p	Número total de pessoas
Q_{ilum}	Carga térmica de iluminação
W_i	Taxa de iluminação
A_{tp}	Área total do piso
D_{to}	Tempo de utilização em horas por dia

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 01.....	24
Equação 02.....	24
Equação 03.....	25
Equação 04.....	25
Equação 05.....	26
Equação 06.....	29
Equação 07.....	29
Equação 08.....	30
Equação 09.....	30
Equação 10.....	35
Equação 11.....	35
Equação 12.....	37
Equação 13.....	37
Equação 14.....	37
Equação 15.....	38
Equação 16.....	38
Equação 17.....	39
Equação 18.....	39
Equação 19.....	40
Equação 20.....	40
Equação 21.....	40
Equação 22.....	40
Equação 23.....	41
Equação 24.....	41
Equação 25.....	41
Equação 26.....	42
Equação 27.....	42

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	20
1.1	MOTIVAÇÃO	21
1.2	OBJETIVO GERAL	22
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	22
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	23
2.1	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	23
2.1.1	Condução	23
2.1.2	Convecção	24
2.1.3	Radiação	25
2.2	ISOLAMENTO TÉRMICO	26
2.3	REFRIGERAÇÃO	26
2.4	FLUIDOS REFRIGERANTES	31
3	METODOLOGIA	33
3.1	PARÂMETROS INICIAIS	33
3.2	SOFTWARES	34
3.3	DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA FRIGORÍFICA	34
3.3.1	Armazenamento	34
3.3.2	Material da câmara e Isolamento Térmico	36
3.4	CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA	37
3.4.1	Produto	37
3.4.2	Respiração	38
3.4.3	Infiltração	39
3.4.4	Transmissão de calor	40
3.4.5	Pessoas	41
3.4.6	Iluminação	42
3.4.7	Equipamentos	42

3.5	DADOS DE ENTRADA.....	43
3.6	FLUIDO REFRIGERANTE.....	45
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	47
4.1	ARMAZENAMENTO NAS CÂMARAS.....	47
4.2	CÂMARAS FRIGORÍFICAS.....	51
4.3	PAINEL FRIGORÍFICO.....	54
4.4	CARGA TÉRMICA.....	55
4.5	SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS	57
4.5.1	Serras de corte.....	57
4.5.2	Fluido refrigerante	58
4.5.3	Unidades evaporadoras	59
4.5.4	Unidades condensadoras	61
4.6	ESTIMATIVA DE CUSTOS.....	64
5	CONCLUSÃO.....	67
	REFERÊNCIAS	69
	APÊNDICE A - Código computacional para dimensionamento da quantidade de hortaliças estocadas por caixa (EES).....	76
	APÊNDICE B - Código computacional para dimensionamento da quantidade de caixas necessárias para estocagem do salmão (EES).....	77
	APÊNDICE C - Código computacional para cálculo de carga térmica de resfriamento do tomate (EES)	78
	APÊNDICE D - Código computacional para cálculo de carga térmica de resfriamento da cenoura (EES)	81
	APÊNDICE E - Código computacional para cálculo de carga térmica de congelamento do salmão rosado (EES)	84
	ANEXO A – Catálogos utilizados para seleção dos equipamentos de refrigeração.....	87

1 INTRODUÇÃO

Sistemas de refrigeração que um dia se apresentaram como inovação tecnológica de alto nível, hoje fazem parte da rotina humana, direta ou indiretamente. Sua presença pode ser verificada como fundamental nos mais diversos setores que interferem a vida das pessoas. Dentre estes setores, ressaltam-se as aplicações da refrigeração na busca por conforto térmico em ambientes (LINDBERG et al., 2017), no desenvolvimento ou armazenamento de produtos farmacêuticos (OZCAN; AKYAVUZ, 2016) e nos processos existentes na indústria alimentícia (ASTE; DEL PERO; LEONFORTE, 2017; TSAMOS et al., 2017), sendo esta última aplicação o ponto central do presente trabalho.

O armazenamento incorreto de alimentos colabora no desenvolvimento de microrganismos, diminuindo a vida útil dos produtos e tornando-os nocivos à saúde humana (DURET et al., 2019). Uma vez que se obteve conhecimento disso, o homem buscou meios para lidar com essa deterioração natural, encontrando na refrigeração uma forma de retardar este processo (HOFFMANN et al., 2018; HOLSTEIJN; KEMNA, 2018). Em tempos antigos eram utilizadas misturas de sal e gelo para refrigerar alimentos, entretanto com o avanço da engenharia, os processos de refrigeração passaram a ser realizados por equipamentos que ao consumir energia elétrica, são capazes de retirar calor de ambientes, conseqüentemente dos produtos nele alocados, sendo tais equipamentos conhecidos como refrigeradores (WANG et al., 2018).

Desse modo, existem atualmente espaços confinados dedicados ao resfriamento de alimentos. Ambientes que possuem umidade e temperatura controladas por um sistema de refrigeração, denominadas de câmaras frigoríficas ou câmaras frias (RODRIGUES, 2017). Tais salas operam em diferentes faixas de temperatura, acima de 0° C para resfriamento ou abaixo desta temperatura para congelamento, obedecendo a necessidade de refrigeração do produto (FRANCO; VILLA; COSTA, 2017).

Cada produto tem condições próprias de temperatura e umidade requisitadas em seu armazenamento, variando de acordo com sua origem e composição. Tais condições devem ser supridas visando preservar as características físico-químicas, sensoriais e biológicas dos alimentos por períodos de tempo mais extensos,

preservando também uma boa aparência (PAULO et al., 2017). Tratando-se de produtos como o peixe, o armazenamento torna-se ainda mais regrado, visto que este é um tipo de alimento que facilmente se estraga (FENG et al., 2017). Produtos como hortaliças também necessitam de processos de refrigeração corretos, caso contrário, parte da colheita pode tornar-se lixo orgânico (WAISNAWA et al., 2018).

Dessa maneira, o presente trabalho trata do dimensionamento de uma câmara frigorífica hipotética de grande porte, projetada a partir das definições de armazenamento de seus produtos e da carga térmica do ambiente de acondicionamento. Este material encontra-se dividido em cinco tópicos que relatam o dimensionamento desta câmara, partindo das fundamentações acerca dos processos de refrigeração e chegando até a determinação dos custos para implementação do projeto. O primeiro capítulo apresenta uma contextualização do tema, os objetivos do trabalho e a sua motivação. O referencial teórico utilizado como base para os dimensionamentos realizados está disposto no segundo capítulo. Seu terceiro capítulo expõe, de forma detalhada, as metodologias utilizadas para alocar os produtos, determinar o espaço da câmara, dimensionar a carga térmica de refrigeração, selecionar o fluido refrigerante além de apresentar os *softwares* utilizados no decorrer do projeto. No quarto capítulo são apresentados os resultados do trabalho com uma discussão detalhada dos valores de carga térmica, seleção dos equipamentos e a estimativa de custos do projeto. Ao fim, tem-se o quinto capítulo onde são apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

1.1 MOTIVAÇÃO

Conceber uma união entre os conhecimentos adquiridos em sala de aula com a solução de uma problemática real de engenharia faz parte do processo de formação de um engenheiro. Uma união como esta pode ser arquitetada através de estágios, projetos de extensão, projetos de pesquisa ou ainda em trabalhos de conclusão de curso. Independente do meio, o objetivo final ainda consiste numa formação sólida do profissional de engenharia, capaz de utilizar a bagagem adquirida ao longo de sua graduação para solucionar demandas reais de mercado.

Apesar da demanda por interdisciplinaridade, cada engenharia ainda dispõe de seus grupos de trabalho específico. Isto não é divergente para a engenharia mecânica, que como outras engenharias conta com seus diferentes setores. Dentre

estes setores, destaca-se para o presente trabalho a área térmica, que pode ainda ser dividida em outras subáreas.

Uma destas é a área de refrigeração, que compreende processos motivados pelo bem-estar humano direto ou indireto. De forma direta, tem-se como exemplo o conforto térmico de pessoas presentes em um ambiente. De modo indireto, pode ser apontado o processo de refrigeração de alimentos, que precisa ser rigorosamente controlado para alcançar condições específicas de armazenamento que não comprometam a qualidade do produto e por sua vez não o torne nocivo à saúde humana.

Focando estas práticas nos sistemas de refrigeração de alimentos, este trabalho surge fomentado pelo desenvolvimento de uma câmara frigorífica de alta capacidade de refrigeração, capaz de resfriar toneladas de alimentos e que pode ser utilizada em contextos reais, como em supermercados, que possuam demandas de refrigeração semelhantes às apresentadas neste material.

1.2 OBJETIVO GERAL

Dimensionar uma câmara frigorífica para congelamento de 5 T/dia de salmão rosado e resfriamento de 3 T/dia de tomates e cenouras, localizada na cidade de Maceió - AL.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Dimensionar a câmara frigorífica;
- Determinar o tipo, material e isolamento da câmara;
- Calcular a carga térmica de refrigeração;
- Selecionar os equipamentos do sistema de refrigeração;
- Selecionar o fluido refrigerante utilizado na câmara;
- Estimar os custos do projeto;
- Desenvolver um código computacional para o cálculo de carga térmica de projetos como este.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A seguir será realizada uma revisão bibliográfica acerca dos temas que rodeiam os sistemas de refrigeração, abordando conceitos de transferência de calor, isolamento térmico, sistemas de refrigeração e fluidos refrigerantes. Uma vez que o trabalho consiste no dimensionamento de uma câmara frigorífica, a teoria por trás destes conceitos estão presentes no sistema e sua compreensão é necessária para que o projeto seja dimensionado da forma correta.

2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor consiste na ciência responsável por estudar as taxas de transferência de calor, descrevendo as interações térmicas existentes entre os corpos (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Diferentemente da termodinâmica clássica que analisa os estados termodinâmicos iniciais e finais, a transmissão de calor tem como objetivo determinar como ocorre esse processo de troca térmica (INCROPERA et al., 2014). O principal conceito que rege essas interações é o de calor. Este pode ser caracterizado como a forma de energia que pode ser transferida de um sistema para outro em consequência da diferença de temperatura entre eles (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Calor é energia térmica em movimento, dessa forma, não é possível mensurá-lo de modo concreto, sendo assim, utiliza-se de uma análise comparativa entre os estados termodinâmicos dos corpos para defini-lo (BEJAN et al., 1996). Além da diferença de temperatura se faz necessário um mecanismo para que o calor seja transportado (ÇENGEL; GHAJAR, 2012), dessa forma, existem três mecanismos de transferência de calor: condução, convecção e radiação (INCROPERA et al., 2014).

2.1.1 Condução

A troca de calor por condução consiste na transferência de energia térmica entre as partículas que compõem um sistema, partindo das partículas mais termicamente energizadas e alcançando as menos energizadas (INCROPERA et al., 2014). Comum em sistemas sólidos e fluidos em repouso, a transferência de calor por meio de condução ocorre pela vibração continuada das moléculas (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Para coordenadas retangulares têm-se a equação geral da condução (Equação 01).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{e}_{ger} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (01)$$

Onde k é a condutividade térmica do material; T é a temperatura; $\frac{\partial T}{\partial x}$, $\frac{\partial T}{\partial y}$ e $\frac{\partial T}{\partial z}$ são as variações de temperatura ao longo dos eixos cartesianos; \dot{e}_{ger} é a geração interna de calor; ρ é a densidade do material; c é o calor específico do material e $\frac{\partial T}{\partial t}$ é a variação da temperatura ao longo do tempo.

A equação anterior possui solução complexa. Em problemas simplificados, com condições de regime estacionário de condução, material homogêneo, energia gerada desconsiderada, condutividade térmica constante, transferência de calor unidimensional em uma parede plana, é comum utilizar a Equação 02 para calcular taxa condução térmica.

$$\dot{Q}_{cond} = -k A_{cond} \frac{dT}{dx'} \quad (02)$$

Na qual \dot{Q}_{cond} é a taxa de transferência de calor por condução; A_{cond} é área de condução e $\frac{dT}{dx}$ é variação de calor ao longo da espessura da parede. Esta equação é denominada lei da condução térmica de Fourier (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). É possível observar que a taxa de condução de calor é resultado de uma combinação entre o gradiente de temperatura, das dimensões do corpo que transporta a energia e do material, representado pela sua condutividade térmica (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). O sinal negativo na Equação 02 serve para garantir o valor positivo do fluxo na direção positiva do eixo de coordenada (INCROPERA et al., 2014).

2.1.2 Convecção

A convecção é o mecanismo de transferência de calor entre um líquido ou gás adjacente e uma superfície sólida, estando o primeiro em movimento, combinando efeitos de condução e de movimentação de um fluido (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Essa transferência de calor por convecção pode ocorrer de forma natural (convecção natural), ocorrendo no deslocamento do fluido devido a variação de densidade, resultante da diferença de temperatura; ou de forma forçada, quando o fluido é compelido através de um equipamento, como por exemplo um ventilador

(INCROPERA et al., 2014). A taxa de transferência de calor é calculada mediante uso da lei do resfriamento de Newton (Equação 03) (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$\dot{Q}_{conv} = hA_{sup}(T_s - T_{\infty}), \quad (03)$$

Onde \dot{Q}_{conv} é a taxa de transferência de calor por convecção; h é o coeficiente de transferência de calor por convecção; A_{sup} é a área de superfície; T_s e T_{∞} são as temperaturas da superfície e do ambiente, respectivamente. Diferentemente do coeficiente de condutividade térmica para o caso dos sólidos, o chamado coeficiente de transferência de calor por convecção (h) não é uma propriedade do fluido e sim um parâmetro determinado experimentalmente, sendo resultado das relações das variáveis que influenciam a convecção (INCROPERA et al., 2014).

2.1.3 Radiação

A radiação trata da energia emitida pela matéria e ocorre sob a forma de ondas eletromagnéticas e diferentemente da transferência de calor por condução ou convecção, a transferência por radiação não necessita de um meio físico para que se ocorra (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Todos os corpos emitem radiação térmica, tornando-se isto uma exceção apenas se o corpo se encontrar na temperatura de zero absoluto (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). A radiação compreende um fenômeno volumétrico, sendo assim, todos os sólidos, líquidos e gases emitem, transmitem ou absorvem radiação (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Anexo ao conceito de radiação, tem-se ainda a definição de corpo negro: uma superfície idealizada capaz de emitir e absorver a máxima taxa de radiação em uma determinada temperatura (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Essa taxa máxima de radiação é dada pela Equação 04.

$$\dot{Q}_{emit,m\acute{a}x} = \sigma A_{sup} T_s^4, \quad (04)$$

Onde $\dot{Q}_{emit,m\acute{a}x}$ é a máxima taxa de transferência de calor por radiação e σ é a constante de Stefan-Boltzmann. Conhecida como lei de Stefan-Boltzmann da radiação térmica, a taxa máxima de radiação emitida é resultado das relações entre a área da superfície, da temperatura do corpo e da constante também chamada de constante de Stefan-Boltzmann (INCROPERA et al., 2014). A equação para a radiação emitida por corpos reais (ÇENGEL; GHAJAR, 2012), consiste na Equação 05.

$$\dot{Q}_{emit} = \varepsilon \sigma A_{sup} T_s^4, \quad (05)$$

Na qual \dot{Q}_{emit} é a taxa de transferência de calor por radiação e ε é a emissividade da superfície. A nova equação traz o conceito de emissividade da superfície, que representa a medida do quanto uma superfície se assemelha ao comportamento de um corpo negro (INCROPERA et al., 2014). Trata-se de um fator que varia entre 0 e 1, sendo este último valor considerado a emissividade de um corpo negro, que retorna à equação de radiação máxima emitida (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Desse modo, enfatiza-se que corpos reais possuem emissividade inferior à do corpo negro (INCROPERA et al., 2014).

2.2 ISOLAMENTO TÉRMICO

Materiais que possuem a capacidade de reduzir o fluxo de calor entre os corpos, assim, dificultando o processo de troca de calor entre estes são denominados isolantes térmicos (INCROPERA et al., 2014). Todo material transporta calor através de suas moléculas, entretanto alguns são mais predispostos a tal ação, como é o caso dos metais (INCROPERA et al., 2014). Os metais são caracterizados pela sua capacidade de perder elétrons, deixando-os livres e possibilitando o rápido trânsito de calor e eletricidade (CALLISTER; RETHWISCH, 2016). Desse modo, na busca por isolantes térmicos, se opta por materiais do tipo cerâmico ou polimérico devido a estrutura de suas ligações atômicas (CALLISTER; RETHWISCH, 2016).

O isolamento pode acontecer quando se deseja a conservação da baixa temperatura interna, a exemplo das salas refrigeradas; ou ainda quando o objetivo é impedir a saída de calor interno, prezando pela segurança, tal como ocorre em tubulações de vapor (ÇENGEL; BOLES, 2013).

2.3 REFRIGERAÇÃO

Um sistema termodinâmico real apresenta irreversibilidades em seu processo, ocorrendo em vários de seus componentes. Para se realizar uma análise nesse tipo de sistema, é comum utilizar ciclos idealizados capazes de representá-los (VAN WYLEN et al., 2013). Isto é válido para variados sistemas como o ciclo de potência a vapor, ciclo de potência a gás e o ciclo de refrigeração por compressão de vapor

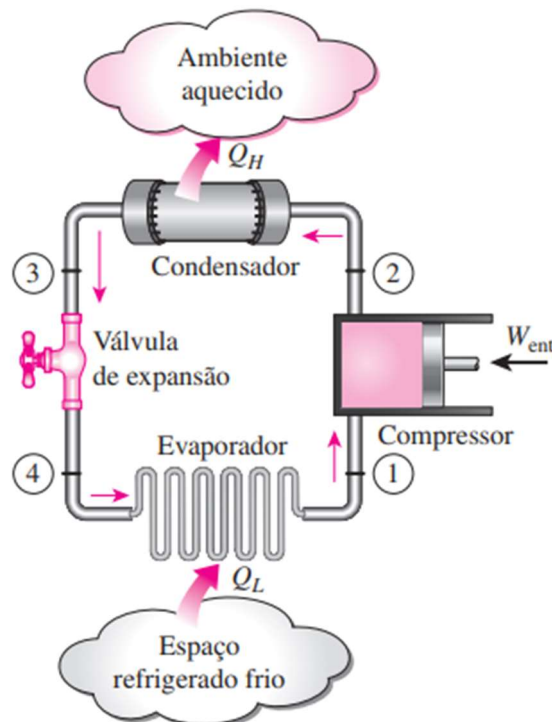
(ÇENGEL; BOLES, 2013). Este último representa, como sugere seu nome, o processo de refrigeração realizado por um sistema de compressão de vapor.

O processo natural de transferência de calor possui um sentido, sendo assim, o calor tende a sair de um meio com maior temperatura e ir no sentido de um com menor temperatura (ÇENGEL; BOLES, 2013). Existem ainda equipamentos que ao consumir trabalho, são capazes de retirar calor de ambientes refrigerados e depositá-los em ambientes mais quentes, como é o caso do refrigerador (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Este equipamento pode ser utilizado para finalidades de armazenamento ou desenvolvimento de produtos químicos, farmacêuticos e alimentícios, além de sua utilização para o fornecimento de conforto térmico em ambientes fechados (MILLER R.; MILLER M., 2014).

Para um sistema de refrigeração por compressão de vapor, pode-se observar na Figura 01 uma representação de ciclo ideal.

Figura 01 - Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.

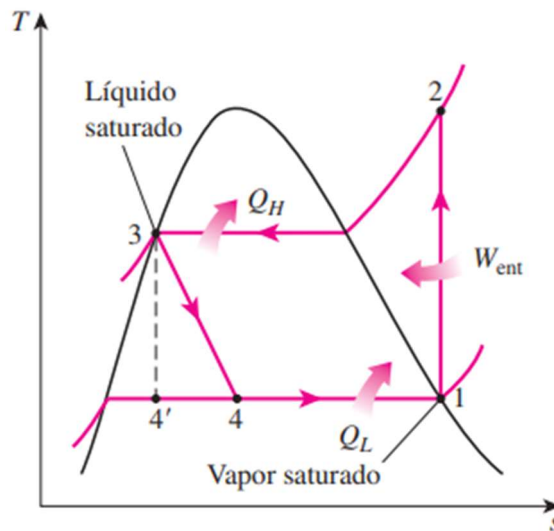


Fonte: Çengel; Boles (2013).

O processo básico de refrigeração, representado por esse ciclo idealizado, ocorre da seguinte forma: respeitando quatro passos fundamentais: compressão isentrópica (1-2), rejeição de calor à pressão constante (2-3), expansão isentrópica (3-4) e absorção de calor à pressão constante (4-1) (ÇENGEL; BOLES, 2013).

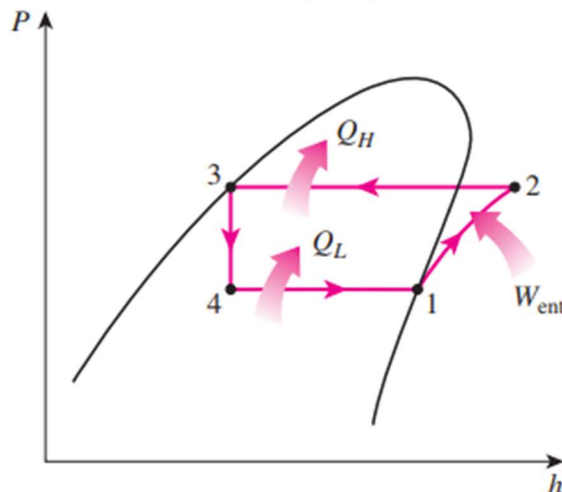
Além das representações esquemáticas, utiliza-se também diagramas que relacionam propriedades termodinâmicas e permitem uma melhor observação do comportamento do fluido de trabalho ao longo do ciclo (VAN WYLEN et al., 2013). Para o ciclo de refrigeração, os principais diagramas utilizados são o T - s (Figura 02), que relaciona temperatura e entropia do fluido; e o P - h (Figura 03), que associa a pressão e a entalpia (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Figura 02 - Diagrama T - s do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: Çengel; Boles (2013).

Figura 03 - Diagrama P - h do ciclo de refrigeração ideal de compressão por vapor.



Fonte: Çengel; Boles (2013).

Analisando os diagramas, observa-se que a redução de temperatura ocorre quando o fluido refrigerante passa pelo dispositivo de expansão (3-4). Isso acontece devido à queda súbita de pressão que o fluido é submetido (ÇENGEL; BOLES, 2013).

A nível didático, os ciclos são representados com cada componente separado. Em sistemas reais, é comum encontrar um equipamento composto que engloba mais

de um equipamento do ciclo de refrigeração, como é o caso da unidade condensadora, que compreende condensador e compressor (STOECKER, 2018; MILLER R, 2014). Não apenas isso, mas um mesmo sistema pode contar com mais de um equipamento do mesmo tipo, ocorrendo isso principalmente em condições de alta demanda frigorífica (STOECKER; JABARDO, 2018).

Mediante o uso dos diagramas, a análise termodinâmica do ciclo é facilitada tornando-se possível determinar valores de energia interna, trabalho, fluxo de massa e variação de exergia (VAN WYLEN et al., 2013). Estes valores são obtidos por intermédio de equações termodinâmicas fundamentais que regem o funcionamento dos ciclos. A primeira delas consiste na primeira lei da termodinâmica (Equação 06) que afirma que é impossível criar ou destruir energia, podendo apenas transformá-la (ÇENGEL; BOLES, 2013).

$$\frac{dE}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \left(u + \frac{vel^2}{2} + gz \right) \rho dV + \int_{SC} \left(u + \frac{vel^2}{2} + gz \right) (\rho \vec{Vel} \cdot \vec{n}) dA, \quad (06)$$

Onde $\frac{dE}{dt}$ é a variação da energia do sistema ao longo do tempo; VC é o volume de controle; u é a energia interna por unidade de massa; Vel é a velocidade; g a aceleração da gravidade; z a altura; V o volume; SC a superfície de controle; \vec{n} o vetor velocidade e A a área da seção transversal. A variação de energia de um sistema é resultado da relação entre a energia total fornecida para o sistema e a energia total extraída dele (ÇENGEL; BOLES, 2013).

O balanço de massa em um determinado volume de controle pode ser definido pela Equação 07.

$$\frac{d}{dt} \int_{VC} \rho dV = \sum_{ent} \dot{m} - \sum_{sai} \dot{m}, \quad (07)$$

Na qual \dot{m} representa o fluxo de massa. Tal equação é denominada equação da conservação da massa e afirma que a massa que passa por um determinado volume de controle é conservada (MORAN et al., 2014). Em um regime permanente, toda a massa que adentra nesse volume deve ser igual a massa que sai dele (VAN WYLEN et al., 2013).

Tem-se ainda a análise de entropia do sistema. Esta propriedade pode ser compreendida como uma mensuração da desordem molecular do objeto de estudo, nesse caso o fluido refrigerante (ÇENGEL; BOLES, 2013). Considerações de

processos isentrópicos são puramente teóricas, uma vez que todo processo real gera modificação da entropia do sistema (VAN WYLEN et al., 2013). Essa variação de entropia é determinada mediante uso da Equação 08.

$$\Delta S_{sist} = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{ger}, \quad (08)$$

Onde ΔS_{sist} é a variação de entropia do sistema; Q é a transferência de calor e S_{ger} é a taxa de geração de entropia. É interessante observar que esta equação, como as outras, trata-se de um balanço, entretanto ela difere das demais por possuir um termo adicional que representa a geração de entropia. Este termo consiste na entropia gerada pelo próprio sistema quando tem suas condições alteradas (ÇENGEL; BOLES, 2013). As análises de entropia fazem parte do processo inicial para uma análise maior, a análise exérgica.

Do mesmo modo que a primeira lei da termodinâmica é representada pela energia, a exérgia é a propriedade que representa a segunda lei (MORAN et al., 2014). Cada ciclo é incapaz de realizar todo o trabalho disponível para suas condições, sendo parte desse trabalho útil desperdiçado, desse modo, a exérgia consiste na medida desse potencial de realizar trabalho (ÇENGEL; BOLES, 2013). A variação de exérgia de um sistema é determinada com uso da Equação 09.

$$\frac{dX_{sistema}}{dt} = \sum (1 - \frac{T_0}{T_k}) \dot{Q}_k - (W_{trab} - P_0 \frac{dV_{sistema}}{dt}) - T_0 \dot{S}_{ger}, \quad (09)$$

Onde $\frac{dX_{sistema}}{dt}$ é a variação de exérgia do sistema; T_0 a temperatura do ambiente ao redor do sistema; T_k a temperatura na fronteira do sistema; \dot{Q}_k a taxa de transferência de calor na fronteira do sistema; W_{trab} o trabalho; P_0 a pressão no ambiente ao redor do sistema; $V_{sistema}$ o volume do sistema. Assim como a equação de balanço de entropia, essa equação possui um termo adicional, além dos valores de entrada e saída de exérgia do sistema. Esse termo ($T_0 \dot{S}_{ger}$) chamado de exérgia destruída é nada mais que o valor de exérgia que é desperdiçado pelo sistema, ou ainda o valor de trabalho que este sistema não consegue aproveitar devido as suas irreversibilidades (ÇENGEL; BOLES, 2013).

As equações anteriormente descritas (Equações 06-09) podem ainda ser reescritas em função da massa ou tempo (VAN WYLEN et al., 2013), sendo utilizadas

de acordo com as análises que se deseja fazer e os dados disponíveis acerca do sistema analisado (ÇENGEL; BOLES, 2013).

2.4 FLUIDOS REFRIGERANTES

Qualquer tipo de fluido, utilizado em um sistema de refrigeração, que possua a capacidade de ser alterado reversivelmente entre estado de líquido e vapor, absorvendo calor de um determinado ambiente é caracterizado como um fluido refrigerante (MILLER R.; MILLER M., 2014). Desse modo, tem-se a possibilidade de utilizar diversos fluidos como refrigerantes, entretanto existem propriedades que conferem ao fluido em questão a classificação de bom fluido refrigerante (STOECKER; JABARDO, 2018).

Estas propriedades podem ser descritas como: apresentar boas características termodinâmicas, isto é, ter um baixo ponto de ebulição; ser estável quimicamente não reagindo com o contato a outros materiais; não ser tóxico; não ser inflamável; ser compatível com o óleo lubrificante; ser compatível com os materiais utilizados na fabricação dos equipamentos; se evaporar a pressões manométricas positivas; ser facilmente detectável, principalmente em caso de vazamento; apresentar baixo risco ao meio ambiente; e ter um baixo custo, caso trate-se de um fluido comercial (MILLER R.; MILLER M., 2014).

Os fluidos refrigerantes são divididos entre classificações. Estas classificações podem ser referentes a seu modo de absorção de calor (classe 1, classe 2 ou classe 3) ou quanto a sua composição (puro e *blended*). O detalhamento destas classificações pode ser visualizado abaixo. Quadro 01 para a forma de absorção de calor e a Quadro 02 para a sua composição.

Quadro 01 - Classificação dos fluidos refrigerantes quanto a absorção de calor.

Classe	Característica
Classe 1	Resfriam mediante extração ou absorção de calor das substâncias refrigeradas através da absorção de seus calores latentes.
Classe 2	Refrigeram as substâncias através da absorção de seus calores sensíveis.
Classe 3	Soluções que contêm vapores extraídos de agentes liqueficáveis ou meios refrigerantes. Tais soluções funcionam mediante sua capacidade de carregar os vapores liqueficáveis. Estes vapores por sua vez, geram um efeito refrigerante mediante absorção dos seus calores latentes.

Fonte: Miller R. e Miller M. (2014), adaptado pelo autor.

Quadro 02 - Classificação dos fluidos refrigerantes quanto a sua composição.

Composição	Característica
Puro	Compostos integralmente por um único elemento, não apresentando misturas com outros tipos de fluidos. Possuem habilidade de serem aplicados de forma líquida ou gasosa nos sistemas de refrigeração.
<i>Blended</i>	De modo oposto ao fluido puro, o fluido <i>blended</i> , é um fluido refrigerante desenvolvido a partir da mistura de outros refrigerantes, não apresentando integralidade de elementos em sua composição. Por causa da diferença de densidade entre os fluidos que o compõem, só podem ser aplicados na forma líquida nos sistemas.

Fonte: Miller R. e Miller M. (2014), adaptado pelo autor.

Os fluidos refrigerantes utilizados são ainda categorizados em quatro tipos: CFC's (Cloro, Fluor, Carbono), HCFC's (Hidrogênio, Cloro, Fluor, Carbono), HFC's (Hidrogênio, Fluor, Carbono) e HC's (Hidrocarbonos). O Quadro 03 apresenta de forma sintetizada algumas informações a respeito destes fluidos.

Quadro 03 - Classificação dos fluidos refrigerantes comumente utilizados.

Tipo	Utilização	Segurança	Custo	Exemplos
CFC's	Ar-condicionado de automóveis; Refrigeração comercial; Refrigeração doméstica.	Não são inflamáveis; Apresentam alto índice de prejuízo a atmosfera e à camada de ozônio.	Baixo custo.	R-11 R-12 R-14 R-500
HCFC's	Ar-condicionado de janela; <i>Split</i> ; Outros.	Não inflamáveis; Possuem contribuição significativa para o aquecimento global e são nocivos ao ambiente, entretanto tem baixo potencial de destruição da camada de ozônio.	Baixo custo.	R-22 R-123 R-409A R-401A
HFC's	Refrigeração comercial; Câmaras frigoríficas.	Não inflamáveis; Não são nocivos à camada de ozônio, entretanto contribuem significativamente para o aquecimento global e são danosos ao ambiente.	Bom custo-benefício, entretanto, torna-se consideravelmente caros pois necessitam de óleos polioléster.	R-134A R-12 R-404A
HC's	Eletrodomésticos; Expositores frigoríficos; <i>Freezers</i> .	Inflamáveis; Inodoros e incolores (difícil detecção); Não nocivos ao ambiente, à camada de ozônio e possuem pouca contribuição para o aquecimento global.	Baixo custo de aquisição, porém alto custo de manutenção.	R-600 R-290

Fonte: Miller R. e Miller M. (2014), adaptado pelo autor.

3 METODOLOGIA

3.1 PARÂMETROS INICIAIS

As premissas deste projeto são:

- Localização: Maceió, AL.
- Congelamento: 5 T/dia de salmão rosado.
- Resfriamento: 3 T/dia de tomates e cenouras.
- Número de funcionários: 5.
- Equipamentos: 2 motores elétricos de até 6 CV de potência cada.

Esses dados foram determinados de modo aleatório, com intuito de demonstrar que estas condições são responsáveis diretas pela carga térmica final do projeto. Sendo assim, o projeto não foi desenvolvido para um destinatário predeterminado.

O dimensionamento espacial da câmara foi realizado a partir da coleta de informações a respeito dos procedimentos de estocagem dos alimentos, neste caso as hortaliças e o salmão rosado. Assim, foi possível determinar o espaço que estes produtos ocupariam na câmara e o melhor meio de alocá-los no ambiente. A seção 3.3 apresenta detalhadamente a metodologia para estoque e dimensionamento espacial utilizada.

Para o cálculo da carga térmica foram consideradas as instruções estabelecidas pela ASHRAE em seu manual de refrigeração (*Refrigeration Handbook*), utilizando as equações lá descritas (ASHRAE, 2010), metodologia também utilizada nos materiais de Oliveira (2016) e Sousa et al. (2015). A carga térmica total na câmara é o resultado do somatório dos diferentes tipos de carregamento térmico: de produto, de respiração (no caso de vegetais), de infiltração, de iluminação, por transmissão de calor entre meios, devido à presença de pessoas e dissipados através de equipamentos elétricos. Esta etapa está descrita na seção 3.4.

Com os valores de carga térmica determinados, foram consultados catálogos de fabricantes e distribuidores de equipamentos de refrigeração para seleção dos equipamentos e estimativa dos custos para o projeto. Não faz parte do escopo deste trabalho o dimensionamento das tubulações do sistema de refrigeração nem a alocação da câmara dentro de alguma estrutura.

3.2 SOFTWARES

Para construir os desenhos 2D foi utilizado o *software* AutoCAD 2019, disponibilizado pela Autodesk como um programa de computador capaz de auxiliar profissionais de diversas áreas como engenharia e arquitetura no desenvolvimento de projetos gráficos, como sugere a sigla CAD (*computer-aided design*) em seu nome (AUTODESK, 2021).

Os desenhos 3D foram desenvolvidos no INVENTOR 2018 e REVIT 2019, ambos também distribuídos pela Autodesk. O primeiro é utilizado para a criação de protótipos visuais em três dimensões (AUTODESK, 2021). Já o segundo, consiste num *software* BIM (*Building Information Modeling*) focado na utilização de informações paramétricas para construção virtual relacionando 2D e 3D em um projeto de forma inteligente (AUTODESK, 2021).

Os códigos computacionais foram desenvolvidos na plataforma EES (*Engineering Equation Solver*), *software* desenvolvido e distribuído pela F-chart *Software*. Esta ferramenta consiste num programa geral de resoluções de equações algébricas, não lineares e diferenciais acopladas, além de possuir uma biblioteca integrada de funções e propriedades termodinâmicas (F-CHART SOFTWARE, 2021). Por fim, enfatiza-se que todos os softwares mencionados foram utilizados em suas versões estudantis.

3.3 DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA FRIGORÍFICA

Existem diferentes órgãos que instruem como deve ser feito o armazenamento de alimentos. Para o caso das hortaliças, um dos órgãos atuantes é a EMBRAPA (Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária). Cada hortaliça possui uma condição específica de armazenamento no que diz respeito a temperatura e umidade relativa (LUENGO et al., 2007). Já quanto ao peixe, apenas devido ao fato de trabalhar-se com congelamento já apresenta condições de armazenamento diferentes das hortaliças. Desse modo, optou-se pelo dimensionamento de três câmaras frias integradas, sendo uma para cada tipo de produto.

3.3.1 Armazenamento

Para determinar o espaço ocupado pelos produtos armazenados utilizou-se a densidade de estocagem ou densidade aparente e a massa do produto estocado.

Para as hortaliças, serão utilizadas caixas plásticas retornáveis indicadas para operação em câmaras frias, sendo uma das possíveis embalagens para estes produtos (LUENGO et al., 2007). Foi inicialmente dividida pela metade a quantidade de tomates e cenouras, desse modo serão estocados 1500 kg de cada.

Após selecionar a caixa utilizada para estocar as hortaliças, se faz necessário ainda o valor da densidade aparente delas para poder obter-se a quantidade de massa que cada caixa plástica consegue comportar e por sua vez a quantidade total de caixas. Luengo (2005) apresenta em seus estudos os valores de densidade aparente de algumas hortaliças, em g/cm^3 . Realizando uma extração em seu material, os valores de densidade para o tomate e a cenoura podem ser visualizados na Tabela 01.

Tabela 01 - Densidade aparente das hortaliças armazenadas.

Produto	Densidade aparente [g/cm^3]
Cenoura	0,55
Tomate	0,55

Fonte: Luengo (2005), adaptado pelo autor.

Devido a igualdade dos valores de densidade aparente das hortaliças será necessária a mesma quantidade de caixas para armazenar ambos os produtos. Ainda segundo Luengo (2005), a equação utilizada para encontrar o resultado de massa comportada, em posse do volume da caixa de armazenamento e da densidade aparente da hortaliça, é dada por:

$$M_{por\ caixa} = \rho_{apr} V_{emb}, \quad (10)$$

Na qual $M_{por\ caixa}$ é a massa comportada por caixa; ρ_{apr} a densidade aparente do produto e V_{emb} o volume da embalagem. Assim, obtém-se o valor de massa comportada dentro de cada caixa. Para se obter o valor total de caixas basta dividir o valor total de massa a se armazenar pelo valor de massa por caixa, como mostra a Equação 11.

$$Qtd_{caixas} = \frac{M_{total}}{M_{por\ caixa}}, \quad (11)$$

Onde M_{total} é a massa total do produto e Qtd_{caixas} a quantidade total de caixas necessárias. As medidas das embalagens devem ter dimensões que permitam empilhamento e que este seja feito preferencialmente em *pallets* com medidas de 1,2

m x 1 m (BRASIL, 2002). Desse modo, como apoio para o armazenamento dessas caixas serão utilizados *pallets* plásticos capazes de suportar as temperaturas internas da câmara. Após a obtenção da quantidade de caixas é possível distribuí-las nos *pallets* e encontrar então o espaço ocupado por estes, permitindo por fim dimensionar o espaço das salas de armazenamento do tomate e da cenoura.

Já para o salmão rosado houve dificuldade de encontrar um valor de densidade de estocagem. Sendo assim, algumas considerações foram feitas para dimensionar o espaço de armazenamento do peixe. Inicialmente foi considerado o peso médio de 2 kg (RUGGERONE; IRVINE, 2018), considerando os piores casos, uma vez que a maior parte das amostras analisadas pelos autores apresentavam-se com peso abaixo dessa média. Como medida de comprimento foi considerada uma média de 45 cm (FISHBASE, 2021). De modo semelhante às hortaliças, os peixes também serão armazenados em caixas plásticas retornáveis. Estas caixas serão armazenadas em estantes de material metálico capazes de suportar as cargas exercidas pelo peso do produto.

Por fim, com base nas dimensões geométricas do *pallet* e da estante, junto ao resultado da quantidade de caixas necessárias para comportar os produtos, determina-se a quantidade de equipamentos de suporte necessários para o armazenamento.

3.3.2 Material da câmara e Isolamento Térmico

Quanto ao tipo de câmara foram considerados dois modelos: os de painéis modulares e os de alvenaria. Para definir qual o tipo de câmara utilizado, considerou-se três fatores: facilidade de construção/montagem, de limpeza e custo de implementação. Estes fatores são apresentados na Tabela 14.

Para o isolamento térmico foram cogitados os tipos mais comuns utilizados em construções de câmara frigorífica: poliuretano expandido e poliestireno expandido (TECTERMICA, 2021). Na Tabela 02 consta os valores de condutividade térmica para os dois materiais isolantes considerados.

Tabela 02 - Condutividade térmica dos isolantes.

Isolante	Condutividade térmica [W/mK]
Poliuretano expandido	0,017
Poliestireno expandido	0,035

Fonte: Bolsoni (2008), adaptado pelo autor.

Deste modo, observa-se que para a mesma espessura de isolamento a condutividade térmica do poliestireno expandido é pouco mais que o dobro do poliuretano. Além disso, tem-se que o poliuretano conta com uma boa impermeabilidade, é inodoro e resistente a propagação de chama. A seleção final foi feita levando em conta os fatores de: condutividade térmica, resistência a deterioração, inflamabilidade, densidade, livre de microrganismos, de odores e resistente a absorção de água (CHAGAS, 2012).

3.4 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

3.4.1 Produto

Em sistemas de refrigeração para produtos alimentícios, grande parte da carga térmica está associada ao processo de retirada de calor dos alimentos até sua temperatura padrão de armazenamento, resfriando-o ou submetendo-o ao congelamento. A Equação 12 determina a quantidade de calor que deve ser removido para resfriar o produto de uma temperatura inicial de entrada na câmara até uma temperatura de armazenamento acima da temperatura de congelamento (ASHRAE, 2010).

$$Q_{resf} = m_p c_p (t_{ip} - t_{ap}), \quad (12)$$

Onde Q_{resf} é o calor de resfriamento do produto; m_p a massa do produto; c_p o calor específico do produto acima da temperatura de congelamento; t_{ip} a temperatura inicial do produto e t_{ap} a temperatura de armazenamento do produto. Caso o procedimento tenha a intenção de congelar o produto, a equação apresentada acima sofre uma leve alteração, tornando-se a Equação 13 e duas novas equações são acrescentadas no cálculo de carga de produto, sendo elas equação de calor retirado no congelamento (Equação 14) e a equação de resfriamento abaixo da temperatura de congelamento (Equação 15) (ASHRAE, 2010).

$$Q_{resf+cong} = m_p c_p (t_{ip} - t_{cp}), \quad (13)$$

$$Q_{cong} = m_p h_{cp}, \quad (14)$$

$$Q_{amz} = m_p c_{p2} (t_{cp} - t_{ap}), \quad (15)$$

Onde $Q_{resf+cong}$ é o calor refrigerado até a temperatura de congelamento do produto; t_{cp} a temperatura de congelamento do produto; Q_{cong} o calor retirado para congelamento do produto; h_{cp} o calor latente de fusão; Q_{amz} o calor refrigerado da temperatura de congelamento até a temperatura de armazenamento congelado do produto; c_{p2} é o calor específico do produto abaixo da temperatura de congelamento. A Equação 16 relaciona os processos de resfriamento/congelamento com a quantidade de tempo levado para realizá-los.

$$Q_{total\ de\ produto} = \frac{Q_{resf+cong} + Q_{cong} + Q_{amz}}{3600n} \quad (16)$$

Na qual $Q_{total\ de\ produto}$ é a carga térmica total removida do produto e n o tempo, em horas, que o produto leva para resfriar/congelar. Se o produto passar por congelamento, os três resultados (Equações 13-15) são somados, caso seja apenas resfriado, utiliza-se unicamente o valor obtido através da Equação 12. É possível ainda acrescentar o resultado acima em 10% como meio de compensar a carga térmica das embalagens não considerada no cálculo (ASHRAE, 2010).

3.4.2 Respiração

O calor desprendido de produtos vegetais, conhecido como calor de respiração também é levado em conta no cálculo de carga térmica. A temperatura é diretamente proporcional ao calor devido a respiração, logo quanto menor for a temperatura, menor será esse calor desprendido (ASHRAE, 2010). A Tabela 03 apresenta os valores de respiração para o tomate e a cenoura. Para obter a carga térmica de respiração, basta multiplicar valor de calor de respiração do produto pela sua massa, como mostra a Equação 17.

Tabela 03 – Calor de respiração para o tomate e a cenoura.

Produto	Temperatura mínima de dados disponíveis [°C]	Calor de respiração [mW/kg]
Tomate	15	79,1
Cenoura	0	20,4

Fonte: ASHRAE (2010), adaptado pelo autor.

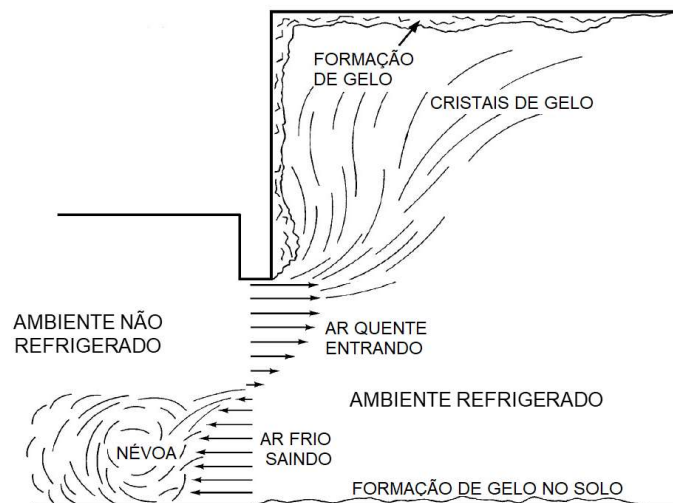
$$Q_{resp} = m_p C_{resp}, \quad (17)$$

Onde Q_{resp} é a carga térmica devido ao calor de respiração e C_{resp} o calor de respiração. O valor apresentado na Tabela 03 para o tomate é para a temperatura de 15 °C, não havendo dados disponíveis para temperaturas inferiores na tabela original. Como visto, o calor de respiração reduz com a redução da temperatura, desse modo não há prejuízo algum em utilizar o valor determinado para 15 °C.

3.4.3 Infiltração

A transferência de calor por infiltração ocorre fundamentalmente quando a porta de um ambiente refrigerado é aberta para um ambiente a temperaturas mais elevadas que este. A diferença existente entre as massas de ar interno e externo fazem com que estes troquem calor como mostra a Figura 04.

Figura 04 - Movimentação das massas de ar através da porta de uma câmara fria.



Fonte: ASHRAE (2010), adaptado pelo autor.

A carga térmica proveniente dessa movimentação das massas de ar é dada por (ASHRAE, 2010):

$$Q_{inf} = q D_t D_f (1 - E), \quad (18)$$

Onde Q_{inf} é a carga térmica de infiltração para um período de 24h; q a carga de refrigeração sensível e latente para um fluxo de ar totalmente estabelecido; D_t o fator de tempo de abertura da porta; D_f o fator de fluxo de ar na porta e E a efetividade do equipamento de proteção da porta. Os valores de D_f e E são valores predefinidos

que variam de acordo com as condições da câmara e o tipo de equipamento de proteção da porta, respectivamente. Já os valores de q e D_t são calculados. Para o primeiro deles, utiliza-se a Equação 19 desenvolvida empiricamente para relacionar as dimensões da câmara com propriedades das massas de ar (ASHRAE, 2010).

$$q = 0,221A_p(h_{if} - h_r)\rho_r \left(1 - \frac{\rho_{if}}{\rho_r}\right)^{0,5} (gH_p)^{0,5}F_m, \quad (19)$$

Onde A_p é a área da porta; h_{if} e h_r são as entalpias do ar infiltrado e do ar refrigerado, respectivamente; ρ_r e ρ_{if} são as densidades do ar refrigerado e do ar infiltrado, respectivamente; H_p a altura da porta e F_m o fator de densidade. Para encontrar este último, faz-se uso da Equação 20 (ASHRAE, 2010).

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_r}{\rho_{if}}\right)^{\frac{1}{3}}} \right]^{1,5} \quad (20)$$

Para o segundo valor calculável (D_t) utiliza-se a Equação 21.

$$D_t = \frac{(P\theta_p + \theta_o)}{3600\theta_d} \quad (21)$$

Na qual P é o número de passagens pela porta; θ_p o tempo de abertura e fechamento da porta por passagem; θ_o o tempo em que a porta permanece aberta; θ_d o tempo de referência (diário ou em outro período).

3.4.4 Transmissão de calor

Os ganhos de calor latente através de pisos, paredes e tetos são desprezíveis, sendo considerados apenas os ganhos de calor sensível (ASHRAE, 2010). Devido a câmara ser dimensionada de modo a estar em um ambiente fechado, a transferência de calor por radiação pode ser desconsiderada. Desse modo, a Equação 22 pode ser utilizada para calcular o carregamento térmico associado a transferência de calor.

$$Q_{tc} = UA_{troca}(t_i - t_e) \quad (22)$$

Onde Q_{tc} é a carga térmica devido a transmissão de calor entre meios; U o coeficiente global de transferência de calor; A_{troca} é a área externa total onde há troca de calor; t_i a temperatura interna de operação da câmara; t_e a temperatura externa.

O ponto central da equação consiste no coeficiente global de transferência de calor (U), que engloba os processos de transmissão de calor devido a condução e a convecção, conforme mostra a Equação 23.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}}, \quad (23)$$

Na qual h_i é condutância da superfície interna; x a espessura da parede e h_o é condutância da superfície externa. Em sistemas com paredes espessas e bem isoladas, obtém-se uma baixa condutividade entre os meios. Nessas condições, os valores de $\frac{1}{h_i}$ e $\frac{1}{h_o}$ tornam-se tão baixos que podem ser suprimidos. Em geral, paredes são compostas de mais de um material. Sendo assim, utiliza-se uma resistência composta do material, representada pelo fator $\frac{x}{k}$. Por fim, para paredes do tipo sanduíche, ou seja, chapas que prensam um isolante, o coeficiente global de transmissão de calor pode ser reescrito na forma da Equação 24, onde os valores de x consistem nas espessuras dos materiais que compõem a parede e k seus respectivos valores de condutividade térmica.

$$U = \frac{1}{\frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3}}, \quad (24)$$

3.4.5 Pessoas

Teoricamente qualquer corpo acima do zero absoluto possui calor em si, de tal modo, estando com temperatura acima de 0 K, pessoas também geram carga térmica no ambiente em que estão inseridas. ASHRAE (2010) disponibiliza como meio de calcular o calor gerado por estas pessoas no ambiente refrigerado a Equação 25.

$$q_{eq} = 272 - 6(t_i), \quad (25)$$

Onde q_{eq} é o calor equivalente gerado por pessoa. Dessa maneira encontra-se o calor aproximado que cada pessoa libera, de tal modo que para se obter o calor total que as pessoas dentro do meio refrigerado depositam no ambiente basta apenas multiplicar o calor equivalente por pessoa pela quantidade de pessoas, conforme mostra a Equação 26.

$$Q_{pessoas} = n_p q_{eq}, \quad (26)$$

Na qual $Q_{pessoas}$ é o calor total gerado por pessoas e n_p o número total de pessoas.

3.4.6 Iluminação

Lâmpadas também são equipamentos responsáveis por dissipar calor e assim devem ser consideradas nos cálculos de carga térmica, conforme Equação 27 (ASHRAE, 2010).

$$Q_{ilum} = W_i A_{tp} D_{to} \quad (27)$$

Onde Q_{ilum} é a carga térmica de iluminação; W_i é a taxa de iluminação; A_{tp} a área total de piso e D_{to} o tempo de utilização em horas por dia. O tempo de utilizado é comumente considerado o mesmo tempo em que os trabalhadores operam dentro da câmara. A taxa de iluminação em câmaras frias é de 10 W/m^2 (ASHRAE, 2010).

3.4.7 Equipamentos

Equipamentos elétricos utilizados dentro da câmara também são responsáveis por dissipar calor no ambiente, entretanto ao invés de se realizar cálculos, ASHRAE (2010) disponibiliza uma relação entre o calor dissipado pelo equipamento com sua potência, conforme mostra a Tabela 04.

Tabela 04 - Ganho de calor por equipamentos elétricos.

(continua)

Motor avaliado [kW]	Potência nominal [rpm]	Eficiência do motor com carga máxima [%]	Localização do motor e equipamento acionado em relação ao espaço condicionado ou fluxo de ar		
			A	B	C
			Motor e equipamento acionado dentro do ambiente [W]	Motor fora e equipamento acionado dentro do ambiente [W]	Motor dentro e equipamento acionado fora do ambiente [W]
0,04	1500	35	105	35	70
0,06		35	170	59	110
0,09		35	264	94	173
0,12		35	340	117	223

Tabela 04 - Ganho de calor por equipamentos elétricos.

(conclusão)

Motor avaliado [kW]	Potência nominal [rpm]	Eficiência do motor com carga máxima [%]	Localização do motor e equipamento acionado em relação ao espaço condicionado ou fluxo de ar		
			A	B	C
			Motor e equipamento acionado dentro do ambiente [W]	Motor fora e equipamento acionado dentro do ambiente [W]	Motor dentro e equipamento acionado fora do ambiente [W]
0,19	1750	54	346	188	158
0,25		56	439	246	194
0,37		60	621	372	249
0,56	1750	72	776	557	217
0,75		75	993	747	249
1,1		77	1453	1119	334
1.5		79	1887	1491	396
2,2		81	2763	2238	525

Fonte: ASHRAE (2010), adaptado pelo autor.

3.5 DADOS DE ENTRADA

Nas tabelas abaixo estão compilados os dados de entrada utilizados nos cinco códigos computacionais desenvolvidos. Na Tabela 05 constam os dados para o cálculo da quantidade de caixas necessárias para armazenar as hortaliças (apêndice A).

Tabela 05 - Dados de entrada para cálculo de armazenamento das hortaliças.

Dados	Valores	Referência
Volume útil da caixa	46 L	LOPLAST (2021)
Massa da caixa vazia	2 kg	LOPLAST (2021)
Massa total do tomate	1500 kg	-
Densidade aparente do tomate	0,55 g/cm ³	Luengo (2005)
Massa total da cenoura	1500 kg	-
Densidade aparente da cenoura	0,55 g/cm ³	Luengo (2005)

Fonte: Autor (2021).

É interessante observar que os dados que não estão referenciados correspondem às determinações do autor, seja no escopo do projeto ou como estimativa inicial para o cálculo. Esta afirmação é válida para todas as tabelas presentes nesta seção. A Tabela 06 apresenta os dados utilizados nos cálculos de estocagem do salmão rosado (apêndice B).

Tabela 06 - Dados de entrada para cálculo de armazenamento do salmão rosado.

Dados	Valores	Referência
Massa total de salmão	5000 kg	-
Massa média do salmão	2 kg	Ruggerone e Irvine (2018)
Quantidade desejada de estantes	6	-
Quantidade desejada de prateleiras	4	-
Massa da caixa vazia	2 kg	LOPLAST (2021)

Fonte: Autor (2021).

Na Tabela 07 estão os dados utilizados no cálculo de carga térmica, servindo para alimentar os códigos dispostos nos apêndices C, D e E.

Tabela 07 - Dados de entrada para cálculo de carga térmica de todos os produtos.
(continua)

Item	Tomate	Cenoura	Salmão	Referência
Massa [kg]	1500	1500	5000	-
CE acima da temp. de cong. [kJ/kg · K].	4,02	3,92	3,68	ASHRAE (2010)
CE abaixo da temp. de cong. [kJ/kg · K].	-	-	2,17	ASHRAE (2010)
Calor latente de fusão [kJ/kg].	-	-	255	ASHRAE (2010)
Temp. de entrada na câmara [° C]	25	25	25	-
Temp. de cong. [° C]	-	-	-2,2	ASHRAE (2010)
Temp. de armazenamento [°C]	8	0	-18	Luengo et al. (2007) Brasil (2017)
Tempo para resfriamento [h]	2	2	2	-
Calor de respiração [mW/kg]	79,1	20,4	-	ASHRAE (2010)
UR da câmara de armazenamento [%]	95	97,5	76,35	ASHRAE (2010) Luengo et al. (2007)
UR de Maceió – AL [%]	75	75	75	UFAL (2021)
Área da porta da câmara [m ²]	4,68	4,68	4,68	-
Altura da porta [m ²]	2,6	2,6	2,6	-
Entalpia do ar infiltrado [kJ/kg].	81,9	81,9	81,9	-
Entalpia do ar refrigerado [kJ/kg].	23,98	9,232	-16,61	-
Densidade do ar infiltrado [kg/m ³]	1,147	1,147	1,147	-
Densidade do ar refrigerado [kg/m ³]	1,247	1,285	1,379	-
Aceleração da gravidade [m/s ²]	9,81	9,81	9,81	-
Passagens pela porta	200	200	400	-
Tempo de abertura e fechamento [s]	10	10	10	-
Tempo de porta aberta [s]	15	15	15	-
Tempo de referência [h]	24	24	24	-

Tabela 07 - Dados de entrada para cálculo de carga térmica de todos os produtos.
(conclusão)

Item	Tomate	Cenoura	Salmão	Referência
Fator fluxo de ar da porta [-]	0,8	0,8	0,8	ASHRAE (2010)
Efetividade dos equip. de proteção	0,93	0,93	0,93	ASHRAE (2010)
Área total [m ²]	96,8	96,8	150,5	-
Temperatura externa [°C]	30	30	30	ABNT (2008)
Espessura da chapa [mm]	10	10	10	-
Espessura do isolamento térmico [mm]	180	180	180	-
Condut. térmica da chapa [W/m · K]	50	50	50	Callister e Rethwisch, (2016).
Condut. térmica do isolante [W/m · K]	0,017	0,017	0,017	Bolsoni (2008)
Taxa de iluminação [W/m ²]	10	10	10	-
Área total de piso [m ²]	20,8	20,8	37,62	-
Tempo médio de utilização [h]	6	6	6	-
Pessoas trabalhando	5	5	5	-
Calor dissipado pelo equip. elétrico [W]	-	-	776	ASHRAE (2010)
Quantidade de equip. elétricos	-	-	2	-

Fonte: Autor (2021).

Os dados de densidade e entalpia do ar refrigerado e infiltrado são provenientes dos dados de umidade relativa, da temperatura das câmaras e do ambiente.

3.6 FLUIDO REFRIGERANTE

As características que devem ser avaliadas em um fluido refrigerante são suas taxas de flamabilidade, toxicidade e seu desempenho no ambiente a ser refrigerado (ABRAVA, 2016). Também deve ser considerado seu nível de dano à camada de ozônio e sua contribuição para o avanço do aquecimento global (ASHRAE, 2017).

Dentre os fluidos refrigerantes disponíveis no mercado, os mais utilizados em câmaras frigoríficas são o R-717 (amônia), o R-404A e o R-134A (PRÓFRIO, 2021). Já para os equipamentos de refrigeração analisados para a câmara frigorífica, observou-se que estes operam com três fluidos: R-22, R-404A e R-134A (ELGIN, 2020; MCQUAY, 2019; TRINEVA, 2019). Diante disso, foram analisados os impactos ambientais gerados pelos fluidos mais utilizados (Tabela 08).

Tabela 08 – Impacto ambiental de alguns fluidos refrigerantes.

Fluido	ODP	GWP (100)
R-22	0,034	1760
R-134A	0,00	1300
R-404A	0,00	3940
R-717	0,00	-

Fonte: ASHRAE (2017), adaptado pelo autor.

Além da análise de impacto ambiental, os mesmos fluidos foram avaliados com relação à toxicidade e flamabilidade. Levou-se ainda em conta os valores de limite de exposição ocupacional (OEL) e limite de concentração de refrigerante (RCL). Estes parâmetros são apresentados na Tabela 09.

Tabela 09 - Dados e classificações de segurança de alguns fluidos.

Fluido	Nome químico (ou composição)	Fórmula química (ou tolerâncias da composição)	OEL ppm v/v	Grupo de segurança	RCL		Altamente tóxico ou tóxico
					Ppm v/v	g/m ³	
R-22	clorodifluormetano	CHClF ₂	1000	A1	59.000	210	Nenhum
R-134	1,1,1,2-tetrafluoretano	CH ₂ FCF ₃	1000	A1	50.000	210	Nenhum
R-717	Amônia	NH ₃	25	B2L	320	0,22	Nenhum
R-404A	R-125/143a/134a (44.0/52.0/4.0)	Mistura (±2,0/±1,0/±2,0)	1000	A1	130.00 0	500	Nenhum

Fonte: ABRAVA (2016), adaptado pelo autor.

De posse desses dados e após análise, foi feita a seleção do fluido refrigerante para este projeto.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 ARMAZENAMENTO NAS CÂMARAS

As caixas plásticas escolhidas para armazenar as hortaliças podem ser visualizadas na Figura 05 e suas propriedades na Tabela 10, ambas dispostas abaixo.

Figura 05 - Caixa plástica vazada.



Fonte: LOPLAST (2021)

Tabela 10 - Propriedades da caixa plástica vazada.

Propriedade	Valor
Comprimento	55 cm
Largura	35,5 cm
Altura	30 cm
Peso	2 kg
Volume útil	46 L
Material	Polipropileno

Fonte: LOPLAST (2021), adaptado pelo autor.

O volume útil fornecido pelo fabricante consiste no volume utilizado para definir a massa comportada na caixa. Após a definição da caixa, foram selecionados *pallets* de polietileno de alta densidade (PEAD) para suportar as pilhas de caixas plásticas. A Figura 06 mostra uma exemplificação do *pallet*.

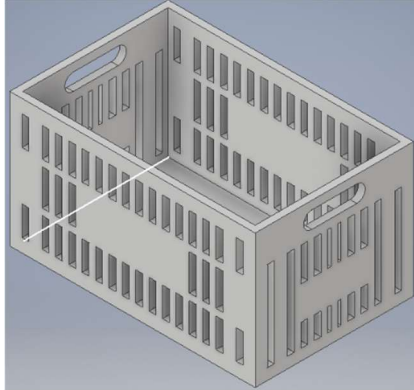
Figura 06 - Pallet PBR de PEAD (1,2m x 1m).



Fonte: CBL (2021).

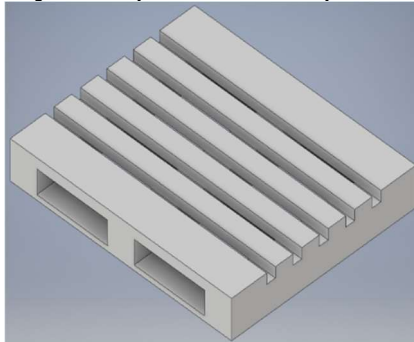
Para representar o armazenamento das hortaliças foram desenvolvidos em CAD os modelos 3D da caixa plástica (Figura 07) e do *pallet* (Figura 08).

Figura 07 - Representação esquemática da caixa de armazenamento.



Fonte: Autor (2021).

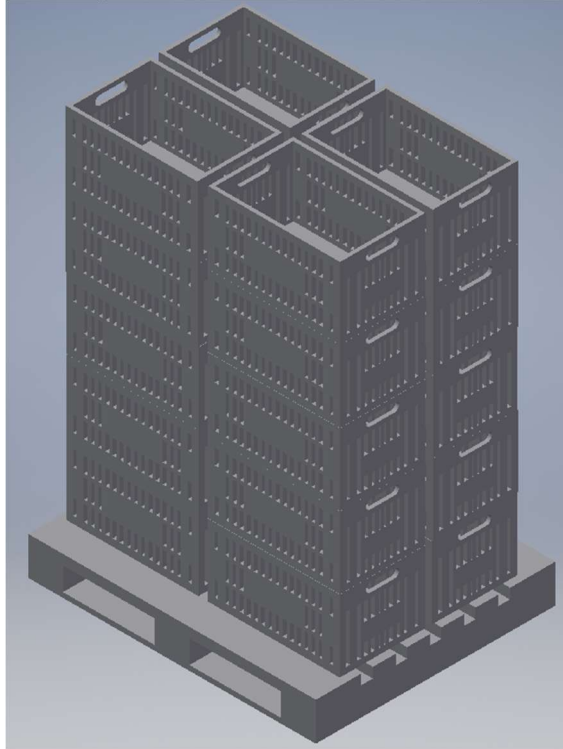
Figura 08 - Representação esquemática do *pallet* utilizado para suporte.



Fonte: Autor (2021)

Após o uso do código contido no apêndice A, obteve-se a quantidade de caixas suficientes para comportar a demanda diária de hortaliças. O resultado desse cálculo apresenta uma necessidade de 60 caixas para armazenar tomate e mais 60 caixas para armazenar cenoura. As 60 caixas serão armazenadas sobre 3 *pallets*, totalizado uma quantidade de 20 caixas por *pallet*. Cada *pallet* contará com 4 pilhas de caixa, acumulando 5 caixas por pilha, conforme apresentado na Figura 09.

Figura 09 - Distribuição das caixas com hortaliças sobre os pallets.



Fonte: Autor (2021)

Já para o armazenamento do salmão rosado, foi considerado o mesmo tipo de caixa plástica escolhido para as hortaliças uma vez que estas atendem as dimensões mínimas para o armazenamento do peixe. Subsequentemente, foram selecionadas estantes de aço galvanizado que comportariam as caixas plásticas uniformemente distribuídas entre as prateleiras. A estante (Figura 10) conta com 4 prateleiras encaixadas (NILKO, 2021). Na Tabela 11 estão as propriedades mais específicas da estante.

Figura 10 - Estante metálica de armazenamento do salmão rosado.



Fonte: Nilko (2021).

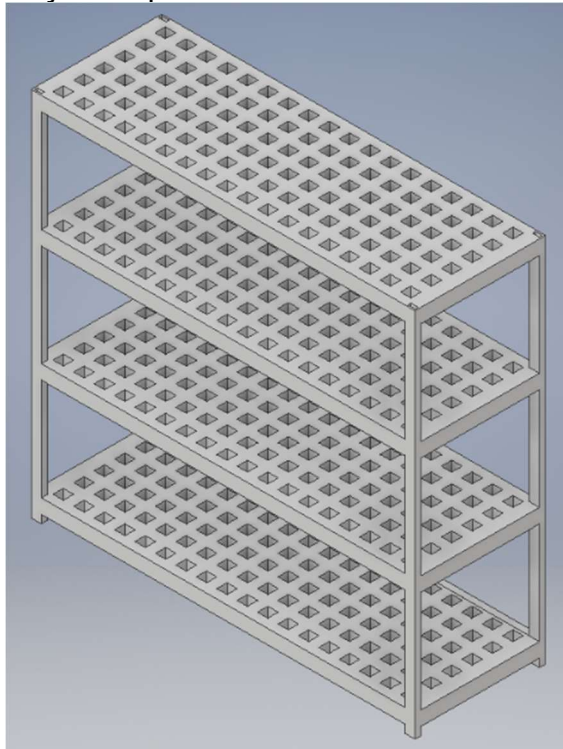
Tabela 11 - Propriedades da estante de armazenamento do salmão rosado.

Propriedade	Valor
Largura	188 cm
Altura	182 cm
Profundidade	58,5 cm
Capacidade por prateleira	400 kg
Material	Aço Galvanizado

Fonte: Nilko (2021), adaptado pelo autor.

De modo semelhante ao armazenamento das hortaliças, foi projetado em CAD uma representação da estante em que serão distribuídas as caixas (Figura 11).

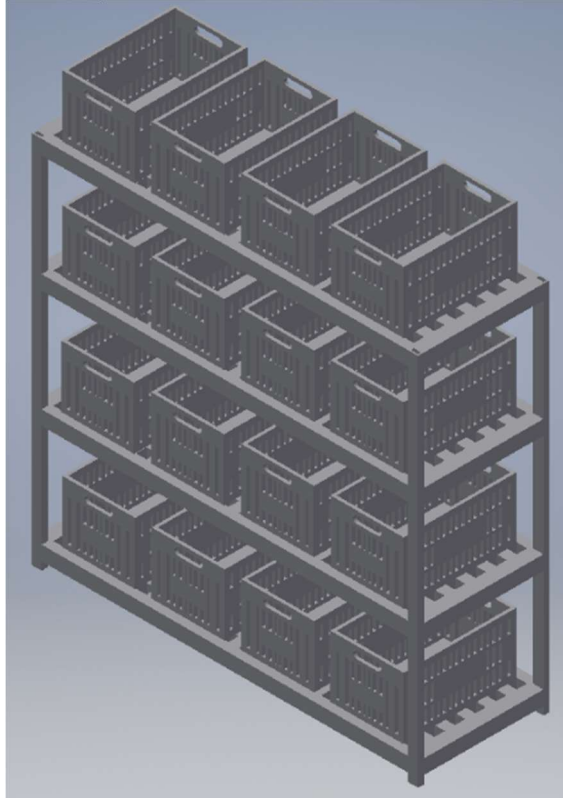
Figura 11 - Representação esquemática da estante de armazenamento do peixe.



Fonte: Autor (2021).

Após a utilização do código desenvolvido (apêndice B), obteve-se como resultado 96 caixas plásticas comportando salmão, distribuídas em 6 estantes de aço, nas quais serão alocadas 16 caixas cada (Figura 12). Cada caixa irá conter cerca de 26 unidades do peixe.

Figura 12 - Distribuição das caixas com salmão na estante de aço.



Fonte: Autor (2021).

A Tabela 12 apresenta os diferentes valores de massa que carregam a estante.

Tabela 12 – Massas que carregam as estantes que armazenam o salmão.

Massa	Valor [kg]
Total do salmão	5000,00
Por unidade de salmão	2,00
Da caixa	2,00
Por estante	865,33
Por prateleira	216,33
Do salmão na caixa	52,08
Da caixa com salmão	54,08

Fonte: Autor (2021).

A massa por prateleira é de 216,33 kg, que representa 54,08% da máxima massa que cada prateleira pode suportar (400 kg). Desse modo, a prateleira selecionada atende aos requisitos geométricos e estruturais para comportar o peixe.

4.2 CÂMARAS FRIGORÍFICAS

A partir do detalhamento do armazenamento dos produtos foi possível dimensionar espacialmente as câmaras frigoríficas. Foram dimensionadas três câmaras frigoríficas de modo a respeitar as diferentes condições de armazenamento

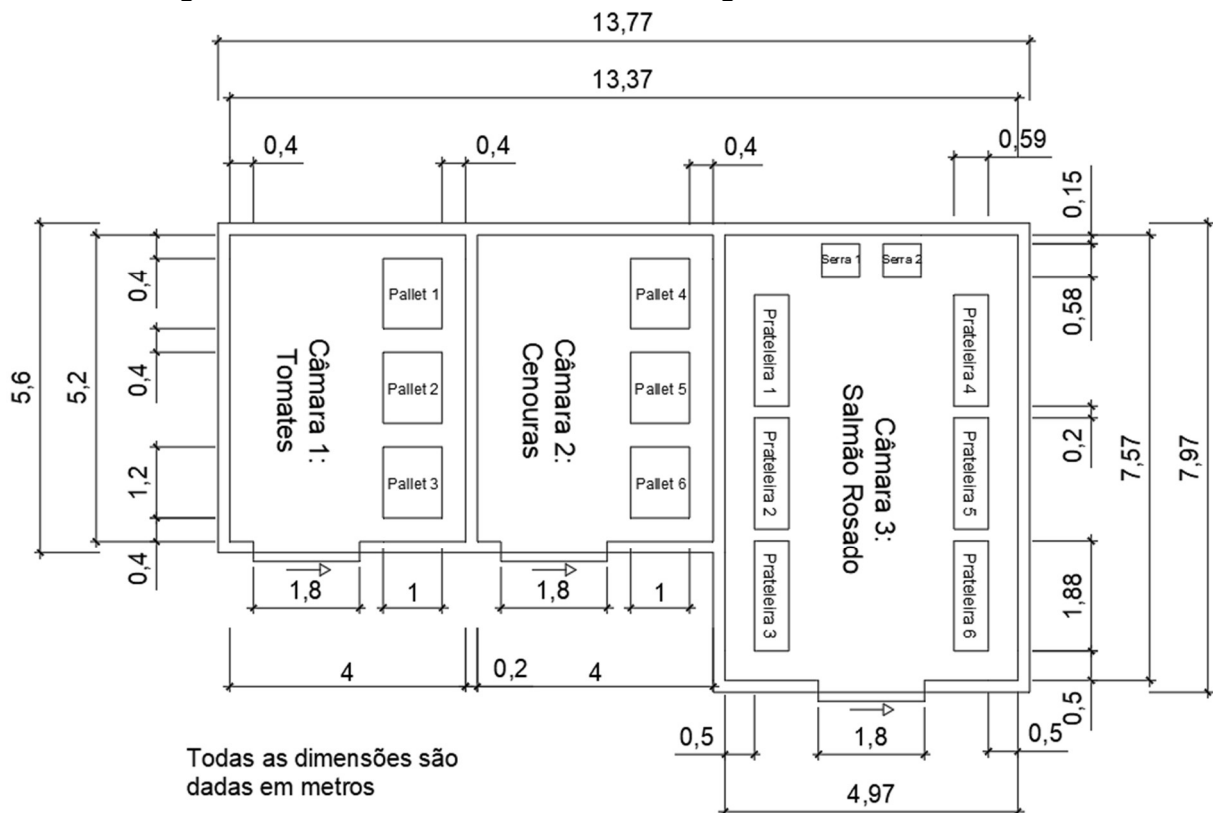
de cada alimento. A Tabela 13 mostra as dimensões de cada câmara e a Figura 13 apresenta a planta baixa.

Tabela 13 – Dimensões das câmaras frigoríficas.

Dimensão [m]	Tomate	Cenoura	Salmão
Comprimento interno	4,00	4,00	4,97
Comprimento externo	4,60	4,60	5,37
Largura interna	5,20	5,20	7,57
Largura externa	5,60	5,60	7,97
Altura do pé direito	3,00	3,00	3,00

Fonte: Autor (2021).

Figura 13 - Planta baixa das câmaras frigoríficas dimensionadas.



Fonte: Autor (2021)

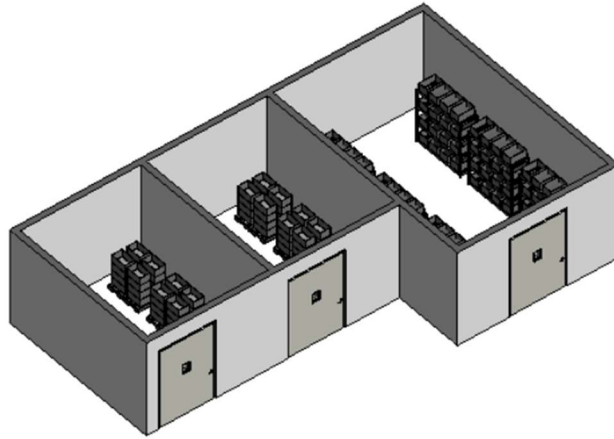
A câmara de salmão foi dimensionada de modo a permitir, sem dificuldades, a circulação de funcionários, utilização das serras e retirada ou colocação dos produtos nas estantes. Foi considerada uma distância de 0,5 m da parede para não comprometer o resfriamento do produto (MACHADO, 2000).

Na seção anterior, verificou-se que o espaço ocupado pelas hortaliças é o mesmo, sendo assim o tamanho da câmara também é igual. O espaço a esquerda da câmara de hortaliças foi dimensionado de modo a permitir a locomoção de funcionários e empilhadeiras para que carreguem os *pallets* quando necessário.

As câmaras de hortaliças possuem áreas internas de 20,80 m² cada e a do salmão possui 37,62 m². Além disso, as câmaras de hortaliças possuem um volume de 62,40 m³ cada e a câmara do salmão possui 112,86 m³. A câmara dos peixes é 80,86% maior que cada câmara de hortaliça, devendo-se isso a maior quantidade de equipamentos alocados nela para suprir a demanda diária de peixe.

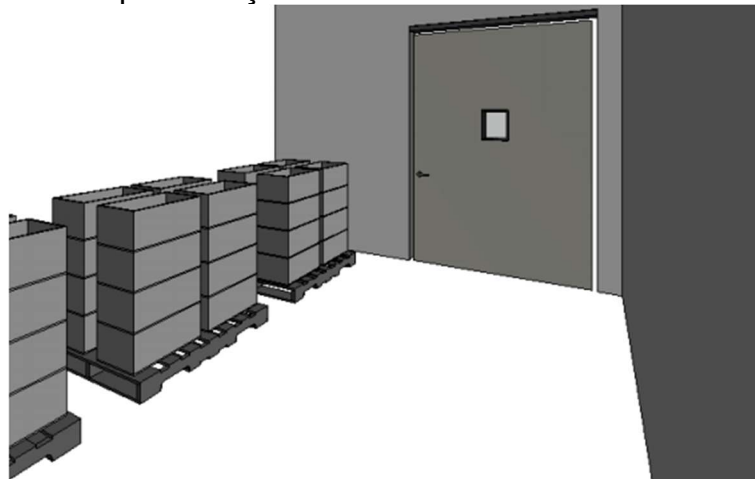
Para instalar essas câmaras num ambiente, seria necessária uma área mínima de 109,75 m², sendo 13,77 m de comprimento e 7,97 m de largura. A Figura 14 é a representação 3D externa das câmaras e as Figura 15 e 16 são as vistas internas das câmaras de hortaliças e do salmão, respectivamente.

Figura 14 - Representação 3D externa das câmaras.



Fonte: Autor (2021)

Figura 15 - Representação 3D interna das câmaras das hortaliças.



Fonte: Autor (2021).

Figura 16 - Representação 3D interna da câmara do salmão.



Fonte: Autor (2021).

4.3 PAINEL FRIGORÍFICO

A Tabela 14 apresenta parâmetros de comparação entre as câmaras modulares e de alvenaria, considerando os fatores descritos na metodologia deste trabalho.

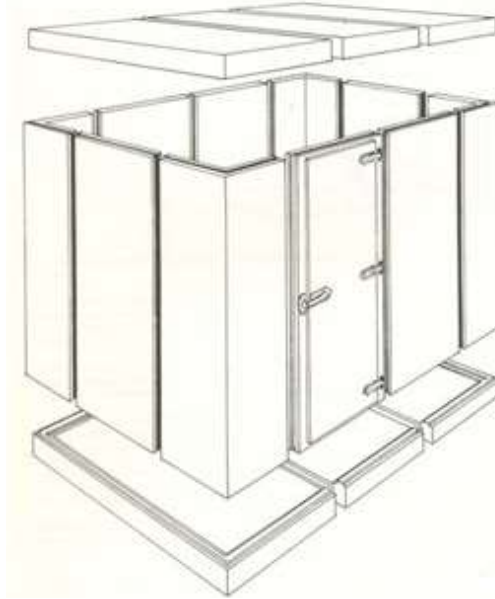
Tabela 14 – Comparação entre tipos de câmara.

Tipo da câmara	Facilidade de construção/montagem	Facilidade de limpeza	Custo de implementação
Alvenaria	-	-	-
Modular	x	x	x

Fonte: Autor (2021).

O tipo de câmara selecionado foi o modular, uma vez que apresenta maior facilidade de limpeza e construção/montagem. Quanto ao custo, tem-se que a câmara de alvenaria torna-se mais econômica caso as paredes e laje em que serão instalados o isolamento já estejam construídas no local (TECTERMICA, 2021), do contrário a melhor opção é a modular. Como a presente câmara foi pensada como um modelo adaptável que só necessita de condições de refrigeração semelhantes para ser implementada, não foi considerada a existência dessa estrutura de alvenaria. A Figura 17 apresenta um modelo de câmara frigorífica modular.

Figura 17 - Câmara frigorífica modular.



Fonte: Gfrio (2021).

A câmara então foi dimensionada como uma câmara frigorífica modular que será composta por um isolamento de poliuretano expandido de 180 mm de espessura. Este isolamento será prensado em duas chapas de aço galvanizado de 10 mm de espessura cada, pintadas na cor branca, possuindo condutividade térmica de 50 W/mK. Juntos, estes materiais formam um painel frigorífico de 200 mm de espessura que será utilizado em toda a câmara frigorífica. Painéis deste tipo são vendidos prontos, com preço determinado por m² de painel.

4.4 CARGA TÉRMICA

A carga térmica de cada uma das três câmaras foi calculada utilizando os códigos computacionais disponíveis nos apêndices C, D e E. Importante citar que os cálculos foram realizados considerando o “pior cenário” de operação, que é quando todos os aparelhos, iluminação, quantidade máxima de ocupação estão atuando simultaneamente. Na Tabela 15 são apresentados os resultados de cada parcela da carga térmica.

Tabela 15 - Carga térmica nas câmaras frigoríficas.

Carga térmica	Tomate	Cenoura	Salmão
Produto [kW]	15,65	22,46	297,40
Respiração [kW]	0,12	0,03	-
Iluminação [kW]	1,25	1,25	2,26
Pessoas [kW]	1,12	1,36	1,90
Infiltração [kW]	0,14	0,20	0,72
Transmissão de calor [kW]	0,20	0,27	0,68
Equipamentos elétricos [kW]	-	-	1,55
Total [kW]	18,48	25,57	304,51
Total [kcal/h]	15.894	21.989	261.872
Total [BTU/h]	63.073	87.260	1.039.338
Total [TR]	5,26	7,27	86,59

Fonte: Autor (2021).

O primeiro resultado a se observar é a diferença elevada entre os valores de carga térmica de produto do tomate e da cenoura, com relação ao do salmão. A parcela de carga de produto do salmão é cerca de 18,00 vezes maior que a do tomate e 12,24 vezes maior que a da cenoura. Tal proporção é justificada pelas baixas temperaturas na câmara do salmão (-18°C) e pelo processo de mudança de fase (congelamento).

Observa-se que a carga térmica de produto para cenoura é 43,51% maior do que a do tomate, mesmo possuindo a mesma massa. Isso deve-se ao fato de a cenoura ser armazenada a temperatura menor (0 °C) que o tomate (8 °C). Deste modo, conclui-se que a diferença entre os calores específicos que é cerca de 0,10 kJ/kgK a mais para o tomate, afeta a carga térmica de produto de forma menos significativa que a desigualdade de temperatura.

Nota-se ainda que a parcela de carga térmica do produto representa, 84,69% da carga total existente na câmara do tomate, 87,84% na da cenoura e 97,67% na do salmão. Todos esses valores de carga de produto foram acrescidos em 10% do valor real, de modo a compensar o calor das embalagens.

Como pode se observar, não há valor de parcela de carga térmica de respiração para o salmão, uma vez que o peixe já está abatido e, então, apenas os vegetais possuem esse calor de respiração. De qualquer maneira, essa carga é insignificante, pois representa menos de 1% do valor total de carga térmica.

A parcela de carga térmica devido as pessoas apresentaram resultados diferentes, mesmo sabendo que as câmaras irão operar com o mesmo quantitativo. Isso ocorre devido as temperaturas de operação serem diferentes.

Os valores de carga por infiltração são dependentes das condições do ambiente interno e externo e todas as câmaras estão submetidas ao mesmo estímulo térmico externo, logo observa-se que as condições internas são as que mudam o resultado. Dentre estas condições destacam-se as de operação da porta e as diferenças de densidade e entalpia entre os ares. Fatores como fluxo de ar na porta e efetividade de equipamento de proteção são considerados com mesmo valor em ambas as câmaras. Ao fim, obteve-se que a carga de infiltração na sala de armazenamento do salmão é 2,6 vezes maior que a carga por infiltração na câmara da cenoura e 4,14 vezes maior que a do tomate.

Com relação a transferência de calor entre meios, foi considerado mesmo material de construção em todas as câmaras, logo os responsáveis pelos diferentes resultados são as variações de temperatura entre os meios e a área de troca.

Como não há nenhum equipamento elétrico nas câmaras das hortaliças, logo não há parcela de carga térmica devida a motores. Todas as duas serras elétricas foram alocadas no cômodo do salmão, e estas dissipam uma taxa de calor que representa cerca de 0,51% do valor total de carga térmica da sua câmara.

O valor de carga térmica total para a câmara do salmão é de 304,51 kW, que é 15,48 vezes maior que o resultado total da câmara do tomate e 10,91 vezes maior que o resultado da câmara da cenoura.

Com esses resultados, foram consultados catálogos de fabricantes para selecionar os equipamentos do sistema de refrigeração de cada câmara, incluindo o fluido de trabalho.

4.5 SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

4.5.1 Serras de corte

Foram selecionadas duas serras elétricas para corte do salmão rosado, a partir da avaliação dos modelos da Tabela 16.

Tabela 16 – Serras para corte do salmão rosado.

Modelo	Fabricante	Potência [CV]	Dimensões (LxCxA) [cm]	Peso Bruto [kg]	Referência
SFO CAF 2.55 INOX 430/304	CAF MÁQUINAS	1 1/2	90x85x165	100	CAF MÁQUINAS (2021)
SFGI	METVISA	1	88x89,4x172	115	METVISA (2021)
STIE-220	ECCEL	3/4	58x64x163	55	ECCEL (2021)

Fonte: Autor (2021).

Como resultado, foi selecionado o modelo STIE-220 fabricada pela Eccel (Figura 18). Essa possui dimensões mais compactas, possui menor potência se comparada as outras duas serras cogitadas e ainda assim é capaz de suprir a demanda de corte da câmara.

Figura 18 - Serra fita Inox STIE-220



Fonte: Eccel (2021)

4.5.2 Fluido refrigerante

Após avaliar os diferentes fluidos refrigerantes (Tabela 08 e 09), o R-717 (amônia) foi descartado por possuir menor fator de segurança. Também foi descartado utilizar o R-22 que vem caindo em desuso devido a sua alta toxicidade para funcionários e para produtos alimentícios.

Tanto o R-134A, quanto o R-404A são utilizados nesse tipo de aplicação, pois possuem alta taxa de segurança (classificação de risco A1) e índices de danos ao ambiente aceitáveis. Entretanto, o fluido selecionado para este projeto foi o R-404A

por possuir maior eficiência que o R-134A à baixas temperaturas (GIL; KASPERSKI, 2018). Além do mais, o R-404A não é tóxico para pessoas nem para alimentos.

4.5.3 Unidades evaporadoras

Foram avaliadas unidades evaporadoras de três fabricantes diferentes: Trineva, McQuay e DeltaFrio. Com intuito de comparar o desempenho dos equipamentos de cada fabricante frente ao mesmo estímulo, foram pré-selecionados três modelos, sendo um de cada fabricante. Para a seleção, foram analisados os parâmetros da Tabela 17. Para garantir troca de calor efetiva, foi considerado um gradiente de temperatura de evaporação substancialmente inferiores às das câmaras.

Tabela 17 - Unidades evaporadoras.

Modelo	Fabricante	Capacidade nominal (kcal/h)	Capacidade nominal (BTU/h)	Temperatura	Tipo de degelo	Referência
				de evaporação (°C)		
FTBN A 531	TRINEVA	16.100	63.890	0	Degelo a Ar	TRINEVA (2019)
BMA 710	MCQUAY	18.730	74.327	0	Degelo a Ar	MCQUAY (2019)
DFX 12.68	DELTAFRIO	16.148	64.080	0	Degelo a Ar	DELTAFRIO (2020)
FTBI G 833	TRINEVA	22.948	91.065	-5	Gás quente	TRINEVA (2019)
BML 530	MCQUAY	15.580	61.826	-5	Elétrico	MCQUAY (2019)
DFXD 12.78	DELTAFRIO	17.720	70.319	-5	Elétrico	DELTAFRIO (2020)
FTBS G 488	TRINEVA	61.946	245.822	-25	Gás quente	TRINEVA (2019)
BMG 520	MCQUAY	13.280	52.699	-25	Elétrico	MCQUAY (2019)
DFXD 12.78	DELTAFRIO	13.919	55.235	-25	Elétrico	DELTAFRIO (2020)

Fonte: Autor (2021).

Para a câmara do tomate foi selecionado um evaporador FTBN A 531 (Figura 19) fabricado pela Trineva, que possui degelo a ar. Sua capacidade nominal é de 16.100 kcal/h que é um pouco superior ao valor da carga térmica calculada (15.894

kcal/h). Esta unidade trabalhará com temperatura de evaporação de 0° C respeitando o diferencial de temperatura considerável para troca de calor na câmara do tomate, que possui temperatura interna de 8 °C, possuindo espaçamento entre aletas de 5 mm e 3 motores. As especificações de desempenho térmico da unidade podem ser visualizadas na Figura 24, disposta no anexo A.

Figura 19 - Evaporador FTBN.



Fonte: TRINEVA (2019).

Já a câmara da cenoura contará com um único evaporador de modelo FTBI G 833 (Figura 20) que também é fabricado pela Trineva. O equipamento operará com temperatura de evaporação de -5 °C e contará com um sistema de degelo a gás quente, uma vez que operará em temperaturas próximas a 0 °C. Sua capacidade nominal nestas condições de operação é de 22.948 kcal/h, de modo que dentre os cogitados para a câmara da cenoura, é o único capaz de suprir a demanda de 21.989 kcal/h com apenas uma unidade. As especificações de desempenho térmico desta unidade evaporadora pode ser visualizado na Figura 25, disposta no anexo A.

Figura 20 - Evaporador FTBI.



Fonte: TRINEVA (2019).

Para a câmara do salmão foi selecionado o modelo FTBS G 488 (Figura 21), também fornecido pela Trineva, sendo necessárias 5 unidades que juntas totalizam a

capacidade de refrigeração de 309.739 kcal/h que é superior a demanda da câmara do salmão (261.872 kcal/h). O equipamento operará com temperatura de evaporação de -25 °C, contará ainda com um sistema de degelo a gás quente, 4 motores, 8 filas de tubo e 8 mm de espaçamento entre aletas. As especificações de desempenho térmico deste equipamento podem ser visualizadas na Figura 26, disposta no anexo A.

Figura 21 - Evaporador FTBS.



Fonte: TRINEVA (2019).

4.5.4 Unidades condensadoras

Optou-se por trabalhar com unidades condensadoras ao invés de equipamentos separados, prezando por um equipamento eficiente e compacto. De modo análogo aos evaporadores, foram considerados três fabricantes para análise: Elgin, Danfoss e McQuay. Na Tabela 18 estão os parâmetros avaliados.

Tabela 18 - Unidades condensadoras.

Modelo	Fabricante	Capacidade nominal (kcal/h)	Capacidade nominal (BTU/h)	Temperatura de evaporação (°C)	Referência
BBT0800DH6	ELGIN	27.362	108.508	0	ELGIN (2020)
OP-HGZ080D	DANFOSS	18.547	73.550	0	DANFOSS (2020)
MHN050X6	MCQUAY	12.852	50.966	-1	MCQUAY (2019)
BBT0800DH6	ELGIN	22.994	91.186	-5	ELGIN (2020)
OP-HGZ125D	DANFOSS	23.439	92.951	-5	DANFOSS (2020)
MHN050X6	MCQUAY	11.255	44.633	-5	MCQUAY (2019)
BBT3600TH6	ELGIN	32.719	129.752	-25	ELGIN (2020)
HU5100D50	DANFOSS	32.180	127.615	-25	DANFOSS (2020)
MHN050X6	MCQUAY	4.408	17.480	-25	MCQUAY (2019)

Fonte: Autor (2021)

Para a câmara do tomate, foi selecionada uma unidade condensadora de modelo OP-HGZ080D da linha Optyma fabricada pela Danfoss (Figura 22), de capacidade nominal de 18.547 kcal/h superior ao valor de carga térmica calculado (15.894 kcal/h). Esta unidade possui compressor hermético e dois ventiladores. As especificações de desempenho deste produto podem ser observadas na Figura 27, disposta no anexo A.

Figura 22 - Unidade condensadora Optyma.

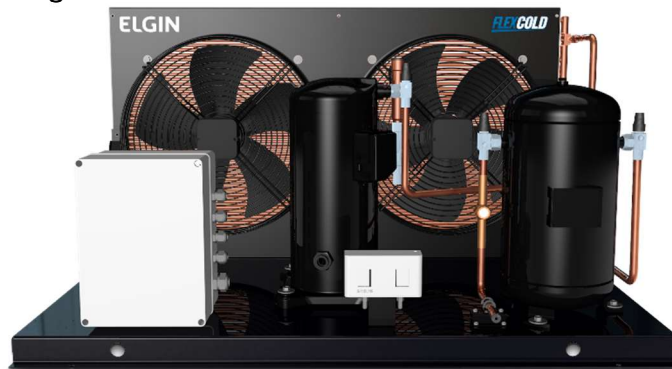


Fonte: Danfoss (2020).

Já para a câmara da cenoura, a unidade condensadora selecionada foi a BBT0800DH6, da linha Dual Trial fabricada pela Elgin (Figura 23). Possui capacidade nominal de 22.994 kcal/h e conta com dois compressores semi-herméticos.

Para a câmara do salmão foi selecionada uma unidade da mesma linha, porém de modelo BBT3600TH6, sendo uma versão mais potente que anterior. Esta unidade possui três compressores semi-herméticos, capacidade refrigeração de 32.719 kcal/h, sendo necessárias 8 unidades dessas para atender a demanda da câmara do peixe. A soma da potência das 8 unidades totaliza 261.752 kcal/h que é ligeiramente inferior à carga térmica calculada para essa câmara (261.872 kcal/h). Além dessa diferença ser insignificante, a carga térmica foi dimensionada para o “pior caso” que seria tudo funcionando simultaneamente, o que na prática não ocorrerá. Uma unidade condensadora a mais não justificaria o incremento de custo ao projeto. As especificações de desempenho térmico das duas unidades anteriormente citadas podem visualizadas na Figura 28, também disposta no anexo A.

Figura 23 - Unidade condensadora Dual Trial.



Fonte: Elgin (2020)

4.6 ESTIMATIVA DE CUSTOS

A Tabela 19 apresenta o resultado das cotações dos equipamentos necessários aos projetos das câmaras frigoríficas.

Tabela 19 - Cotação dos equipamentos das câmaras.

Equipamento – Modelo (Marca)	Qtd.	Potência [kW]	Valor unitário [R\$]	Valor final [R\$]	Referência
Evaporadora – FTBNA531 (Trineva)	1	18,72	7.699	7.699	TRINEVA (2019)
Evaporadora – FTBIG833 (Trineva)	1	26,69	21.087	21.087	TRINEVA (2019)
Evaporadora – FTBSG488 (Trineva)	5	72,04	57.911	289.555	TRINEVA (2019)
Unidade Condensadora - OP-HGZ080D (Danfoss)	1	21,57	4.385	4.385	DANFOSS (2020)
Unidade Condensadora - BBT0800DH6 (Elgin)	1	31,82	2.937	2.937	ELGIN (2020)
Unidade Condensadora - BBT3600TH6 (Elgin)	8	38,05	5.198	41.584	ELGIN (2020)
Serra fita – STIE-220 Inox (Eccel)	2	0,55	3.767	7.534	ECCEL (2021)
Lâmpadas LED – 1507LM (Elgin)	16	0,05	50	800	ELGIN (2020)
Total	-	-	-	375.581	-

Fonte: Autor (2021)

A unidade evaporadora Trineva – FTBS G 488 representa o maior custo dos equipamentos do sistema de refrigeração, justificado pela capacidade demandada. As cinco unidades evaporadoras representam 77,1% do valor total dos equipamentos do sistema.

As unidades condensadoras possuem um custo inferior às evaporadoras. Essas unidades representam 13% do valor total dos equipamentos da instalação. Já as serras representam cerca de 2% do valor total estimado para os equipamentos.

Além dos custos de equipamentos elétricos e de refrigeração foi cotado também o custo com o abastecimento de fluido refrigerante, que ficou em R\$ 368,99 para 10,9 kg de R404-A da marca *Refrigerant*.

O custo estimado para os painéis frigoríficos ficou em R\$ 72.488,00, conforme apresentado na Tabela 20. Se comparado com o investimento nos equipamentos, esse valor equivale a 19,3 %.

Tabela 20 - Custo do painel frigorífico.

Espessura [mm]	Temperatura de operação [°C]	Modelo	Acabamento	Valor [R\$/m²]	Valor Total [R\$]
200	+90 a -40	2 faces	2 faces pré-pintadas em branco	291	72.488

Fonte: Tectermica (2021), adaptado pelo autor.

A Tabela 21 lista os detalhes e custos dos equipamentos auxiliares à montagem da câmara.

Tabela 21 - Custo dos acessórios para montagem da câmara frigorífica.

Item	Qtd.	Valor [R\$/peça]	Valor total [R\$]
Cantoneira interna (40 mm x 40 mm x 3.000 mm)	30	32,15	964
Cantoneira externa, 140	30	32,70	981
Perfil U, 100 (140 mm x 40 mm x 3.000 mm)	30	64,35	1.930
Silicone, tubo 280 grs., cor branco	3	10,50	32
Rebite 1/8", cor branca	2.000	22,50	45
Total	-	-	3.952

Fonte: Tectermica (2021), adaptado pelo autor.

Além dos valores referentes à montagem e aos painéis, considerou-se também o valor da porta frigorífica e de seu equipamento de proteção, que estão na Tabela 22.

Tabela 22 - Custo das portas e dispositivo de segurança.

Item	Dimensões [mm]	Qtd.	Valor [R\$/peça]	Valor total [R\$]
Porta frigorífica	1800 x 2600 x 152	3	7.422	22.266
Cortina de PVC (rolo de 50m)	50000 x 200 x 2	1	760	760
Total	-	-	-	23.026

Fonte: Tectermica (2021), adaptado pelo autor.

É importante esclarecer que não foram considerados os valores das caixas, sendo essa responsabilidade do fornecedor do produto. Entretanto, foram considerados no projeto os custos dos equipamentos de suporte dos produtos, conforme apresentados na Tabela 23.

Tabela 23 - Custo dos equipamentos de suporte dos produtos.

Item	Qtd.	Valor [R\$/peça]	Valor total [R\$]
Pallet PBR de Polietileno de Alta Densidade	6	160	960
Estante de Aço Galvanizado	6	3.800	22.800
Total	-	-	23.760

Fonte: Nilko (2021), adaptado pelo autor.

O subtotal de investimentos em equipamentos foi cotado em R\$ 498.807,00. 3% desse valor (R\$ 14.964,00) foi acrescido ao preço final do projeto como taxa de

entrega dos equipamentos. Na Tabela 24 estão apresentados os resultados de custos referentes a elaboração do projeto.

Tabela 24 - Custos de desenvolvimento do projeto.

Atribuições	Investimento [R\$]
Dimensionamento da carga térmica	2.500
Planta baixa	1.400
Modelos 3D dos suportes e da câmara	5.200
Seleção dos equipamentos	1.200
Listagem dos custos	1.200
Documentação técnica	5.000
Total	16.500

Fonte: Autor (2021).

Foram considerados ainda os custos associados a mão de obra para instalação da câmara, conforme mostra a Tabela 25.

Tabela 25 - Custos de mão de obra.

Serviços	Investimento [R\$]
Montagem dos painéis frigoríficos	2.550
Instalação de portas e dispositivos de segurança	1.500
Instalação dos equipamentos de refrigeração	4.000
Total	8.050

Fonte: Autor (2021).

Na Tabela 26 são apresentados os custos totais do projeto.

Tabela 26 - Custos totais do projeto.

Itens	Investimento [R\$]
Equipamentos elétricos	375.581
Fluido refrigerante	369
Painel frigorífico	72.488
Equipamentos auxiliares para montagem dos painéis	3.952
Portas e dispositivo de segurança	23.026
Equipamentos de suporte dos produtos armazenados	23.760
Taxa de entrega dos equipamentos	14.964
Desenvolvimento do projeto	16.500
Mão de obra de instalação	8.050
Total	538.690

Fonte: Autor (2021).

Os equipamentos elétricos e os equipamentos de refrigeração representam a maior parte do valor total que é de cerca de 69,72%. Os valores associados ao desenvolvimento do projeto e mão de obra somam uma parcela de aproximadamente 4,55% do valor total estimado. Já os componentes auxiliares e o fluido refrigerante são responsáveis pelo menor impacto de custo neste projeto, representando menos de 1% do valor total.

5 CONCLUSÃO

A finalização deste trabalho possibilitou uma compreensão profunda e dinâmica sobre a utilidade e aplicação de sistemas de refrigeração, em especial o alimentício. Observou-se que sistemas como esse devem ser cuidadosamente planejados, pois afetam a saúde humana e ambiental. Assim, o desenvolvimento deste projeto trouxe bagagem técnica a respeito do dimensionamento de um ambiente refrigerado, envolvendo conceitos termodinâmicos, de mecânica dos fluidos, de transferência de calor e de engenharia de projetos, representados pelos resultados alcançados.

Devido às diferentes condições de armazenamento, a primeira consideração realizada no projeto foi dimensionar três câmaras integradas, de modo a atender separadamente os parâmetros de armazenamento de cada produto. Para a alocação dos produtos nas câmaras, obteve-se resultados práticos com uma quantidade viável de equipamentos de suporte. A partir da densidade aparente das hortaliças, foi dimensionada a quantidade mínima de caixas a serem utilizadas no armazenamento. Isso resultou em 60 caixas para cada hortaliça, dispostas sobre 3 *pallets* por câmara. Já para o salmão, foram calculadas 96 caixas, alocadas em 6 estantes com 4 prateleiras cada.

Foi selecionado um *pallet* de polietileno de alta densidade (PEAD) no lugar do clássico *pallet* de madeira. Isto ocorreu devido ao fato de uma câmara frigorífica apresentar valores de temperatura reduzidos e condições de alta umidade, o que poderia reduzir a vida útil de materiais como a madeira. Para o suporte do salmão, optou-se por equipamentos robustos, fabricados em aço galvanizado capazes de suportar as cargas do peso do salmão e que também operassem nas condições de baixa temperatura e alta umidade presente na câmara.

A área da câmara de cada hortaliça ficou em 20,80 m² e a câmara do salmão com área de 37,62 m², uma vez que possui mais massa de armazenamento e condições de operação e movimentação interna específicas.

Optou-se por trabalhar com uma câmara do tipo modular devido a sua praticidade de montagem e realocação, bem como pelas condições de adaptabilidade que possui. O isolante térmico selecionado foi o poliuretano expandido, pela sua maior capacidade de isolamento quando comparado ao poliestireno expandido, que para a mesma espessura de isolamento apresentava o dobro da condutividade térmica. Desse modo, o painel frigorífico utilizado é composto de duas chapas de aço

galvanizado de 10 mm de espessura cada, que prensam o isolante de poliuretano expandido de 180 mm de espessura, totalizando um painel frigorífico de 200 mm de espessura.

Através das instruções da ASHRAE e com os códigos computacionais desenvolvidos foram calculadas as cargas térmicas de cada uma das câmaras. De longe a maior carga está presente na câmara de peixe (304,51 kW), contra 18,48 kW da câmara do tomate e de 25,57 kW para câmara de cenoura. As maiores parcelas de carga térmica são originadas dos produtos: 86,69% no caso da câmara do tomate, 87,84% da câmara da cenoura e 97,67% da câmara do salmão.

Estes resultados de carga térmica impactaram diretamente na seleção dos equipamentos, de modo que foram necessários equipamentos muito mais potentes na câmara do salmão rosado: oito unidades condensadoras de 10,82 TR cada e cinco unidades evaporadoras de 20,49 TR. O fluido refrigerante selecionado para essa instalação foi o R-404A que apresentou melhores características quando foram comparados os parâmetros descritos anteriormente.

Este projeto está estimado em pouco mais de meio milhão de reais, sendo que 70% deste valor é devido aos equipamentos de refrigeração e as serras de corte dos produtos. Este valor é condizente com a realidade praticada no mercado, conforme pesquisas qualitativas realizadas.

Deixa-se como sugestão de trabalhos futuros o dimensionamento das tubulações do sistema de refrigeração, uma análise energética do sistema e um estudo paramétrico sobre outras demandas que a câmara seria capaz de suprir. Por fim, espera-se que este trabalho contribua para o meio acadêmico servindo de modelo à discentes e docentes que buscam uma combinação entre demandas de mercado e conceitos teóricos.

REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **Fundamentals: SI Edition**. Atlanta (GA): ASHRAE, 2017.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **Refrigeration: SI Edition**. Atlanta (GA): ASHRAE, 2010.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 16401-1**: Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários. Parte 1: Projetos de instalações. Rio de Janeiro (RJ): ABNT, 2008. Disponível em: http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/EngMec_NOTURNO/TM374/NBR_16401-1_2008.pdf Acesso em: 28 jan. 2021.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE REFRIGERAÇÃO, AR-CONDICIONADO, VENTILAÇÃO E AQUECIMENTO. **RENABRAVA 5**: Guia para Uso e Aplicação dos Flúidos Frigoríficos. São Paulo (SP): ABRAVA, 2016. Disponível em: <https://abrava.com.br/wp-content/uploads/2018/06/REABRAVA-5-Flu%C3%ADdos-Frigor%C3%ADficos-Seguranca.pdf> Acesso em: 27 jan. 2021.

ASTE, Niccolò; DEL PERO, Claudio; LEONFORTE, Fabrizio. Active refrigeration technologies for food preservation in humanitarian context – A review. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, v. 22, p. 150–160, 2017. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S2213138817301121> Acesso em: 15 dez. 2020.

AUTODESK. **AutoCAD**: software CAD 2D e 3D usado por milhões para desenhar, projetar e automatizar projetos em qualquer lugar, a qualquer momento. [S.l.]: Autodesk, c2021. Disponível em: <https://www.autodesk.com.br/products/autocad/overview?term=1-YEAR&support=null>. Acesso em: 27 jan. 2021.

AUTODESK. **Inventor**: software avançado de projeto mecânico para suas ideias mais ambiciosas. [S.l.]: Autodesk, c2021. Disponível em: <https://www.autodesk.com.br/products/inventor/overview?term=1-YEAR&support=null>. Acesso em: 27 jan. 2021.

AUTODESK. **Revit**: software BIM para projetistas, construtores e desenvolvedores. [S.l.]: Autodesk, c2021. Disponível em: <https://www.autodesk.com.br/products/revit/overview?term=1-YEAR&support=null> Acesso em: 27 jan. 2021.

BEJAN, Adrian; TSATSARONIS, George; MORAN, Michael. **Thermal design and optimization**. New York: Wiley-Interscience, 1996.

BOLSONI, Elisandra. **Estudo do reaproveitamento e reutilização das espumas rígidas de poliuretano pós-consumo**. 2008. Tese (Doutorado em Engenharia e Ciência de Materiais) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2008. Disponível em:

<https://acervodigital.ufpr.br/bitstream/handle/1884/17820/Tese%20Elisandra%20Bolsoni.pdf?sequence=1> Acesso em: 20 jan. 2021.

BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. **Instrução Normativa Conjunta Nº 9/2002/DF**. Brasília: MAPA, 12 nov. 2002. Disponível em: https://www.camara.leg.br/proposicoesWeb/prop_mostrarintegra;jsessionid=24CA076EF163F5B85310BB72BB0EC543.proposicoesWeb1?codteor=636962&filename=LegislacaoCitada+-PL+4769/2009 Acesso em: 4 jan. 2021.

BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. Instrução Normativa Nº 21/2017/DF. Aprova o Regulamento Técnico que fixa a identidade e as características de qualidade que deve apresentar o peixe congelado. **Diário Oficial da União**: seção 1, Brasília, DF, ed. 108, p. 5, 31 mai. 2017. Disponível em: <http://www.cidasc.sc.gov.br/inspecao/files/2021/12/INSTRU%C3%87%C3%83O-NORMATIVA-N%C2%B0-21-DE-31-DE-MAIO-DE-2017.pdf> Acesso em: 4 jan. 2021.

CAF MÁQUINAS. **SERRA DE FITA CAF SFO 2.55 INOX 304/430**. Rio Claro (SP): CAF Máquinas, c2021. Disponível em: <https://cafmaquinas.com.br/produtos/serras/serra-fita-caf-sfo-2-55-inox/> Acesso em: 6 fev. 2021.

CALLISTER, William. D.; RETHWISCH, David G., **Ciência e Engenharia de Materiais**: uma introdução. Tradução: Sergio Murilo Stamile Soares. 9. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

CBL CASA DAS BORRACHAS. **PALLET Plástico Vazado 1,00 x 1,20m Heavy Preto**. [S.l.]: CBL, c2021. Disponível em: <https://www.cborrachas.com.br/pallets-e-estrados/pallets-vazados/pallet-plastico-vazado-1-00-x-1-20m-heavy-preto%20> Acesso em: 06 jan. 2021.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH Editora, 2013.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de calor e massa**: uma abordagem prática. 4. ed. Porto Alegre: AMGH Editora, 2012.

CHAGAS, José Augusto Castro. Projeto e construção de Câmaras Frigoríficas. **York Refrigeration**, Joinville, p.1-14, 2012. Disponível em: <https://wiki.sj.ifsc.edu.br/images/9/98/Projetocamaras.pdf> Acesso em: 6 fev. 2021.

DANFOSS. **Optyma™ Condensing Units Lightweight and compact solution**. [S.l.]: Danfoss, c2020. Disponível em: <https://assets.danfoss.com/documents/99865/AF160586440876en-030102.pdf> Acesso em: 29 dez. 2020.

DANFOSS. **Optyma™ Trio**. [S.l.]: Danfoss, c2020. Disponível em: <https://assets.danfoss.com/documents/198560/AB260116321450en-000301.pdf> Acesso em: 29 dez. 2020.

DELTAFRIO. **Catálogo Técnico**: diferencias que anticipan el futuro. São Sebastião do Cai (RS): Deltafrío, 2020. Disponível em: <https://www.deltafrio.com.br/ajax/action.download?id=547&lang=pt-br%20> Acesso em: 29 dez. 2021.

DURET, Steven; HOANG, Hong-Ming; DERENS-BERTHEAU, Evelyne; DELAHAYE, Anthony; LAGUERRE, Onrawee; GUILLIER, Lauren. Combining Quantitative Risk Assessment of Human Health, Food Waste, and Energy Consumption: The Next Step in the Development of the Food Cold Chain? **Risk Analysis**, v. 39, n. 4, p. 906–925, 2019. Disponível em: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1111/risa.13199> Acesso em: 3 fev. 2021.

ECCEL METALÚRGICA. **SERRA 220 INOX**: STIE-220 INOX. Brusque (SC): Eccel, c2021. Disponível em: <http://eccelmetalurgica.com.br/produtos/3-serra-fita-inox/8-stie-220/13-serra-220-inox/> Acesso em: 2 fev. 2021.

ELGIN. **BBT – DUAL TRIAL**: unidade condensadora. [S.l.]: Elgin, 2020. Disponível em: https://www.elgin.com.br/assets/arquivos/imgCard_df6c66d0-7ea3-4b33-86ca-91c24be697da_Unidade%20Condensadora%20BBT%20Dual%20Trial-Setembro.pdf Acesso em: 27 dez. 2020.

F-CHART SOFTWARE. **Overview**. Madison (WI): F-chart Software, c2021. Disponível em: <http://www.fchartsoftware.com/ees/> Acesso em: 26 jan. 2021.

FENG, Xiao; NG, Voon Kung; MIKŠ-KRAJNIK, Marta; YANG, Hongshun. Effects of Fish Gelatin and Tea Polyphenol Coating on the Spoilage and Degradation of Myofibril in Fish Fillet During Cold Storage. **Food and Bioprocess Technology**, v. 10, n. 1, p. 89–102, 2017. Disponível em: <https://link.springer.com/article/10.1007/s11947-016-1798-7#:~:text=Therefore%2C%20it%20is%20concluded%20that,of%20myofibril%20during%20cold%20storage>. Acesso em: 19 jan. 2021.

FISHBASE. **Oncorhynchus gorbuscha**: Pink Salmon. [S.l.]: Fishbase, c2021. Disponível em: <https://www.fishbase.se/summary/oncorhynchus-gorbuscha.html> Acesso em: 19 jan. 2021.

FRANCO, Sérgio da Silva; VILLA, Alvaro Antonio Ochoa; COSTA, José Ângelo Peixoto da. Condicionamento de alimentos em câmaras frigorígenas: uma visão técnica. **Revista de Ciência, Tecnologia e Humanidades do IFPE (CIENTEC)**, Recife, v. 9, n. 3, 2017. Disponível em: <http://revistas.ifpe.edu.br/index.php/cientec/article/view/279> Acesso em: 20 jan. 2021.

GFRIO. **Câmara frigorífica modular**. Itaquaquecetuba (SP): Gfrio, c2021. Disponível em: <http://www.gfrio.com.br/camara-frigorifica-modular.html> Acesso em: 06 fev. 2021.

GIL, Bartosz; KASPERSKI, Jacek. Efficiency Evaluation of the Ejector Cooling Cycle using a New Generation of HFO/HCFO Refrigerant as a R134a Replacement. **Energies**, v. 11, n. 8, 2136, 2018. Disponível em: <https://www.mdpi.com/1996-1073/11/8/2136> Acesso em: 2 fev. 2021.

HOFFMANN, Tuany Gabriela; ANGIOLETTI, Betina Louise; AMARAL, Daniel Peters; BERTOLI, Sávio Leandro; REITER, Mercedes Gabriela Ratto; SOUZA, Carolina Krebs de. Tendências na Preservação de Alimentos. **International Journal of Nutrology**. v. 11, 2018. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/327921825_Tendencias_na_Preservacao_de_Alimentos Acesso em: 2 fev. 2021.

HOLSTEIJN, Freija Van; KEMNA, René. Minimizing food waste by improving storage conditions in household refrigeration. **Resources, Conservation and Recycling**, v. 128, p. 25–31, 2018. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0921344917302902> Acesso em: 3 fev. 2021.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

LINDBERG, Ulla; FAHLÉN, Per; AXELL, Monica; FRANSSON, Niklas. Thermal comfort in the supermarket environment – multiple enquiry methods and simultaneous measurements of the thermal environment. **International Journal of Refrigeration**, v. 82, p. 426–435, 2017. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700717302542> Acesso em: 3 fev. 2021.

LOPLAST VENDAS. **Caixa Plástica Vazada Verde 46 Litros**. São Paulo (SP): Loplast, 2021. Disponível em: <https://www.loplastvendas.com.br/produto/caixa-plastica-vazada-verde-46-litros/> Acesso em: 06 jan. 2021.

LUENGO, Rita de Fátima Alves. **Dimensionamento de embalagens para comercialização de hortaliças e frutas no Brasil**. 2005. Tese (Doutorado em Agronomia) – Universidade de São Paulo, Piracicaba, 2005. Disponível em: <https://teses.usp.br/teses/disponiveis/11/11136/tde-10032006-171411/publico/RitaLuengo.pdf> Acesso em: 25 jan. 2021.

LUENGO, Rita de Fátima Alves; HENZ, Gilmar Paulo; MORETTI, Celso Luiz; CALBO, Adonai Gimenez. **Pós-colheita de hortaliças**. 1. ed. Brasília: Embrapa Informação Tecnológica, 2007.

MACHADO, R. L. P. **Boas práticas de armazenagem na indústria de alimentos**. Rio de Janeiro: Embrapa Agroindústria de Alimentos, 2000. 28p. (Embrapa Agroindústria de Alimentos. Documentos, 42). Disponível em: <https://ainfo.cnptia.embrapa.br/digital/bitstream/item/34409/1/2000-DOC-0042.pdf> Acesso em: 27 dez. 2020.

MCQUAY. **Evaporador de Ar Forçado BM**. São José dos Campos (SP): Heatcraft do Brasil, 2019.

MCQUAY. **Unidade Condensadora de ½ a 6 HP**. São José dos Campos (SP): Heatcraft do Brasil, 2019.

METALÚRGICA VISA. **Serra fita para carne: SERRA FITA GRANDE INOX SFGI.** Brusque (SC): METVISA, c2021. Disponível em: <http://www.metvisa.com.br/produtos/?cat=MSF>. Acesso em: 6 fev. 2021.

MILLER, Rex; MILLER, Mark R. **Ar-condicionado e Refrigeração.** 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.; BOETTNER, Daisie D.; BAILEY, Margaret B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia.** 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

NILKO ARMÁRIOS. **NK 2104:** estante robusta de aço. [S.l.]: Nilko Armários, c2021. Disponível em: <https://www.nilko.com.br/armarios/produto/nk-2104-estante-de-aco-nilko-2/> Acesso em: 19 jan. 2021.

OLIVEIRA, Márcio de; PAIVA, Vinicius Tineli. **Análise de desempenho das câmaras frigoríficas do RU-UFES.** 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2016. Disponível em: https://mecanica.ufes.br/sites/engenhariamecanica.ufes.br/files/field/anexo/2016-1_colocar_no_site_marcio_de_oliveira_e_vinicius_tineli_paiva__0.pdf Acesso em: 1 fev. 2021.

OZCAN, Hasan; AKYAVUZ, Ümit Deniz. Analysis of a solar-based portable refrigeration system for conservation of pharmaceutical and first-aid supplies at off-grid regions. *In: International Conference on Energy Systems (CES – 2016)*, 2., 2016, Istambul. **Anais [...]** Istambul: Yildiz Technical University, 2016. p. 31-36. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/317235541_ANALYSIS_OF_A_SOLAR-BASED_PORTABLE_REFRIGERATION_SYSTEM_FOR_CONSERVATION_OF_PHARMACEUTICAL_AND_FIRST-AID_SUPPLIES_AT_OFF-GRID_REGIONS Acesso em: 15 jan. 2021.

PAULO, I. de A.; SCHMITZ, F. R. W.; FREITAS, A.; BERTOLI, S. L.; SOUZA, C. K. de. Estudo sensorial e físico-químico de vegetais armazenados em refrigeração com monitoramento de parâmetros. **Iniciação Científica Cesumar**, v. 19, n. 1, p. 57–66, 2017. Disponível em: <https://periodicos.unicesumar.edu.br/index.php/iccesumar/article/view/5604> Acesso em: 20 jan. 2021.

PRÓFRIO REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL. **Câmara fria industrial.** São Paulo (SP): PróFrio, c2021. Disponível em: <https://www.profrio.com.br/camara-fria-industrial#:~:text=Para%20refrigera%C3%A7%C3%A3o%20da%20c%C3%A2mara%20fria,134%C2%AA%2C%20R%2D507>. Acesso em: 03 fev. 2021.

RODRIGUES, João Pedro Silva. **Projeto de Câmaras Frigoríficas com Hidrocarbonetos.** 2017. Dissertação (Mestrado em Energias Sustentáveis) - Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto, 2017. Disponível em: https://recipp.ipp.pt/bitstream/10400.22/10507/1/DM_JoaoRodrigues_2017_MES.pdf Acesso em: 30 jan. 2021.

RUGGERONE, G. T.; IRVINE, J. R. Numbers and Biomass of Natural- and Hatchery-Origin Pink Salmon, Chum Salmon, and Sockeye Salmon in the North Pacific Ocean, 1925-2015. **Marine and Coastal: Fisheries Dynamics Management and Ecosystem Science**, v. 10, n. 2, p. 152-168, 2018. Disponível em: <https://afspubs.onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/mcf2.10023> Acesso em: 30 jan. 2021.

SOUSA, Ariel Veloso de; GOMES, Bárbara Conceição de Carvalho; ZANON, Bruno dos Santos; GOMES, Marcelo de Carvalho.; GOMES, Maurício de Carvalho; CARVALHO, André Luiz Vicente de. Projeto de Câmara Frigorífica para Armazenamento de Maçãs. *In*: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica e Industrial (CONEMI), 15.; Seminário Estadual de Engenharia Mecânica e Industrial (SEEMI), 9., 2015, Novo Hamburgo (RS). **Anais [...]** Novo Hamburgo (RS): Universidade Feevale, 2015. Disponível em: <https://docplayer.com.br/31971372-Projeto-de-camara-frigorifica-para-armazenamento-de-macas.html> Acesso em: 15 jan. 2021.

STOECKER, Wilbert F.; JABARDO, José M. Saiz. **Refrigeração Industrial**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2018.

TECTERMICA TECNOLOGIA TERMICA. **Câmara frigorífica em alvenaria: projeto e construção**. São Paulo (SP): Tectermica, c2021. Disponível em: <https://www.tectermica.com.br/produtos/camara-frigorifica-alvenaria-projeto-construcao/> Acesso em: 26 jan. 2021.

TRINEVA, **Catálogo de Produtos**. São Paulo (SP): TRINEVA, 2019. Disponível em: http://www.trineva.com.br/wp-content/uploads/2019/10/Catalogo_Trineva_2019_Site.pdf Acesso em: 5 jan. 2021.

TSAMOS, K. M.; GE, Y. T.; SANTOSA, I.; TASSOU, S. A.; BIANCHI, G.; MYLONA, Z. Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates. **Energy Conversion and Management**, v. 150, p. 822–829, out. 2017. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890417302248> Acesso em: 28 jan. 2021.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ALAGOAS. Laboratório de Modelagem Atmosférica. **Previsão do Tempo – Cidade: Maceió (AL)**. Maceió (AL): UFAL, 2021. Disponível em: https://icat.ufal.br/laboratorio/modelagem_atmosferica/prev/WRF/prMaceio-AL.html Acesso em: 05 jan. 2021.

VAN WYLEN, Gordon; SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE, Claus. **Fundamentos da termodinâmica**. 8. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2013.

WAISNAWA, I. N. G. S.; SANTOSA, I. D. M. C.; SUNU, I. P. W.; WIRAJATI, I. Model Development of Cold Chains for Fresh Fruits and Vegetables Distribution: A Case Study in Bali Province. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 953, 2018. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/322953505_Model_Development_of_Cold_

Chains_for_Fresh_Fruits_and_Vegetables_Distribution_A_Case_Study_in_Bali_Province Acesso em: 30 jan. 2021.

WANG, Min; GAO, Fan; WU, Qian; ZHANG, Junyu; XUE, Yingying; WAN, Hao; WANG, Ping. Real-time assessment of food freshness in refrigerators based on a miniaturized electronic nose. **Analytical Methods**, v. 10, n. 39, p. 4741-4749, 2018. Disponível em: <https://pubs.rsc.org/en/content/articlelanding/2018/ay/c8ay01242c> Acesso em: 30 jan. 2021.

APÊNDICE A - Código computacional para dimensionamento da quantidade de hortaliças estocadas por caixa (EES)

"ESTOCAGEM DAS HORTALIÇAS"

"DADOS DE ENTRADA"

$\text{peso_caixa_vazia} = 2 \text{ [kg]}$ " Peso da caixa vazia "
 $\text{V_útil_caixa} = 46000 \text{ [cm}^3\text{]}$ " Volume UTILIZÁVEL fornecido pelo
 vendedor da caixa plástica de armazenamento "

$\text{rho_ap_tom} = 0,55 \text{ [g/cm}^3\text{]}$ " Densidade aparente do TOMATE "
 $\text{m_tom} = 1500 \text{ [kg]}$ " Massa total do TOMATE "

$\text{rho_ap_cen} = 0,55 \text{ [g/cm}^3\text{]}$ " Densidade aparente da CENOURA "
 $\text{m_cen} = 1500 \text{ [kg]}$ " Massa total da CENOURA "

"RESULTADOS"

$\text{peso_caixa_tom} = (\text{rho_ap_tom} * \text{V_útil_caixa}) / 1000$ " Quantidade em kg do TOMATE por caixa "
 $\text{Qtd_caixa_tom} = \text{m_tom} / \text{peso_caixa_tom}$ " Quantidade de caixas para armazenar o
 TOMATE "

$\text{peso_caixa_cen} = (\text{rho_ap_cen} * \text{V_útil_caixa}) / 1000$ " Quantidade em kg de CENOURA por caixa "
 $\text{Qtd_caixa_cen} = \text{m_cen} / \text{peso_caixa_cen}$ " Quantidade de caixas para armazenar a
 CENOURA "

$\text{peso_tot_caixa_tom} = \text{peso_caixa_tom} + \text{peso_caixa_vazia}$
 " Peso total da caixa considerando o peso do produto (TOMATE) e da estrutura da caixa "
 $\text{peso_tot_caixa_cen} = \text{peso_caixa_cen} + \text{peso_caixa_vazia}$ " Peso total da caixa considerando o
 peso do produto (CENOURA) e da estrutura da caixa "

APÊNDICE B - Código computacional para dimensionamento da quantidade de caixas necessárias para estocagem do salmão (EES)

"DADOS PARA DIMENSIONAMENTO ESPACIAL DA PRATELEIRA DE ARMAZENAMENTO DOS SALMÕES"

" DADOS DE ENTRADA"

$M_t = 5000$ [kg]
distribuido "

" SALMÃO - Massa de salmão a ser

$M_s = 2$ [kg]

" SALMÃO - Massa média do salmão rosado

"

$Q_{de} = 6$

" ESTANTE - Quantidade desejada de

estantes "

$Q_{da} = 4$

" ESTANTE - Quantidade desejada de

andares (prateleiras) "

$Q_{cpa} = 4$

" CAIXA - Quantidade de caixas por

prateleira "

$M_{cx} = 2$ [kg]

" CAIXA - Massa da caixa vazia "

" CÁLCULOS INTERMEDIÁRIOS "

$M_{pe} = M_t / Q_{de}$
considerando o produto "

" ESTANTE - Massa por estante só

$M_{pt} = M_{pe} / Q_{da}$
considerando o produto "

" ESTANTE - Massa por prateleira só

$M_{pc} = M_{pt} / Q_{cpa}$
considerando o produto "

" CAIXA - Massa por caixa de salmão só

$M_{pccs} = M_{pc} + M_{cx}$
considerando a massa da caixa "

" CAIXA - Massa por caixa de salmão

" RESULTADOS "

$Q_{spc} = M_{pc} / M_s$
plástica "

" SALMÃO - Quantidade de salmão por caixa

$M_{tpae} = M_{pccs} * Q_{cpa}$

" ESTANTE - Massa distribuída sobre a
estante por prateleira, considerando a massa da caixa vazia + massa do salmão armazenado "

$M_{tpe} = M_{tpae} * Q_{da}$
estante "

" ESTANTE - Massa total suportada pela

$Q_{tc} = Q_{cpa} * Q_{da} * Q_{de}$

" CAIXA - Quantidade total de caixas "

$Q_{tcpe} = Q_{tc} / Q_{de}$ " CAIXA - Quantidade de caixas por estante"

APÊNDICE C - Código computacional para cálculo de carga térmica de resfriamento do tomate (EES)

"CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA NA CÂMARA FRIA DE ARMAZENAMENTO DE TOMATES"

"DADOS DE ENTRADA"

$m_p = 1500$ [kg]	" PRODUTO - Massa do TOMATE "
$c_p = 4,02$ [kJ/kg°C]	" PRODUTO - Calor específico do TOMATE "
$t_{ip} = 25$ [C]	" PRODUTO - Temperatura inicial do
TOMATE (temperatura ambiente padrão)"	
$t_{ap} = 8$ [C]	" PRODUTO - Temperatura de
armazenamento do TOMATE "	
$temp_{resf} = 2$	" PRODUTO - Tempo para resfriamento do
TOMATE em horas "	
$c_{resp} = 79,1$ [mW/kg]	" RESPIRAÇÃO - Calor de respiração do
TOMATE "	
Taxa_illum = 10 [W/m ²]	" ILUMINAÇÃO - Taxa de iluminação
indicada para câmaras frias "	
$A_p = 20,8$ [m ²]	" ILUMINAÇÃO - Área do piso da câmara do
TOMATE "	
$Dto = 6$	" ILUMINAÇÃO - Fração de tempo
(referência de 24h) em que a iluminação encontra-se acesa "	
$n_{pes} = 5$	" PESSOAS - Quantidade de pessoas
operando dentro da câmara "	
$q_{pes} = 272 - 6 \cdot (t_{ap})$	" PESSOAS - Calor gerado POR PESSOA
dentro da câmara "	
$rh_p = 0,95$	" INFILTRAÇÃO - Umidade relativa do
TOMATE refrigerado (%) "	
$rh_{cidade} = 0,75$	" INFILTRAÇÃO - Umidade relativa média da
cidade de Maceió - AL (%) "	
$t_{ext} = 30$	" INFILTRAÇÃO - Temperatura média da
cidade de Maceió - AL "	
$A_{por} = 4,68$ [m ²]	" INFILTRAÇÃO - Área da porta da câmara "
$g_{grav} = 9,81$ [m/s ²]	" INFILTRAÇÃO - Aceleração da gravidade "
$H_{por} = 2,60$ [m]	" INFILTRAÇÃO - Altura da porta "
$P_{por} = 200$	" INFILTRAÇÃO - Número de passagens
pela porta "	
$O_{af} = 10$ [s]	" INFILTRAÇÃO - Tempo de abertura e
fechamento da porta "	
$O_{pa} = 15$ [s]	" INFILTRAÇÃO - Tempo que a porta
permanece aberta "	
$O_d = 24$ [h]	" INFILTRAÇÃO - Tempo de referência (24h)
"	
$D_f = 0,8$	" INFILTRAÇÃO - Fator de fluxo da porta "
$E_{efp} = 0,93$	" INFILTRAÇÃO - Efetividade dos
dispositivos de proteção da porta "	
$n_{ee} = 0$	" EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS - Número
de equipamentos elétricos dentro da câmara"	
$Q_{ee} = 0$ [W]	" EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS - Calor
gerado pelos equipamentos (tabelado) "	

$A_{tot} = 96,8 \text{ [m}^2\text{]}$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
 PAREDES - Área da parede, forro ou piso, transversal ao fluxo de calor "
 $x_1 = 0,01 \text{ [m]}$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
 PAREDES - Espessura da chapa interna "
 $k_1 = 0,5 \text{ [W/mK]}$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
 PAREDES - Condutividade térmica da chapa interna "
 $x_2 = 0,180 \text{ [m]}$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
 PAREDES - Espessura do isolamento "
 $k_2 = 0,017 \text{ [W/mK]}$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
 PAREDES - Condutividade térmica do isolante (poliuretano expandido) "
 $x_3 = 0,01 \text{ [m]}$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
 PAREDES - Espessura da chapa externa "
 $k_3 = 0,5 \text{ [W/mK]}$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
 PAREDES - Condutividade térmica da chapa externa "

"CÁLCULOS INTERMEDIÁRIOS (PRODUTO; INFILTRAÇÃO; TRANSMISSÃO DE CALOR)"

$Q_{prod} = m_p \cdot c_p \cdot (t_{ip} - t_{ap}) \cdot 1,1$ " PRODUTO - Carga térmica do produto em
 kJ, sem levar em consideração o tempo de resfriamento, mas como 10% de acréscimo considerando
 a carga térmica da embalagem "

$h_{ar} = \text{Enthalpy}(\text{AirH}_2\text{O}; T=t_{ap}; r=rh_p; P=101)$ " INFILTRAÇÃO - Entalpia do ar refrigerado "
 $\rho_{ar} = \text{Density}(\text{AirH}_2\text{O}; T=t_{ap}; r=rh_p; P=101)$ " INFILTRAÇÃO - Densidade do ar
 refrigerado "

$h_{ai} = \text{Enthalpy}(\text{AirH}_2\text{O}; T=t_{ext}; r=rh_{cidade}; P=101)$ " INFILTRAÇÃO - Entalpia do ar infiltrado "
 $\rho_{ai} = \text{Density}(\text{AirH}_2\text{O}; T=t_{ext}; r=rh_{cidade}; P=101)$ " INFILTRAÇÃO - Densidade do ar infiltrado "

$F_{mm} = (2 / (1 + (\rho_{ar} / \rho_{ai})^{1/3}))^{1,5}$ " INFILTRAÇÃO - Fator de densidade "

$q_{sl} = 0,221 \cdot A_{por} \cdot (h_{ai} - h_{ar}) \cdot \rho_{ar} \cdot ((1 - (\rho_{ai} / \rho_{ar}))^{0,5}) \cdot ((g_{grav} \cdot H_{por})^{0,5}) \cdot F_{mm}$
 "INFILTRAÇÃO - Carga térmica sensível e latente"

$D_t = (P_{por} \cdot O_{af} + O_{pa}) / (3600 \cdot O_d)$ " INFILTRAÇÃO - Fator de tempo de
 abertura das portas "

$U_{cg} = (1 / (x_1/k_1 + x_2/k_2 + x_3/k_3)) / 1000$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
 PAREDES - Coeficiente global de transferência de calor "

"CÁLCULO FINAL DAS CARGAS TÉRMICAS"

$Q_{total_produto} = (Q_{prod}) / (3600 \cdot \text{temp_resf})$ " CARGA TÉRMICA DE PRODUTO - Calor
 removido para resfriar o TOMATE de sua temperatura de entrada na câmara até sua temperatura de
 armazenamento em kW "

$Q_{respiração} = (m_p \cdot c_{resp}) / 1000000$ " CARGA TÉRMICA DE RESPIRAÇÃO -
 Calor despreendido devido a respiração de vegetais em kW "

$Q_{iluminação} = (\text{Taxa_ilum} \cdot A_p \cdot D_{to}) / 1000$ " CARGA TÉRMICA DE ILUMINAÇÃO -
 Calor dissipado pelas fontes de iluminação em kW "

$Q_{pessoas} = (n_{pes} \cdot q_{pes}) / 1000$ " CARGA TÉRMICA DE PESSOAS - Calor
 gerado pelas pessoas dentro da câmara "

$Q_{infiltração} = q_{sl} \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - E_{efp})$ " CARGA TÉRMICA DE INFILTRAÇÃO -
 Ganho de calor através de portas devido às trocas de ar (calor devido a infiltração de ar externo) "

$Q_{equip_elet} = (Q_{ee} \cdot n_{ee}) / 1000$ " CARGA TÉRMICA DE EQUIPAMENTOS
 ELÉTRICOS - Calor total gerado pelos equipamentos elétricos dentro da câmaras [kW] "

$Q_{trans_cal} = U_{cg} \cdot A_{tot} \cdot (t_{ext} - t_{ap})$ " CARGA TÉRMICA DE TRANSMISSÃO DE
 CALOR ENTRE PAREDES - Taxa de calor total transmitida para o espaço refrigerado "

"DADOS DE SAIDA - RESULTADO - CARGA TÉRMICA FINAL"

$Q_{final} = Q_{total_produto} + Q_{respiração} + Q_{iluminação} + Q_{pessoas} + Q_{infiltração} +$
 $Q_{equip_elet} + Q_{trans_cal}$ " CARGA TÉRMICA FINAL - Carga térmica total "

$$Q_final_kcal = Q_final * 859,85$$

" CARGA TÉRMICA FINAL (2) - Carga térmica final em kcal/h"

$$Q_final_BTU = Q_final * 3412,1416331279$$

" CARGA TÉRMICA FINAL (3) -

Carga térmica final em BTU/h"

APÊNDICE D - Código computacional para cálculo de carga térmica de resfriamento da cenoura (EES)

"CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA NA CÂMARA FRIA DE ARMAZENAMENTO DE CENOURAS"

"DADOS DE ENTRADA"

m_p = 1500 [kg]	" PRODUTO - Massa da CENOURA "
c_p = 3,92 [kJ/kg°C]	" PRODUTO - Calor específico da CENOURA "
t_ip = 25 [C]	" PRODUTO - Temperatura inicial da CENOURA (temperatura ambiente padrão)"
t_ap = 0 [C]	" PRODUTO - Temperatura de armazenamento da CENOURA "
temp_resf = 2	" PRODUTO - Tempo para resfriamento da CENOURA em horas "
c_resp = 20,4 [mW/kg]	" RESPIRAÇÃO - Calor de respiração da CENOURA "
Taxa_illum = 10 [W/m ²]	" ILUMINAÇÃO - Taxa de iluminação indicada para câmaras frias "
Ap = 20,8 [m ²]	" ILUMINAÇÃO - Área do piso da câmara da CENOURA "
Dto = 6	" ILUMINAÇÃO - Fração de tempo (referência de 24h) em que a iluminação encontra-se acesa "
n_pes = 5	" PESSOAS - Quantidade de pessoas operando dentro da câmara "
q_pes = 272 - 6*(t_ap)	" PESSOAS - Calor gerado POR PESSOA dentro da câmara "
rh_p = 0,975	" INFILTRAÇÃO - Umidade relativa da CENOURA refrigerada (%)"
rh_cidade = 0,75	" INFILTRAÇÃO - Umidade relativa média da cidade de Maceió - AL (%) "
t_ext = 30	" INFILTRAÇÃO - Temperatura média da cidade de Maceió - AL "
A_por = 4,68 [m ²]	" INFILTRAÇÃO - Área da porta da câmara "
g_grav = 9,81 [m/s ²]	" INFILTRAÇÃO - Aceleração da gravidade "
H_por = 2,60 [m]	" INFILTRAÇÃO - Altura da porta "
P_por = 200	" INFILTRAÇÃO - Número de passagens pela porta "
O_af = 10 [s]	" INFILTRAÇÃO - Tempo de abertura e fechamento da porta "
O_pa = 15 [s]	" INFILTRAÇÃO - Tempo que a porta permanece aberta "
O_d = 24 [h]	" INFILTRAÇÃO - Tempo de referência (24h) "
D_f = 0,8	" INFILTRAÇÃO - Fator de fluxo da porta "
E_efp = 0,93	" INFILTRAÇÃO - Efetividade dos dispositivos de proteção da porta "
n_ee = 0	" EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS - Número de equipamentos elétricos dentro da câmara"
Q_ee = 0 [W]	" EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS - Calor gerado pelos equipamentos (tabelado) "

$A_{tot} = 96,8 \text{ [m}^2\text{]}$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE PAREDES - Área da parede, forro ou piso, transversal ao fluxo de calor "
 $x_1 = 0,01 \text{ [m]}$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE PAREDES - Espessura da chapa interna "
 $k_1 = 0,5 \text{ [W/mK]}$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE PAREDES - Condutividade térmica da chapa interna "
 $x_2 = 0,180 \text{ [m]}$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE PAREDES - Espessura do isolamento "
 $k_2 = 0,017 \text{ [W/mK]}$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE PAREDES - Condutividade térmica do isolante (poliuretano expandido) "
 $x_3 = 0,01 \text{ [m]}$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE PAREDES - Espessura da chapa externa "
 $k_3 = 0,5 \text{ [W/mK]}$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE PAREDES - Condutividade térmica da chapa externa "

"CÁLCULOS INTERMEDIÁRIOS (PRODUTO; INFILTRAÇÃO; TRANSMISSÃO DE CALOR)"

$Q_{prod} = m_p \cdot c_p \cdot (t_{ip} - t_{ap}) \cdot 1,1$ " PRODUTO - Carga térmica do produto em kJ, sem levar em consideração o tempo de resfriamento, mas como 10% de acréscimo considerando a carga térmica da embalagem "

$h_{ar} = \text{Enthalpy}(\text{AirH}_2\text{O}; T=t_{ap}; r=rh_p; P=101)$ " INFILTRAÇÃO - Entalpia do ar refrigerado "
 $\rho_{ar} = \text{Density}(\text{AirH}_2\text{O}; T=t_{ap}; r=rh_p; P=101)$ " INFILTRAÇÃO - Densidade do ar refrigerado "

$h_{ai} = \text{Enthalpy}(\text{AirH}_2\text{O}; T=t_{ext}; r=rh_{cidade}; P=101)$ " INFILTRAÇÃO - Entalpia do ar infiltrado "
 $\rho_{ai} = \text{Density}(\text{AirH}_2\text{O}; T=t_{ext}; r=rh_{cidade}; P=101)$ " INFILTRAÇÃO - Densidade do ar infiltrado "

$F_{mm} = (2 / (1 + (\rho_{ar} / \rho_{ai})^{1/3}))^{1,5}$ " INFILTRAÇÃO - Fator de densidade "

$q_{sl} = 0,221 \cdot A_{por} \cdot (h_{ai} - h_{ar}) \cdot \rho_{ar} \cdot ((1 - (\rho_{ai} / \rho_{ar}))^{0,5}) \cdot ((g_{grav} \cdot H_{por})^{0,5}) \cdot F_{mm}$ "INFILTRAÇÃO - Carga térmica sensível e latente"

$D_t = (P_{por} \cdot O_{af} + O_{pa}) / (3600 \cdot O_d)$ " INFILTRAÇÃO - Fator de tempo de abertura das portas "

$U_{cg} = (1 / (x_1/k_1 + x_2/k_2 + x_3/k_3)) / 1000$ " TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE PAREDES - Coeficiente global de transferência de calor "

"CÁLCULO FINAL DAS CARGAS TÉRMICAS"

$Q_{total_produto} = (Q_{prod}) / (3600 \cdot \text{temp_resf})$ " CARGA TÉRMICA DE PRODUTO - Calor removido para resfriar a CENOURA de sua temperatura de entrada na câmara até sua temperatura de armazenamento em kW "

$Q_{respiração} = (m_p \cdot c_{resp}) / 1000000$ " CARGA TÉRMICA DE RESPIRAÇÃO - Calor despreendido devido a respiração de vegetais em kW "

$Q_{iluminação} = (\text{Taxa_ilum} \cdot A_p \cdot D_{to}) / 1000$ " CARGA TÉRMICA DE ILUMINAÇÃO - Calor dissipado pelas fontes de iluminação em kW "

$Q_{pessoas} = (n_{pes} \cdot q_{pes}) / 1000$ " CARGA TÉRMICA DE PESSOAS - Calor gerado pelas pessoas dentro da câmara "

$Q_{infiltração} = q_{sl} \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - E_{efp})$ " CARGA TÉRMICA DE INFILTRAÇÃO - Ganho de calor através de portas devido às trocas de ar (calor devido a infiltração de ar externo) "

$Q_{equip_elet} = (Q_{ee} \cdot n_{ee}) / 1000$ " CARGA TÉRMICA DE EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS - Calor total gerado pelos equipamentos elétricos dentro da câmaras [kW] "

$Q_{trans_cal} = U_{cg} \cdot A_{tot} \cdot (t_{ext} - t_{ap})$ " CARGA TÉRMICA DE TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE PAREDES - Taxa de calor total transmitida para o espaço refrigerado "

"DADOS DE SAIDA - RESULTADO - CARGA TÉRMICA FINAL"

$Q_{final} = Q_{total_produto} + Q_{respiração} + Q_{iluminação} + Q_{pessoas} + Q_{infiltração} + Q_{equip_elet} + Q_{trans_cal}$ " CARGA TÉRMICA FINAL - Carga térmica total "

$Q_final_kcal = Q_final * 859,85$

" CARGA TÉRMICA FINAL (2) - Carga térmica final em kcal/h"

$Q_final_BTU = Q_final * 3412,1416331279$

" CARGA TÉRMICA FINAL (3) - Carga térmica final em BTU/h"

APÊNDICE E - Código computacional para cálculo de carga térmica de congelamento do salmão rosado (EES)

"CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA NA CÂMARA FRIA DE ARMAZENAMENTO DE SALMÃO ROSADO"

"DADOS DE ENTRADA"

m_p = 5000 [kg]	" PRODUTO - Massa do SALMÃO ROSADO "
c_p1 = 3,68 [kJ/kg°C]	" PRODUTO - Calor específico do SALMÃO "
ROSADO acima da temperatura de congelamento "	
c_p2 = 2,17 [kJ/kg°C]	" PRODUTO - Calor específico do SALMÃO "
ROSADO abaixo da temperatura de congelamento "	
t_ip = 25 [C]	" PRODUTO - Temperatura inicial do "
SALMÃO ROSADO (temperatura ambiente padrão)"	
t_cp = -2,2 [C]	" PRODUTO - Temperatura de congelamento "
do SALMÃO ROSADO "	
h_ps = 255 [kJ/kg]	" PRODUTO - Calor latente de fusão do "
SALMÃO ROSADO "	
t_ap = -18 [C]	" PRODUTO - Temperatura de "
armazenamento congelado do SALMÃO ROSADO "	
temp_resf = 2	" PRODUTO - Tempo para resfriamento do "
SALMÃO ROSADO em horas "	
Taxa_ilum = 10 [W/m^2]	" ILUMINAÇÃO - Taxa de iluminação "
indicada para câmaras frias "	
Ap = 37,62 [m^2]	" ILUMINAÇÃO - Área do piso da câmara do "
SALMÃO ROSADO "	
Dto = 6	" ILUMINAÇÃO - Fração de tempo "
(referência de 24h) em que a iluminação encontra-se acesa "	
n_pes = 5	" PESSOAS - Quantidade de pessoas "
operando dentro da câmara "	
q_pes = 272 - 6*(t_ap)	" PESSOAS - Calor gerado POR PESSOA "
dentro da câmara "	
rh_p = 0,7635	" INFILTRAÇÃO - Umidade relativa do "
SALMÃO ROSADO refrigerado (%)"	
rh_cidade = 0,75	" INFILTRAÇÃO - Umidade relativa média da "
cidade de Maceió - AL (%) "	
t_ext = 30	" INFILTRAÇÃO - Temperatura média da "
cidade de Maceió - AL "	
A_por = 4,68 [m^2]	" INFILTRAÇÃO - Área da porta da câmara "
g_grav = 9,81 [m/s^2]	" INFILTRAÇÃO - Aceleração da gravidade "
H_por = 2,60 [m]	" INFILTRAÇÃO - Altura da porta "
P_por = 400	" INFILTRAÇÃO - Número de passagens "
pela porta "	
O_af = 10 [s]	" INFILTRAÇÃO - Tempo de abertura e "
fechamento da porta "	
O_pa = 15 [s]	" INFILTRAÇÃO - Tempo que a porta "
permanece aberta "	
O_d = 24 [h]	" INFILTRAÇÃO - Tempo de referência (24h) "
"	
D_f = 0,8	" INFILTRAÇÃO - Fator de fluxo da porta "
E_efp = 0,93	" INFILTRAÇÃO - Efetividade dos "
dispositivos de proteção da porta "	

n_ee = 2 de equipamentos elétricos dentro da câmara"	" EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS - Número
Q_ee = 776 [W] gerado pelos equipamentos (tabelado) "	" EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS - Calor
A_tot = 150,5 [m^2] PAREDES - Área da parede, forro ou piso, transversal ao fluxo de calor "	" TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
x_1 = 0,01 [m] PAREDES - Espessura da chapa interna "	" TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
k_1 = 0,5 [W/mK] PAREDES - Condutividade térmica da chapa interna "	" TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
x_2 = 0,180 [m] PAREDES - Espessura do isolamento "	" TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
k_2 = 0,017 [W/mK] PAREDES - Condutividade térmica do isolante (poliuretano expandido) "	" TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
x_3 = 0,01 [m] PAREDES - Espessura da chapa externa "	" TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
k_3 = 0,5 [W/mK] PAREDES - Condutividade térmica da chapa externa "	" TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
"CÁLCULOS INTERMEDIÁRIOS (PRODUTO; INFILTRAÇÃO; TRANSMISSÃO DE CALOR)"	
Q_prod1 = m_p*c_p1*(t_ip - t_cp) SALMÃO ROSADO de sua temperatura inicial até sua temperatura de congelamento "	" PRODUTO - Calor removido para resfriar o
Q_prod2 = m_p*h_ps o SALMÃO ROSADO "	" PRODUTO - Calor removido para congelar
Q_prod3 = m_p*c_p2*(t_cp - t_ap) SALMÃO ROSADO desde a temperatura de congelamento até uma temperatura final abaixo desta "	" PRODUTO - Calor removido para resfriar o
Q_prod_emb = (Q_prod1 + Q_prod2 + Q_prod3)*1,1 kJ, sem levar em consideração o tempo de resfriamento, mas com 10% de acréscimo considerando a carga térmica da embalagem "	" PRODUTO - Carga térmica do produto em
h_ar=Enthalpy(AirH2O;T=t_ap;r=rh_p;P=101) rho_ar=Density(AirH2O;T=t_ap;r=rh_p;P=101) refrigerado "	" INFILTRAÇÃO - Entalpia do ar refrigerado "
h_ai=Enthalpy(AirH2O;T=t_ext;r=rh_cidade;P=101) rho_ai=Density(AirH2O;T=t_ext;r=rh_cidade;P=101)	" INFILTRAÇÃO - Entalpia do ar infiltrado "
F_mm = (2/(1+(rho_ar/rho_ai)^(1/3)))^1,5	" INFILTRAÇÃO - Densidade do ar infiltrado "
q_sl = 0,221*A_por*(h_ai - h_ar)*rho_ar*((1-(rho_ai/rho_ar))^0,5)*((g_grav*H_por)^0,5)*F_mm "INFILTRAÇÃO - Carga térmica sensível e latente"	" INFILTRAÇÃO - Fator de densidade "
D_t = (P_por*O_af + O_pa)/(3600*O_d) abertura das portas "	" INFILTRAÇÃO - Fator de tempo de
U_cg = (1/(x_1/k_1 + x_2/k_2 + x_3/k_3))/1000 PAREDES - Coeficiente global de transferência de calor "	" TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE
"CÁLCULO FINAL DAS CARGAS TÉRMICAS"	
Q_total_produto = (Q_prod_emb)/(3600*temp_resf) removido para resfriar o SALMÃO ROSADO de sua temperatura de entrada na câmara até sua temperatura de armazenamento em kW "	" CARGA TÉRMICA DE PRODUTO - Calor
Q_iluminação = (Taxa_ilum*Ap*Dto)/1000 Calor dissipado pelas fontes de iluminação em kW "	" CARGA TÉRMICA DE ILUMINAÇÃO -
Q_pessoas = (n_pes*q_pes)/1000 gerado pelas pessoas dentro da câmara "	" CARGA TÉRMICA DE PESSOAS - Calor
Q_infiltração = q_sl*D_t*D_f*(1 - E_efp) Ganho de calor através de portas devido às trocas de ar (calor devido a infiltração de ar externo) "	" CARGA TÉRMICA DE INFILTRAÇÃO -
Q_equip_elet = (Q_ee*n_ee)/1000 ELÉTRICOS - Calor total gerado pelos equipamentos elétricos dentro da câmaras [kW] "	" CARGA TÉRMICA DE EQUIPAMENTOS

$Q_{trans_cal} = U_{cg} * A_{tot} * (t_{ext} - t_{ap})$ " CARGA TÉRMICA DE TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE PAREDES - Taxa de calor total transmitida para o espaço refrigerado "

"DADOS DE SAIDA - RESULTADO - CARGA TÉRMICA FINAL"

$Q_{final} = Q_{total_produto} + Q_{iluminação} + Q_{pessoas} + Q_{infiltração} + Q_{equip_elet} + Q_{trans_cal}$
" CARGA TÉRMICA FINAL - Carga térmica total "

$Q_{final_kcal} = Q_{final} * 859,85$

" CARGA TÉRMICA FINAL (2) - Carga térmica final em kcal/h"

$Q_{final_BTU} = Q_{final} * 3412,1416331279$

" CARGA TÉRMICA FINAL (3) -

Carga térmica final em BTU/h"

ANEXO A – Catálogos utilizados para seleção dos equipamentos de refrigeração.

Figura 24 - Especificações de desempenho para seleção da unidade evaporadora da câmara de tomates.

Modelo	Vazão de Ar m ³ /h	Área Troca m ²	DESEMPENHO TÉRMICO [5 mm]									
			Capacidade Nominal [Kcal/h] $\Delta t = 6^{\circ}\text{C}$									
			Temperatura de Evaporação [°C]									
			+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35
FTBN 511	4.300	25,01	4.234	4.074	3.974	3.820	3.665	3.511	3.369	3.214	3.059	2.905
FTBN 512	4.200	33,35	5.168	4.972	4.836	4.649	4.460	4.273	4.100	3.911	3.723	3.535
FTBN 513	4.100	41,61	6.180	5.977	5.774	5.551	5.403	5.176	4.967	4.738	4.510	4.282
FTBN 514	4.000	50,02	7.467	7.221	6.976	6.777	6.502	6.186	5.888	5.576	5.427	5.168
FTBN 521	8.400	65,97	8.595	8.313	8.056	7.839	7.521	7.156	6.811	6.509	6.278	5.978
FTBN 522	8.400	66,69	10.455	10.111	9.813	9.544	9.156	8.712	8.345	7.926	7.643	7.279
FTBN 523	8.200	82,64	11.697	11.317	10.937	10.557	10.177	9.683	9.241	8.868	8.495	8.122
FTBN 524	8.000	100,04	14.514	14.020	13.527	13.032	12.538	11.930	11.345	10.926	10.466	9.977
FTBN 531	12.600	100,04	17.275	16.688	16.100	15.511	14.923	14.199	13.503	13.004	12.457	11.874
FTBN 532	12.300	124,83	20.604	19.907	19.215	18.655	17.973	17.117	16.452	15.825	15.072	14.301
FTBN 541	15.400	152,46	23.180	22.468	21.716	20.890	20.039	19.250	18.351	17.572	16.727	15.891
FTBN 542	15.000	183,52	27.439	26.596	25.705	24.727	23.720	22.786	21.722	20.800	19.800	18.810

Fonte: TRINEVA (2019).

Figura 25 - Especificações de desempenho para seleção da unidade evaporadora da câmara de cenouras.

Modelo	Vazão de Ar m ³ /h	Área Troca m ²	DESEMPENHO TÉRMICO [8 mm]									
			Capacidade Nominal [Kcal/h] $\Delta t = 6^{\circ}\text{C}$									
			Temperatura de Evaporação [°C]									
			+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
FTBI 811	9.200	28,4	5.678	5.588	5.506	5.425	5.282	5.108	4.910	4.684	4.426	4.069
FTBI 812	8.800	35,4	6.791	6.684	6.585	6.487	6.315	6.106	5.872	5.602	5.290	4.858
FTBI 813	8.400	42,7	7.629	7.511	7.398	7.290	7.097	6.864	6.599	6.294	5.986	5.502
FTBI 821	18.400	56,9	11.464	11.281	11.114	10.951	10.662	10.308	9.912	9.453	8.929	8.194
FTBI 822	17.600	71,2	13.614	13.401	13.202	13.007	12.662	12.243	11.773	11.228	10.606	9.731
FTBI 823	16.800	85,4	15.419	15.173	14.949	14.728	14.338	13.864	13.331	12.714	12.009	11.020
FTBI 831	27.600	85,4	17.316	17.040	16.788	16.540	16.102	15.569	14.971	14.278	13.487	12.374
FTBI 832	26.400	106,8	20.843	20.512	20.208	19.912	19.384	18.743	18.022	17.189	16.236	14.896
FTBI 833	25.200	127,8	23.669	23.292	22.948	22.609	22.010	21.282	20.463	19.517	18.435	16.914
FTBI 841	35.200	138,5	27.398	26.962	26.564	26.171	25.478	24.636	23.687	22.582	21.325	19.567
FTBI 842	33.600	166,6	31.779	31.272	30.811	30.358	29.554	28.576	27.478	26.194	24.737	22.698

Fonte: TRINEVA (2019).

Figura 26 - Especificações de desempenho para seleção da unidade evaporadora da câmara do salmão.

Modelo	Vazão de Ar m³/h	Área Troca m²	DESEMPENHO TÉRMICO (8 mm)									
			Capacidade Nominal (Kcal/h) Δt = 6°C									
			Temperatura de Evaporação (°C)									
			+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
FTBS 148	21.500	59,26	10.690	10.428	10.124	9.829	9.451	9.087	8.738	8.402	7.978	7.575
FTBS 168	19.900	88,48	15.781	15.348	14.901	14.467	13.911	13.376	12.861	12.366	11.742	11.150
FTBS 188	18.450	118,52	18.440	17.903	17.381	16.919	16.268	15.643	15.041	14.462	13.732	13.039
FTBS 248	43.000	118,52	20.969	20.358	19.777	19.201	18.463	17.752	17.070	16.413	15.585	14.798
FTBS 268	39.800	176,95	31.747	30.822	29.993	29.119	27.999	26.922	25.887	24.891	23.635	22.442
FTBS 288	36.900	237,04	43.336	42.074	40.917	39.725	38.197	36.728	35.315	33.957	32.243	30.616
FTBS 368	59.700	266,67	47.763	46.372	45.021	43.710	42.029	40.412	38.858	37.363	35.478	33.687
FTBS 388	55.350	354,93	60.398	58.639	56.931	55.273	53.147	51.103	49.137	47.248	44.863	42.599
FTBS 468	79.600	353,9	63.768	61.911	60.108	58.357	56.113	53.954	51.879	49.884	47.366	44.975
FTBS 488	73.800	474,08	76.142	73.925	71.771	69.681	67.001	64.424	61.946	59.564	56.557	53.703

Fonte: TRINEVA (2019).

Figura 27 - Especificações de desempenho para seleção da unidade condensadora da câmara do tomate.



Catálogo Unidades Condensadoras Herméticas con R404A/R507 (Media y Alta temperaturas)

Ventiladores	Condiciones de prueba	Modelo	Código por versión		Código eléctrico	Compresor	Temperatura ambiente	Capacidad de refrigeración [Btu/h] a temperatura de evaporación								
			D32	D40				-30°C	-25°C	-20°C	-15°C	-10°C	-5°C	0°C	5°C	10°C
	sobrecalentamiento 18K subenfriamiento 3K	OP-HJZ018D	114N3207	114N3208	N	MTZ018	32°C (90°F)	2 400	3 950	5 700	7 800	10 150	12 850	15 800	19 050	22 600
			114N3209	114N3210	Q		35°C (95°F)	2 100	3 600	5 300	7 300	9 550	12 150	15 000	18 100	21 500
			114N3211	114N3212	R		38°C (100°F)	1 800	3 200	4 850	6 800	8 950	11 400	14 150	17 150	20 400
		OP-HJZ022D	114N3223	114N3224	N	MTZ022	32°C (90°F)	4 250	6 000	8 100	10 500	13 300	16 400	19 800	23 450	27 400
			114N3225	114N3226	Q		35°C (95°F)	3 900	5 600	7 600	9 950	12 600	15 550	18 750	22 300	26 050
			114N3227	114N3228	R		38°C (100°F)	3 550	5 200	7 100	9 350	11 850	14 650	17 700	21 050	24 650
		OP-HJZ028D	114N3238	114N3239	N	MTZ028	32°C (90°F)	6 300	8 650	11 400	14 550	18 150	22 150	26 650	31 500	36 800
			114N3240	114N3241	Q		35°C (95°F)	5 900	8 150	10 800	13 850	17 250	21 150	25 400	30 100	35 200
			114N3242	114N3243	R		38°C (100°F)	5 450	7 650	10 150	13 100	16 400	20 100	24 200	28 650	33 550
		OP-HJZ036D	114N3251	114N3252	N	MTZ036	32°C (90°F)	7 350	10 300	13 750	17 700	22 200	27 200	32 700	38 650	45 050
			114N3253	114N3254	Q		35°C (95°F)	6 750	9 550	12 900	16 700	21 000	25 800	31 050	36 750	42 900
			114N3255	114N3256	R		38°C (100°F)	6 150	8 850	12 050	15 650	19 800	24 350	29 400	34 850	40 750
		OP-HJZ040D	114N3267	114N3268	N	MTZ040	32°C (90°F)	8 750	12 250	16 400	21 200	26 700	32 900	39 850	47 400	55 650
			114N3269	114N3270	Q		35°C (95°F)	8 100	11 450	15 450	20 050	25 300	31 250	37 900	45 150	53 050
			114N3271	114N3272	R		38°C (100°F)	7 400	10 650	14 450	18 900	23 900	29 600	35 900	42 900	50 540
		OP-HJZ050D	114N3281	114N3282	N	MTZ050	32°C (90°F)	10 850	15 100	20 000	25 750	32 250	39 600	47 750	56 750	66 500
			114N3283	114N3284	Q		35°C (95°F)	9 900	14 000	18 750	24 250	30 500	37 600	45 450	54 100	63 500
			114N3285	114N3286	R		38°C (100°F)	8 950	12 900	17 450	22 750	28 750	35 550	43 100	51 350	60 450
		OP-HGZ064D	114N3296	114N3297	N	MTZ064	32°C (90°F)	13 700	18 800	24 700	31 500	39 100	47 550	56 700	66 600	77 200
			114N3298	114N3299	Q		35°C (95°F)	12 550	17 450	23 150	29 600	36 900	44 950	53 750	63 250	73 400
			114N3300	114N3301	R		38°C (100°F)	11 400	16 100	21 550	27 750	34 700	42 400	50 800	59 850	69 650
		OP-HGZ080D	114N3308	114N3309	N	MTZ080	32°C (90°F)	19 300	25 650	33 000	41 500	51 100	61 800	73 550	86 350	100 150
			114N3310	114N3311	Q		35°C (95°F)	17 950	24 050	31 100	39 200	48 400	58 650	69 900	82 150	95 400
			114N3312	114N3313	R		38°C (100°F)	16 600	22 450	29 200	36 900	45 650	55 450	66 200	77 950	90 650

Fonte: Danfoss (2020).

Figura 28 - Especificações de desempenho para seleção das unidades condensadoras das câmaras da cenoura e do salmão.

Dados de Desempenho e Consumo Elétrico - Alta Temperatura R404A
Datos de Desempeño y Consumo Eléctrico - Alta Temperatura R404A

Modelo Dual (Dois Compressores) / Modelo Dual (Dos Compresores)

Modelo	Temp. Externa (°C)	Dados Datos	Temperatura de evaporação (°C) / Temperatura de evaporación (°C)								
			5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35
BBT0800DH6	32	Q	32223	27362	22994	19101	15658	12638	10004	7723	5761
		P	10,96	10,23	9,50	8,75	8,00	7,25	6,49	5,73	4,99
	35	Q	30533	25894	21728	18016	14737	11863	9361	7201	5349
		P	11,32	10,53	9,74	8,94	8,14	7,33	6,53	5,74	4,96
	38	Q	28826	24417	20460	16935	13821	11095	8727	6687	4944
		P	11,68	10,83	9,98	9,13	8,27	7,42	6,57	5,74	4,93
43	Q	26024	22090	18540	15358	12533	10052	7892	6031	4443	
	P	12,28	11,31	10,35	9,40	8,46	7,54	6,63	5,74	4,89	
BBT3600TH6	32	Q	101954	87538	74224	62058	51082	41313	32719	25257	18868
		P	45,76	41,27	37,06	33,07	29,28	25,66	22,22	18,98	15,95
	35	Q	96302	82589	69934	58375	47953	38688	30557	23516	17508
		P	47,04	42,34	37,93	33,75	29,79	26,03	22,46	19,10	15,99
	38	Q	90630	77633	65648	54702	44839	36081	28412	21792	16163
		P	48,32	43,41	38,79	34,43	30,30	26,39	22,70	19,23	16,03
	43	Q	-	-	-	-	39716	32027	25254	19379	14369
		P	-	-	-	-	31,15	26,96	23,04	19,41	16,08

Fonte: Elgin (2020)