

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CAIO HENRIQUE ALMEIDA ARCANJO

**PROJETO DE UMA UNIDADE FRIGORÍFICA PARA CONGELAMENTO E
ARMAZENAMENTO DE PEIXES, CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR
COMPRESSÃO DE VAPOR COM EXPANSÃO DIRETA DE R404A.**

Uberlândia

2022

CAIO HENRIQUE ALMEIDA ARCANJO

PROJETO DE UMA UNIDADE FRIGORÍFICA PARA CONGELAMENTO E
ARMAZENAMENTO DE PEIXES, CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR
COMPRESSÃO DE VAPOR COM EXPANSÃO DIRETA DE R404A.

Documento obrigatório como
requisito parcial para avaliação da disciplina
Projeto de Fim de Curso II do curso de
Engenharia Mecânica da Universidade
Federal de Uberlândia.

Orientador: Prof. Dr. Arthur Heleno
Pontes Antunes.

Assinatura do Orientador

Uberlândia

2022

Dedico este trabalho à minha família, amigos, professores e à Universidade Federal de Uberlândia. Todos foram fundamentais para meu desenvolvimento e aprendizado.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais e irmãs pelo apoio incondicional e amizade em todos os meus passos até o presente momento.

Aos meus amigos Arthur, Daniel, Dhiogo, Erika, Lauro, Lucas, Marcus, Sergio, Vinícius e Vitor pelo companheirismo e amizade durante nossas trajetórias.

Aos meus professores desde a infância até a Universidade que sempre me incentivaram a buscar o conhecimento e me mostraram a beleza em partilhá-lo com a humanidade.

Ao meu orientador Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes pelo suporte durante o desenvolvimento do trabalho e pelas disciplinas que ministrou a mim no curso de minha graduação.

Ao Engenheiro Mecânico Márcio, por fornecer o estudo de caso e pela cordialidade ao me receber em sua empresa.

Ao Engenheiro Mecânico Raul, pelo Tour na empresa de refrigeração e ar-condicionado que trabalhava em 2018 na cidade de Rosário-Argentina e toda a disposição e proatividade em me ajudar com o projeto.

Ao Prof. Dr. Washington Martins pela carta de recomendação para meu intercâmbio e didática exemplar nas disciplinas que ministrou a mim.

À Profa. Dra. Rosenda Valdés Arencibia por me abrir as portas para o universo da pesquisa no Brasil e suas possibilidades.

Postumamente ao Prof. Orosimbo de Almeida Rego pelo excelente material didático em refrigeração e ar-condicionado, utilizados como referência para este trabalho, e por ser o responsável pela minha admiração pela área de sistemas térmicos em geral.

RESUMO

O presente trabalho foi desenvolvido visando aplicar os conhecimentos teóricos aprendidos em engenharia mecânica para dimensionar uma unidade frigorífica de pescados. Para tanto, unidades condensadoras, evaporadores e demais acessórios foram devidamente escolhidos para atender a demanda de dois túneis de congelamento e uma câmara fria de armazenamento de filés de tilápia. O fluido refrigerante R404A foi adotado por se tratar de um HCF, o qual não degrada a camada de ozônio. O empreendimento fictício foi dimensionado para a localidade específica da cidade de Uberlândia – Minas Gerais – Brasil. A capacidade, bem como a rotatividade do sistema de beneficiamento e conservação de pescados, tem como objetivo armazenar 2000 kg por dia na câmara fria e processar cerca de 135 kg de pescado a cada hora de funcionamento do túnel de congelamento. Outros dados importantes dentro dessa cadeia de frio foram estipulados, a exemplo, os filés de tilápia chegarão ao local com temperatura menor ou igual à sua temperatura de congelamento (-2°C) e passarão pelos túneis de congelamento, onde sairão com temperatura aproximada de -25°C . Na sequência do processo de beneficiamento, o produto será agrupado em embalagens de papelão, transportados e estocados na câmara fria de armazenamento, a qual estará a uma temperatura aproximada de -20°C . A metodologia empregada permitiu a realização dos cálculos da carga térmica, dessa forma pode-se encontrar no trabalho uma série de estimativas envolvendo cálculos de transferência de calor, bem como dados das principais normas técnicas aplicadas ao setor de refrigeração. A seção de resultados traz uma visão detalhada, por meio de layouts, de todos os processos pelos quais o produto percorre dentro do frigorífico, bem como o dimensionamento dos principais equipamentos que compõem a infraestrutura do empreendimento.

Palavras-chave: carga térmica, túneis de congelamento e câmara fria de armazenamento.

ABSTRACT

The work was developed to apply the theoretical knowledge of mechanical engineering for dimensioning a fishing fridge unit. Therefore, condensing units, evaporators and other accessories were properly chosen to reach a demand for two freezing tunnels and a cold storage chamber for tilapia fillets. The refrigerant fluid R404A was chosen because it is an HCF, which does not degrade the ozone layer. The fictitious enterprise was dimensioned for a specific location in the city of Uberlândia - Minas Gerais - Brazil. The rotation capacity of the beneficiation system and the activity aims to maintain the fish rotativity around 2000 kg per day for storage and 135 kg per hour in each freezing tunnel. Other important data within this cold chain were, for example, the tilapia fillets arriving at the place with a temperature lower than or equal to their freezing temperature (-2°C) then they will pass through the freezing tunnels, leaving with an approximate temperature of -25°C . Following the beneficiation process, the product will be grouped into cardboard packages, transported and stored in the cold storage chamber, which will be at a temperature of -20°C . The methodology was properly designed to calculate the thermal load, involving heat transfer estimates, as well as an actual data from the main technical standards applied in the sector. The results section provides a detailed view, through layouts, of the processes organized within the fridge, as well as the sizing of the main equipment that integrate the entrepreneurship.

Keywords: thermal load, freezing tunnels and cold storage chamber.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BR	Brasil
MG	Minas Gerais
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
NBR	Norma Brasileira
U	Coefficiente global de transferência de calor
α_{ext}	Coefficiente de convecção externo
α_{int}	Coefficiente de convecção interno
L_i	Espessura do isolamento
L_{alv}	Espessura da alvenaria
K_i	Condutividade térmica do isolamento
K_{alv}	Condutividade térmica da alvenaria
Q_c	Carga Térmica de condução
Q_i	Carga Térmica de infiltração
Q_{pr}	Carga Térmica do produto
Q_{il}	Carga Térmica de Iluminação
Q_p	Carga Térmica de pessoas
Q_e	Carga Térmica de embalagens
Q_{eq}	Carga Térmica dos equipamentos
Q_{mv}	Carga Térmica dos motores dos ventiladores
QT	Carga Térmica total
QTp	Carga Térmica parcial
A	Área
ΔT	Diferença de temperatura
V_e	Volume externo ao volume de controle analisado
V_{cf}	Volume da câmara fria
n	Número de trocas diárias do ar das câmaras
Z	Fator de movimentação das câmaras
ρ	Massa específica do ar
D	Quantidade em massa a ser congelada em 1 dia
C_{pres}	Calor Sensível antes do congelamento
C_{pcong}	Calor Sensível pós congelamento
L	Calor Latente do produto a ser congelado

T_{ent}	Temperatura de entrada
T_{cong}	Temperatura de congelamento do produto
T_{tc}	Temperatura do túnel de congelamento
$\Delta T'$	Fator de correção de temperatura devido à insolação
W	Potência dissipada pela lâmpada
t	Tempo de utilização das lâmpadas em 1 dia
N	Número de pessoas no ambiente
q_{met}	Calor gerado por pessoa
t_{dp}	Tempo por dia que cada pessoa fica no ambiente refrigerado
m	Massa da embalagem
C_{pe}	Calor específico do material das embalagens
η_m	Rendimento dos motores
N_{Tr}	Toneladas de refrigeração estimada do sistema
T_{ce}	Temperatura da câmara de estocagem
P_d	Potência dissipada pelos equipamentos
N	Número de equipamentos
0,86	Fator de conversão Watts para Kcal/h
P_{atm}	Pressão atmosférica
TBS	Temperatura de bulbo seco
TBS_{mx}	Temperatura máxima de bulbo seco
TBU	Temperatura de bulbo úmido
t_{eq}	Tempo de utilização diária dos equipamentos
t_{ev}	Tempo de utilização diário dos evaporadores
t_{il}	Tempo de utilização diário das lâmpadas
T_{max}	Temperatura máxima
h_{ext}	Entalpia do ambiente externo
U_{rce}	Umidade relativa da câmara de estocagem
U_{rtc}	Umidade relativa do túnel de congelamento
h_{ce}	Entalpia da câmara de estocagem
h_{tc}	Entalpia do túnel de congelamento

Sumário

RESUMO	5
ABSTRACT	6
1. INTRODUÇÃO	10
2. OBJETIVO.....	11
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	11
3.1. Seleção do fluido refrigerante.....	11
3.2. Ciclo de compressão à vapor	14
3.3. Comparativo entre câmaras frias comuns e túneis de congelamento ...	18
3.4. Refrigeração e a conservação de alimentos	19
3.5. Degelo.....	19
3.6. Isolamento térmico	19
3.7. Fundamentos da carga térmica	22
3.7.1. Carga térmica por condução (Q_c).....	23
3.7.2. Carga térmica por infiltração (Q_i).....	24
3.7.3. Carga térmica do produto (Q_{pr}).....	26
3.7.4. Carga térmica das embalagens (Q_e).....	26
3.7.5. Carga térmica de pessoas (Q_p).....	27
3.7.6. Carga térmica de iluminação (Q_{il}).....	28
3.7.7. Carga térmica de equipamentos (Q_{eq}).....	29
3.7.8. Carga térmica dos motores dos ventiladores dos evaporadores (Q_{mv}).....	29
3.7.9. Carga térmica total	31
4. ESTUDO DE CASO	32
5. DIMENSIONAMENTO DOS EQUIPAMENTOS	36
6. CONCLUSÕES.....	41
7. REFERÊNCIAS	42
8. ANEXOS.....	45

1. INTRODUÇÃO

A refrigeração tem um papel muito importante na indústria alimentícia, pois além de garantir que o alimento possa ser armazenado por um intervalo de tempo maior, quando comparado ao armazenamento à temperatura ambiente média de muitos países, pode-se evitar também a contaminação do alimento por fungos e bactérias, mantendo parcialmente sua textura e valor nutricional. O papel dos engenheiros atuantes na área de refrigeração e ar-condicionado, especializada em conservação de alimentos, é garantir que os sistemas empregados no dado setor e aplicação estejam bem dimensionados, de modo que os objetivos dos clientes sejam atendidos ao passo que o consumo de energia e o custo-benefício sejam favoráveis à sua implementação.

Historicamente, os sistemas de refrigeração em primeira instância utilizavam blocos de gelo, com o intuito de trocar calor com os alimentos, objetos e ambientes. Contudo, o emprego de gelo é problemático, pois além de não se atingir temperaturas ideais de armazenamento para determinadas aplicações, a durabilidade destes sistemas era baixa devido ao derretimento do gelo e o conhecimento ainda limitado sobre isolamento térmico, o que levava a trocas de calor indesejadas com o ambiente.

Com o desenvolvimento de pesquisas por parte da engenharia mecânica associada a outras áreas da ciência, chegou-se a tecnologias que foram implementadas aos sistemas de refrigeração recentes, baseados no ciclo de compressão à vapor, o qual conta principalmente com unidades condensadoras, evaporadores, compressores e válvulas de expansão. A partir de novas tecnologias e metodologias de instalação mais aprimoradas, atingiu-se um novo patamar, no qual conseguimos um controle estável sobre os ambientes condicionados e uma taxa de diminuição da temperatura mais rápida, possibilitando aumento da vida útil dos equipamentos e, conseqüentemente, dos alimentos, preservando sua qualidade e valor nutritivo.

Este trabalho utiliza o conhecimento trazido da área de refrigeração e ar-condicionado e, conseqüentemente, da área de transferência de calor e todas as demais tidas como pré-requisitos para o estudo destas. O objetivo é projetar e dimensionar 3 sistemas de refrigeração, dentre eles: dois túneis de congelamento e uma câmara fria de armazenamento para pescados. O produto específico é o filé de tilápia, uma espécie magra de peixe, ou seja, com percentual de gordura menor ou igual à média dos peixes.

Considerando os parâmetros delimitados pelo protocolo de Montreal, atrelados ao mercado brasileiro de refrigeração, foi elegido o fluido refrigerante R404A para os sistemas contemplados no projeto. O R404A é um fluido muito empregado no mercado de refrigeração nacional atualmente, sendo extremamente interessante ao se tratar do custo-benefício, manutenção e suporte técnico à instalação.

O Projeto foi realizado em parceria com uma empresa privada que presta serviços de consultoria, dimensionamento e instalação de sistemas de refrigeração e ar-condicionado na cidade de Uberlândia – MG e região. A empresa em questão forneceu as condições iniciais de um projeto real que estavam desenvolvendo quando tivemos nossa reunião.

2. OBJETIVO

Dimensionar adequadamente unidades condensadoras e evaporadores para um frigorífico de pescados fictício que trabalha exclusivamente com filés de tilápia.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1. Seleção do fluido refrigerante

O fluido refrigerante, fluido frigorífico ou refrigerante é a substância empregada em um circuito de refrigeração e/ou condicionamento de ar para remover e/ou adicionar calor aos ambientes internos e externos ao volume de controle estabelecido em projeto. A seleção do fluido refrigerante é de extrema importância, pois deve obedecer a certas normas, protocolos e ao mesmo tempo ter uma boa acessibilidade e custo-benefício. As características mais desejadas para um fluido refrigerante são:

- Respeitar as delimitações do protocolo de Montreal;
- Atender à demanda de temperatura estipulada em projeto, de acordo com sua temperatura de evaporação;
- Ter baixa toxicidade e inflamabilidade, conforme a Tabela 3;

- Possibilitar que a linha de baixa pressão não apresentar valores menores ou iguais à pressão atmosférica, para evitar infiltração de ar atmosférico nos dutos em casos de ruptura ou rachadura dos mesmos;
- Apresentar relação entre as pressões das linhas de alta e de baixa razoável, para evitar perda de eficiência no compressor;
- Possuir um bom coeficiente de performance (COP), que é a relação entre o calor removido do ambiente refrigerado e o trabalho empregado pelo compressor. Quanto mais acima de 1,0 (um) for o valor do COP, melhor;
- Ser amplamente utilizado na região onde será instalado o sistema de refrigeração, tornando o custo-benefício favorável à implementação do sistema e facilitando a obtenção de peças, manutenção e recarga do fluido, caso seja necessário.

Selecionamos o fluido R404A, pois ele respeita todos os requisitos supracitados, tornando-o uma boa opção para o trabalho.

É um hidrofluorcarboneto (HFC), se enquadrando nas especificações do protocolo de Montreal, que exclui o uso de clorofluorcarbonetos (CFC); possui temperatura de ebulição inferior às ambientes com maior demanda de frio do projeto (-30°C), conforme a Tabela 1; não é tóxico e nem inflamável, o que não exclui a necessidade dos cuidados ao manuseá-lo, vide Tabela 2; tem pressões de condensação e evaporação consideravelmente superiores à pressão atmosférica máxima na cidade de Uberlândia, de acordo com a Tabela 3; apresenta relação entre as pressões de alta e de baixa razoável, quando comparada aos demais fluidos de comum emprego, segundo a Tabela 3; tem o valor do COP muito acima de 1, como mostrado na Tabela 3; é amplamente utilizado no Brasil atualmente, segundo a empresa que nos forneceu os dados iniciais do projeto e que o utilizava em todas as suas aplicações de refrigeração industrial na data da visita.

Se trata de uma mistura azeotrópica, ou seja, possui elementos que tem temperaturas de evaporação e condensação diferentes entre si. Estes são o HFC-125, HFC-143A e HFC-134A.

Tabela 1 – Propriedades físicas de diversos refrigerantes (Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005).

REFRIGERANTE	MASSA MOLECULAR	TEMPERATURA CRÍTICA [°C]	PRESSÃO CRÍTICA [kPa _a]	PONTO DE FUSÃO [°C]	PONTO DE EBULIÇÃO NORMAL [°C]	h_{lv} [kJ/kmol] (PRESSÃO NORMAL)
R113	187,39	214,10	3.437	-35,0	47,60	27.513
R123	152,90	183,80	3.674	-107,0	27,90	26.005
R125	120,00	66,30	3.631	-103,0	-48,60	19.276
R134a	102,30	101,10	4.067	-96,6	-26,20	22.160
R152a	66,05	113,50	4.492	-117,0	-25,00	21.039
R401A*	94,44	108,00	4.604	-	-33,10	21.457
R402A*	101,60	75,50	4.135	-	-49,20	19.721
R404A*	97,60	72,15	3.735	-	-46,55	19.555

Tabela 2 – Desempenho relativo ao ciclo básico de compressão a vapor para diversos refrigerantes. Temperaturas de evaporação e condensação iguais a -15°C e 30°C, respectivamente (Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005).

	R12	R134A	R22	R404A	R502	R717
Pressão de evaporação [kPa]	182,5	164,1	295,6	364,3	348,6	236,3
Pressão de condensação [kPa]	744,6	770,9	1191	1418	1319	1171
Relação entre pressões	4,08	4,70	4,03	3,89	3,78	4,96
Efeito frigorífico [kJ/kg]	116,4	147,4	162,9	113,4	104,4	1102
Vazão de refrigerante [kg/s/kW]	0,0086	0,0068	0,0061	0,0088	0,0096	0,00091
Volume específico do líquido [m ³ /kg]	0,774.10 ⁻³	0,842.10 ⁻³	0,852.10 ⁻³	1,02.10 ⁻³	0,839.10 ⁻³	1,68.10 ⁻³
Vazão volumétrica de líquido [m ³ /s/kW]	0,007.10 ⁻³	0,006.10 ⁻³	0,005.10 ⁻³	0,009.10 ⁻³	0,008.10 ⁻³	0,002.10 ⁻³
Diâmetro da linha de líquidos para 1kW de refrigeração e perda de carga de 0,02 K/m [mm]	5,19	4,75	4,22	4,73	4,87	2,34
Volume específico do vapor na aspiração do compressor [m ³ /kg]	91,03.10 ⁻³	119,9.10 ⁻³	77,62.10 ⁻³	54.10 ⁻³	50.10 ⁻³	508,5.10 ⁻³
Vazão volumétrica de vapor na aspiração do compressor [m ³ /s/kW]	0,782.10 ⁻³	0,813.10 ⁻³	0,477.10 ⁻³	0,476.10 ⁻³	0,479.10 ⁻³	0,461.10 ⁻³
Coefficiente de Performance COP	4,70	4,61	4,66	4,17	4,35	4,75

Tabela 3 – Classificação dos refrigerantes, segundo os padrões de segurança da norma ASHRAE 34-92 (Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005).

REFRIGERANTE	CLASSE	REFRIGERANTE	CLASSE	REFRIGERANTE	CLASSE
R11	A1	R134a	A1	R502	A1
R12	A1	R152a	A2	R507a	A1
R13	A1	R401A	-	R170	A3
R22	A1	R402A	-	R290	A3
R23	A1	R403A	-	R600	A3
R32	A2	R404A	-	R600a	A3
R113	A1	R407A	-	R717	B2
R123	B1	R410A	-	R718	A1
R125	A1	R500	A1	R744	A1

3.2. Ciclo de compressão à vapor

Ciclos de refrigeração consistem em circuitos em que o fluido refrigerante é submetido a vários processos enquanto passa por diversos equipamentos, sendo os principais o compressor, o condensador, a válvula de expansão e o evaporador. Os ciclos podem ser divididos em ideais (Figura 1) e reais (Figura 2).

Em ciclos ideais o fluido refrigerante entra no compressor como vapor saturado, onde é comprimido, elevando sua temperatura e pressão até chegar ao estado de vapor superaquecido. Ao sair do compressor o fluido segue para o condensador, onde, à pressão constante, será convertido do estado de vapor superaquecido ao estado de líquido saturado, cedendo energia em forma de calor ao ambiente externo ao volume de controle que se deseja refrigerar.

Em seguida passa pela válvula de expansão, sendo submetido a um processo isoentálpico, saindo na condição de mistura líquido e vapor. Por fim, a mistura segue para o evaporador onde receberá calor do ambiente a ser refrigerado e finalizará o ciclo novamente no estado de vapor saturado.

Todos os processos descritos consideram o perfeito funcionamento dos equipamentos envolvidos e a condição estável do fluido refrigerante durante todo o percurso do circuito.

Para ciclos reais há algumas variações, por conta de variáveis que não podem ser controladas com a exatidão e precisão exigidas em um ciclo ideal.

Começando pela entrada do fluido refrigerante no compressor. O sistema geralmente é dimensionado para que este esteja no estado de vapor superaquecido, evitando a presença de qualquer resquício de líquido no montante. A presença de líquido na câmara do compressor pode danificá-lo, devido à possibilidade da ocorrência de desgaste por cavitação e da provável mistura do fluido líquido com o óleo lubrificante, o que pode prejudicar a eficiência e/ou eficácia da lubrificação.

Passando pelo condensador, há uma queda de pressão do fluido por conta principalmente de perdas de carga advindas do atrito do fluido com a tubulação, que chega à válvula de expansão como líquido comprimido, etapa conhecida como subresfriamento. O subresfriamento é importante para o aumento da eficiência da válvula de expansão, pois seu funcionamento é prejudicado quando há entrada de vapor junto ao líquido.

O processo de passagem pela válvula de expansão continua sendo considerado isoentálpico como no ciclo ideal, por ser uma etapa relativamente rápida e tomada como instantânea. Por fim, o fluido refrigerante entra na linha do evaporador como uma mistura de líquido e vapor, recebendo calor do ambiente até atingir o estado inicial de vapor superaquecido, etapa conhecida como superaquecimento.

As quedas de pressão que ocorrem durante o ciclo real podem ser causadas pelo comprimento do duto, o que maximiza as perdas por atrito entre o fluido e a superfície da tubulação, vazamentos, transferência de energia em forma de calor do fluido para o meio externo, baixa eficiência no compressor e presença de sujeira na linha.

Para minimizar essas perdas pode-se diminuir o superdimensionamento do condensador e, conseqüentemente, o comprimento de sua linha de ação; dimensionar e monitorar corretamente o isolamento térmico dos componentes do sistema, minimizando as trocas de calor entre o fluido e o ambiente externo; aumentar o diâmetro dos dutos de circulação do fluido, minimizando as perdas por atrito; manutenção preventiva para checagem de vazamentos nas linhas do circuito; dimensionar corretamente o superaquecimento do fluido, garantindo uma melhor eficiência e durabilidade do compressor e evitando que a temperatura do fluido na descarga do compressor seja muito elevada em relação às condições de projeto.

Uma temperatura de descarga alta leva à perda das propriedades do óleo lubrificante, o que acarretará em um maior desgaste do compressor, e a necessidade de um condensador mais robusto para garantir um subresfriamento adequado.

Por meio do superaquecimento e do subresfriamento, obtém-se um maior potencial frigorífico. Isto porque o módulo da semirreta $\overline{41}$, que representa o evaporador nas Figuras 1 e 2, indica quanto calor será retirado do ambiente a ser refrigerado. Desta forma, o COP é otimizado, já que o calor removido pelo evaporador será maior enquanto o trabalho realizado pelo compressor se mantém constante. Além disso, se evita a entrada de fluido refrigerante no estado líquido no compressor e no estado gasoso na válvula de expansão.

No caso do compressor, a entrada de líquido levaria à diminuição da vida útil do componente devido à cavitação, que é a formação de bolhas na mistura líquido-vapor, que podem convergir em um único ponto, causando desgaste erosivo. Também por conta da possibilidade de o fluido refrigerante se misturar com o óleo lubrificante, aumentando o atrito entre as partes móveis e levando à um aquecimento elevado do fluido refrigerante na descarga. As situações descritas podem diminuir ou zerar o subresfriamento, por conta de o condensador estar atuando fora dos parâmetros de projeto e apresentar comprimento da tubulação incompatível com as temperaturas de saída do compressor.

Tratando-se da válvula de expansão, o subresfriamento visa garantir que haja fluxo somente de refrigerante líquido até a sua entrada, propiciando maior controle do superaquecimento do fluido na saída do evaporador, já que, o superaquecimento é controlado a partir da vazão de fluido refrigerante determinado pela válvula de expansão. Como o vapor apresenta volume maior que o líquido, o controle do fluxo é afetado na presença de mistura e a eficiência do sistema pode sofrer queda significativa, devido a um grau de superaquecimento inexato e impreciso.

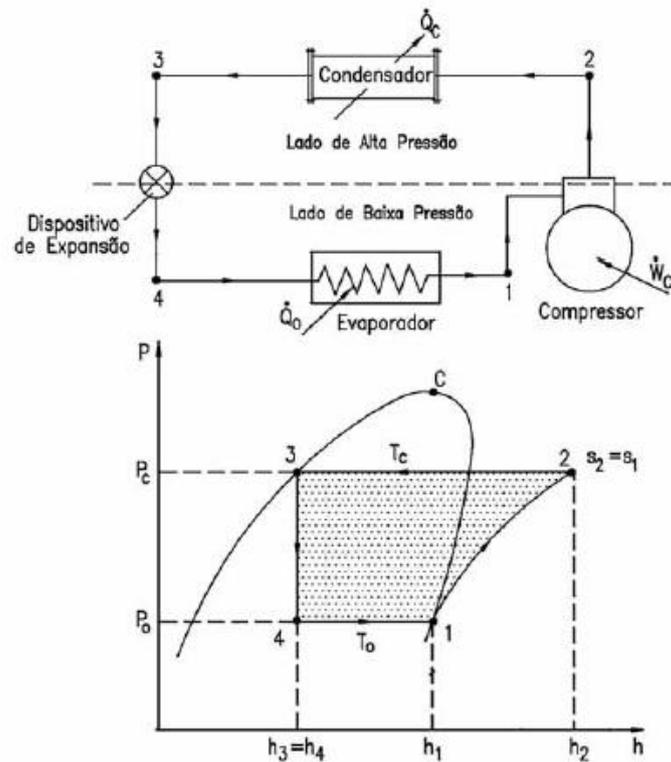


Figura 1 - Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor (Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005).

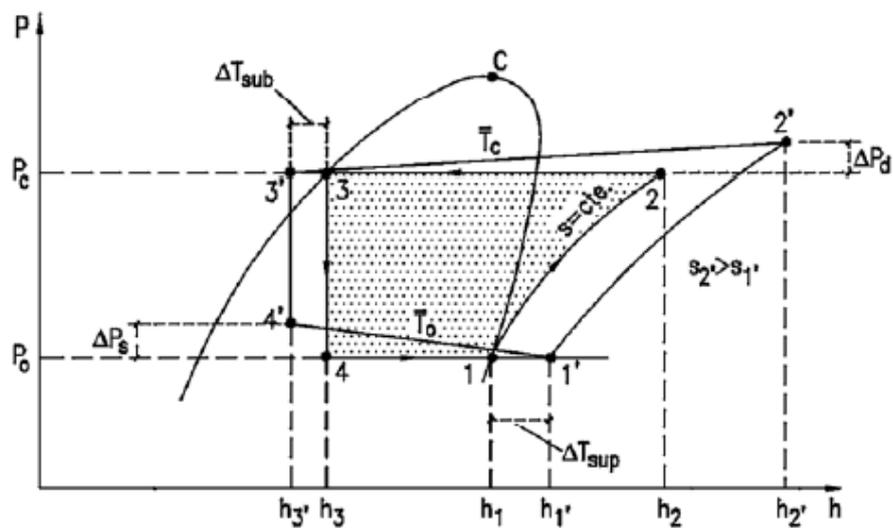


Figura 2 - Diferenças entre o ciclo teórico e o real de refrigeração (Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005).

3.3. Comparativo entre câmaras frias comuns e túneis de congelamento

Câmaras frias são ambientes em que a temperatura interna é condicionada por meio de um sistema de refrigeração, sendo normalmente utilizadas para estocar alimentos em temperaturas inferiores à ambiente, proporcionando maior durabilidade e preservação de suas propriedades nutritivas e estéticas iniciais. Túneis de congelamento, nada mais são que câmaras frias que operam a temperaturas internas muito abaixo de 0°C, geralmente no intervalo de -40°C à -30°C, com intuito de congelar alimentos no menor intervalo de tempo possível, colocando-os em contato com ar frio de circulação comumente forçada, enquanto se deslocam encima de uma esteira transportadora de geometria espiral, conforme a Figura 3.

Para garantir a temperatura desejada no volume interno às câmaras frias e túneis de congelamento, é necessário que o ar que está sendo insuflado pelos ventiladores dos evaporadores esteja à uma temperatura no mínimo 10°C abaixo da temperatura almejada em projeto. Ou seja, no presente projeto, as temperaturas do ar insuflado devem ser de -30°C para a câmara fria de armazenamento e -35°C para os dois túneis de congelamento.



Figura 3 – Exemplo de esteira transportadora de geometria espiral (<https://bit.ly/3aCCOpT>).

3.4. Refrigeração e a conservação de alimentos

A refrigeração é uma solução essencial para conservar alimentos por um intervalo de tempo superior, quando comparado à temperatura ambiente, mantendo parcialmente as propriedades iniciais dos alimentos como textura e valor nutricional. Isso se dá, pois as baixas temperaturas reduzem a velocidade de ação de bactérias e fungos e também porque evita a formação de cristais de gelo no interior dos alimentos.

Para peixes, temperaturas aceitáveis para conservação são iguais ou inferiores a -18°C . Somente nestas faixas de temperatura, se atinge uma segurança razoável contra a ação de fungos e bactérias nocivas ao alimento.

3.5. Degelo

Degelo é o processo de derretimento e remoção do gelo que se adere aos tubos do evaporador. Esse processo pode ser efetuado de várias maneiras: a gás quente, resistências elétricas, a água, a ar, etc.

Os degelos que envolvem recirculação de gás são os com menor gasto energético, pois não envolvem mais trabalho ao compressor e nem utilizam energia elétrica. Já os que utilizam resistências elétricas são os de maior gasto energético, entretanto são os mais eficientes e com controle mais refinado.

3.6. Isolamento térmico

A seleção dos painéis de isolamento leva sempre em conta a condutividade térmica dos materiais isolantes. A Tabela 4 traz o valor de condutividade térmica de alguns materiais.

Tabela 4 – Condutividade térmica de alguns materiais usados na refrigeração industrial (Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005).

MATERIAL	k [kcal/h.m.°C]
Chapas de fibra de madeira	0,028
Cimento celular leve	0,06 - 0,103
Cortiça expandida pura	0,035
Cortiça granulada	0,05 - 0,069
Fibras de vidro	0,026
Folhas de papel corrugado	0,033
Poliuretano	0,018 - 0,028
Poliestireno (15 a 30 kg/m ³)	0,025 a 0,040
Resinas fenólicas	0,026
Vermiculite agregada ao cimento	0,06 - 0,086

Quanto menor for o valor da condutividade térmica (k), melhor é o material em relação ao isolamento térmico do volume de controle selecionado.

Desprezando-se as paredes de alvenaria, ou seja, considerando que a câmara está diretamente exposta ao ambiente externo e que seu único isolamento são os painéis de material isolante, utiliza-se a equação 1 para determinar a espessura ideal para o isolamento térmico:

Espessura do isolamento:

$$L_i = \frac{K_i \Delta T}{(\dot{Q}/A)} \quad (1)$$

Sendo:

L_i – Espessura do isolante térmico [m];

K_i – A condutividade térmica do isolante térmico [kcal/(h.m.°C)];

ΔT – A variação de temperatura entre os ambientes externo e interno, levando em consideração a exposição ou não da parede externa ao sol [°C];

\dot{Q}/A – Fluxo de calor por unidade de área [W/m²].

O valor de ΔT será determinado dependendo da exposição das paredes da câmara à luz solar. Caso essa exposição ocorra, pode-se utilizar os valores da Tabela 5 para determinar o valor do diferencial de temperatura, que variam de acordo com a orientação cardinal da superfície exposta e da cor da mesma.

$$\Delta T = (T_e - T_{cf}) + \Delta T' \quad (2)$$

Sendo:

T_e – Temperatura externa à câmara fria [°C];

T_{cf} – Temperatura interna à câmara fria [°C];

$\Delta T'$ - Correção para a diferença de temperaturas em câmaras frigoríficas [°C], dada pela Tabela 5.

Tabela 5 – Correção para a diferença de temperaturas em câmaras frigoríficas (Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005).

TIPO DE SUPERFÍCIE	PAREDES			TETO
	LESTE	OESTE	NORTE	PLANO
Cor escura (preto, azul escuro, marrom, ardósia, etc).	5,0 °C	5,0 °C	3,0 °C	11,0 °C
Cor Média (cinza, amarelo, azul, etc).	4,0 °C	4,0 °C	2,5 °C	9,0 °C
Cor Clara (branco, azul claro, verde claro).	3,0 °C	3,0 °C	2,0 °C	5,0 °C

Tabela 6 – Classificação dos isolamentos térmicos de câmaras frigoríficas (Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005).

CLASSIFICAÇÃO DO ISOLAMENTO	FLUXO DE CALOR POR UNIDADE DE ÁREA [W/m²]
Excelente	9,30
Bom	11,63
Aceitável	13,96
Regular	17,45
Ruim	> 17,45

Para dimensionar os painéis de isolamento, foi utilizado um valor padrão de base para um isolamento considerado adequado para dadas aplicações. Esse valor padrão foi determinado levando em consideração os custos iniciais de projeto e a manutenção gerada no sistema, no caso de a carga térmica ser elevada demais dado um determinado isolamento relativamente menos eficiente.

Assim como mostrado na Tabela 6 e segundo Costa (1982) e Chagas (2000), os isolamentos podem ser classificados como:

Isolamento excelente: 8 Kcal/h.m ²	(9,3 W/m ²)
Isolamento bom: 10 Kcal/h.m ²	(11,63 W/m ²)
Isolamento aceitável: 12 Kcal/h.m ²	(13,96 W/m ²)

Um isolamento bom é o suficiente para não encarecer muito o projeto inicial ao passo que não sobrecarrega o sistema em termos de carga térmica.

3.7. Fundamentos da carga térmica

O cálculo da carga térmica para os sistemas é o passo mais importante para garantir que o projeto esteja bem dimensionado e que não haja grandes problemas, apesar de imprevistos. Este tem intuito quantificar a energia que será trocada em forma de calor por todos os elementos que interagirem dentro do volume de controle estabelecido em projeto.

Foram consideradas as cargas térmicas por condução, infiltração, do produto, das embalagens, de pessoas, equipamentos e dos ventiladores dos evaporadores, as quais serão descritas nesta seção. Considerou-se também que não haveria alvenaria ao redor das câmaras frias analisadas, ou seja, como se as mesmas estivessem expostas diretamente ao ambiente externo, isso faz com que o sistema seja analisado em sua condição de máxima demanda.

3.7.1. Carga térmica por condução (Q_c).

A carga térmica advinda da condução, se dá por meio da troca de calor por condução do ambiente refrigerado com o ambiente externo. Desta forma a análise principal é a de determinar a temperatura interna da câmara fria e dos locais que fazem fronteira com a mesma, sendo que, cada fronteira pode ter uma temperatura externa diferente, dependendo de esta estar ou não em ambiente também condicionado termicamente e da exposição ou não à luz solar em alguma de suas paredes.

Em nosso caso especificamente, os dois túneis de congelamento fazem fronteira entre si, porém a favor da segurança, considerou-se que todas as 3 câmaras possuem fronteiras diretas com o ambiente externo à temperatura máxima de bulbo seco do local, cobrindo assim um eventual desligamento futuro e definitivo de um dos túneis de congelamento ou até uma manutenção e/ou limpeza eventual.

A carga térmica de condução é representada pela equação 3, dada a seguir:

$$Q_c = U \cdot A \cdot (\Delta T) \quad (3)$$

Em que:

$$U = \frac{K_i}{L_i} \quad (4)$$

Desmembrando o fator de variação de temperatura da equação (3) e multiplicando pelas 24 horas para totalizar um dia de trabalho, tem-se a equação (5):

$$Q_c = U \cdot A \cdot [(T_e - \Delta T') - T_{cf}] \cdot 24 \quad (5)$$

Sendo:

Q_c – Carga térmica referente a trocas de calor por condução [Kcal/dia];

A – Área relativa ao ambiente a ser refrigerado [m^2];

U – Coeficiente global de transferência de calor [Kcal/(h. m^2)];

T_e – Temperatura externa à câmara fria [°C];

$\Delta T'$ – Fator de correção de temperatura devido à insolação [°C], dado pela Tabela

5;

T_{cf} – Temperatura da câmara fria [°C];

K_i – Condutividade térmica do isolante térmico [Kcal/(h.m.°C)];

L_i – Espessura do isolante térmico [m²].

3.7.2. Carga térmica por infiltração (Q_i).

A carga térmica relativa à infiltração, analisa o calor trocado por conta da infiltração do ar externo a câmara fria analisada com o ar interno à mesma.

Esta análise mostra o quão importante é minimizar ao máximo a quantidade de vezes que as câmaras frias são abertas. Portanto, é ideal a logística do processo estar bem clara para toda a equipe de funcionários, evitando aberturas desnecessárias das câmaras frias, o que poderia acarretar em horas extras de trabalho e sobrecarga dos sistemas.

Para calculá-la, pode-se usar a equação 5:

$$Q_i = V_{cf} \cdot FTA \cdot \Delta H' \quad (6)$$

Sendo:

Q_i – Carga térmica relativa à infiltração [Kcal/dia]

V_{cf} – Volume da câmara fria (m³).

FTA – Número de trocas de ar por dia (trocas/dia).

$\Delta H'$ - Calor cedido por metro cúbico de ar que entra na câmara (Kcal/m³).

Os valores do FTA e $\Delta H'$ podem ser obtidos a partir das Tabelas 7 e 8, em função dos parâmetros de projeto construtivos e de operação.

Tabela 7 – Fator de troca de ar de câmaras frigoríficas para conservação (Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005).

CÂMARAS PARA PRODUTOS RESFRIADOS				CÂMARAS PARA PRODUTOS CONGELADOS			
VOLUME	FTA	VOLUME	FTA	VOLUME	FTA	VOLUME	FTA
[m³]	[TROCAS/DIA]	[m³]	[TROCAS/DIA]	[m³]	[TROCAS/DIA]	[m³]	[TROCAS/DIA]
40	15,00	500	3,60	40	11,00	500	2,80
50	13,00	700	3,00	50	10,00	700	2,30
60	12,00	1000	2,50	60	9,00	1000	1,90
80	10,00	1200	2,20	80	8,00	1200	1,70
100	9,00	1500	2,00	100	7,00	1500	1,50
125	8,00	2000	1,70	125	6,00	2000	1,30
150	7,00	3000	1,40	150	5,50	3000	1,10
200	6,00	5000	1,10	200	4,50	5000	1,00
300	5,00	10000	0,95	300	3,70	10000	0,80
400	4,10	15000	0,90	400	3,20	15000	0,80

Tabela 8 – Calor cedido pelo ar externo ao entrar na câmara (Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005).

COND. EXTERNAS		TEMPERATURA NA CÂMARA [°C]									
UR [%]	T _{ext} [°C]	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
40	15,0	23,2	21,3	19,4	17,4	15,5	13,4	11,1	8,5	5,5	2,2
	20,0	26,5	24,6	22,7	20,8	18,8	16,7	14,4	11,8	8,8	5,6
	25,0	30,5	28,6	26,7	24,7	22,7	20,6	18,3	15,7	12,7	9,4
	30,0	35,1	33,2	31,3	29,3	27,3	25,1	22,8	20,2	17,2	13,9
	35,0	40,6	38,7	36,7	34,7	32,7	30,5	28,2	25,6	22,6	19,3
50	40,0	47,2	45,2	43,2	41,2	39,1	37,0	34,6	32,0	28,9	25,6
	15,0	24,5	22,6	20,7	18,8	16,8	14,7	12,4	9,8	6,8	3,5
	20,0	28,4	26,5	24,6	22,6	20,6	18,5	16,2	13,6	10,6	7,3
	25,0	33,0	31,0	29,	27,1	25,1	23,0	20,6	18,0	15,0	11,7
	30,0	38,4	36,5	34,5	32,5	30,5	28,3	26,0	23,4	20,3	17,0
60	35,0	45,0	43,0	41,0	39,0	36,9	34,7	32,4	29,7	26,7	23,4
	40,0	52,8	50,8	48,8	46,7	44,6	42,4	40,0	37,4	34,3	30,9
	15,0	25,9	23,9	22,0	20,1	18,1	16,0	13,7	11,1	8,1	4,8
	20,0	30,2	28,3	26,4	24,4	22,4	20,2	17,9	15,3	12,3	9,0
	25,0	35,4	33,5	31,5	29,6	27,5	25,4	23,0	20,4	17,4	14,1
70	30,0	41,7	39,7	37,8	35,7	33,7	31,5	29,1	26,5	23,5	20,1
	35,0	49,3	47,3	45,3	43,2	41,1	38,9	36,5	33,9	30,8	27,4
	40,0	58,5	56,4	54,4	52,3	50,1	47,9	45,5	42,8	39,7	36,3
	15,0	27,2	25,3	23,4	21,4	19,4	17,3	14,9	12,3	9,3	6,0
	20,0	32,1	30,1	28,2	26,2	24,2	22,0	19,7	17,1	14,1	10,7
70	25,0	37,9	35,9	34,0	32,0	29,9	27,7	25,4	22,8	19,7	16,4
	30,0	45,0	43,0	41,0	39,0	36,9	34,7	32,3	29,6	26,6	23,2
	35,0	53,6	51,6	49,5	47,5	45,4	43,1	40,7	38,0	34,9	31,5
40,0	64,1	62,0	60,0	57,8	55,7	53,4	50,9	48,2	45,1	41,6	

3.7.3. Carga térmica do produto (Q_{pr}).

Parcela de energia trocada em forma de calor entre o produto e a câmara fria, analisada internamente a ela. As variáveis de entrada são os calores específicos da tilápia pré-congelamento e pós-congelamento, o calor latente de congelamento e as temperaturas inicial, final e de congelamento do produto.

No sistema em questão o calor específico considerado foi somente o pós-congelamento, pois os filés entrarão no sistema congelados e com temperatura menor ou igual à de congelamento total destes (-2°C).

A equação 6 é a utilizada para o cálculo da carga térmica devido ao produto, sendo esta, representada a seguir:

$$Q_{pr} = D \cdot [Cp_{resf} \cdot (T_{ent} - T_{cong}) + L + Cp_{cong} \cdot (T_{cong} - T_{cf})] \quad (7)$$

Sendo:

Q_{pr} – Carga térmica referente ao produto [Kcal/dia];

D – Massa a ser congelada por dia [Kg];

Cp_{resf} – Calor específico pré-congelamento [Kcal/(Kg.°C)];

T_{ent} – Temperatura de entrada do produto na câmara fria [$^{\circ}\text{C}$];

T_{cong} – Temperatura de congelamento do produto [$^{\circ}\text{C}$];

L – Calor latente de congelamento do produto [Kcal/Kg];

Cp_{cong} - Calor específico pós-congelamento [Kcal/(Kg.°C)];

T_{cf} – Temperatura interna da câmara fria [$^{\circ}\text{C}$].

3.7.4. Carga térmica das embalagens (Q_e).

Carga térmica devido às embalagens de papelão, considerando as propriedades do papelão e dos sistemas analisados. Esse valor representará o impacto das embalagens sobre o sistema de refrigeração, de acordo com o calor cedido das mesmas ao ambiente refrigerado.

Lembrando que esta será considerada somente para a câmara de armazenamento, já que, é o local em que as embalagens de papelão trocarão calor por um intervalo de tempo

considerável. Para calcular a dada parcela da carga térmica, tem-se como ferramenta a equação 7:

$$Q_e = m \cdot C_{pe} \cdot (T_{ent} - T_{ce}) \quad (8)$$

Sendo:

Q_e – Carga térmica referente às embalagens [Kcal/dia];

m – Massa das embalagens [Kg];

C_{pe} – Calor específico do material das embalagens [Kcal/(Kg.°C)];

T_{ent} – Temperatura de entrada da embalagem na câmara fria [°C];

T_{ce} – Temperatura interna da câmara de estocagem [°C].

3.7.5. Carga térmica de pessoas (Q_p).

Impacto do fluxo de pessoas que circularão dentro da câmara durante seu tempo útil de funcionamento. Se refere ao calor trocado entre as pessoas e o ambiente contido no volume de controle analisado para: limpeza, adequar o posicionamento dos peixes nas esteiras transportadoras espirais, transportar o produto dos túneis de congelamento até o local de armazenamento, colocar o produto nas caixas de papelão e posicioná-lo dentro da câmara fria de estocagem, remanejar objetos em geral e retirar o produto para despacho.

Este valor depende da quantidade de pessoas que circularão dentro das câmaras diariamente e do tempo que os mesmos permanecerem em operação. De uma forma mais conservadora, foi adotada, a favor da segurança, metade da quantidade de horas totais de trabalho diário de cada funcionário (4 horas), mesmo sabendo que estes estarão apenas uma parcela deste tempo dentro dos ambientes refrigerados, devido à intermitência do serviço.

O cálculo da carga térmica de pessoas pode ser efetuado a partir da equação 8:

$$Q_p = N \cdot q_{met} \cdot t \quad (9)$$

Sendo:

Q_p – Carga térmica relativa às pessoas que circulam dentro das câmaras frias [Kcal/dia];

N – Número de pessoas que circulam dentro das câmaras frias diariamente;

q_{met} – Calor irradiado por pessoa de acordo com a temperatura da câmara fria [Kcal/(h.pessoa)], dado pela Tabela 9;

t – Tempo médio de permanência das pessoas dentro das câmaras frias [h].

Tabela 9 – Taxa de calor gerado por pessoa em ambientes refrigerados (REGO, Orosimbo Andrade de Almeida, slides “09 – Aplicações sobre carga térmica de refrigeração”).

Temperatura (°C)	Calor de Metabolismo (kcal/h.pessoa)
≥ 10	180
4	215
-1	240
-7	265
-12	300
-18	330
-24	360

3.7.6. Carga térmica de iluminação (Q_{il})

A carga térmica de iluminação é a fração da carga térmica total, referente aos equipamentos de iluminação que estão contidos no ambiente a ser refrigerado, como lâmpadas por exemplo.

Esta parcela pode ser calculada a partir da equação 9, disposta a seguir:

$$Q_{il} = 0,86 \cdot W \cdot t_{il} \quad (10)$$

Em que:

$$W = \dot{w} \cdot A \quad (11)$$

Sendo:

Q_{il} – Carga térmica referente à iluminação interna à câmara fria [Kcal/dia];

0,86 – Fator de conversão de Watts para Kcal/h;

W – Potência dissipada pelas lâmpadas [Watts];

\dot{w} - Potência dissipada pelas lâmpadas por metro quadrado [W/m^2];

A – Área a ser iluminada [m^2];

t_{il} – Tempo de utilização diário das lâmpadas [h/dia].

3.7.7. Carga térmica de equipamentos (Q_{eq}).

É a quantificação do calor trocado entre os equipamentos que estarão operando dentro das câmaras, simultaneamente aos evaporadores. Em nosso estudo de caso, pode-se considerar os motores das esteiras rolantes que transportarão os filés de tilápia.

O cálculo dessa fração da carga térmica total, pode ser expressado pela equação 11:

$$Q_{eq} = P_d \cdot N \cdot 0,86 \cdot t_{eq} \quad (12)$$

Sendo:

Q_{eq} - Carga térmica referente aos equipamentos [kcal/dia];

P_d - Potência dissipada pelos equipamentos [Watts];

N - Número de equipamentos;

0,86 - Fator de conversão Watts para Kcal/h;

t_{eq} - Tempo de utilização diária dos equipamentos [h].

3.7.8. Carga térmica dos motores dos ventiladores dos evaporadores (Q_{mv}).

Cada evaporador posicionado dentro dos ambientes refrigerados possui uma determinada quantidade de ventiladores para deslocar a massa de ar em contato com a tubulação em que o fluido refrigerante se desloca a baixas temperaturas. Esses

ventiladores agregam valor à carga térmica total do sistema e devem ser levados em consideração para que o sistema esteja bem dimensionado.

Para este dimensionamento, devem ser somadas todas as cargas térmicas anteriormente calculadas, tendo-se assim, uma estimativa aproximada da carga térmica total do sistema. A partir desta estimativa, pode-se determinar a potência que os motores destes ventiladores devem ter para garantir que o sistema opere dentro das condições de projeto.

O cálculo da carga térmica relativa aos motores dos ventiladores associados aos evaporadores dos sistemas de refrigeração, pode ser representada pela equação 12:

$$Q_{mv} = P_m \cdot 632 \cdot \frac{t_{ev}}{\eta_m} \quad (13)$$

Em que:

$$P_m = 0,5 \cdot N_{Tr} \quad (14)$$

Sendo:

Q_{mv} - Carga térmica devido aos motores dos ventiladores [kcal/dia];

P_m - Potência dos motores dos ventiladores [cv];

632 - Fator de conversão de [cv] para [Kcal/h];

t_{ev} - Tempo de utilização diário dos evaporadores [h];

η_m - Rendimento dos motores;

N_{Tr} - Toneladas de refrigeração estimada do sistema.

Tabela 10 – Calor dissipado por motores elétricos (Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005).

POTÊNCIA DO MOTOR [cv]	RENDIMENTO DO MOTOR [%]	CALOR LIBERADO [kcal/h.cv] (motor e carga na câmara)	CALOR LIBERADO [kcal/h.cv] (carga na câmara e motor fora)
Menor que 1/4	≅ 60	1050 (1,221)	632 (0,735)
1/2 a 1,0	≅ 70	900 (1,046)	632 (0,735)
1 ^{1/2} a 5,0	≅ 78	800 (0,930)	632 (0,735)
7 ^{1/2} a 20	≅ 84	750 (0,872)	632 (0,735)
Acima de 20 cv	≅ 88	725 (0,843)	632 (0,735)

Obs.: Os valores entre parênteses estão em kW/cv.

3.7.9. Carga térmica total

A carga térmica total é o somatório das cargas térmicas descritas anteriormente e é essencial para o dimensionamento dos equipamentos que englobarão o sistema. Esta pode ser descrita pela equação 13, dada por:

$$QT = Q_c + Q_i + Q_{pr} + Q_{il} + Q_p + Q_e + Q_{eq} + Q_{mv} \quad (15)$$

Sendo:

QT – Carga térmica total [Kcal/dia];

Q_c - Carga térmica referente às trocas de calor por condução [Kcal/h];

Q_i - Carga térmica referente à infiltração [Kcal/h];

Q_{pr} - Carga térmica referente ao produto [Kcal/dia];

Q_{il} - Carga térmica referente à iluminação interna à câmara fria [Kcal/dia];

Q_p - Carga térmica referente às pessoas que circulam dentro da câmara fria [Kcal/dia];

Q_e - Carga térmica referente às embalagens [Kcal/dia];

Q_{eq} - Carga térmica referente aos equipamentos [Kcal/dia];

Q_{mv} - Carga térmica devido aos motores dos ventiladores [Kcal/dia].

4. ESTUDO DE CASO

O projeto consiste em três sistemas de refrigeração independentes entre si, usando unidades condensadoras e evaporadores, sendo os kits posicionados externamente ao ambiente refrigerado e os evaporadores internamente. Os sistemas seguem os ciclos de refrigeração reais representados na seção anterior do trabalho, tendo como elementos principais o compressor, condensador, válvula de expansão e evaporadores.

As unidades condensadoras escolhidas são semelhantes ao da Figura 4, que já contam com grande parte dos elementos necessários para cada sistema, como compressor e condensador, em uma única estrutura e são montados por um só fabricante, o que leva teoricamente a maior praticidade ao solicitar garantia e troca de componentes. As unidades condensadoras devem ser posicionadas externamente aos ambientes refrigerados, à temperatura ambiente, enquanto os evaporadores (Figura 5) e válvulas de expansão (Figura 6) internamente às câmaras frias.



Figura 4 – Exemplo de unidade condensadora (<https://bit.ly/3aEBNxI>).



Figura 5 – Evaporador Flexcold e seus ventiladores (<https://bit.ly/3RAGYPV>).



Figura 6 - Válvula de expansão (<https://bit.ly/3P9bNt5>).

A primeira observação a ser feita acerca do projeto é que todos os cálculos e considerações tomadas, foram aproximados a favor da segurança, o que leva a um

superdimensionamento dos sistemas. Isto ocorreu, pois a ABNT NBR 16401-1 (2008) possui em seus levantamentos apenas os dados psicrométricos e altitude relativos à cidade de Uberaba-MG, sendo assim, mesmo Uberlândia-MG compartilhando de características similares, não se pode considerar como iguais, tornando necessários alguns ajustes.

Para os túneis de congelamento, os filés de peixe serão dispostos em bandejas de aço inoxidável e transportados do início ao fim da esteira, esperando-se que cheguem ao final da trajetória na temperatura prevista. Ao final do curso estabelecido pela esteira, o produto congelado será empacotado, alocado em embalagens de papelão e levados até a câmara fria de armazenamento, onde aguardarão o despacho.

O produto chegará ao local, em uma câmara fria acoplada a um caminhão e sua temperatura será inferior à temperatura de congelamento de peixes, que é igual à -2°C . A favor da segurança, foi considerada a temperatura inicial do produto igual à -2°C , mesmo tendo ciência de que poderá ser inferior.

O projeto visou a diminuição da temperatura de filés de tilápia, que é uma espécie de peixe magro, ou seja, com baixo percentual de gordura em relação à média dos peixes, da temperatura inicial aproximada de -2°C (temperatura média de congelamento de peixes magros) até a temperatura aproximada de -25°C por meio de túneis de congelamento. Em seguida, o produto será armazenado em uma câmara fria que operará à temperatura aproximada de -20°C . Os túneis de congelamento têm rotatividade prevista de aproximadamente 135 Kg por hora e a câmara fria de armazenamento de 2.000 Kg por dia, sendo sua capacidade máxima do estoque igual à 16.000 Kg do produto, conforme Figura 7.

As temperaturas de operação selecionadas tanto para os túneis de congelamento, quanto para a câmara de resfriamento, visam atingir a rotatividade estabelecida com maior agilidade possível, evitando a proliferação de bactérias e fungos que podem ser nocivos à saúde humana e mantendo parcialmente as propriedades iniciais do produto. A temperatura indicada para não contaminação de peixes é a partir de -18°C , sendo assim, a temperatura de -20°C atingida na câmara fria de armazenamento é adequada.

Considerou-se a variação de temperatura da carne, entre a retirada do produto dos túneis de congelamento e a acomodação na câmara fria de armazenamento, igual a 5°C devido ao empacotamento e deslocamento executado pelos operários. Desta forma, a temperatura de entrada do peixe na câmara de armazenamento será aproximadamente de -20°C , dado utilizado para os cálculos de carga térmica atrelados ao produto.

A temperatura de insuflamento para os túneis de congelamento será de -35°C e da câmara de armazenamento de -30°C . Isto porque a temperatura de insuflamento deve ser inferior à temperatura interna desejada da câmara fria no mínimo em 10°C , possibilitando que as condições de projeto sejam atingidas com segurança.

A Figura 8 representa o layout utilizado como base para este trabalho. A planta foi fornecida pela empresa contratada para dimensionar o sistema em Uberlândia-MG.

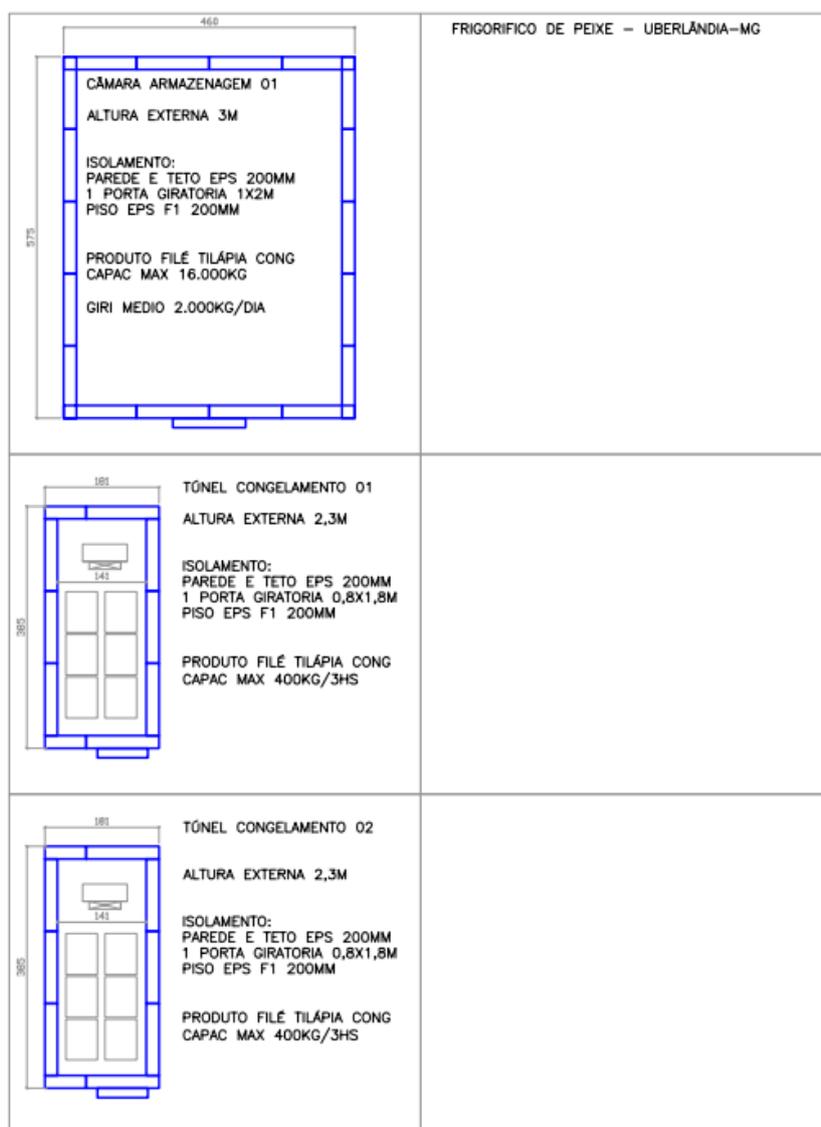


Figura 7 – Dados relativos aos túneis de congelamento e à câmara fria de armazenamento, fornecidos pela empresa contratada para desenvolver o projeto em Uberlândia-MG.

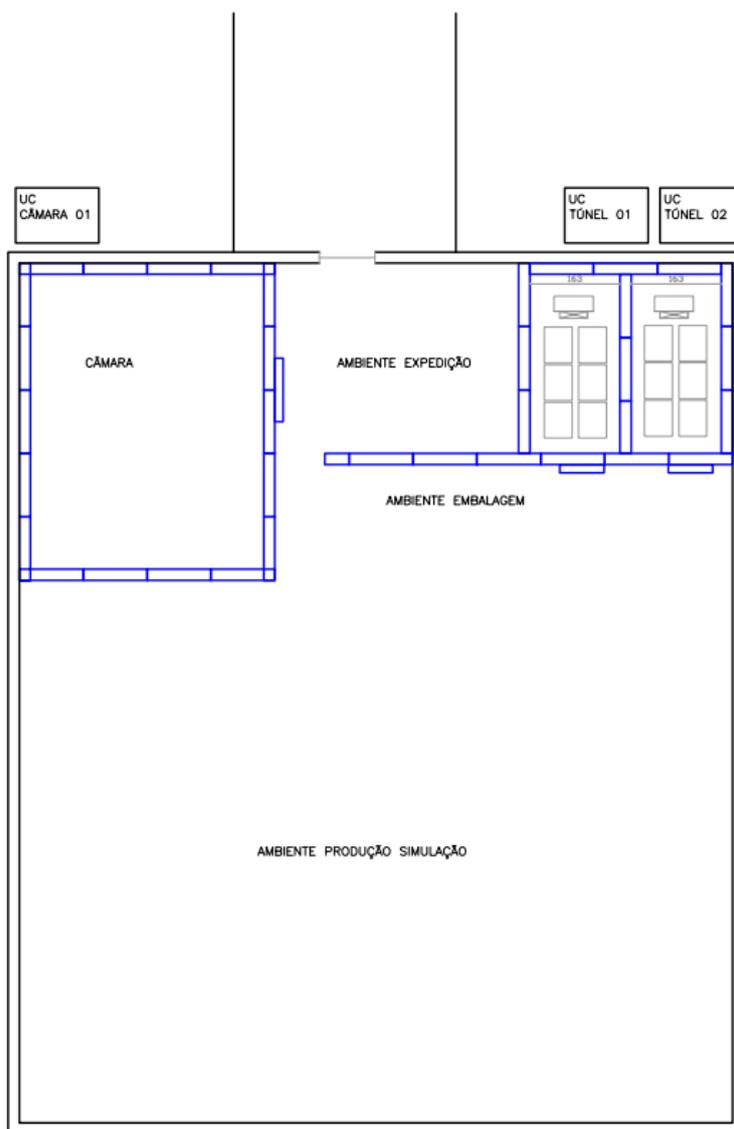


Figura 8 – Layout do local utilizado para os dados do projeto, fornecido pela empresa contratada para desenvolver o projeto em Uberlândia-MG.

Cada porta que dá acesso às câmaras frias, terá uma cortina de ar para barrar a passagem de ar quente de fora para dentro das mesmas.

5. DIMENSIONAMENTO DOS EQUIPAMENTOS

A partir dos cálculos efetuados e descritos na seção de anexos do trabalho, podemos dimensionar o isolamento, unidades condensadoras e evaporadores. Esta é a etapa crucial

do projeto, pois a partir desses dados o cliente irá decidir se seguirá com o investimento ou não.

Neste trabalho em específico, não levantamos dados com relação a valores, pois o preço dos equipamentos é cotado em dólar estão variando com muita frequência durante a pandemia de Corona vírus. Fora que no nosso caso não há um cliente real e os equipamentos foram superdimensionados, levando a um encarecimento do montante final que provavelmente não se aplicaria a condições reais de mercado.

É importante ressaltar que embora os dois túneis de congelamento operem em condições diferentes, por conta da estruturação do ambiente, todos os equipamentos selecionados para ambos são das mesmas marcas e capacidades frigoríficas. Essa decisão foi tomada para facilitar as manutenções preventivas e principalmente corretivas, simplificando questões como intercambiabilidade, solicitação de troca em garantia em um mesmo fabricante e diminuição da complexidade para técnicos de manutenção.

5.1. Isolamento térmico

O isolamento térmico utilizado foi de Poliestireno Expandido (EPS), pois é utilizado com frequência, inclusive pela empresa que nos forneceu os dados, e tem condutividade térmica bastante interessante dentro do espectro de isolantes abordados na Tabela 4. A espessura mínima calculada para o dado isolante vide equação 1 foi de aproximadamente 185 milímetros para os túneis de congelamento e 171 milímetros para a câmara fria de armazenamento, considerando condutividade térmica do isolante igual à 0,028 Kcal/(h.m.°C), bom isolamento (fluxo térmico por unidade de área igual à 10 Kcal/(h.m²)) e $\Delta T' = 5^\circ\text{C}$ (parede escura e orientação leste/oeste, Tabela 5).

Todas as variáveis foram elegidas a favor da segurança, ou seja, considerando realmente casos extremos. Acreditamos que a empresa responsável pelo projeto tenha adotado 200 milímetros para todas as câmaras frias por questões de padronização e segurança, sendo assim, este valor também foi utilizado no trabalho para o cálculo da carga térmica total dos sistemas.

5.2. Dimensionamento dos equipamentos de acordo com a carga térmica dos sistemas

As cargas térmicas calculadas para cada túnel de congelamento e para a câmara fria de armazenamento foram, respectivamente, 125.379,53 Kcal por dia (5.224,15 Kcal/h) e 242.262,17 Kcal por dia (10.094,26 kcal/h). Dados esses valores podemos selecionar as unidades condensadoras e os evaporadores do projeto.

Os cálculos foram efetuados levando em consideração a temperatura ambiente igual à temperatura de bulbo seco máxima (TBSmx) de Uberaba-MG, de acordo com a NBR 16401, a espessura do isolamento igual à 200 milímetros para todos os ambientes e a correção de temperatura devido à insolação de 5°C.

Lembrando que fatores econômicos não foram levados em consideração. Desta forma, os evaporadores e condensadores elegidos podem ser tratados como exemplos didáticos para critérios de escolha pré-estabelecidos e determinados por quem está à frente de um determinado projeto de refrigeração.

5.3. Unidades condensadoras

5.3.1. Túneis de congelamento

Tabela 11 – Dados de performance de unidades condensadoras que utilizam fluido refrigerante R404A (Catálogo unidades condensadoras Danfoss para fluido refrigerante R404A).

Catálogo		Unidades Condensadoras com R404A/R507 (Baixas temperaturas)					Capacidade de refrigeração (Kcal/h) na temperatura de evaporação				
Ventiladores	Condições de teste	Modelo	Código por versão	Código elétrico	Compressor	Temperatura ambiente	-40°C	-35°C	-30°C	-25°C	-20°C
							D49				
	superaquecimento 18K sub-resfriamento 3K	OP-LJZ048D	115F0411	N	NTZ048	32°C	747	1108	1531	2019	2572
			115F0412	Q		35°C	675	1018	1420	1884	2408
			115F0413	V		38°C	603	929	1310	1749	2245
						43°C	487	783	1129	1526	1976
		OP-LJZ068D	115F0415	N	NTZ068	32°C	1273	1759	2316	2944	3636
			115F0416	Q		35°C	1169	1632	2162	2759	3417
			115F0417	V		38°C	1070	1510	2013	2579	3204
						43°C	916	1318	1776	2291	2861
		OP-LJZ096D	115F0419	N	NTZ096	32°C	1512	2229	3073	4049	5160
			115F0420	Q		35°C	1328	2017	2828	3764	4831
						38°C	1144	1805	2582	3479	4500
						43°C	916	1456	2176	3006	3954
		OP-LJZ108D	115F0423	N	NTZ108	32°C	1656	2464	3423	4525	5761
			115F0424	Q		35°C	1521	2290	3198	4239	5406
			115F0425	V		38°C	1382	2111	2969	3949	5049
			43°C	1187		1807	2580	3461	4448		
OP-LJZ136D	115F0427	N	NTZ136	32°C	2361	3399	4618	6025	7625		
	115F0428	Q		35°C	2149	3145	4314	5660	7189		
	115F0429	V		38°C	1939	2893	4009	5296	6756		
				43°C	1643	2476	3503	4688	6034		
OP-LGZ215D	115F0431	Q	NTZ215	32°C	3751	5243	6999	9024	11325		
	115F0432	V		35°C	3401	4834	6514	8448	10647		
				38°C	3043	4414	6017	7860	9953		
				43°C	2439	3701	5172	6859	8770		
OP-LGZ271D	115F0434	Q	NTZ271	32°C	5086	6958	9130	11597	14333		
	115F0435	V		35°C	4693	6478	8541	10882	13477		
				38°C	4296	5992	7947	10161	12617		
				43°C	3633	5175	6945	8948	11166		

Cada túnel de congelamento deve utilizar uma unidade condensadora Danfoss OP-LGZ271D NTZ271 para atingir a capacidade desejada, conforme a Tabela 11.

5.3.2. Câmara fria de armazenamento

Tabela 12 – Dados de performance de unidades condensadoras que utilizam fluido refrigerante R404A (Catálogo unidades condensadoras Danfoss para fluido refrigerante R404A).

Ventiladores		Unidades Condensadoras com R404A/R507 (Baixas temperaturas)									
Modelo	Código por versão	Código elétrico	Compressor	Temperatura ambiente	Capacidade de refrigeração (Kcal/h) na temperatura de evaporação						
					-40°C	-35°C	-30°C	-25°C	-20°C		
superaquecimento 18K sub-resfriamento 3K	OP-LJZ048D	115F0411	N	NTZ048	32°C	747	1108	1531	2019	2572	
		115F0412	Q		35°C	675	1018	1420	1884	2408	
		115F0413	V		38°C	603	929	1310	1749	2245	
					43°C	487	783	1129	1526	1976	
	OP-LJZ068D	115F0415	N	NTZ068	32°C	1273	1759	2316	2944	3636	
		115F0416	Q		35°C	1169	1632	2162	2759	3417	
		115F0417	V		38°C	1070	1510	2013	2579	3204	
					43°C	916	1318	1776	2291	2861	
	OP-LJZ096D	115F0419	N	NTZ096	32°C	1512	2229	3073	4049	5160	
		115F0420	Q		35°C	1328	2017	2828	3764	4831	
					38°C	1144	1805	2582	3479	4500	
					43°C	916	1456	2176	3006	3954	
OP-LJZ108D	115F0423	N	NTZ108	32°C	1656	2464	3423	4525	5761		
	115F0424	Q		35°C	1521	2290	3198	4239	5406		
	115F0425	V		38°C	1382	2111	2969	3949	5049		
				43°C	1187	1807	2580	3461	4448		
OP-LJZ136D	115F0427	N	NTZ136	32°C	2361	3399	4618	6025	7625		
	115F0428	Q		35°C	2149	3145	4314	5660	7189		
	115F0429	V		38°C	1939	2893	4009	5296	6756		
				43°C	1536	2476	3503	4688	6034		
OP-LGZ215D	115F0431	Q	NTZ215	32°C	3751	5243	6999	9024	11325		
	115F0432	V		35°C	3401	4834	6514	8448	10647		
				38°C	3043	4414	6017	7860	9953		
				43°C	2439	3701	5172	6859	8770		
OP-LGZ271D	115F0434	Q	NTZ271	32°C	5086	6958	9130	11597	14333		
	115F0435	V		35°C	4693	6478	8541	10882	13477		
				38°C	4296	5992	7947	10161	12617		
				43°C	3633	5175	6945	8948	11166		

A câmara fria de armazenamento deve empregar duas unidades condensadoras Danfoss OP-LGZ215D NTZ215 para atingir a capacidade desejada, conforme a Tabela 12.

5.4. Evaporadores

5.4.1. Túneis de congelamento

Tabela 13 – Capacidades evaporadores Ciabe (Catálogo de evaporadores Ciabe para fluido refrigerante R404A).

CMP 400 (4APP)	Capacidade / Capacidad kcal/h - DT 6°C											Flecha de ar/ Tiro de Aire 20m		
	Temperatura de Evaporação / Temperatura de Evaporación (°C) - R404A											Ventiladores		
	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	Qtde Cant.	Diâmetro/ Diâmetro (mm)	Vazão de ar/ Caudal de aire (m³/h)
40134	2.543	2.714	2.855	2.974	3.078	3.208	3.359	3.437	3.536	3.682	3.827	1	400	4.280
40144	2.720	3.006	3.229	3.463	3.682	3.910	4.165	4.342	4.529	4.789	5.070	1	400	4.180
40154	3.250	3.578	3.869	4.082	4.326	4.581	4.883	5.086	5.309	5.626	5.964	1	400	4.060
40234	4.618	4.857	5.268	5.632	5.975	6.308	6.708	6.973	7.259	7.654	8.070	2	400	8.560
40244	6.105	6.588	7.004	7.306	7.660	8.039	8.486	8.767	9.079	9.537	10.026	2	400	8.360
40254	6.609	7.010	7.535	8.081	8.601	9.157	9.786	10.244	10.728	11.404	12.137	2	400	8.120
40344	8.679	9.339	10.109	10.738	11.346	11.991	12.730	13.224	13.764	14.529	15.350	3	400	12.540
40354	10.306	11.222	11.898	12.584	13.250	13.978	14.836	15.418	16.047	16.973	17.982	3	400	12.180
40444	12.303	13.229	14.102	14.602	15.257	15.964	16.801	17.264	17.805	18.606	19.432	4	400	16.720
40454	12.984	14.201	15.345	16.401	17.415	18.496	19.739	20.634	21.580	22.927	24.398	4	400	16.240
40554	15.683	16.796	18.226	19.500	20.732	22.038	23.530	24.606	25.745	27.352	29.110	5	400	19.680

Fatores de conversão dos fluidos refrigerantes : R134-A: 0,95 | R22: 0,97 | R404A: 1 | R507: 1 / Capacidades para 50Hz multiplicar por 0,9
Factores de conversión de los refrigerantes: R134-A: 0,95 | R22: 0,97 | R404A: 1 | R507: 1 / para 50Hz multiplicar por 0,9

Cada túnel de congelamento deve ter um evaporador Ciabe CMP400 (4APP) 40244 para atingir a capacidade desejada, conforme a Tabela 13.

5.4.2. Câmara fria de armazenamento

Tabela 14 – Capacidades evaporadores Ciabe (Catálogo de evaporadores Ciabe para fluido refrigerante R404A).

CMP 400 (4APP)	Capacidade / Capacidad kcal/h - DT 6°C											Flecha de ar/ Tiro de Aire 20m		
	Temperatura de Evaporação / Temperatura de Evaporación (°C) - R404A											Ventiladores		
	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	Qtde Cant.	Diâmetro/ Diâmetro (mm)	Vazão de ar/ Caudal de aire (m³/h)
40134	2.543	2.714	2.855	2.974	3.078	3.208	3.359	3.437	3.536	3.682	3.827	1	400	4.280
40144	2.720	3.006	3.229	3.463	3.682	3.910	4.165	4.342	4.529	4.789	5.070	1	400	4.180
40154	3.250	3.578	3.869	4.082	4.326	4.581	4.883	5.086	5.309	5.626	5.964	1	400	4.060
40234	4.618	4.857	5.268	5.632	5.975	6.308	6.708	6.973	7.259	7.654	8.070	2	400	8.560
40244	6.105	6.588	7.004	7.306	7.660	8.039	8.486	8.767	9.079	9.537	10.026	2	400	8.360
40254	6.609	7.010	7.535	8.081	8.601	9.157	9.786	10.244	10.728	11.404	12.137	2	400	8.120
40344	8.679	9.339	10.109	10.738	11.346	11.991	12.730	13.224	13.764	14.529	15.350	3	400	12.540
40354	10.306	11.222	11.898	12.584	13.250	13.978	14.836	15.418	16.047	16.973	17.982	3	400	12.180
40444	12.303	13.229	14.102	14.602	15.257	15.964	16.801	17.264	17.805	18.606	19.432	4	400	16.720
40454	12.984	14.201	15.345	16.401	17.415	18.496	19.739	20.634	21.580	22.927	24.398	4	400	16.240
40554	15.683	16.796	18.226	19.500	20.732	22.038	23.530	24.606	25.745	27.352	29.110	5	400	19.680

Fatores de conversão dos fluidos refrigerantes : R134-A: 0,95 | R22: 0,97 | R404A: 1 | R507: 1 / Capacidades para 50Hz multiplicar por 0,9
Factores de conversión de los refrigerantes: R134-A: 0,95 | R22: 0,97 | R404A: 1 | R507: 1 / para 50Hz multiplicar por 0,9

A câmara fria de armazenamento deve ter um evaporador Ciabe CMP 400 (4APP) 40344 para suprir a demanda necessária, conforme a Tabela 14.

6. CONCLUSÕES

Dimensionar um sistema de refrigeração é uma tarefa complexa e requer muita atenção e dedicação, sobretudo quando se diz respeito a alimentos que podem perder sua validade em um momento em que muitos passam necessidade. As normas utilizadas atualmente não englobam dados exatos para todas as cidades do nosso país, mas para isso existem os profissionais de engenharia para tomar frente desses projetos e garantir a segurança dos sistemas quanto ao cumprimento de seus objetivos, independentemente de condições adversas, quanto aos trabalhadores que vão operá-los e à otimização da vida útil de cada componente envolvido.

Algo a se ressaltar é a contribuição da parcela da carga térmica atrelada ao produto, mais de 62% para os túneis de congelamento e mais de 56% para a câmara fria de armazenamento. Este dado é importante para colocar em evidência a importância do conhecimento das propriedades do produto a se conservar, uma vez que a maior parte demanda de frio pode estar relacionada a esta variável, levando ao questionamento da capacidade do sistema em atender uma determinada demanda para diferentes produtos.

Para trabalhos futuros, pode-se dimensionar também o isolamento dos dutos de deslocamento do fluido refrigerante para linhas de maior comprimento, a cotação dos materiais envolvidos no projeto, um plano de manutenção preditiva e a viabilidade de utilização de outro fluido refrigerante ou produto, verificando assim, a possibilidade da rotatividade de produtos para um mesmo sistema de refrigeração.

7. REFERÊNCIAS

- ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 16401-1 – Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários. Parte 1: Projeto das instalações. 2008. 60 p.
- CAPITAL REFRIGERAÇÃO. GAS (F) R404A (Freon® HP62) DAC 10,890 KG CHEMOURS - FLUIDO REFRIGERANTE. **capitalrefrig**, 2021. Disponível em: <<https://capitalrefrig.com.br/site/produtos/1780-gas-f-r404a-hp62-dac-10890-kg-dupont.html>>. Acesso em: 01 jun. 2020.
- CAREL. refrigerant-circuit-components. **carel**, 2021. Disponível em: <<https://www.carel.com.br/refrigerant-circuit-components>>. Acesso em: 06 ago. 2020.
- CHECALC. calc. **checalc**, 2021. Disponível em: <<https://www.checalc.com/calc/wetBulb.html>>. Acesso em: 06 set. 2020.
- CIÊNCIAS TÉRMICAS. Tonelada de Refrigeração. **youtube**, 2021. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=OzDONFwaTC8>>. Acesso em: 05 jun. 2020.
- COSTA, Ênio Cruz da. Refrigeração. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda., 1982. 322 p.
- CREDER, Helio. Instalações de Ar Condicionado 6. Ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2004.
- DE MELO, Marcus Vinicius Silvestrin. **Projeto de uma fábrica de pescado utilizando túnel de congelamento e câmara de estocagem com o fluido refrigerante R404A**. Trabalho de Conclusão de Curso - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, p. 72. 2018.
- ELETOBRÁS CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro: [s.n.], 2005.
- GRUPO PIZZINATTO. poliisocianurato-pir. **grupopizzinatto**, 2021. Disponível em: <<https://grupopizzinatto.com.br/coberturas/poliisocianurato-pir/>>. Acesso em: 31 ago. 2020.
- INTERNATIONAL REFRIGERAÇÃO. cortinadear. **internationalrefrigeracao**, 2021. Disponível em: <<http://www.internationalrefrigeracao.com.br/cortinadear/#cai4>>. Acesso em: 13 set. 2020.
- KNIGHT, J. psychrometric. **kwangu**, 2021. Disponível em: <<https://www.kwangu.com/work/psychrometric.htm>>. Acesso em: 2021 maio 13.

MEDICALEXPO. Lâmpada germicida. **medicalexpo**, 2021. Disponível em: <<https://www.medicalexpo.com/pt/prod/ultra-viol/product-70404-425933.html>>.

Acesso em: 13 maio 2021.

MELICIO, E. °. O. pescadocongelado. **geocities**, 2021. Disponível em: <http://www.geocities.ws/rui_biologia/docs/pescadocongelado.htm>. Acesso em: 23 ago. 2020.

MINOZZO, M. G. Processamento e Conservação do Pescado. **proedu.rnp**, 2021. Disponível em:

<http://www.proedu.rnp.br/bitstream/handle/123456789/411/Processamento_e_Conservacao_do_Pescado.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Acesso em: 30 ago. 2020.

OPERAÇÕES UNITÁRIAS FURG-SAP. Entendendo a carta psicrométrica (Psychrometric chart). **youtube**, 2021. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=NHJDzYohbNI>>. Acesso em: 06 set. 2020.

REGO, Orosimbo Andrade de Almeida, slides “09 – Aplicações sobre carga térmica de refrigeração”, Material apresentado para a disciplina de Refrigeração e Ar Condicionado no curso de Engenharia Mecânica da UFU.

SANTOS, Clarice de Ávila. **Estudo da transferência de calor durante o congelamento de cortes de aves em caixas de papelão ondulado**. Tese (Mestrado em Engenharia de Alimentos) - Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 99. 2005.

SANTOS, Marco Aurélio da Silva. "Calor sensível e calor latente"; *Brasil Escola*. Disponível em: <https://brasilecola.uol.com.br/fisica/calor-sensivel-calor-latente.htm>. Acesso em 13 de maio de 2021.

SOUZA, Líria Alves de. "Mistura azeotrópica"; *Brasil Escola*. Disponível em: <https://brasilecola.uol.com.br/quimica/mistura-azeotropica.htm>. Acesso em 13 de maio de 2021.

TECNOBLOG. Como citar uma dissertação de mestrado nas normas ABNT. **tecnoblog**, 2021. Disponível em: <<https://tecnoblog.net/366655/como-citar-uma-dissertacao-de-mestrado-nas-normas-abnt/>>. Acesso em: 13 maio 2021.

TECTERMICA. documentos. **tectermica**, 2021. Disponível em: <<https://www.tectermica.com.br/documentos.html>>. Acesso em: 08 jun. 2020.

TERMKCAL. conheca-sobre-pir-pur-e-eps. **blogtermkcal**, 2021. Disponível em: <<http://blogtermkcal.com.br/conheca-sobre-pir-pur-e-eps/>>. Acesso em: 31 ago. 2020.

THE LINDE GROUP. R404A. **linde-gas**, 2021. Disponível em: <https://www.linde-gas.pt/pt/products_and_supply/refrigerants/hfc_refrigerants/r404a/index.html>. Acesso em: 01 jun. 2020.

THERMOCOLD. informacoes. **thermocold**, 2021. Disponível em: <<http://thermocold.com.br/informacoes/>>. Acesso em: 30 ago. 2020.

TONONI, J. R. Industria do Pescado. **vix.sebraees**, 2021. Disponível em: <<http://vix.sebraees.com.br/arquivos/biblioteca/Industria%20do%20Pescado.pdf>>. Acesso em: 30 ago. 2020.

TOP COOLER. paineis-isotermicos-iso-painel. **topcooler**, 2021. Disponível em: <<https://www.topcooler.com.br/paineis-isotermicos-iso-painel>>. Acesso em: 31 ago. 2020.

VISAOAGRICOLA. **esalq.usp**, 2021. Disponível em: <<https://www.esalq.usp.br/visaoagricola/sites/default/files/va11-processamento07.pdf>>. Acesso em: 30 ago. 2020.

8. ANEXOS

Os cálculos trazidos nessa seção foram efetuados no software Microsoft Excel, para facilitar e evitar erros e aproximações.

A Tabela 15 foi utilizada para selecionar as cortinas de ar a serem instaladas nos túneis de congelamento e na câmara fria de armazenamento. Selecionou-se a mesma cortina para todos os ambientes, pois facilita a praticidade com a manutenção, rotatividade e também porque a cortina escolhida apresenta um mesmo consumo (KW) tendo uma saída efetiva de ar (mm) maior que sua antecessora na tabela, tornando sua aplicação mais ampla sem alterar a carga térmica total do sistema.

Tabela 15 – Catálogo de cortinas de ar (Trabalho de Conclusão de Curso. DE MELO, Marcus Vinicius Silvestrin. 2018).

MODELO	10 m/s	POTÊNCIA (HP) (IV POLOS)	Consumo KW	VAZÃO (M3/MIN)	L (mm) SAÍDA EFETIVA DE AR	L1	L2	L3	L4	L5	L6	COMPRIM. TOTAL (mm)
CAI - IV - 600		1	0,735	91	628	628						1118
CAI - IV - 800		1,5	1,10	120	828	828						1318
CAI - IV - 1000		1,5	1,10	124	1028	1028						1518
CAI - IV - 1200		2	1,47	153	1246	628	628					1736
CAI - IV - 1400		2	1,47	182	1446	628	828					1936
CAI - IV - 1600		3,0	2,21	211	1646	828	828					2156
CAI - IV - 1800		3,0	2,21	240	1846	1028	828					2356
CAI - IV - 2000		3,0	2,21	244	2046	1028	1028					2556
CAI - IV - 2200		3,0	1,10	273	2246	1028	1028					2756
CAI - IV - 2400		4,0	2,94	302	2464	1028	828	628				2974
CAI - IV - 2600		4,0	1,47	331	2664	1028	828	828				3174
CAI - IV - 2800		5,0	3,68	360	2864	1028	1028	828				3374
CAI - IV - 3000		2,0 + 2,0	2,94	364	3064	1028	1028	1028				3604
CAI - IV - 3200		3,0 + 2,0	3,68	393	3264	1028	828	828	628			3804
CAI - IV - 3400		3,0 + 3,0	4,41	422	3464	1028	828	828	828			4004

Para todos os cálculos dessa seção, foram feitas as seguintes considerações:

Material selecionado para isolamento térmico foi o Poliestireno expandido (EPS), que de acordo com a Tabela 4 possui condutividade térmica (K_i) entre 0,025 e 0,04 kcal/(h.m.°C). Tomando-se um material de melhor qualidade e somando-se 10% em sua condutividade térmica mínima, por segurança, tem-se $K_i = 0,028$ Kcal/(h.m.°C).

Bom isolamento térmico ($\dot{Q}/A = 10$ Kcal/h.m²).

Fator de correção de temperatura $\Delta T'$ igual a 5°C. Se trata de paredes com orientação leste ou oeste e de cor escura, caso mais extremo com exceção instalações com isolamento diretamente sobre o material isolante.

Por fim, a temperatura ambiente igual à temperatura de bulbo seco máxima de Uberaba-MG segundo a NBR 16401, que é de 35,9 °C

8.1. Espessura do isolamento térmico

Utilizando a equação 1, pudemos calcular a espessura do isolante térmico:

8.1.1. Túneis de congelamento

Temperatura interna = -25°C.

$$L_i = 0,18452\text{m.}$$

8.1.2. Câmara fria de armazenamento

Temperatura interna = -20°C.

$$L_i = 0,17052\text{m.}$$

8.2. Cálculo da carga térmica

Para a carga térmica, foi considerada que a espessura do isolante térmico é a mesma descrita pela Figura 7, $L_i = 0,2\text{m}$, em todos os ambientes isolados termicamente.

8.2.1. Túneis de congelamento

Da Figura 7, tem-se que a área e o volume de cada túnel de congelamento são:

$$A = 2.(3,85.1,81) + 2.(3,85.2,3) + 2.(1,81.2,3)$$

$$A = 39,973 \text{ m}^2$$

$$V = 2,3.1,81.3,85$$

$$V = 16,02755 \text{ m}^3$$

8.2.1.1. Carga térmica das trocas de calor por condução

Foram utilizadas as equações 4 e 5 e a Figura 7 para o cálculo da parcela da carga térmica por condução.

$$U = \frac{0,0275}{0,2}$$

$$U = 0,1375 \text{ Kcal}/(\text{h.m}^2)$$

$$Q_c = 0,1375.39,973. [(35,9 + 5) - (-25)]. 24$$

$$Q_c = 8.692,9283 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.1.2. Carga térmica relativa à infiltração

Foram utilizadas as equações 6 e a Figura 7 para o cálculo da parcela da carga térmica por infiltração.

Interpolando da Tabela 7, tem-se:

$$\frac{40-16,02755}{50-40} = \frac{11-FTA}{10-11}$$

$$FTA = 13,397245 \text{ trocas/di a}$$

Interpolando da Tabela 8, sendo a umidade relativa média em Uberlândia-MG igual à 65%, tem-se:

$$\frac{35,9-35}{40-35} = \frac{\Delta H'_{60\%}-45,3}{54,4-45,3}$$

$$\Delta H'_{60\%} = 46,938$$

$$\frac{35,9-35}{40-35} = \frac{\Delta H'_{70\%}-49,5}{60-49,5}$$

$$\Delta H'_{70\%} = 51,39$$

$$\Delta H'_{65\%} = \frac{\Delta H'_{70\%} + \Delta H'_{60\%}}{2}$$

$$\Delta H'_{65\%} = \frac{46,938+51,39}{2}$$

$$\Delta H'_{65\%} = 49,164 \text{ Kcal /m}^3$$

$$Q_i = 16,02755.49,164.13,397245$$

$$Q_i = 10556,74059 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.1.3. Carga térmica do produto

Foram utilizadas as equações 7 para o cálculo da parcela da carga térmica do produto. Pode-se remover a parte da equação que se refere ao calor específico pré-congelamento, pois o produto é tido como congelado e à temperatura de -2°C ao entrar no túnel de congelamento.

D é igual a 1000 Kg por dia, pois são 2.000 Kg por dia no total, sendo metade para cada túnel de congelamento.

L é igual a 68 Kcal por Kg, que é o valor para o calor latente de congelamento para tilápia.

O calor específico pós-congelamento para tilápia é de 0,45 Kcal/(Kg.°C).

Logo,

$$Q_{pr} = 1000. \{68 + 0,45. [-2 - (-25)]\}$$

$$Q_{pr} = 78.350 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.1.4. Carga térmica das pessoas que circulam dentro da câmara fria

Foram utilizadas as equações 9 para o cálculo da parcela da carga térmica das pessoas que circulam dentro dos túneis de congelamento. Considerando que 4 funcionários são encarregados de cada túnel de congelamento e que estes desempenham suas funções internamente ao ambiente refrigerado durante 4 horas por dia de trabalho, para transporte dos pescados.

Interpolando da Tabela 9, tem-se:

$$\frac{30-24}{24-18} = \frac{q_{met} - 360}{360-330}$$

$$q_{met} = 390 \text{ Kcal /}(h. pessoa)$$

$$Q_p = 4.4.390$$

$$Q_p = 6240 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.1.5. Carga térmica da iluminação interna

Foram utilizadas as equações 10 e 11 para o cálculo da parcela da carga térmica da iluminação artificial. Considerando o emprego de lâmpadas germicidas de potência igual a $2W/m^2$ e 6 horas de trabalho por dia.

Logo,

$$Q_{il} = 0,86.2.39,973.6 \quad 2.39,973.6$$

$$Q_{it} = 412,52136 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.1.6. Carga térmica dos equipamentos

Foram utilizadas a equação 12 e a Tabela 15 para o cálculo da parcela da carga térmica dos equipamentos. Considerando a potência do motor de cada esteira transportadora espiral igual a 2CV, que é aproximadamente 1471W, e o tempo de funcionamento diário de 8 horas para a esteira e 4 horas para a cortina de ar.

Para a esteira transportadora, tem-se:

$$Q_{eq1} = 1471.1.0,86.8$$

$$Q_{eq1} = 10120,48 \text{ Kcal /di a}$$

Para a cortina de ar, tem-se:

$$Q_{eq2} = 1100.1.0,86.4$$

$$Q_{eq2} = 3784 \text{ Kcal /di a}$$

O total da carga térmica referente aos equipamentos é:

$$Q_{eq} = Q_{eq1} + Q_{eq2}$$

$$Q_{eq} = 10120,48 + 3784$$

$$Q_{eq} = 13904,48 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.1.7. Carga térmica dos motores dos ventiladores

Foram utilizadas as equações 13 e 14 e a Tabela 10 para definir a potência dos ventiladores dos evaporadores, seus rendimentos e calcular a carga térmica devida aos mesmos.

Começando pelo cálculo da carga térmica parcial:

$$QT_p = 8.692,9283 + 10.556,74059 + 78.350 + 412,52136 + 6.240 + 13.904,48$$

$$QT_p = 118.156,6703 \text{ Kcal /di a}$$

$$QT_p = 4.923,1946 \text{ Kcal /h}$$

Para estimar a potência dos ventiladores, é necessário expressar a carga térmica parcial em toneladas de refrigeração (TR), que é medida em Kcal/h. Uma TR equivale a 3.023,95 Kcal/h, sendo assim:

$$QT_p = \frac{4.923,1946}{3.023,95}$$

$$QT_p = 1,6281 \text{ TR}$$

$$P_m = 0,5 \cdot 1,6281$$

$$P_m = 0,8140 \text{ CV}$$

Como não existem motores com essa potência, o ideal é fazer um arredondamento superdimensionado. Optamos pela potência de 1CV, trabalhando 8 horas por dia.

$$Q_{mv} = \frac{1.632,8}{0,7}$$

$$Q_{mv} = 7222,857143 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.1.8. Carga térmica total para cada túnel de congelamento

A carga térmica total para cada túnel de congelamento é o somatório de todas as cargas térmicas anteriores, portanto:

$$QT = 8.692,9283 + 10.556,74059 + 78.350 + 412,52136 + 6.240 + \\ +13.904,48 + 7.222,857143$$

$$QT = 125.379,53 \text{ Kcal /di a}$$

$$QT = 5.224,15 \text{ Kcal /h}$$

8.2.2. Câmara fria de armazenamento

Da Figura 7, tem-se que a área e o volume de cada túnel de congelamento são:

$$A = 2.(5,75.3) + 2.(5,75.4,6) + 2.(4,6.3)$$

$$A = 115 \text{ m}^2$$

$$V = 3.4,6.5,75$$

$$V = 79,35\text{m}^3$$

8.2.2.1. Carga térmica das trocas de calor por condução

Foram utilizadas as equações 4 e 5 e a Figura 7 para o cálculo da parcela da carga térmica por condução.

$$U = \frac{0,0275}{0,2}$$

$$U = 0,1375 \text{ Kcal/(h.m}^2\text{)}$$

$$Q_c = 0,1375.115. [(35,9 + 5) - (-20)]. 24$$

$$Q_c = 23.111,55 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.2.2. Carga térmica relativa à infiltração

Foram utilizadas as equações 6 e a Figura 7 para o cálculo da parcela da carga térmica por infiltração.

Interpolando da Tabela 7, tem-se:

$$\frac{80-79,35}{80-60} = \frac{8-FTA}{8-9}$$

$$FTA = 8,0325 \text{ trocas/di a}$$

Interpolando da Tabela 8, sendo a umidade relativa média em Uberlândia-MG igual à 65%, tem-se:

$$\frac{35,9-35}{40-35} = \frac{\Delta H'_{60\%}-41,1}{50,1-41,1}$$

$$\Delta H'_{60\%} = 42,72$$

$$\frac{35,9-35}{40-35} = \frac{\Delta H'_{70\%}-45,4}{55,7-45,4}$$

$$\Delta H'_{70\%} = 47,254$$

$$\Delta H'_{65\%} = \frac{\Delta H'_{70\%} + \Delta H'_{60\%}}{2}$$

$$\Delta H'_{65\%} = \frac{42,72+47,254}{2}$$

$$\Delta H'_{65\%} = 44,987 \text{ Kcal /m}^3$$

$$Q_i = 79,35.44,987.8,0325$$

$$Q_i = 28.673,76345 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.2.3. Carga térmica do produto

Foram utilizadas as equações 7 para o cálculo da parcela da carga térmica do produto. Pode-se remover a parte da equação que se refere ao calor específico pré-congelamento, pois o produto é tido como congelado e à temperatura de -20°C ao entrar no túnel de congelamento.

D é igual a 2.000 Kg por dia.

L é igual a 68 Kcal por Kg, que é o valor para o calor latente de congelamento para tilápia.

O calor específico pós-congelamento para tilápia é de 0,45 Kcal/(Kg.°C).

Logo,

$$Q_{pr} = 2000. \{68 + 0,45. [-20 - (-20)]\}$$

$$Q_{pr} = 136.000 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.2.4. Carga térmica das embalagens

Foram utilizadas a equação 8 e a Tabela 16 para calcular a parcela da carga térmica devido às embalagens de papelão. Considerando a temperatura inicial do papelão igual à 25°C, a massa de cada embalagem igual a 2 Kg e sua capacidade como sendo 28 Kg de pescado congelado.

Para rotatividade de 2000 Kg/dia da câmara fria de armazenamento, tem-se que a quantidade de embalagens (QTD_e) deve ser igual a:

$$QTD_e = \frac{2000}{28}$$

$$QTD_e = 71,43 \text{ embalagens/di a}$$

Tabela 16 – Calor específico de alguns materiais (Trabalho de Conclusão de Curso. DE MELO, Marcus Vinicius Silvestrin. 2018).

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

Ou seja, por dia 72 novas caixas de papelão serão inseridas na câmara fria de estocagem. A massa (m) devida as embalagens a ser adicionada deve ser então:

$$m = 72.2$$

$$m = 144 \text{ Kg}$$

Logo,

$$Q_e = 144.0,35. [25 - (-20)]$$

$$Q_e = 2.268 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.2.5. Carga térmica das pessoas que circulam dentro da câmara fria

Foram utilizadas as equações 9 para o cálculo da parcela da carga térmica das pessoas que circulam dentro dos túneis de congelamento. Considerando que todos os 8 funcionários são encarregados pela câmara fria de armazenamento e que estes

desempenham suas funções internamente ao ambiente refrigerado durante 6 horas por dia de trabalho, para transporte dos pescados.

Interpolando da Tabela 9, tem-se:

$$\frac{24-20}{24-18} = \frac{360-q_{met}}{360-330}$$

$$q_{met} = 340 \text{ Kcal / (h.pessoa)}$$

$$Q_p = 8.6.340$$

$$Q_p = 16.320 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.2.6. Carga térmica da iluminação interna à câmara fria

Foram utilizadas as equações 10 e 11 para o cálculo da parcela da carga térmica da iluminação artificial. Considerando o emprego de lâmpadas germicidas de potência igual a 2W/m² e 8 horas de trabalho por dia.

Logo,

$$Q_{il} = 0,86.2.115.8$$

$$Q_{il} = 1.582,4 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.2.7. Carga térmica dos equipamentos

Foram utilizadas a equação 12 e a Tabela 15 para o cálculo da parcela da carga térmica dos equipamentos. Considerando o funcionamento da cortina de ar igual a 8 horas por dia.

Para a cortina de ar, tem-se:

$$Q_{eq} = 1100.1.0,86.8$$

$$Q_{eq} = 7.568 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.2.8. Carga térmica dos motores dos ventiladores

Foram utilizadas as equações 13 e 14 e a Tabela 10 para definir a potência dos ventiladores dos evaporadores, seus rendimentos e calcular a carga térmica devida aos mesmos.

Começando pelo cálculo da carga térmica parcial:

$$QT_P = 23.111,55 + 28.673,76345 + 136.000 + 2.268 + 1.582,4 + 16.320 + 7.568$$

$$QT_P = 215.523,7134 \text{ Kcal /di a}$$

$$QT_P = 8.980,1547 \text{ Kcal /h}$$

Para estimar a potência dos ventiladores, é necessário expressar a carga térmica parcial em toneladas de refrigeração (TR), que é medida em Kcal/h. Uma TR equivale a 3023,95 Kcal/h, sendo assim:

$$QT_P = \frac{8.980,1547}{3023,95}$$

$$QT_P = 2,969676988 \text{ TR}$$

$$P_m = 0,5.2,969676988$$

$$P_m = 1,484838494 \text{ CV}$$

Como não existem motores com essa potência, o ideal é fazer um arredondamento superdimensionado. Optamos pela potência de 1,5CV, trabalhando 22 horas por dia, para suprir a demanda de qualquer modalidade de degelo, de acordo com a Tabela 17

Tabela 17 – Tempo de operação usual para compressores frigoríficos (Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005).

TIPO DE DEGELÓ DOS EVAPORADORES	TEMPO DE OPERAÇÃO DOS COMPRESSORES
Natural ($T_{CAM} > +1 \text{ }^\circ\text{C}$)	16 a 18 h/dia
Circulação de Ar e Aspersão de Água ($T_{CAM} > +1 \text{ }^\circ\text{C}$)	18 a 20 h/dia
Elétrico	até 20 h/dia
Por Gás Quente	20 a 22 h/dia

$$Q_{mv} = \frac{1,5.632.22}{0,78}$$

$$Q_{mv} = 26.738,46154 \text{ Kcal /di a}$$

8.2.2.9. Carga térmica total para a câmara fria de armazenamento

A carga térmica total para cada túnel de congelamento é o somatório de todas as cargas térmicas anteriores, portanto:

$$QT = 23.111,55 + 28.673,76345 + 136.000 + 2.268 + 1.582,4 + 16.320 + 7.568 + 26.738,46154$$

$$QT = 242.262,17 \text{ Kcal /di a}$$

$$QT = 10.094,26 \text{ Kcal /h}$$