

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS

IGOR MARASCHIN PIMENTEL

**ESTUDO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE ULTRABAIXA
TEMPERATURA NO TRANSPORTE DE VACINAS UTILIZANDO FLUIDOS
REFRIGERANTES NATURAIS**

CAXIAS DO SUL

2022

IGOR MARASCHIN PIMENTEL

**ESTUDO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE ULTRABAIXA
TEMPERATURA NO TRANSPORTE DE VACINAS UTILIZANDO FLUIDOS
REFRIGERANTES NATURAIS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
como requisito parcial para a conclusão do
curso de Engenharia Mecânica na Universidade
de Caxias do Sul. Área de Concentração:
Ciências Térmicas

Orientador Prof. Me. Sérgio Machado de
Godoy

CAXIAS DO SUL

2022

IGOR MARASCHIN PIMENTEL

**ESTUDO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE ULTRABAIXA
TEMPERATURA NO TRANSPORTE DE VACINAS UTILIZANDO FLUIDOS
REFRIGERANTES NATURAIS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
como requisito parcial para a conclusão do
curso de Engenharia Mecânica na Universidade
de Caxias do Sul. Área de Concentração:
Ciências Térmicas

Aprovado em 13/12/2022

Banca Examinadora:

Prof. Me. Sérgio Machado de Godoy
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Me. William Galiotto
Universidade de Caxias do Sul – UCS

RESUMO

Ao final do ano de 2019 ocorreu uma pandemia em nível global, ocasionada pela disseminação do vírus SARS-CoV-2. Tendo em vista a campanha mundial de imunização contra o COVID-19, a cadeia de frio passou a ter destaque ainda maior na logística internacional. Com o intuito de aperfeiçoar as tecnologias do processo de transporte em grande escala, sistemas de refrigeração em cascata são uma alternativa para *containers* que necessitam realizar transporte de vacinas em ultrabaixa temperatura ($-70\text{ }^{\circ}\text{C}$). Tendo em vista as políticas internacionais visando a utilização de fluidos refrigerantes ecologicamente corretos, a proposta deste trabalho foi dimensionar um sistema de refrigeração em cascata para ultrabaixa temperatura utilizando fluidos refrigerantes naturais. Para isso, foram realizadas modelagens termodinâmicas utilizando o *software* EES (*Engineering Equation Solver*) através dos balanços de massa e energia do sistema proposto, além de dimensionar os componentes propondo também um sistema próximo ao real. Utilizando estes dois sistemas, foram realizadas comparações entre quatro pares de fluidos, sendo eles R170/R1270, R170/R290, R1150/R1270 e R1150/R290. Os resultados apresentaram que entre as simulações termodinâmicas, a configuração que apresentou melhor COP foi o par fluido R170/R1270, com valor de 0,6857. Para o sistema dimensionado, o par fluido R1150/R1270 foi o que apresentou melhor COP, com valor de 0,6543.

Palavras-chave: Vacinas. Sistema de refrigeração em cascata. Ultrabaixa temperatura. Cadeia de frio. Refrigerantes naturais. *Container*. Modelagem termodinâmica.

ABSTRACT

At the end of 2019 a global pandemic occurred, caused by the spread of the SARS-CoV-2 virus. In view of the global immunization campaign against COVID-19, the cold chain has become even more prominent in international logistics. In order to improve the technologies of the large-scale transport process, cascade refrigeration systems are an alternative for containers that transport vaccines in ultra-low temperature ($-70\text{ }^{\circ}\text{C}$). As the proposed international policies seek for the use of ecologically correct refrigerants, the aim is to design a cascade refrigeration system for ultra-low temperature using natural refrigerants. For this, thermodynamic modeling was elaborated using the EES (Engineering Equation Solver) software through the mass and energy balances of the proposed system, furthermore the components were dimensioned, proposing a system similar to the real one. Using these two systems, comparisons were made between four pairs of fluids, namely R170/R1270, R170/R290, R1150/R1270 and R1150/R290. The results showed that among the thermodynamic simulations, the configuration that presented the best COP was the fluid pair R170/R1270, with a value of 0,6857. For the dimensioned system, the R1150/R1270 fluid pair presented the best COP, with a value of 0,6543.

Keywords: Vaccines. Cascade refrigeration system. Ultralow-temperature. Cold chain. Natural refrigerants. Container. Thermodynamic modeling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Transferência de calor unidimensional por condução em uma parede plana	20
Figura 2 - Representação da camada limite na transferência de calor por convecção	21
Figura 3 - Ciclo de Refrigeração de Carnot.....	22
Figura 4 - Diagrama P-h de um ciclo padrão de compressão a vapor	23
Figura 5 - Ciclo teórico de compressão simples estágio para refrigeração	23
Figura 6 – Modelo de ciclo de refrigeração em cascata	25
Figura 7 - Arranjos básicos que necessitam diferença de temperatura média logarítmica.....	31
Figura 8 - Logística da cadeia de frio para distribuição efetiva de vacinas.....	34
Figura 9 - Processo de dimensionamento do sistema	36
Figura 10 - Representação de um container frigorífico	38
Figura 11 - Representação das partições internas do container	39
Figura 12 - Representação de container refrigerado com estrutura metálica para suporte de dispositivos de refrigeração passivos	43
Figura 13 - Disposição das estruturas metálicas no container	44
Figura 14 - Detalhe da geometria utilizada no dimensionamento do evaporador	48
Figura 15 - Detalhe da geometria utilizada no dimensionamento do condensador.....	50
Figura 16 - Parâmetros geométricos de uma placa Chevron	51
Figura 17 - Dimensões do volume refrigerado e área da unidade de refrigeração	56
Figura 18 - Dimensões dos evaporadores selecionados	63
Figura 19 - Dimensões dos condensadores selecionados	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Períodos de armazenamento recomendados para vacinas do COVID-19.....	33
Tabela 2 - Faixas de operação e tipos de armazenamentos de vacinas para COVID-19	33
Tabela 3 - Coeficientes de condutividade térmica de materiais isolantes	40
Tabela 4 - Faixa de valores típicos do coeficiente convectivo h para ar e água.....	40
Tabela 5 - Parâmetros de entrada para equacionamento no software EES	45
Tabela 6 – Equações de conservação de massa e energia para cada componente do sistema..	45
Tabela 7 - Propriedades dos fluidos refrigerantes selecionados.....	46
Tabela 8 - Diferenciais de temperatura para dimensionamento dos evaporadores	48
Tabela 9 - Diferenciais de temperatura para dimensionamento dos condensadores	49
Tabela 10 – Comparação dos resultados de simulação no software BITZER com método utilizado no software EES para levantamento de parâmetros geométricos do compressor	53
Tabela 11 – Informações do fluxo de calor através dos painéis de isolamento.....	55
Tabela 12 - Informações de renovação de ar do volume refrigerado	56
Tabela 13 - Informações da equalização térmica do volume refrigerado.....	58
Tabela 14 - Potência térmica total necessária para o sistema.....	59
Tabela 15 - Parâmetros de entrada para validação do modelamento	59
Tabela 16 - Comparação de simulações para um sistema em cascata com R290/R1150	60
Tabela 17 - Comparação de simulações para um sistema em cascata com R290/R170	60
Tabela 18 - Comparações dos resultados analisados na validação do modelamento	61
Tabela 19 - Resultados obtidos para dimensionamento dos evaporadores	62
Tabela 20 - Resultados do dimensionamento do trocador de calor a placas em cascata.....	63
Tabela 21 - Resultados obtidos para condensadores do ciclo de alta temperatura.....	64
Tabela 22 - Resultados obtidos para os compressores do ciclo de baixa temperatura através de simulação no software EES	65
Tabela 23 - Resultados dos compressores BITZER do ciclo de alta temperatura.....	65
Tabela 24 - COP obtido através da simulação no ESS.....	66
Tabela 25 - COP obtido para o sistema dimensionado.....	67
Tabela 26 - Variação dos valores de COP obtidos	67

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área (m ²)
a	Altura (m)
b	Tempo de abertura de porta (s)
c	Tempo de porta totalmente aberta (s)
cp	Calor específico [J/ (kg · °C)]
d	Tempo de fechamento da porta (s)
D_f	Fator de fluxo de ar pela porta (–)
DR	Taxa de deslocamento volumétrico de um compressor (m ³ /s)
e	Espessura (m)
E	Energia (kJ)
g	Aceleração gravitacional (m/s ²)
h	Entalpia (kJ/kg)
h	Coeficiente convectivo [W/(m ² · °C)]
I	Índice de qualidade do isolamento da porta (–)
k	Condutividade térmica [W/(m · °C)]
l	Largura (m)
n	Número de abertura de portas (–)
Nu	Número de Nusselt (–)
Re	Número de Reynolds (–)
ρ	Densidade (kg/m ³)
q''	Fluxo de calor por unidade de área (W/m ²)
Q	Calor (kJ)
$\dot{Q}$	Potência térmica (kW)
T	Temperatura (°C)
t	Tempo (s)
μ	Coeficiente de atrito (N)
U	Coeficiente global de transferência de calor [W/ (m ² · °C)]
Δ	Diferencial (–)
vel	Velocidade (m/s)
$\dot{m}$	Vazão mássica (kg/s)
$\dot{V}$	Vazão volumétrica (m ³ /s)

$\dot{V}_{AT}$	Vazão volumétrica de infiltração de ar com as portas fechadas (m ³ /s)
$\dot{V}_{AT}$	Vazão volumétrica de infiltração de ar devido fluxo de empilhadeiras (m ³ /s)
v	Volume específico (m ³ /kg)
$\dot{W}$	Potência (kW)
z	Carga potencial (m)

LISTA DE SUBSCRITOS

<i>amb</i>	Ambiente
<i>cas</i>	Cascata
<i>cond</i>	Condensador
<i>ent</i>	Entrada
<i>evap</i>	Evaporador
<i>en</i>	Espaço nocivo
<i>ext</i>	Externo
ε	Fração do espaço nocivo
<i>sai</i>	Saída
<i>U</i>	Interna
<i>C</i>	Cinética
<i>P</i>	Potencial de elevação
∞	Corrente livre
<i>m</i>	Média
<i>ml</i>	Média logarítmica
<i>sup</i>	Superfície
<i>q</i>	Lado do fluido quente
<i>f</i>	Lado do fluido frio
<i>i</i>	Infiltração
<i>int</i>	Interno
<i>iso</i>	Isoentrópico
<i>r</i>	Refrigerado
<i>tot</i>	Total
<i>VC</i>	Volume de controle
<i>v</i>	Volumétrico

LISTA DE SIGLAS

OMS	Organização Mundial da Saúde
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
CFC	Clorofluorcarbono
CDC	<i>Centers for Disease Control and Prevention</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
COP	Coeficiente de desempenho (do inglês <i>Coefficient of Performance</i>)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO E JUSTIFICATIVA.....	15
1.2	OBJETIVOS	15
1.2.1	Geral.....	15
1.2.2	Específicos	15
2	REFERENCIAL TEÓRICO	16
2.1	TRABALHOS REALIZADOS NA ÁREA.....	16
2.2	PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA.....	18
2.3	FUNDAMENTO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	19
2.3.1	Condução	19
2.3.2	Convecção	20
2.4	CICLO DE CARNOT.....	21
2.5	CICLO PADRÃO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR.....	22
2.6	SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA.....	24
2.7	FAIXAS DE TEMPERATURA	26
2.8	COEFICIENTE DE DESEMPENHO	26
2.9	FLUIDOS REFRIGERANTES	27
2.10	COMPRESSORES	29
2.11	TROCADORES DE CALOR.....	30
2.11.1	Evaporador.....	30
2.11.2	Capacidade de evaporadores	30
2.11.3	Condensadores	31
2.11.4	Dimensionamento de Condensadores	32
2.12	DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	32
2.13	TRANSPORTE E ARMAZENAMENTO DE VACINAS	32
2.13.1	Temperatura de armazenamento vacinas	32
2.13.2	Cadeia de frio	33
3	MATERIAIS E MÉTODOS	36
3.1	ETAPAS DO TRABALHO.....	36
3.2	OBTENÇÃO DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO.....	36
3.2.1	Caracterização das condições de trabalho	36

3.2.2	Determinação da carga térmica	37
3.2.2.1	FLUXO DE CALOR ATRAVÉS DOS PAINÉIS DE ISOLAMENTO	39
3.2.2.2	FLUXO DE CALOR PELAS RENOVAÇÕES DE AR	41
3.2.2.3	EQUALIZAÇÃO TÉRMICA DO VOLUME REFRIGERADO.....	42
3.3	ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA / SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA	44
3.3.1	Minimização da potência de compressão	46
3.3.2	Seleção de fluidos refrigerantes	46
3.3.3	Dimensionamento dos trocadores de calor.....	47
3.3.4	Dimensionamento dos compressores.....	52
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	55
4.1	DIMENSIONAMENTO DO ISOLAMENTO	55
4.2	RENOVAÇÃO DE AR	56
4.3	EQUALIZAÇÃO TÉRMICA VOLUME REFRIGERADO.....	57
4.4	CARGA TÉRMICA TOTAL	58
4.5	SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA	59
4.5.1	Validação da simulação.....	59
4.6	CARACTERIZAÇÃO DE ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO	61
4.6.1	Seleção de fluidos refrigerantes	61
4.6.2	Dimensionamento dos trocadores de calor.....	62
4.6.2.1	EVAPORADOR SISTEMA DE BAIXA TEMPERATURA	62
4.6.2.2	TROCADOR DE CALOR EM CASCATA.....	63
4.6.2.3	CONDENSADOR SISTEMA DE ALTA TEMPERATURA	64
4.6.3	Dimensionamento dos compressores.....	65
4.6.4	Obtenção do coeficiente de desempenho.....	66
5	CONCLUSÃO.....	68
5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	68
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	69
	APÊNDICE A - RESULTADOS OBTIDOS: SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA	72
	APÊNDICE B - RESULTADOS OBTIDOS: TROCADOR DE CALOR A PLACAS ...	74
	ANEXO A – CONDIÇÕES METEOROLÓGICAS.....	75
	ANEXO B - FICHAS TÉCNICAS: EVAPORADORES.....	76
	ANEXO C - FICHAS TÉCNICAS: CONDENSADORES.....	79

ANEXO D – FICHAS TÉCNICAS: COMPRESSORES BITZER	84
---	-----------

1 INTRODUÇÃO

Em meados de 1960, a disseminação global de imunizantes era insuficiente para atender a demanda de medicamentos. Nesse período, a varíola (uma doença contagiosa, caracterizada principalmente por irritações, desfigurações na pele e muitas vezes mortal), dado o grande número de casos tornou-se um problema alarmante para a Organização Mundial da Saúde (OMS). Com o desenvolvimento da imunização dessa enfermidade, em 1966 a OMS iniciou uma campanha mundial para erradicar a varíola (LLOYD; CHEYNE, 2017).

Segundo Lloyd e Cheyne (2017), devido a gravidade da enfermidade, era de suma importância garantir a agilidade na distribuição e a integridade das vacinas. Desta forma, a eficiência do transporte necessitava de um sistema de refrigeração, recursos humanos capacitados, monitoramento das condições de armazenamento além da rastreabilidade dos lotes de medicamentos para que fosse possível atender a população em escala global. Através desta campanha, responsável pela origem do conceito de cadeia de frio, foi possível erradicar a varíola em duas décadas.

A cadeia de frio é um processo logístico que garante uma faixa de temperatura específica desde a fase de produção até a entrega de um produto ao consumidor final. A partir deste episódio sanitário, a OMS vem auxiliando os países a desenvolver tecnologias, sistemas e guias relacionados às cadeias de frio, de maneira a integrar a distribuição de suprimentos de vacinas e outros suprimentos de saúde pública, além de atuar na melhoria contínua da eficiência da cadeia de frio (LLOYD; CHEYNE, 2017).

Desde o final do ano de 2019 ocorre uma pandemia em nível global, ocasionada pela disseminação do vírus SARS-CoV-2. De acordo com o Ministério da Saúde (2017), à medida que ocorre o avanço de uma pandemia, a necessidade de equipamentos refrigerados para transporte de vacinas e insumos farmacêuticos torna-se uma prioridade devido a um aumento significativo na sua demanda habitual. Com as cadeias de suprimentos operando com grandes níveis de procura, faz-se necessário equipamentos adequados, confiáveis e eficientes em todas as instâncias de armazenamento, capazes de serem transportados e operar sob quaisquer condições climáticas, atendendo todas as regiões do globo.

Conforme o estudo de Crosewski, Larocca e Chaves (2018), os imunobiológicos sofrem deterioração quando expostos a condições inadequadas de conservação por variações de temperatura, luminosidade e umidade, comprometendo assim sua eficácia. Visando a conservação adequada, utiliza-se o sistema logístico da cadeia de frio para recebimento, armazenamento, conservação, manipulação, distribuição e transporte dos imunizantes.

Tendo em vista a campanha mundial de imunização contra o COVID-19, a cadeia de frio passou a ter destaque ainda maior na logística internacional. Alguns fabricantes destes imunobiológicos solicitam conservação das vacinas entre 2 °C e 8 °C, podendo estes serem armazenados em equipamentos de transporte refrigerados convencionais. No entanto, outros fabricantes exigem conservação dos insumos entre -60 °C e -80 °C, sendo necessário a utilização de refrigeradores operando em uma faixa de temperatura denominada ultrabaixa (UNICEF, 2022).

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E JUSTIFICATIVA

É de conhecimento geral que o combate a disseminação do vírus SARS-CoV-2 necessitou de uma cadeia de frio eficiente para garantir a entrega dos imunizantes para a COVID 19, doença infecciosa ocasionada pelo vírus SARS-CoV-2. Durante esse processo logístico, a faixa de operação crítica para o sistema de refrigeração é entre -60 °C e -80 °C. Essa faixa de temperatura exige maior controle sobre as variáveis do sistema frigorífico, para garantir confiabilidade na conservação das vacinas.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Geral

O objetivo deste trabalho é projetar um sistema de refrigeração utilizando fluidos refrigerantes naturais para atuar em um *container* de transporte de vacinas, mantendo a temperatura interna em -70 °C.

1.2.2 Específicos

Em complemento ao objetivo geral, os objetivos específicos definidos foram:

- a) caracterizar sistemas existentes para a aplicação;
- b) dimensionar o sistema de refrigeração;
- c) simular o sistema teórico, validando com similares;
- d) determinar fluidos ideais para a aplicação;

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 TRABALHOS REALIZADOS NA ÁREA

O intuito desta seção é realizar um

O intuito desta seção é realizar um levantamento do estado atual dos trabalhos científicos produzidos em áreas de pesquisa afins da aplicação de sistemas de refrigeração em cascata para aplicações em ultrabaixa temperatura, objeto de estudo do presente trabalho. Através destas referências é possível compreender as ferramentas disponíveis e as linhas de pesquisa realizadas neste segmento da refrigeração.

O estudo de Alhamid, Syaka e Nasruddin (2010) traz uma análise termodinâmica e exergética de um sistema de refrigeração em cascata com a utilização de R744 e uma mistura de R170 com R290 para aplicação biomédica de armazenamento à ultrabaixa temperatura. O modelamento realizado nesse estudo teve suas propriedades termofísicas obtidas através do REFPROP 8 e calculadas em um sistema de análise desenvolvido em linguagem FORTRAN. O intuito do trabalho era obter o máximo coeficiente de desempenho (COP, do inglês *Coefficient of Performance*) para a aplicação do sistema em estudo com a utilização de R744, fluido que retomou ampla utilização devido ao seu baixo impacto ambiental e baixo valor de ODP (*Ozone Depletion Potencial*). Os parâmetros utilizados na simulação consideravam temperatura de evaporação do ciclo de baixa temperatura variando entre $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a temperatura de evaporação do ciclo de alta temperatura variando entre $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-42\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os resultados de Alhamid, Syaka e Nasruddin (2010) demonstraram que para o sistema e condição operacional analisada foi possível obter expressões para COP máximo e temperaturas de evaporação adequadas no ciclo R290 com uma relação de vazão mássica ideal em termos de temperatura de evaporação, temperatura de condensação e diferenças de temperatura no trocador de calor em cascata do sistema. Foi também verificado que um aumento na temperatura de evaporação do ciclo de baixa temperatura ocasiona um aumento no COP do sistema e reduz a vazão mássica, assim como o aumento da diferença de temperaturas no condensador em cascata reduz tanto o COP como a vazão mássica. De tal forma o aumento na temperatura de condensação resulta em uma diminuição do COP e aumento da vazão mássica de refrigerante.

Rangel e Almeida (2021) estudaram um sistema de refrigeração em cascata, utilizando fluidos naturais. O modelamento termodinâmico do ciclo de refrigeração foi desenvolvido utilizando o *software* EES e os resultados obtidos foram utilizados para comparar a eficiência do ciclo pelas combinações entre Propano e Etileno, Propano e Etano e R404a e R508b. O

intuito do estudo foi demonstrar que fluidos hidrocarbonetos possuem melhor desempenho do que fluidos sintéticos em aplicações a ultrabaixa temperatura pela análise exergética, apresentando alternativas as opções de fluidos com elevados índices de GWP (*Global Warming Potencial*) frequentemente utilizados para tal aplicação. Os parâmetros utilizados na simulação consideravam a temperatura de evaporação do ciclo de baixa temperatura à $-92\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a temperatura de evaporação do ciclo de alta temperatura a $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os resultados de Rangel e Almeida (2021) mostram que fluidos hidrocarbonetos apresentam um consumo de energia 7% a 12% menor para obtenção do mesmo efeito refrigerante e apresentam irreversibilidades 12% a 15% menores.

A proposta de Zhu et al. (2021) foi realizar a análise de um ciclo de refrigeração em cascata, variando a temperatura de evaporação. O objetivo do estudo era suprir uma demanda de mercado, desenvolvendo um sistema capaz de atingir deferentes faixas de operação com o mesmo circuito. Este sistema considera a utilização do fluido R717 no ciclo de alta temperatura e dois circuitos operando em baixa temperatura, um com fluido R744 e outro com R1270. Os coeficientes de performance do sistema foram analisados através da comparação com sistemas de refrigeração em cascata de múltiplas temperaturas existentes. Os resultados de Zhu et al. (2021) demonstram que o sistema desenvolvido apresenta COP 25% e 10% maior em relação a sistemas de refrigeração em cascata com circuito combinado de baixa temperatura a sistemas de refrigeração em cascata com circuito combinado de alta temperatura, respectivamente. A eficiência exergética apresentada foi de 19% e 5% maior em comparação a estes dois sistemas, respectivamente.

Chen et al. (2022) realizaram uma análise energética e exergética em um sistema de refrigeração em cascata com subresfriamento no ciclo de baixa temperatura. O objetivo foi dimensionar um sistema auxiliar de refrigeração no circuito de alta temperatura para aumentar o nível de subresfriamento no ciclo de baixa temperatura, a fim de obter maior COP em relação ao sistema em cascata convencional. O sistema foi desenvolvido com o fluido R717 no ciclo de alta temperatura e o circuito de baixa temperatura com o fluido R744, tendo o sistema auxiliar ao ciclo de alta temperatura trabalhando com R717. A simulação do sistema ocorreu através do modelamento do circuito em Matlab, utilizando propriedades termo físicas obtidas no NIST REFPROP9.1. Os dados obtidos por Chen et al. (2022) mostram que para o sistema proposto, considerando uma temperatura de evaporação de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a temperatura de condensação a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, o COP máximo foi de 4,66% maior em comparação com o sistema em cascata convencional. Quando realizando a comparação entre uma temperatura de evaporação com $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, a diferença entre o COP dos sistemas possui uma pequena diminuição, passando para

4,50% com o aumento da temperatura de evaporação. O máximo COP foi de 4,58% maior do que os sistemas cascata convencionais quando considerando o subresfriamento de 10 °C para a mesma condição. A máxima eficiência exergética obtida foi de 0,391, aumentando em 4,40% na comparação entre os sistemas analisados. Com o aumento do subresfriamento nesse sistema, tanto o COP quanto a temperatura ideal de condensação no ciclo de baixa temperatura aumentam. Quando a temperatura de evaporação do sistema é alterada, tanto o COP quanto a eficiência exergética diminuem ligeiramente e verifica-se que o desempenho é melhor quando a temperatura de evaporação é menor, uma vez que a temperatura de condensação é mantida constante.

Dentre os trabalhos realizados na área, nota-se unanimidade na utilização de fluidos refrigerantes com baixos índices de ODP e GWP. O intuito das pesquisas busca otimizar a eficiência dos sistemas de ultrabaixa temperatura, com diferentes fluidos refrigerantes. Apesar de todos os trabalhos analisados utilizarem fluidos naturais como refrigerantes no sistema em cascata, juntamente com outros fluidos, nota-se uma tendência da utilização de fluidos refrigerantes naturais nos sistemas. Através desta análise percebe-se a necessidade de aprofundar as pesquisas na utilização de fluidos naturais nos circuitos de baixa e alta temperatura de um sistema em cascata, realizando comparações entre as diferentes combinações de fluidos. Além de analisar diferentes fluidos refrigerantes, o dimensionamento do sistema não foi contemplado na literatura observada, sendo este dimensionamento, através da seleção dos equipamentos adequados a este tipo de aplicação, outro diferencial neste trabalho.

2.2 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

De acordo com Sonntag e Borgnakke (2013), a Primeira Lei da Termodinâmica é comumente denominada de Lei da Conservação de Energia. Quando em um ciclo percorrido por um sistema, as observações conduzem para verificar que as quantidades de trabalho e calor são proporcionais, podendo esta relação ser equacionada sob a forma da Equação 1, a expressão básica desta lei.

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (1)$$

Entretanto, também é necessário considerar a Primeira Lei da Termodinâmica para um sistema que passa por um processo com mudança de fase. Levando em consideração um

processo arbitrário com mudança de estado de 1 para 2, nota-se que a diferença entre o calor transferido e o trabalho depende somente dos estados inicial e final, independente do caminho percorrido. Essa propriedade é a energia do sistema, podendo ser escrita conforme a Equação 2 (SONNTAG; BORGNAKKE, 2013)

$$\delta Q - \delta W = dE \quad (2)$$

O significado da propriedade E é representar toda a energia de um sistema em um determinado estado. Em estudos termodinâmicos é conveniente analisar de maneira isolada as energias cinética, potencial e interna, conforme Equação 3 (ÇENGEL; BOLES, 2011).

$$E = E_U + E_C + E_P \quad (3)$$

Um volume de controle geral pode apresentar diferentes razões dos balanços de entrada ou saída. Assim, o somatório dos termos da taxa de escoamento de massa é necessário. A forma simplificada da primeira lei para regime transiente é apresentada na Equação 4.

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_{ent} \cdot \left(h_{ent} + \frac{vel_{ent}^2}{2} + gz_{ent} \right) - \sum \dot{m}_{sai} \cdot \left(h_{sai} + \frac{vel_{sai}^2}{2} + gz_{sai} \right) \quad (4)$$

2.3 FUNDAMENTO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Transferência de calor é uma energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas no espaço. Entre quaisquer dois sistemas com diferentes temperaturas haverá transferência de calor, podendo a interação desses sistemas ocorrer através de condução, convecção ou radiação (ÇENGEL; GHAJAR, 2011).

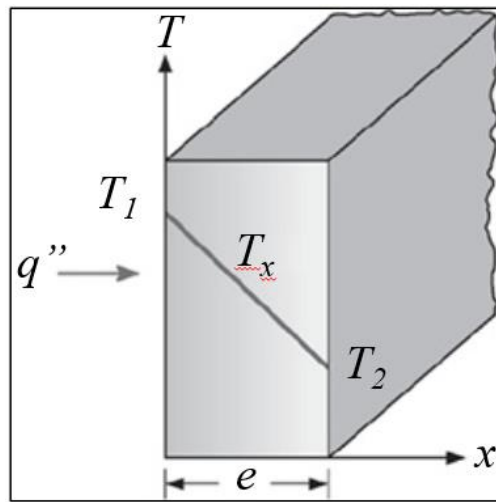
2.3.1 Condução

A condução é um modo de transferência de calor em que existe um gradiente de temperaturas em um meio estacionário, ocorrendo através de um fluido ou sólido. Este modo pode ser visto como uma transferência de partículas mais energéticas para outras menos energéticas em uma substância. Este fenômeno pode ser atribuído as interações moleculares, de

forma que o movimento molecular aleatório (difusão) otimiza a transferência de energia (INCROPERA et al., 2013).

Para a condução térmica em uma parede plana unidimensional, apresentada na Figura 1, o fluxo térmico q'' é a taxa de transferência de calor por unidade de área, de maneira que em estado estacionário e com a distribuição de temperaturas linear, pode-se representar o gradiente de temperatura de acordo com a Equação 5. Nesta equação, k é a condutividade térmica do material (INCROPERA et al., 2013).

Figura 1 - Transferência de calor unidimensional por condução em uma parede plana



Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2013)

$$q'' = k \frac{T_1 - T_2}{e} \quad (5)$$

2.3.2 Convecção

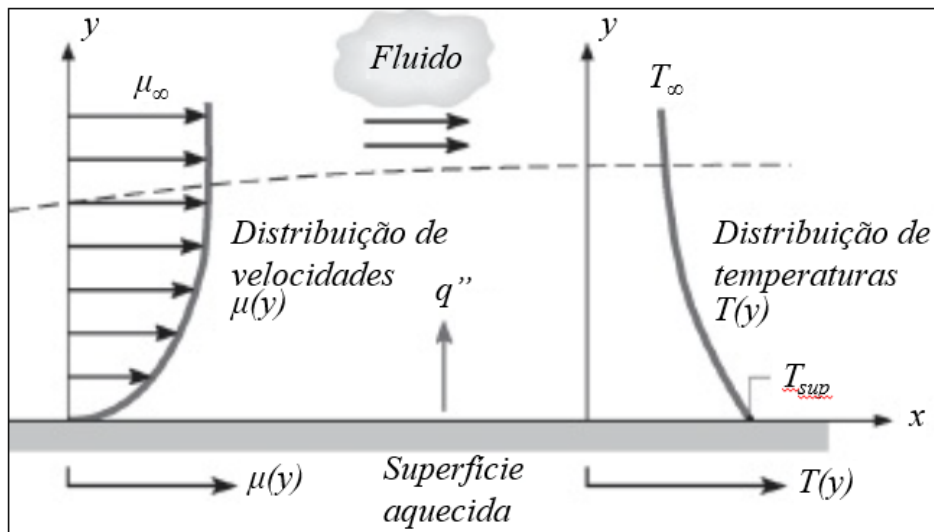
A transferência de calor por convecção realiza a transferência de energia através do movimento molecular e da movimentação macroscópica do fluido. De acordo com Çengel e Ghajar (2011), o escoamento do fluido relaciona-se com o fato de que um grande número de moléculas se move como agregado. Esta movimentação quando na presença de uma diferença de temperaturas realiza a transferência de calor. Na condição apresentada na Figura 2, é possível verificar o perfil de velocidades do fluido. Nota-se que a velocidade varia de zero (quando em contato com a superfície), pelo princípio do não-eskorregamento, até u_∞ (associado ao escoamento do fluido), que representa a velocidade de corrente livre. Essa região é denominada de camada limite de velocidade. De forma análoga, existe também uma região no fluido em que o perfil de temperatura varia entre T_{sup} e T_∞ , denominada camada limite térmica. Os estudos

relacionados as camadas limite são imprescindíveis para a compreensão da transferência de calor por convecção.

A natureza do escoamento do fluido determina a classificação do tipo de convecção. Refere-se a convecção forçada quando o escoamento é originado por meios externos, e a convecção natural quando produzido por forças de empuxo decorrentes de diferentes densidades do fluido, causadas por variações de temperatura. A Equação 6 representa o fluxo de calor por convecção q'' por unidade de área, de maneira que este é proporcional ao coeficiente convectivo h , e as diferenças de temperatura na superfície (T_{sup}) e da temperatura em condições de corrente livre (T_{∞}). A Equação 6 é válida independente da natureza do processo convectivo. (INCROPERA et al., 2013)

$$q'' = h \cdot (T_{sup} - T_{\infty}) \quad (6)$$

Figura 2 - Representação da camada limite na transferência de calor por convecção



Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2013)

2.4 CICLO DE CARNOT

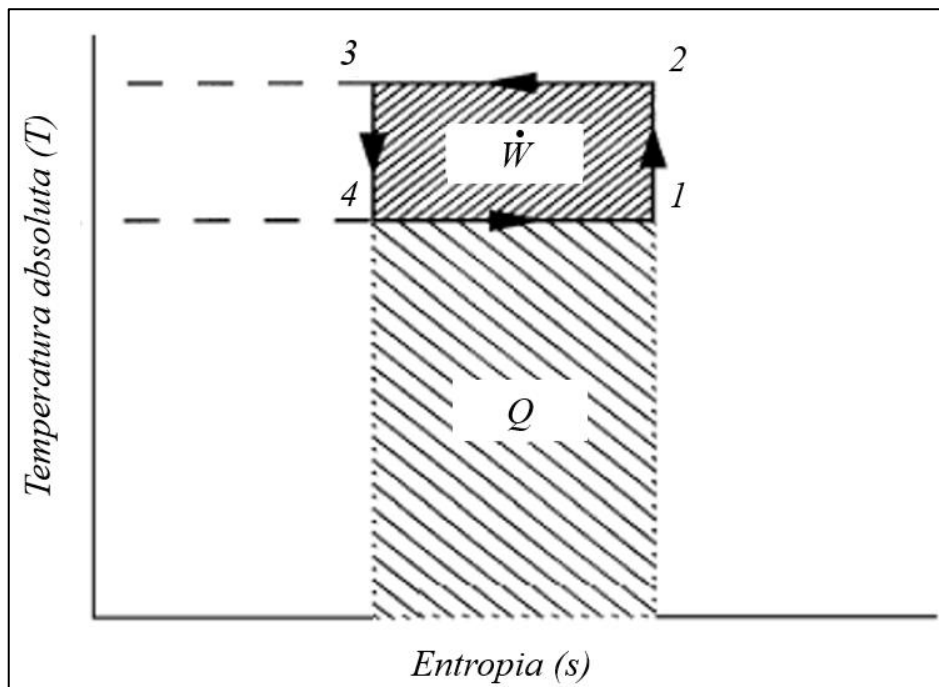
O ciclo de Carnot de refrigeração traz a representação de um ciclo ideal. Ele é um ciclo completamente reversível que opera entre duas temperaturas previamente fixadas, ou entre dois fluidos com diferentes temperaturas e com superfície de troca térmica infinita, conforme pode ser visto na Figura 3 (ASHRAE, 2017). Por se tratar de um ciclo completamente reversível, são realizadas duas considerações:

1 – nenhum ciclo de refrigeração irreversível (ciclo real) pode ter eficiência maior do que um ciclo completamente reversível (ciclo ideal) e;

2 – todos os ciclos reversíveis devem ter a mesma eficiência quando operando entre os mesmos reservatórios térmicos.

O ciclo de refrigeração de Carnot é composto de 4 processos, sendo eles dois processos isentrópicos e 2 processos isotérmicos. Como pode ser verificado na Figura 3, no gráfico temperatura x entropia, a área delimitada pelo ciclo representa o trabalho específico líquido do ciclo.

Figura 3 - Ciclo de Refrigeração de Carnot



Fonte: Adaptado de ASHRAE (2017)

2.5 CICLO PADRÃO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

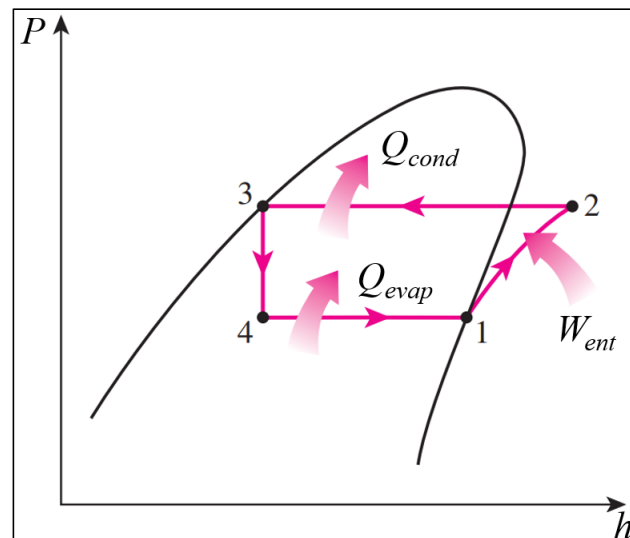
Um ciclo de refrigeração por compressão a vapor pode ser definido por 4 processos: compressão, condensação, expansão e evaporação (DOSSAT, 2004). Na Figura 4 é possível verificar o ciclo ideal, pelos pontos 1 - 2, 2 - 3, 3 - 4 e 4 - 1, respectivamente.

Em um ciclo padrão de compressão a vapor conforme ilustrado na Figura 4, entre os pontos 1 - 2 ocorre uma compressão isoentrópica do vapor saturado até a pressão de condensação. Após, entre os pontos 2 - 3, ocorre a redução de temperatura do vapor superaquecido seguido da condensação até líquido saturado em pressão constante. Dos pontos

3 - 4, há uma expansão isoentálpica até a pressão de evaporação, enquanto dos pontos 4 - 1 ocorre a evaporação do fluido até o ponto de vapor saturado, com pressão constante (STOECKER; JABARDO, 2002).

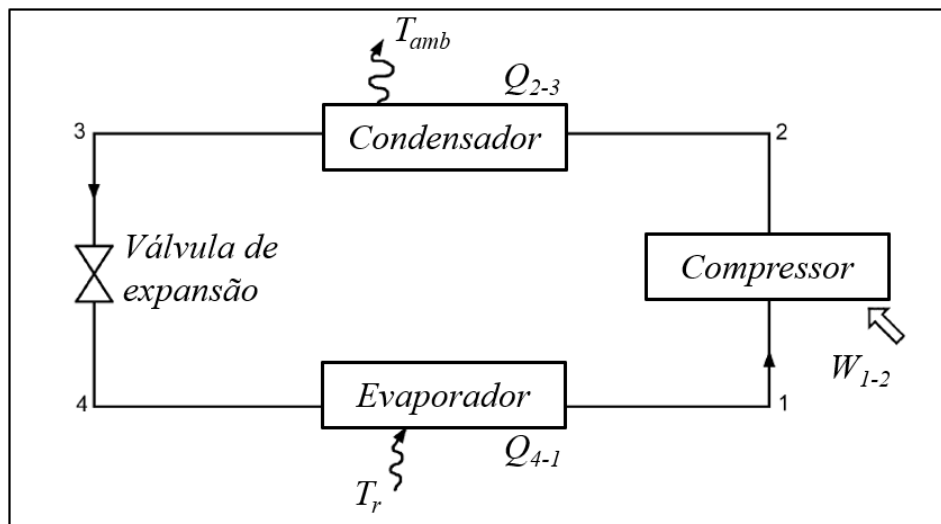
Nesse ciclo, no processo de evaporação, um trocador de calor remove o calor (Q_L) de um reservatório a baixa temperatura através da evaporação de um fluido refrigerante. É fornecido trabalho (W_{ent}) ao sistema para realização da compressão do fluido. Então durante o processo de condensação um trocador de calor rejeita o calor (Q_H) do sistema a um reservatório de alta temperatura e na sequência o fluido é expandido isoentálpicamente em um dispositivo de expansão. A representação do sistema está apresentada na Figura 5 (ASHRAE, 2017).

Figura 4 - Diagrama P-h de um ciclo padrão de compressão a vapor



Fonte: Adaptado de Çengel e Boles (2011)

Figura 5 - Ciclo teórico de compressão simples estágio para refrigeração



Fonte: Adaptado de ASHRAE (2017)

De acordo com Stoecker e Jabardo (2002), a determinação dos estados do ciclo padrão de compressão a vapor possibilita uma avaliação assertiva da vazão do fluido refrigerante no sistema e a vazão volumétrica deslocada através do compressor. É também possível estimar de maneira adequada a potência real de compressão, pressões e temperaturas relacionadas ao sistema. Aplicando a equação de conservação de energia para os volumes de controle que delimitam cada um dos equipamentos apresentados na Figura 4, para um fluxo de massa $\dot{m}$ de fluido refrigerante, desprezando-se as variações das energias cinética e potencial e considerando a compressão e a expansão adiabáticas, obtém-se as Equações (7) a (10).

$$\dot{Q}_{4-1} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (7)$$

$$\dot{W}_{1-2} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{2-3} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (9)$$

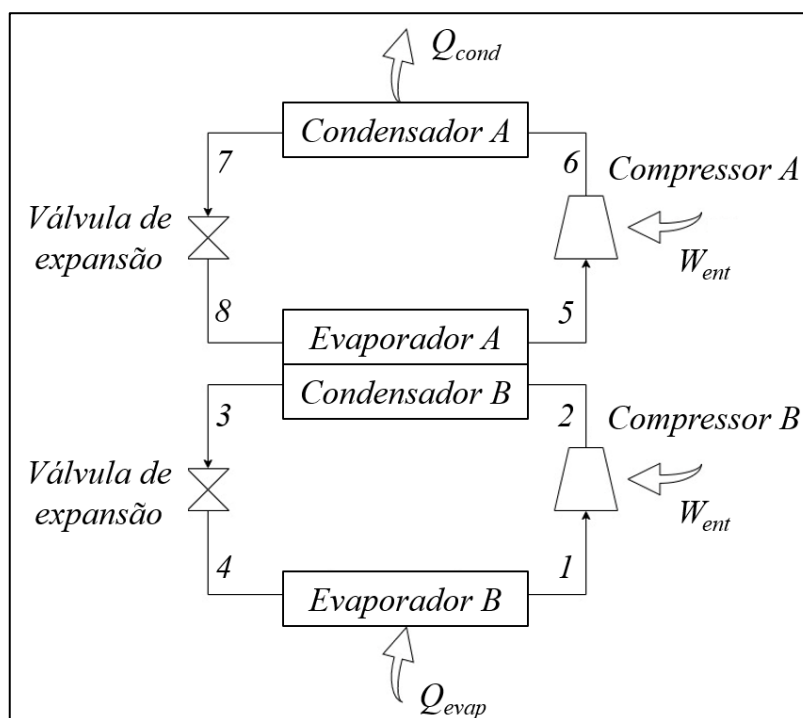
$$h_3 = h_4 \quad (10)$$

2.6 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA

Em um sistema de refrigeração no qual haja a necessidade de temperaturas ultrabaixas, a diferença entre as temperaturas limites do ciclo (temperaturas de condensação e evaporação) atinge valores elevados, e deve-se considerar a possibilidade de duas hipóteses. A primeira hipótese é que linha de pressão superior pode aproximar-se do ponto crítico, gerando o afastamento do ciclo à sua situação ideal. Operar com o ciclo próximo a essa condição, mesmo que mantendo o ciclo padrão, faz com que a pressão de descarga do compressor assuma níveis elevados, exigindo vasos e tubulações com paredes mais espessas. Além disso, operando em uma condição transcrítica (acima do ponto crítico), não é possível condensar o fluido, mudando a concepção dos equipamentos que compõe o ciclo. A segunda hipótese é de que a pressão de evaporação atinge níveis abaixo da pressão atmosférica de gerar complicações de vedação no sistema, o que tende a reduzir a eficiência do sistema. Essa condição pode promover a admissão de ar e umidade no sistema. Nessa situação o volume específico do vapor atinge valores elevados, gerando a necessidade de um compressor com capacidade volumétrica elevada (COSTA, 1982)

De acordo com Costa (1982), em tal condição, a fim de evitar pressões de descarga muito elevadas e pressões de sucções muito baixas, considera-se a separação do ciclo de refrigeração em duas etapas, utilizando dois fluidos refrigerantes diferentes. O primeiro fluido deve possuir temperatura crítica elevada, funcionando com o ciclo de refrigeração operando entre a temperatura ambiente e uma temperatura intermediária. Esta temperatura intermediária servirá como fonte quente ao ciclo de refrigeração do segundo fluido, caracterizado por possuir elevadas pressões de saturação a baixas temperaturas. A configuração deste circuito pode ser vista na Figura 6.

Figura 6 – Modelo de ciclo de refrigeração em cascata



Fonte: Adaptado de (RANGEL; ALMEIDA, 2021)

Segundo Rangel e Almeida (2021), o fluido refrigerante do ciclo B (baixa temperatura) deve possuir uma relação entre pressão e temperatura na sua região de operação de maneira que seja possível atingir baixas temperaturas evitando pressões excessivamente baixas no evaporador. Já o fluido refrigerante do ciclo A (alta temperatura) deve possuir características de saturação que possibilitem a condensação na temperatura desejada sem atingir pressões demasiadamente elevadas no condensador.

Dado essa condição, um sistema de refrigeração em cascata é composto por pelo menos dois ciclos de refrigeração independentes, possuindo um trocador de calor em cascata em comum. No circuito de baixa temperatura o calor é rejeitado para o trocador de calor, que atua

como um condensador. Enquanto no circuito de alta temperatura, o calor é absorvido pelo trocador de calor, que atua como um evaporador. O efeito refrigerante desejado ocorre no evaporador do sistema de baixa temperatura, e a rejeição de calor ocorre no condensador do sistema de alta temperatura (CLETO, 2008).

Os sistemas em cascata são usualmente utilizados em aplicações abaixo de -60°C . A principal vantagem dos sistemas em cascata é que cada ciclo de refrigeração não necessita utilizar o mesmo fluido refrigerante, o que possibilita com que cada ciclo opere com diferentes pressões de trabalho (PARK; KIM; KIM, 2013).

2.7 FAIXAS DE TEMPERATURA

De acordo com ASHRAE (2018), o termo “baixa temperatura” se refere a uma determinada faixa de operação em uma dada aplicação. Para condicionamento de ar, considera-se baixa temperatura em torno de 0°C e em aplicações industriais entre -35°C e -50°C . As indústrias farmacêutica, química e de petróleo utilizam refrigeração em uma faixa denominada ultrabaixa, entre -50°C e -100°C . Temperaturas abaixo de -148°C são denominadas de criogenia.

Levando em consideração as aplicações da indústria farmacêutica, em específico quando relacionado ao transporte e armazenamento de vacinas, são utilizadas três faixas de operações: média temperatura entre 8°C e 2°C ; baixa temperatura entre -15°C e -50°C ; e ultrabaixa temperatura entre -60°C e -80°C (HWANG et al., 2022).

Contudo, os sistemas de refrigeração para cada uma das diferentes faixas de temperaturas possuem características próprias, dado aos comportamentos termofísicos dos fluidos refrigerantes, dispositivos e equipamentos que os compõem.

Para este trabalho utiliza-se o termo “ultrabaixa temperatura” devido a faixa de temperaturas necessária da aplicação da indústria farmacêutica considerada, em conformidade com a denominação da ASHRAE.

2.8 COEFICIENTE DE DESEMPENHO

A fim de obter-se a informação sobre a eficiência de um sistema de refrigeração, é necessário relacionar a energia útil (efeito refrigerante) com a energia gasta para obter-se o efeito desejado (trabalho líquido do ciclo). Esta definição geral da performance de um ciclo de

refrigeração pode ser descrita através do coeficiente de desempenho (COP). O COP de um ciclo é a razão entre o calor removido no evaporador e a energia necessária para operar o sistema, conforme apresentada na Equação 11 (ASHRAE, 2017).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}} \quad (11)$$

Ao considerar o ciclo padrão por compressão de vapor da Figura 4, encontra-se o COP a partir da diferença de entalpia do efeito refrigerante sobre a diferença de entalpia da compressão, conforme a Equação 12.

$$COP = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (12)$$

Para obter-se o COP para um sistema cascata, faz-se a razão do calor absorvido no evaporador do ciclo de baixa temperatura sobre a soma dos trabalhos líquidos dos compressores, de acordo com a Equação 13.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\sum \dot{W}_{total}} \quad (13)$$

2.9 FLUIDOS REFRIGERANTES

O Protocolo de Montreal é um acordo internacional, no qual os países participantes comprometem-se a proteger a camada de ozônio por meio da eliminação da produção e do consumo das substâncias responsáveis por sua destruição, os ODPs. No ano de 2007, considerando o bem sucedido processo de eliminação dos Clorofluorcarbonos (CFCs) dentro da meta estipulada para o ano de 2010, os países participantes deste tratado optaram por adotar o mesmo procedimento para eliminar completamente os Hidroclorofluorcarbonos (HCFCs) até o ano de 2040. Com o Protocolo de Montreal visando a eliminação destas substâncias, teve-se um aumento na procura por fluidos refrigerantes substitutos, muitos desses com elevado potencial de GWP. (LAGE; AMORIM; ZANETTE, 2011).

Protocolo de Quioto é um tratado das Nações Unidas sobre mudança do clima. Este acordo define metas para redução de emissão de gases que ocasionam o efeito estufa. Devido

as mudanças ocorrendo no mercado de refrigeração, os fluidos refrigerantes substitutos aos CFCs e HCFCs estão incluídos na relação de substâncias alvejadas pelo Protocolo de Quioto, de forma a ter-se maior controle sobre seu GWP (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2008).

Neste cenário, passou-se a desenvolver tecnologias nos vários setores do mercado de refrigeração, tornando suas operações sustentáveis, atendendo as restrições ambientais quanto aos fluidos refrigerantes. Sendo assim, a indústria da refrigeração passou a explorar novamente a utilização de fluidos naturais para as suas aplicações, como alternativa aos fluidos refrigerantes sintéticos até então amplamente utilizados, sendo os fluidos restritos aos códigos de segurança e regulações, dado seus impactos ambientais e as suas propriedades de toxicidade, inflamabilidade e de altas pressões (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2008).

Entretanto, para manter tecnicamente a operação dos sistemas para as diferentes aplicações, é necessário contemplar uma ampla faixa de temperaturas. Levando isto em consideração, é essencial que os fluidos atendam as propriedades termofísicas para cada determinada aplicação.

A utilização de fluidos refrigerantes em temperaturas ultrabaixas apresenta limitações quanto ao ponto de congelamento e de grandes variações de pressão no sistema. De acordo com a ASHRAE (2018) para circuitos em cascata utiliza-se tipicamente um fluido com alta pressão e alta densidade de vapor em temperaturas ultrabaixas.

Para Stoecker e Jabardo (2002), um fluido refrigerante deve atender algumas características para ser selecionado. Ele deve apresentar características termodinâmicas favoráveis em sua faixa de operação, apresentar estabilidade química frente a ações de pressões, temperaturas e compostos químicos ao longo do circuito, não ser tóxico, não ser inflamável, ser compatível com o óleo de lubrificação do compressor, apresentar compatibilidade com os materiais utilizados nos componentes do circuito, possuir fácil sistema de detecção em caso de vazamentos, possuir baixo impacto ambiental e estar disponível no mercado a um custo razoável.

Considerando a tendência observada na revisão da literatura, o presente trabalho selecionará somente fluidos naturais em sua análise. Serão analisados os fluidos R717 (amônia), R290 (propano), R744 (dióxido de carbono), R1270 (propileno), R170 (etano) e R1150 (etileno).

2.10 COMPRESSORES

Os compressores são equipamentos cuja função é aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação deste fluido no sistema através da diferença de pressões. Os principais tipo de compressores utilizados são os alternativos, centrífugos, de parafuso, palhetas e *scroll*. Dependendo de sua forma construtiva, podem ser classificados como herméticos, semi-herméticos e abertos. A determinação do tipo de compressor e forma construtiva depende da capacidade da instalação e sua aplicação. Dado a utilização em sistemas de refrigeração, os tipos de compressores mais comuns são os de deslocamento positivo, com destaque para os alternativos e os de parafusos (VENTURINI; PIRANI, 2005).

A eficiência isoentrópica de um compressor é a razão do trabalho de compressão isoentrópica pelo trabalho de compressão real, definida na Equação 14.

$$\eta_{iso} = \frac{\dot{W}_{iso}}{\dot{W}_{real}} \quad (14)$$

Stoecker e Jabardo (2002) destacam a eficiência volumétrica de compressores alternativos como parâmetro chave na interpretação do desempenho. O rendimento volumétrico de um compressor pode ser determinado pela razão da vazão volumétrica de entrada ($\dot{V}_{ent}$) no compressor por sua taxa de deslocamento (DR), conforme indicado na Equação 15.

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_{ent}}{DR} \quad (15)$$

O espaço nocivo associa o volume residual entre a superfície interior do cabeçote e a do pistão, quando esse se encontra no ponto morto superior. A eficiência volumétrica do espaço nocivo relaciona a fração do espaço nocivo (ε) com a razão entre o volume específico do vapor na entrada (v_{ent}) e saída (v_{sai}) do compressor, conforme a Equação 16.

$$\eta_{en} = 100 - \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{v_{ent}}{v_{sai}} \right) - 1 \right] \quad (16)$$

A maioria dos compressores são lubrificados a óleo, geralmente exigindo baixa manutenção, pois os rotores giram em velocidades conservadoras e possuem lubrificação. São

toleráveis impurezas de 1 mg/kg a 2 mg/kg no fluido refrigerante, e por este motivo é comum a separação do fluido lubrificante no sistema, mantendo o óleo junto ao compressor e minimizando a contaminação do fluido refrigerante. (ASHRAE, 2018).

2.11 TROCADORES DE CALOR

2.11.1 Evaporador

Evaporador é um trocador de calor no qual um reservatório de calor transfere energia para um fluido volátil, ocasionando sua evaporação. Devido a necessidade de resfriamento e desumidificação decorrentes dos processos, os evaporadores são a interface de troca térmica entre o fluido refrigerante e o meio/processo em que está sendo aplicado. Os mecanismos de transferência de calor usuais em um evaporador são: convecção no lado do ar, condução através das aletas e parede do tubo da serpentina e convecção do lado do fluido refrigerante (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.11.2 Capacidade de evaporadores

Segundo Venturini e Pirani (2005) a capacidade de troca de calor de um evaporador pode ser calculada pela Equação 17, em que U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área de transferência, e ΔT_{ml} é a diferença média de temperatura logarítmica entre o refrigerante e o fluido a ser resfriado.

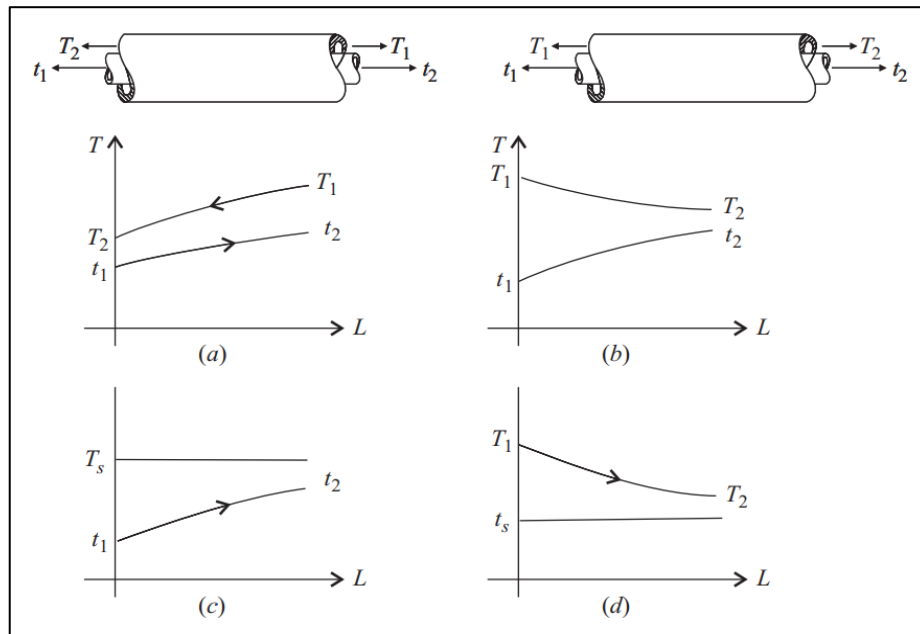
$$\dot{Q}_{evap} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (17)$$

Como o fluido é exposto a uma grande variação de temperatura ao longo do escoamento em feixe tubular, a diferença entre a temperatura ambiente e a temperatura da superfície do tubo deixa de ser apropriada, devendo-se adotar a diferença média logarítmica. Na Figura 7 são apresentados os arranjos básicos para as diferenças de temperatura média logarítmica, que podem ser obtidas através da Equação 18. O arranjo “a” traz um escoamento em contrafluxo, em “b” um escoamento paralelo, em “c” é uma fonte de calor constante e um reservatório térmico com aumento de temperatura e em “d” um reservatório térmico com temperatura constante e uma fonte de calor decrescente. Considerando que a fórmula do ΔT_{ml} muda o

arranjo conforme o tipo de trocador, sendo a Equação 18 referente ao fluxo “d”, que melhor representa a condição de um evaporador (BEJAN; KRAUS, 2003).

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{sup} - T_{ent}) - (T_{sup} - T_{sai})}{\ln \left(\frac{T_{sup} - T_{ent}}{T_{sup} - T_{sai}} \right)} \quad (18)$$

Figura 7 - Arranjos básicos que necessitam diferença de temperatura média logarítmica



Fonte: Bejan e Kraus (2003)

2.11.3 Condensadores

Segundo Costa (1982) condensadores são trocadores de calor que tem por finalidade resfriar e condensar o vapor superaquecido proveniente do processo de compressão. A troca de calor é realizada do fluido refrigerante para o meio. Essa transferência de calor ocorre em três etapas: dessuperaquecimento (troca de calor sensível do vapor superaquecido até o estado vapor saturado), condensação (troca de calor latente do estado de vapor saturado até o de líquido saturado) e subresfriamento (troca de calor sensível do estado de líquido condensado com o meio externo). As formas construtivas mais comuns de condensadores são tubos aletados, casco e tubo, a placas e feixe de tubos. Também podem ser classificados pelo seu tipo de resfriamento, sendo os mais comuns à água, à ar e evaporativo.

2.11.4 Dimensionamento de Condensadores

O dimensionamento dos condensadores é realizado através da expressão geral da resistência térmica, apresentado na Equação 19.

$$\dot{Q}_{cond} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (19)$$

2.12 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

Segundo Venturini e Pirani (2005) um dispositivo de expansão é um componente que reduz a pressão do refrigerante de sua pressão de condensação até a pressão de vaporização. Este dispositivo deve regular a vazão de refrigerante que chega ao evaporador, garantindo a evaporação completa do fluido na serpentina do evaporador. Os principais tipos de dispositivos de expansão são as válvulas de expansão termostáticas, válvulas de expansão eletrônica, válvulas de boia, válvulas expansão de pressão constante e tubos capilares. Normalmente, as válvulas de expansão são modeladas termodinamicamente como isentálpicas.

De acordo com a ASHRAE (2018) as válvulas de expansão termostáticas são utilizadas para situações em que há variações na carga térmica. Este tipo de controle de fluxo pode ser utilizado em todos os tipos de evaporadores de expansão direta, atendendo também aplicações a ultrabaixa temperatura.

2.13 TRANSPORTE E ARMAZENAMENTO DE VACINAS

2.13.1 Temperatura de armazenamento vacinas

As recomendações dos *Centers for Disease Control and Prevention* (CDC) para os períodos de armazenamento dessas vacinas seguem as orientações da Tabela 1, de forma que o recongelamento destes medicamentos em geral são estritamente proibidos, a fim de se garantir maior vida útil, integridade e eficiência da formulação.

As vacinas, por serem insumos termicamente sensíveis, exigem armazenamentos em diferentes faixas de temperaturas ao longo do processo logístico da cadeia de frio e durante seu manuseio. Neste trabalho o estudo será voltado à análise das vacinas contra o COVID-19. Os imunizantes para o combate ao SARS-CoV-2 e suas faixas de armazenamento usuais estão listados na Tabela 2 (DEPARTMENT OF HEALTH AND HUMAN SERVICES, 2022).

Tabela 1 - Períodos de armazenamento recomendados para vacinas do COVID-19

	2 °C a 8 °C	-25 °C a -15 °C	-80 °C a -60 °C
Pfizer-BioNTech	5 dias	2 semanas	Até data de expiração
Moderna	30 dias	Até data de expiração	-
Janssen	Até data de expiração	Até data de expiração	-

Fonte: Adaptado de Hwang et al. (2022)

Tabela 2 - Faixas de operação e tipos de armazenamentos de vacinas para COVID-19

Classe	Faixa de operação (°C)	Vacinas	Sistema de armazenamento	Veículo de transporte
Média	2 a 8	Janssen, Vacinas Inativas, LAIV	Refrigeradores e câmaras frigoríficas de compressão de vapor	Dispositivos de Carga Unitária (Aéreo), Contêineres Refrigerados (Marítimo, Ferroviário, Rodoviário) e Dispositivos de Resfriamento Passivo
Baixa	-50 a -15	Moderna, Varicella, MMRV, Zoster	Congeladores de compressão de vapor e câmaras de congelamento	Contêineres Refrigerados (Marítimo, Ferroviário, Rodoviário) e Dispositivos de Resfriamento Passivo
Ultrabaixa	-80 a -60	Pfizer-BioNTech, Ervebo	Compressão a vapor em cascata e auto cascata	Contêineres Refrigerados (Marítimo, Ferroviário, Rodoviário) e Dispositivos de Resfriamento Passivo

Fonte: Adaptado de Hwang et al. (2022)

2.13.2 Cadeia de frio

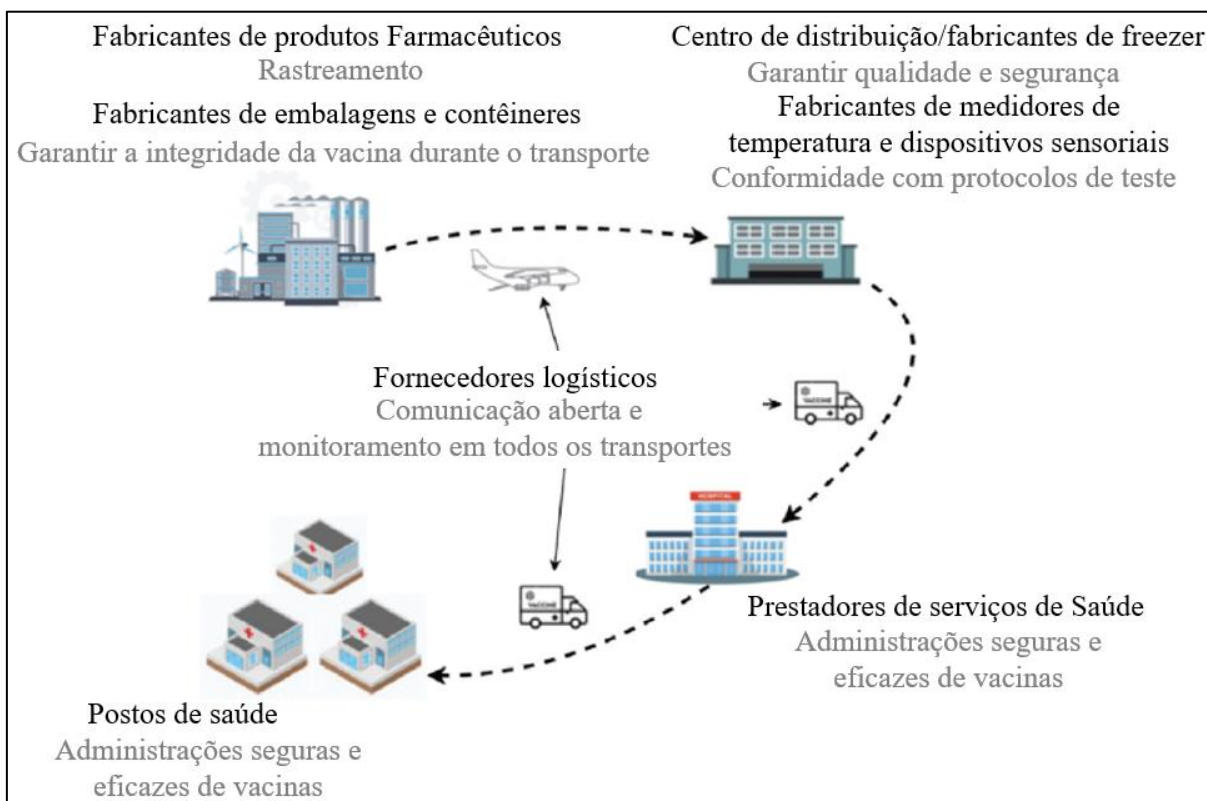
A cadeia de frio é um processo logístico que busca estabelecer um padrão de qualidade na distribuição de imunizantes em âmbito mundial. Esse é um processo que depende estritamente do monitoramento de temperatura de vacinas termicamente sensíveis, de equipamentos apropriados para armazenar e transportar estes imunizantes e de um número

adequado de profissionais treinados para manusear estes equipamentos e insumos (LLOYD; CHEYNE, 2017).

Existe um desafio histórico em relação à distribuição em massa de vacinas. De acordo com o *International Air Transport Association* (IATA), aproximadamente um quarto das cargas de vacinas sofre com atrasos devido a infraestrutura de distribuição. Estima-se que entre 5% e 20% das remessas de vacinas que necessitam de controles sensíveis de temperatura se deterioraram durante o transporte (HWANG et al., 2022).

O gerenciamento da rede de frio é crítico para a distribuição de vacinas, a fim de garantir o envio, transporte e entrega das vacinas, de maneira a obter-se segurança e confiabilidade no processo. Esta atividade exige um elevado nível de coordenação entre os fabricantes, governos federais e locais, fabricantes de equipamentos de refrigeração, servidores logísticos e profissionais da saúde. As práticas gerais para a operação e distribuição de vacinas envolvem a preparação para envio de cargas, a preparação para o recebimento das vacinas, o armazenamento e o transporte de vacinas. A Figura 8 traz uma representação do ciclo logístico da cadeia de frio no transporte de vacinas.

Figura 8 - Logística da cadeia de frio para distribuição efetiva de vacinas



Fonte: Adaptado de Hwang et al. (2022)

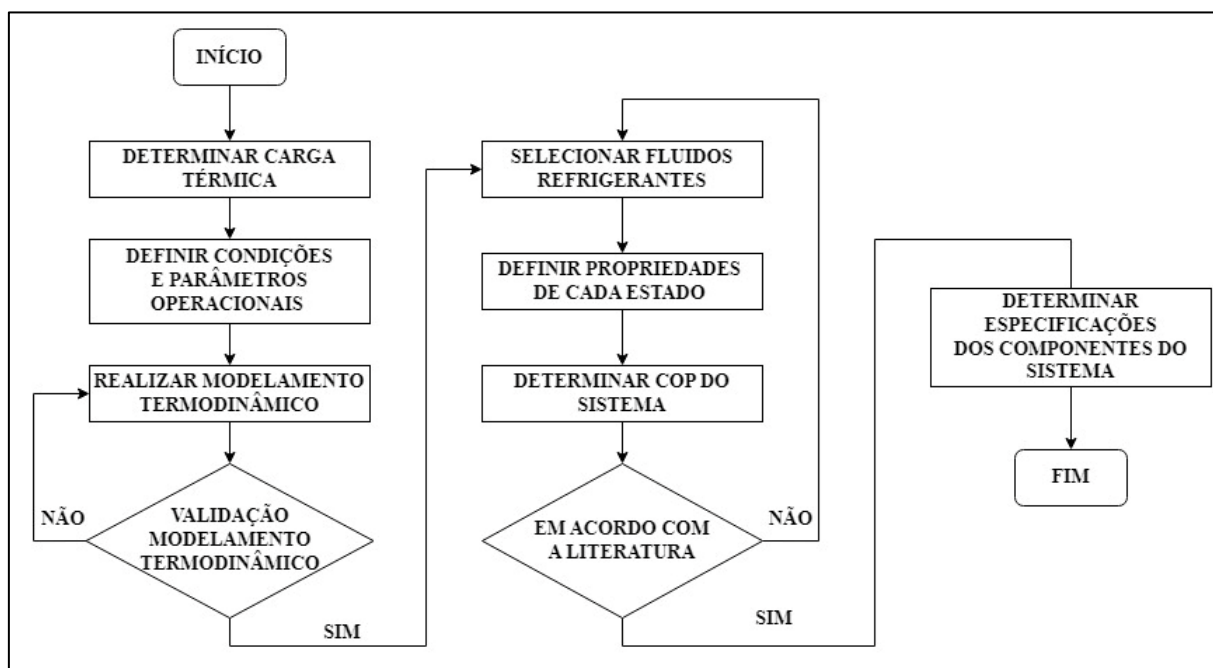
Para atender as demandas da cadeia de frio, os equipamentos de refrigeração de ultrabaixa temperatura necessitam atender um padrão mínimo de exigência. Estes dispositivos devem possuir um sistema de monitoramento das condições e temperatura realizando o arquivamento destas informações, preferencialmente possuindo um visor para observações destes dados e informações sobre os limites mínimo e máximo das condições permitidos.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 ETAPAS DO TRABALHO

A proposta deste trabalho é projetar um sistema de refrigeração para transporte de vacinas em ultrabaixa temperatura utilizando fluidos refrigerantes naturais para atuar em um *container* capaz de operar nas transições climáticas ao longo do processo logístico da cadeia de frio, garantindo a manutenção da temperatura interna do volume refrigerado. Para realizar o dimensionamento do sistema, foram propostas as etapas do fluxograma da Figura 9.

Figura 9 - Processo de dimensionamento do sistema



Fonte: o Autor (2022)

3.2 OBTENÇÃO DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO

3.2.1 Caracterização das condições de trabalho

A obtenção das condições de trabalho ocorreu através do levantamento de dados, considerando os registros de diferentes estações meteorológicas brasileiras, no intervalo de medição de 1991 a 2020. Os dados selecionados consideram os maiores valores mensais médios registrados no período. Com a utilização destas informações, as condições de trabalho são levantadas através da condição crítica média para a operação do sistema em análise. A partir

dos dados da Tabela A do Anexo A, é possível identificar os valores críticos. O levantamento foi realizado em diferentes estados brasileiros, em função da grande variedade de condições climáticas presentes.

A fim de determinar a condição crítica para operação do sistema, foi considerada a utilização dos dados meteorológicos registrados em Palmas (TO) como referência para os dados de entrada das simulações. Devido as informações coletadas referirem-se a temperaturas médias, para fins de cálculo estes valores foram arredondados para a condição crítica (valor inteiro superior).

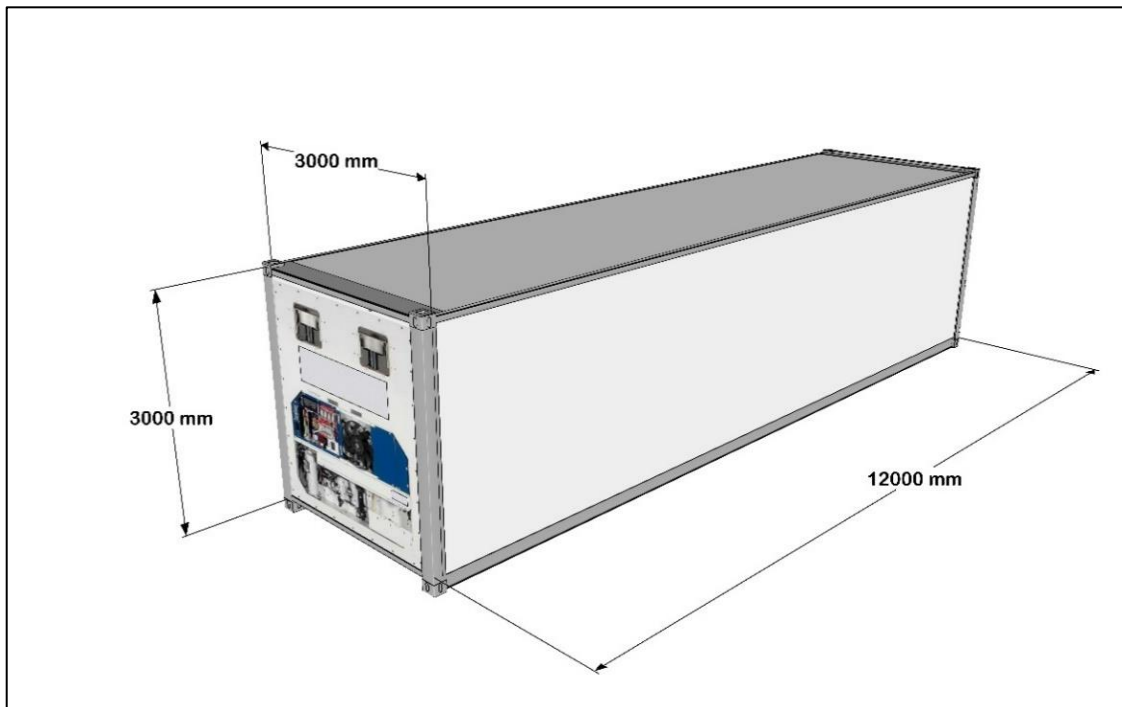
3.2.2 Determinação da carga térmica

A quantificação do fluxo de calor no *container* parte da definição do isolamento térmico, devendo-se especificar o tipo de material e espessura. A escolha do isolamento leva em consideração a condutividade térmica do material. Segundo Hwang et al. (2022) devido a uma padronização dos processos logísticos, *containers* de cargas refrigeradas possuem dimensões externas de 3 m x 3m x 6 m ou 3 m x 3m x 12 m. O volume interno é resultado da espessura do isolamento. A Figura 10 traz uma representação do *container* com suas dimensões externas.

Por se tratar de um sistema utilizado para transporte de produtos biológicos com elevado controle das condições dos insumos a fim de maximizar a vida útil, a recuperação térmica da temperatura das vacinas será desprezada na determinação da carga térmica, uma vez que o produto já deve entrar com temperatura máxima de $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$, sendo a temperatura nominal de conservação de $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$, visto que o insumo é sensível ao recongelamento e variações de temperatura.

A determinação da carga térmica ocorreu através da caracterização do fluxo de calor do ambiente externo para o ambiente refrigerado. Dessa forma a carga térmica considerada para a variação de entalpia que ocorre no evaporador foi determinada considerando o sistema com a temperatura interna nominal de $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$, em que há a necessidade de manter o sistema operando considerando o calor gerado pelos equipamentos elétricos em operação e pelo fluxo de calor através dos painéis de isolamento térmico do *container*. Há também a renovação da massa de ar interna da região refrigerada, devido abertura de portas em momentos de carga e descarga de produtos.

Figura 10 - Representação de um container frigorífico

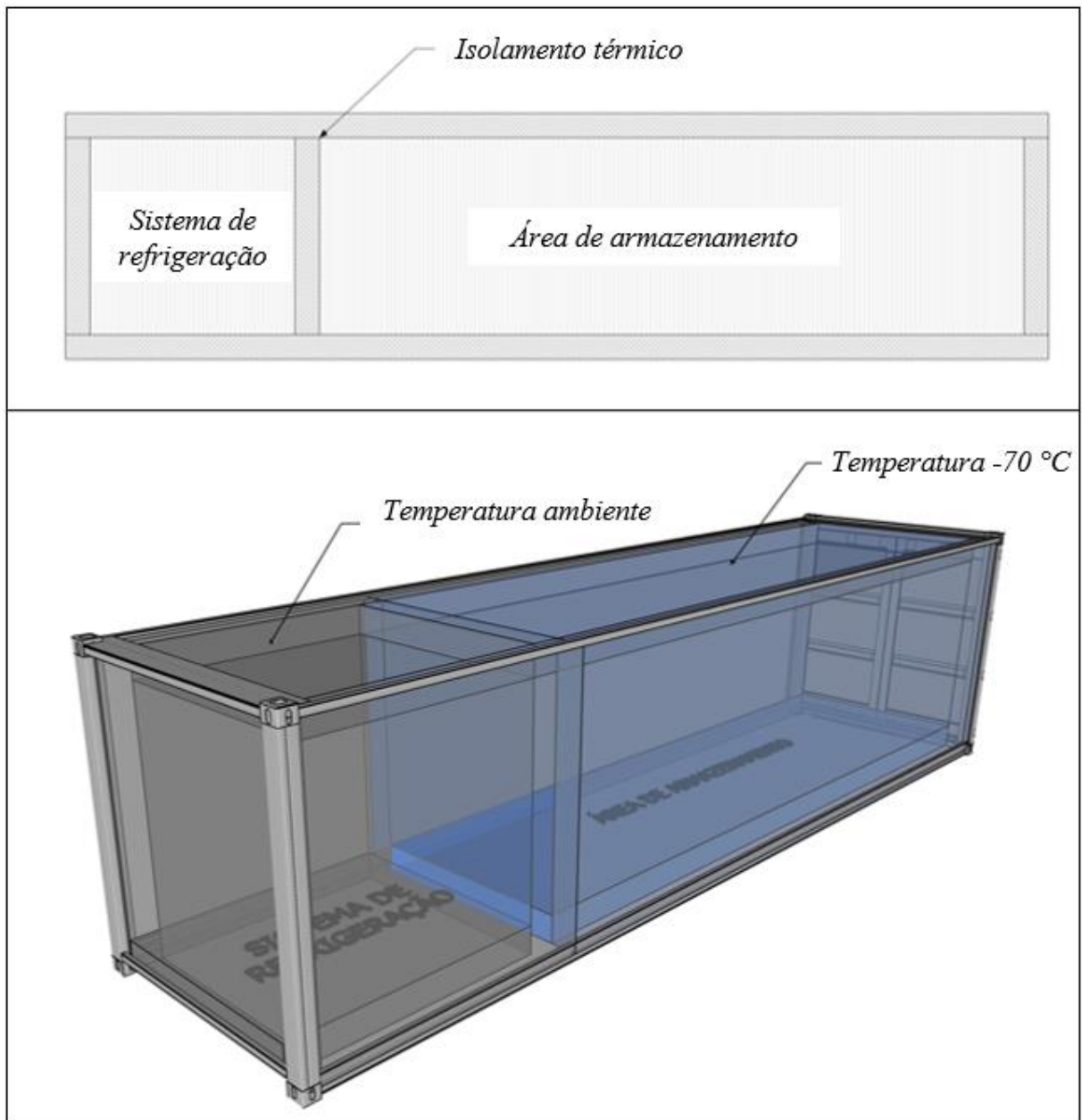


Fonte: o Autor (2022)

O sistema deve possuir capacidade de equalizar a temperatura do volume refrigerado a partir da temperatura ambiente, realizando o rebaixamento de temperatura da estrutura metálica e massa de ar interna. A análise deste item se faz necessária para estimar a capacidade máxima de refrigeração do sistema.

A primeira consideração foi determinar o espaço operacional, reservando uma área para o posicionamento dos equipamentos do sistema, em uma região anexa à área refrigerada. Tal espaço operacional não necessita de isolamento específico para funcionamento. Após a alocação deste espaço, o restante do dimensional será considerado como área refrigerada. O espaço refrigerado deverá contemplar o isolamento térmico em seu entorno, devendo este ser considerado para determinação da área útil interna. Como este sistema de refrigeração necessita estar incorporado dentro do *container*, uma parcela do espaço interno deverá ser reservada para este propósito. A Figura 11 representa as partições internas do *container*.

Figura 11 - Representação das partições internas do *container*



Fonte: o Autor (2022)

3.2.2.1 FLUXO DE CALOR ATRAVÉS DOS PAINÉIS DE ISOLAMENTO

A determinação do fluxo de calor (q'') pelos painéis de isolamento térmico teve início com a seleção do material isolante. Foram analisados cinco materiais recomendados pela ASHRAE utilizados comercialmente: *glass wool*, *rock wool* (lã de rocha), *cellular glass*, *Expanded Polystyrene* (EPS) e *Polyisocyanurate* (PIR). Os coeficientes de condutividade térmica destes materiais estão apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 - Coeficientes de condutividade térmica de materiais isolantes

Material	Faixa de aplicação	Coeficiente de condutividade térmica
Glass Wool (Lã de vidro)	–100 a 500°C	0,030 a 0,045 W/m.K
Rock wool (Lã de rocha)	–100 a 750°C	0,033 a 0,045W/m.K
<i>Cellular glass</i>	–260 a 430°C	0,040 a 0,060W/m.K
<i>Expanded Polystyrene</i> (EPS)	–80 a 80°C	0,035 a 0,040W/m.K
<i>Polyisocyanurate</i> ASTM C591-17 <i>Type IV</i> (PIR)	–183 a 150°C	0,027 a 0,030W/m.K

Fonte: Adaptado de Hung Anh e Pásztor (2021); ASHRAE (2018)

As informações de condutividade térmica foram utilizadas para a determinação da condução de calor pelos painéis de isolamento do *container*, sendo as variáveis de entrada neste equacionamento a condutividade térmica de acordo com o material selecionado e a espessura do isolamento. Os coeficientes convectivos interno e externo levaram em consideração os parâmetros da Tabela 4. Os valores de área utilizados para a convecção interna, condução pelo material isolante e convecção externa foram os de área interna, área média e área externa da região refrigerada respectivamente, conforme a Equação 20 (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2004).

Tabela 4 - Faixa de valores típicos do coeficiente convectivo h para ar e água

Sistema	Coeficiente convectivo $h \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$	
Convecção natural	Gases	3 a 20
	Líquidos	100 a 600
	Água em ebulição	1.000 a 20.000
Convecção forçada	Gases	10 a 100
	Líquidos	50 a 500
	Água	500 a 10.000

Fonte: Bird, Stewart e Lightfoot (2004)

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_e \cdot A_e} + \frac{e}{k \cdot A_m} + \frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad (20)$$

O cálculo do fluxo de calor por unidade de área (q'') foi realizado através da Equação 21, que relaciona o diferencial de temperatura com o produto do coeficiente global de troca térmica com sua respectiva área (INCROPERA et al., 2013).

$$q'' = UA \cdot \Delta T \quad (21)$$

3.2.2.2 FLUXO DE CALOR PELAS RENOVAÇÕES DE AR

Outra entrada de calor no *container* é através da renovação da massa de ar interna decorrente da abertura de portas. A determinação desta renovação é realizada utilizando a Equação 22. Esta equação determina o fluxo de infiltração de ar ($\dot{V}_i$), que é influenciada pelas dimensões da porta (indicados por (l) para largura e (a) para altura), a gravidade (g) e o fator s para a diferença de densidade do ar interno e externo (ASHRAE, 2018).

$$\dot{V}_i = 221 \cdot l \cdot a \cdot (g \cdot a)^{0,5} \cdot (1 - s)^{0,5} \cdot \left(\frac{2}{1 + s^{-1/3}} \right)^{1,5} \quad (22)$$

A Equação 23 determina o efeito de abertura parcial das portas e o período adotado com a porta completamente aberta. Para isto é considerado o tempo de abertura da porta (b), o tempo de porta totalmente aberta (c) e o tempo de fechamento da porta (d). A quantidade de abertura de portas (n) no período total (t_{tot}) é também utilizada para definição deste coeficiente (CLELAND et al., 2004).

$$D_t = \frac{n \cdot \left[\frac{(b+d)}{2} + c \right]}{t_{tot}} \quad (23)$$

A partir da Equação (24), foi considerado um modelo modificado para cálculo de infiltração pelas portas ($\dot{V}_i$), proposto por Cleland et al. (2004). Este modelo pode ser visualizado na Equação (25), em que é considerando o a infiltração de ar com as portas fechadas ($\dot{V}_{AT}$), a infiltração de ar decorrente do tráfego de empilhadeiras ($\dot{V}_{tr}$), o fator de fluxo ar pela porta (D_f) e o índice para a qualidade de isolamento da porta (I).

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{AT} \cdot (1 - D_t) + \dot{V}_i \cdot D_f \cdot D_t \cdot (1 - I) + \dot{V}_{tr} \quad (24)$$

O valor de infiltração $\dot{V}_i$ é utilizado na Equação (25), em um modelo modificado para infiltração de calor (Q) através de portas em instalações refrigeradas sugerido pela ASHRAE (2018), em que ρ_r é a densidade do ar refrigerado, h_i é a entalpia do ar infiltrado e h_r é a entalpia do ar refrigerado.

$$Q = \dot{V}_i \cdot \rho_r \cdot (h_i - h_r) \quad (25)$$

3.2.2.3 EQUALIZAÇÃO TÉRMICA DO VOLUME REFRIGERADO

O momento com maior demanda da capacidade de refrigeração ocorrerá no período inicial de operação do sistema, pois nesta etapa além das fontes de calor oriundas de infiltrações e equipamentos auxiliares, é necessário realizar a redução da temperatura da massa de estrutura metálica e da massa de ar interna.

Segundo a ASHRAE (2018), para aplicações em ultrabaixa temperatura a seleção dos materiais metálicos a serem utilizados nesse sistema deve ser baseada nas interações químicas entre os materiais e o fluido refrigerante, as propriedades físicas e mecânicas além da disponibilidade para adquirir estes materiais. Poucas generalizações podem ser feitas para os aços, exceto que em ultrabaixa temperatura ocorrem variações de dureza, resistência e módulo de elasticidade.

Ligas de alumínio e aços inoxidáveis austeníticos são amplamente utilizados em ultrabaixa temperatura pois mantém boas propriedades nessa faixa de operação. Para este trabalho, considerou-se a utilização de ligas de alumínio para as estruturas internas do *container* devido ao seu menor calor específico em relação aos aços inoxidáveis, além de apresentar baixo custo, boa tenacidade e soldabilidade em ultrabaixa temperatura (ASHRAE, 2018).

Para fins de cálculo, considerou-se a massa de ar total do volume refrigerado. A massa de estrutura metálica foi determinada a partir do modelamento da estrutura interna do *container* com o auxílio de um *software* 3D, conforme mostrado na Figura 12.

No modelamento foi considerado a utilização de *pallets* para posicionamento de dispositivos de resfriamento passivo nos quais as vacinas devem ser transportadas para garantia de sua integridade durante o processo logístico. A Figura 13 traz a representação da estrutura considerada, apresentando a forma com que serão dispostos os equipamentos de transporte de vacinas.

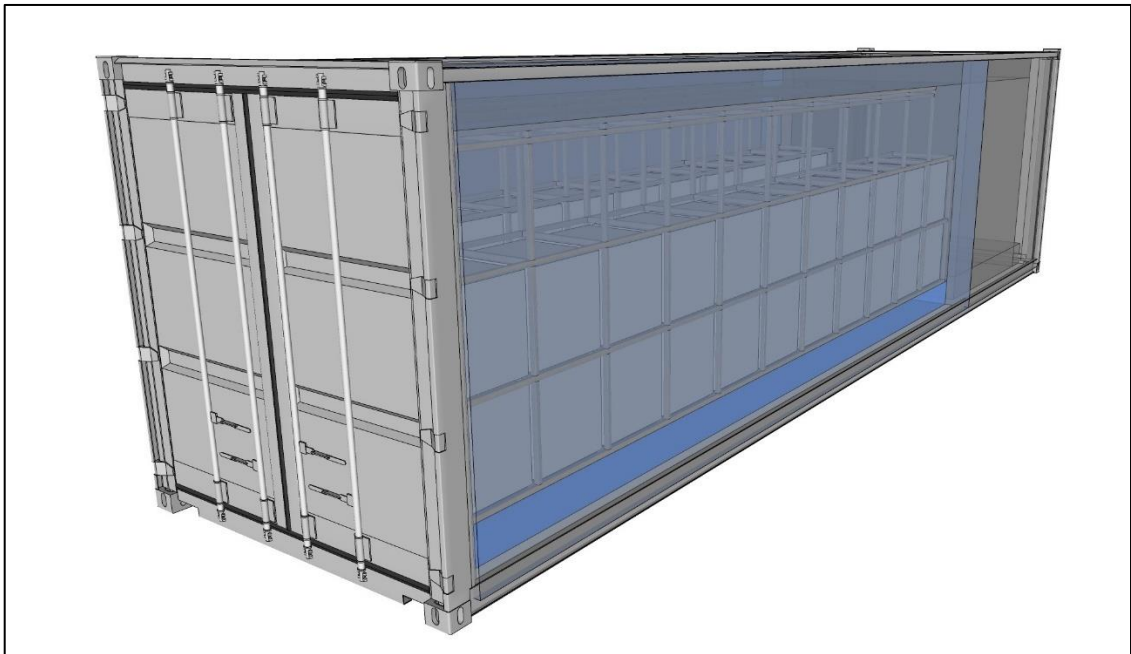
A determinação da quantidade de calor a ser removida da massa de alumínio e da massa de ar no espaço refrigerado é determinado a partir da Equação 26, que considera o calor específico (cp) do material metálico e do ar respectivamente (INCROPERA et al., 2013).

$$Q = m \cdot cp \cdot \Delta T \quad (26)$$

A partir da quantidade de calor a ser removida, é necessário determinar o intervalo de tempo Δt para obter a equalização térmica do *container* na temperatura nominal de trabalho. Com estes dados torna-se possível calcular a potência térmica que é necessário remover para obtenção da temperatura nominal do volume refrigerado, conforme indicado na Equação 27 (INCROPERA et al., 2013).

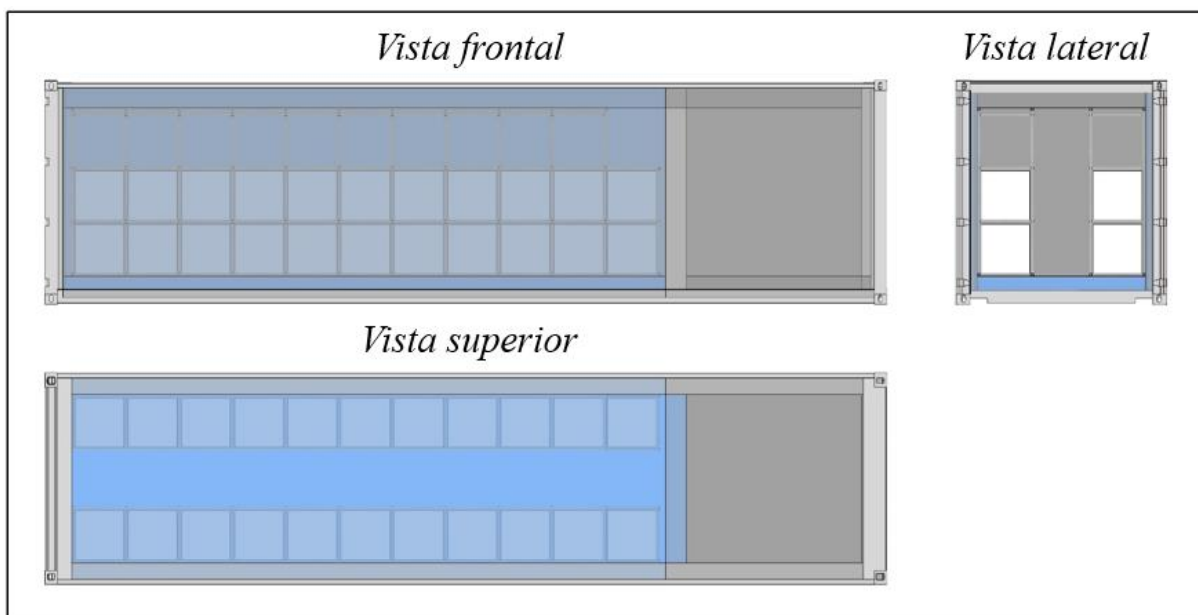
$$\dot{Q} = \frac{Q}{\Delta t} \quad (27)$$

Figura 12 - Representação de *container* refrigerado com estrutura metálica para suporte de dispositivos de refrigeração passivos



Fonte: o Autor (2022)

Figura 13 - Disposição das estruturas metálicas no *container*



Fonte: o Autor (2022)

3.3 ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA / SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA

A análise termodinâmica do sistema de refrigeração em cascata foi realizada considerando as hipóteses simplificadoras a seguir:

1. Compressão não isentrópica, assumindo uma eficiência mecânica de 0,7;
2. desprezados as perdas e ganhos de pressão e temperatura nas tubulações;
3. expansão isentálpica para os dispositivos de expansão;
4. desprezadas as variações de energia cinética e potencial;
5. a condição ambiente considerada de 38 °C e 101,25 kPa;
6. assumida a condição de vapor saturado nos estados 1 e 5 (vide Figura 6);
7. assumida a condição de líquido saturado nos estados 3 e 7 (vide Figura 6);
8. assumido ausência de superaquecimento nos evaporadores.

Através das hipóteses apresentadas e considerando regime permanente, foi aplicada a Lei de Conservação de Massa apresentada na Equação 28 e a Primeira Lei da Termodinâmica, conforme apresentado na Equação 29 para determinar as vazões mássicas, as potências dos compressores e as taxas de transferência de calor do condensador e do trocador de calor em cascata.

$$\sum_{saida} \dot{m} = \sum_{entrada} \dot{m} \quad (28)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{saida} (\dot{m} \cdot h) - \sum_{entrada} (\dot{m} \cdot h) \quad (29)$$

Os parâmetros de entrada considerados para obtenção das propriedades estão apresentados na Tabela 5. Todas as propriedades termo físicas utilizadas no modelamento termodinâmico foram obtidas através do *software Engineering Equation Solver (EES)*, sendo calculados diretamente na programação dentro do próprio *software*.

Tabela 5 - Parâmetros de entrada para equacionamento no *software EES*

Descrição	Valor	Unidade
Temperatura de evaporação	-74	°C
Temperatura ambiente (externa)	38	°C
Diferença temperatura ambiente e temperatura de condensação	8	°C
Diferença de temperatura dos fluidos no trocador de calor em cascata	5	°C

Fonte: o Autor (2022)

As equações de conservação de massa e energia foram aplicadas para os seguintes volumes de controle dos ciclos de alta temperatura e de baixa temperatura: condensador, dispositivos de expansão, compressores, evaporador e trocador de calor em cascata. A Tabela 6 traz o equacionamento utilizado para cada componente do sistema.

Tabela 6 – Equações de conservação de massa e energia para cada componente do sistema

Componente	Conservação de massa	Conservação de energia
Compressor de alta temperatura	$\dot{m}_6 = \dot{m}_5$	$\dot{W}_{alta} = \frac{\dot{m}_5 \cdot (h_{6s} - h_5)}{\eta}$
Condensador de alta temperatura	$\dot{m}_7 = \dot{m}_6$	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_7 \cdot (h_6 - h_7)$
Dispositivo de expansão de alta temperatura	$\dot{m}_8 = \dot{m}_7$	$h_8 = h_7$
Trocador de calor em cascata	$\dot{m}_5 = \dot{m}_8, \dot{m}_3 = \dot{m}_2$	$\dot{Q}_{evap\ cas} = \dot{m}_8 \cdot (h_5 - h_8),$ $\dot{Q}_{cond\ cas} = \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_3)$

Compressor baixa de temperatura	$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$	$\dot{W}_{alta} = \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_{2s} - h_1)}{\eta}$
Dispositivo de expansão de baixa temperatura	$\dot{m}_4 = \dot{m}_3$	$h_3 = h_4$
Evaporador de baixa temperatura	$\dot{m}_1 = \dot{m}_4$	$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_4)$

Fonte: o Autor (2022)

3.3.1 Minimização da potência de compressão

Utilizando o *software* EES, foi realizado a otimização dos valores de potências de compressão na simulação. Este processo utiliza um método de aproximações quadráticas, considerando a pressão de saída do compressor do ciclo de baixa temperatura como variável independente. Para isto, o EES exige a definição de limites superiores e inferiores para a variável independente. Estes limites possibilitam determinar a otimização da variável em questão em relação a propriedade que deseja otimizar, no caso a potência de compressão total. A tolerância utilizada para a convergência foi de $1 \cdot 10^{-4}$.

3.3.2 Seleção de fluidos refrigerantes

Para definir os fluidos refrigerantes naturais a serem utilizados, foi necessário elencar as faixas de operação e as propriedades dos fluidos para análise. A seleção dos fluidos refrigerantes naturais analisados parte da definição das diferentes combinações entre os fluidos selecionados. A Tabela 7 apresenta os fluidos utilizados nas iterações do modelamento, destacando suas principais propriedades, o limite de exposição ocupacional (LEO) e o limite inferior de flamabilidade (LIF).

Tabela 7 - Propriedades dos fluidos refrigerantes selecionados

Fluidos sistema alta temperatura							
Fluido	Temperatura ponto triplo	Temperatura ponto crítico	Pressão ponto crítico	GWP	ODP	LEO	LIF
R290	-187,7 °C	96,68 °C	4247 kPa	3	0	1000 ppm	21000 ppm
R717	-77,65 °C	132,3 °C	11333 kPa	0	0	25 ppm	167000 ppm
R744	-56,56 °C	30,98 °C	7377 kPa	1	0	5000 ppm	-
R1270	-185,2 °C	92,42 °C	4665 kPa	3	0	500 ppm	27000 ppm

Fluidos sistema baixa temperatura							
Fluido	Temperatura ponto triplo	Temperatura ponto crítico	Pressão ponto crítico	GWP	ODP	LEO	LIF
R170	-182,8 °C	32,17 °C	4872 kPa	3	0	1000 ppm	31000 ppm
R1150	-169,2 °C	9,195 °C	5040 kPa	3	0	200 ppm	31000 ppm

Fonte: Adaptado de ASHRAE (2022)

3.3.3 Dimensionamento dos trocadores de calor

A partir dos cálculos termodinâmicos, a seleção dos trocadores de calor é realizada através do *software* comercial COILS. O dimensionamento determina a capacidade de troca térmica, geometria das tubulações e fluxo volumétrico de cada equipamento, considerando a área de face da serpentina, resultante do número fileira de tubos na altura e profundidade, velocidade de face, umidade relativa e demais condições do ar na condição de operação. É também levado em conta a troca de calor sensível e latente na serpentina.

Foram dimensionados evaporadores do sistema de baixa temperatura para operar com R170 e com R1150. Ambos os evaporadores consideram a utilização de mesma forma construtiva para simplificação. O intuito é obter evaporadores com capacidade superior à demanda térmica.

Como parâmetros de definição para a geometria do evaporador foi considerado um comprimento do bloco com 2000 mm, possuindo 8 fileiras de tubos com 12 tubos por fileira, com aletas corrugadas espaçadas de 10 mm. Esta configuração foi realizada considerando 4 circuitos de tubos circulares. Os detalhes da geometria estão apresentados na Figura 14.

As simulações foram realizadas no lado da ventilação e no lado do refrigerante. Devido a temperatura de evaporação do fluido e a abertura das portas para operação é esperado a formação de gelo sobre a serpentina. Isto acarreta na utilização de um espaçamento entre aletas que considere formação de gelo sem obstruir a passagem do ar.

Para a umidade relativa interna da câmara foi considerada uma estimativa em regime permanente, ou seja, desconsiderando a entrada de umidade do ar externo para fins de dimensionamento. Esta análise foi realizada pois como a natureza da aplicação trata de armazenamento de vacinas, a tendência é de que em operação ocorra a desumidificação do ar interno. A Tabela 8 apresenta os diferenciais de temperatura considerados.

Figura 14 - Detalhe da geometria utilizada no dimensionamento do evaporador

Fonte: EES (2022)

Tabela 8 - Diferenciais de temperatura para dimensionamento dos evaporadores

Descrição	Valor	Unidade
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída do ar refrigerado no evaporador	4	°C
Diferença de temperatura entre a saída do ar refrigerado no evaporador e temperatura de evaporação	2	°C

Fonte: o Autor (2022)

Utilizando o fluxo volumétrico e respeitando as limitações dimensionais do bloco aletado do evaporador e do condensador, foi realizado a seleção dos ventiladores adequados através do *software* EBM Scout, um fabricante de ventiladores. Todavia, não são encontrados equipamentos comerciais para aplicações em ultrabaixa temperatura, em geral são utilizados ventiladores customizados para aplicação. Este trabalho visa sugerir os parâmetros geométricos necessários para a utilização na aplicação de transporte de vacinas, porém para implementação de um protótipo é necessário o desenvolvimento de um ventilador customizado para operar em temperatura nominal de $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

De acordo com a ASHRAE (2018), os condensadores mais utilizados em aplicações de *containers* refrigerados são do tipo a ar. Este tipo de condensador é comumente utilizado em aplicações em que há exigência de baixa demanda de carga térmica em comparação com

sistemas industriais. Seu dimensionamento contempla a geometria da serpentina, levando em consideração as pressões de trabalho com o fluido selecionado. O levantamento das informações construtivas do condensador é obtido através da utilização do *software* COILS.

Como parâmetros de definição para a geometria do condensador foi considerado um comprimento do bloco com 2000 mm, possuindo 3 fileiras de tubos com 16 tubos por fileira, com aletas corrugadas espaçadas de 2,5 mm. Esta configuração foi realizada considerando 4 circuitos de tubos circulares. Os detalhes da geometria estão apresentados na Figura 15.

Estes dados permitem simulações no lado da ventilação e no lado do refrigerante através do *software* EES. A Tabela 9 apresenta os diferenciais de temperatura considerados.

Utilizando o fluxo volumétrico e respeitando as limitações dimensionais do bloco aletado do condensador, foi realizado a seleção dos ventiladores adequados através do *software* EBM Scout.

Tabela 9 - Diferenciais de temperatura para dimensionamento dos condensadores

Descrição	Valor	Unidade
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída do ar no condensador	4	°C
Diferença de temperatura entre a saída do ar do condensador e a temperatura de condensação	4	°C

Fonte: o Autor (2022)

Os trocadores de calor a placas estão entre os mais utilizados para aplicações de alto desempenho, nos quais é usual a utilização de placas tipo *Chevron*. Por este motivo foi considerado a utilização de um trocador de calor em cascata a placas. Os parâmetros geométricos de placas de *Chevron* utilizados neste trabalho estão apresentados na Figura 16. Há na literatura diversas pesquisas para determinar a transferência de calor e as características de atrito desta geometria. A Equação 30 apresenta a correlação para fatores de atrito, enquanto as Equações de 31 a 37 trazem os cálculos utilizados, sendo que a é a amplitude da superfície corrugada da placa de *Chevron*, Λ é o comprimento da corrugação e W é a largura das placas. A correlação do fator de atrito é válida somente para corrugações que possuam o ângulo β entre 0° e 80°.(SHAH; SEKULIC, 2003)

Figura 15 - Detalhe da geometria utilizada no dimensionamento do condensador

The screenshot shows the EES software interface for condenser geometry design. The left panel contains input fields for various parameters, and the right panel shows a schematic diagram of the condenser layout.

Input Fields:

- Descrição: 133838_C_S
- Aleta (Integral/Espiroidal): Integral
- Espaçamento (Escalonado/Alin): Escalonado
- Espaçamento de Tubos: mm, 38
- Espaçamento de filas: mm, 38
- Forma do tubo: Circular
- Espessura do Tubo: mm, 0,4
- Diâmetro Externo do Tu: mm, 12,7
- Largura do tubo: mm, 0
- Altura do tubo: mm, 0
- Espessura da Aleta: mm, 0,15
- Altura da Aleta: mm, 0

Schematic Diagram:

The diagram shows a condenser layout with three tubes. The pitch (PR) is 38,0 mm. The tube diameter (DE) is 12,7 mm. The tube thickness (t) is 0,4 mm. The fin thickness (t_f) is 0,15 mm. The fin height (h_f) is 0 mm. The fin width (w_f) is 0 mm. The fin pitch (p_f) is 38,0 mm. The fin height (h_f) is 0 mm. The fin width (w_f) is 0 mm. The fin pitch (p_f) is 38,0 mm.

Corrugação de Aleta: Corrugado

Corrugação de Tubo: Liso

Fonte: EES (2022)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos\beta}{(0,045 \cdot \tan\beta + 0,09 \cdot \sin\beta + \frac{f_0}{\cos\beta})} + \frac{1 - \cos\beta}{\sqrt{3,8 \cdot f_1}} \quad (30)$$

$$f_0 = \frac{16}{Re}, \text{ para } Re < 2000 \quad (31)$$

$$f_0 = (1,56 \cdot \ln Re - 3,0)^{-2}, \text{ para } Re \geq 2000$$

$$f_1 = \frac{149,25}{Re} + 0,9625, \text{ para } Re < 2000 \quad (32)$$

$$f_1 = \frac{9,75}{Re^{0,289}}, \text{ para } Re \geq 2000$$

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu} \quad (33)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{2 \cdot a \cdot W} \quad (34)$$

$$D_h = \frac{4 \cdot a}{\Phi} \quad (35)$$

$$\Phi = \frac{1}{6} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \cdot \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}} \right) \quad (36)$$

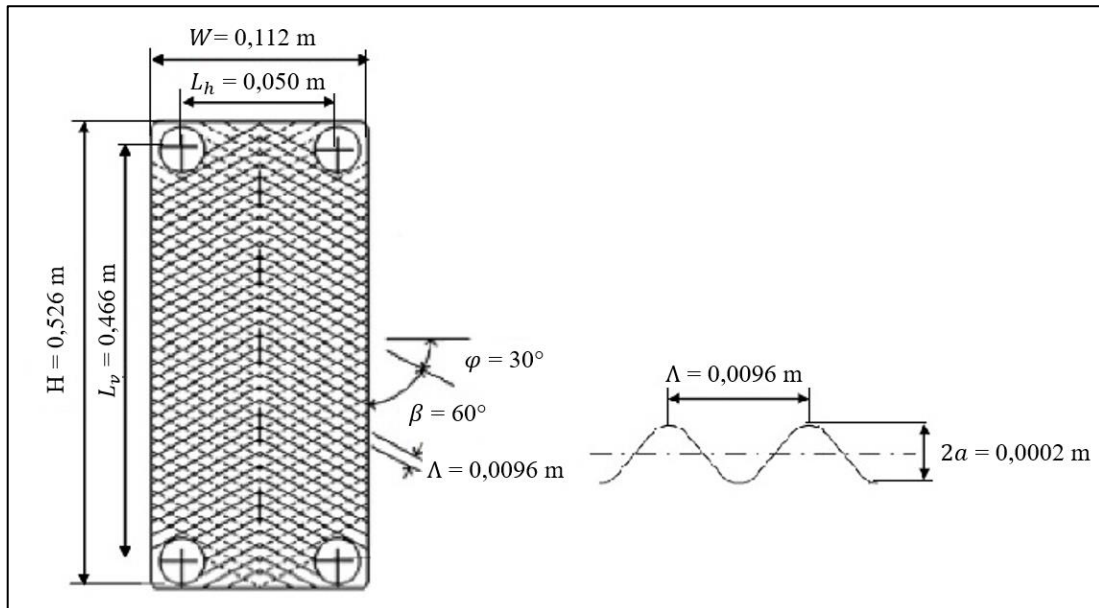
$$X = \frac{2 \cdot \pi \cdot a}{\Lambda} \quad (37)$$

A Equação 38 apresenta uma correlação para obtenção do número de Nussel, utilizando o momento e a transferência de calor em fluxo turbulento para um tubo circular. Esta correlação é válida para ângulos de corrugação entre 10° e 80° (SHAH; SEKULIC, 2003).

Para determinar as condições das placas de *Chevron*, considerou-se que a temperatura da parede seja igual a temperatura média entre o fluido quente e o fluido frio. Foi adotado que as placas sejam de aço inoxidável AISI 304 com espessura de 0,5 mm. A partir dos dados obtidos da Equação 38 e aplicando a Equação 20, obtém-se o coeficiente global de troca térmica e a área de troca necessária para o trocador de calor em cascata.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} = 0,205 \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_{médio}}{\mu_{parede}} \right)^{1/6} \cdot (f \cdot Re^2 \cdot \sin 2\beta)^{0,374} \quad (38)$$

Figura 16 - Parâmetros geométricos de uma placa Chevron



Fonte: Adaptado de Andrea (2016)

3.3.4 Dimensionamento dos compressores

Compressores que operam em ultrabaixa temperatura são equipamentos customizados e em geral não possuem catálogos comerciais para esta linha de produto, sendo utilizados em aplicações específicas de instalações químicas e petroquímicas. De acordo com a ASHRAE (2018), a obtenção de dados de operação para compressores em aplicações de ultrabaixa temperatura pode se tornar difícil pois há poucos dados de testes disponíveis e os fabricantes podem ser relutantes em disponibilizar informações.

Entretanto a ASHRAE (2018) sugere que compressores que operam no lado de baixa pressão de sistemas de refrigeração em cascata não sejam dimensionados tão próximos da especificação necessária. É indicado que a vazão volumétrica seja calculada pelo superaquecimento esperado para assegurar que ele funcione conforme necessário.

Por estes motivos, para o dimensionamento do compressor do ciclo de baixa temperatura, é sugerido um modelo representativo de compressor alternativo disponível em uma função nativa no *software* EES, baseado no método descrito por Jahnig, Reindl e Klein (2000), que determina a eficiência volumétrica, vazão mássica e potência consumida. Este modelo relaciona o fluido refrigerante, o deslocamento volumétrico, a razão do espaço nocivo, a temperatura de evaporação, a diferença de temperatura do superaquecimento do compressor, a temperatura de condensação, a razão entre a perda de pressão nas válvulas de entrada pela pressão no evaporador e a eficiência combinada do compressor e motor.

Para validar a utilização dos compressores propostos para o sistema de baixa temperatura, foram inseridos dos parâmetros de entrada e comparados os resultados para as mesmas condições de operação de um compressor comercial com deslocamento volumétrico semelhante ao necessário para a condição. Dessa forma propõe-se parâmetros construtivos para o compressor sugerido com valores próximos aos já utilizados no mercado. O modelo de compressor BITZER 4EESP-4P foi considerado para as simulações de compressores operando com R170 e o modelo BITZER 2DESP-3P para as simulações de compressores operando com R1150. A Tabela 10 traz a comparação entre os valores obtidos utilizando o *software* BITZER, um fabricante de compressores, com os resultados obtidos através do método de Jahnig, Reindl e Klein (2000) para definir os parâmetros geométricos do compressor.

Tabela 10 – Comparação dos resultados de simulação no *software* BITZER com método utilizado no *software* EES para levantamento de parâmetros geométricos do compressor

Propriedade	Compressor BITZER 4EESP-4P	Software EES
Fluido	R290	R290
Deslocamento Volumétrico (m ³ /s)	0,007617	0,007617
Proporção do volume nocivo (-)	-	0,025
Razão da perda de pressão nas válvulas de entrada pela pressão do evaporador (-)	-	0,1
Eficiência compressor/motor (-)	-	0,73
Temperatura de evaporação (°C)	-10	-10
Temperatura de condensação (°C)	46	46
Superaquecimento (°C)	20	20
Potência absorvida (W)	5,170	5,141
Vazão mássica (kg/s)	0,04308	0,04319
Temperatura de descarga (°C)	89,000	89,060
Propriedade	Compressor BITZER 2DESP-3P	Software EES
Fluido	R290	R290
Deslocamento Volumétrico (m ³ /s)	0,0045	0,0045
Proporção do volume nocivo (-)	-	0,025
Razão da perda de pressão nas válvulas de entrada pela pressão do evaporador (-)	-	0,1
Eficiência compressor/motor (-)	-	0,73
Temperatura de evaporação (°C)	-10	-10
Temperatura de condensação (°C)	46	46
Superaquecimento (°C)	20	20
Potência absorvida (W)	3,020	3,037
Vazão mássica (kg/s)	0,02500	0,02552
Temperatura de descarga (°C)	89,400	89,060

Fonte: o Autor (2022)

A variação para a potência absorvida pelo compressor calculado se mostrou 1% menor em comparação com o compressor BITZER 4EESP-4P. A vazão mássica e a temperatura de descarga apresentaram variações abaixo de 1%, sendo consideradas desprezíveis.

A variação para a potência absorvida pelo compressor calculado se mostrou 1% superior e a vazão mássica apresentou variação de 2% em comparação com o compressor BITZER 2DESP-3P. A temperatura de descarga apresentou variação abaixo de 1%, sendo considerada desprezível.

A proximidade valores obtidos para as duas condições analisadas indica que os parâmetros geométricos considerados são satisfatórios, sendo tais parâmetros utilizados nas simulações do compressor para operar com R170 e com R1150.

Devido ao fato da faixa de temperaturas do ciclo de alta pressão estar dentro de faixas usuais de aplicações de mercado, é possível determinar o compressor a partir de programas de seleção de equipamentos de fabricantes de compressores. Para o dimensionamento do compressor do ciclo de alta temperatura, foi utilizado o *software* BITZER. Para a seleção do equipamento neste programa foram utilizados os dados oriundos da simulação termodinâmica, contemplando a capacidade, temperatura de evaporação do ciclo de alta temperatura e a temperatura de condensação do compressor. Para este compressor foi considerado um superaquecimento de 20 °C na admissão.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 DIMENSIONAMENTO DO ISOLAMENTO

Para a determinação do material de isolamento foram considerados os critérios conforme recomendação da ASHRAE (2018). A primeira análise considera que não deve haver condensação externa no painel isolante. Outro critério é de que a relação do fluxo de calor por unidade de área não deva exceder 25 W/m^2 . Dentre os materiais recomendados pela ASHRAE optou-se pela utilização do *Polyisocyanurate* ASTM C591-17 Type IV (PIR), pois este possui menor coeficiente de condutividade térmica, o que possibilita a utilização de espessuras menores de isolamento para atingir os mesmos valores de fluxo de calor em relação aos demais materiais analisados. Na Tabela 11 estão apresentados os dados de entrada utilizados e em destaque os resultados obtidos. Foram considerados coeficientes convectivos forçados para região interna devido ventilação interna e para externa devido a movimentação do container ao longo do processo de transporte.

Tabela 11 – Informações do fluxo de calor através dos painéis de isolamento

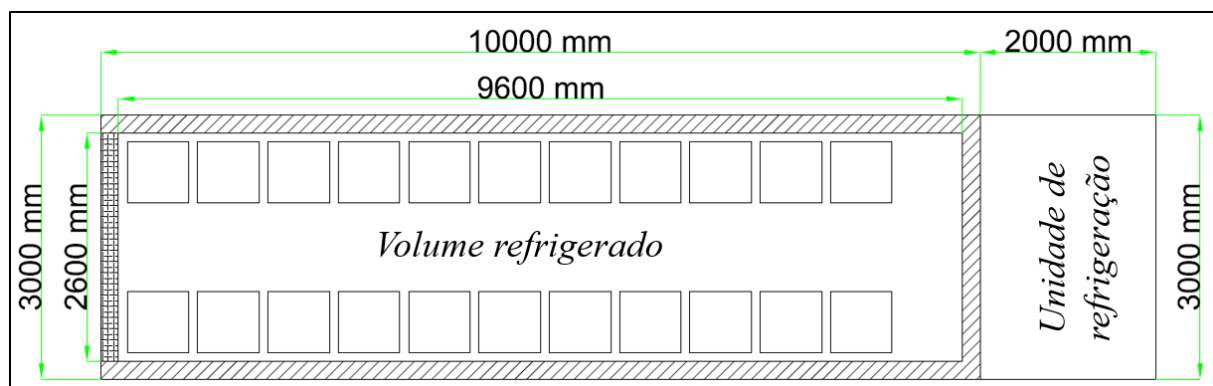
Descrição	Valor	Unidade
Coef. Condutividade térmica PIR	0,03	$\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$
Espessura do isolamento	200	mm
Diferença de temperatura	108	$^\circ\text{C}$
Coeficiente convectivo externo	35	$\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
Coeficiente convectivo interno	35	$\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
Área externa	138,00	m^2
Área média	125,68	m^2
Área interna	113,36	m^2
Resistência condução	0,0530448	$^\circ\text{C/W}$
Resistência convectiva externa	0,0002070	$^\circ\text{C/W}$
Resistência convectiva interna	0,0002520	$^\circ\text{C/W}$
Resistência convectiva total	0,0004591	$^\circ\text{C/W}$
Resistência térmica total	0,0535039	$^\circ\text{C/W}$
Fluxo de calor	2018,55	W
Temperatura externa do painel	37,58	$^\circ\text{C}$

Temperatura interna do painel	-69,49	°C
Fluxo de calor por unidade de área	16,06	W/m ²

Fonte: o Autor (2022)

Com a determinação da espessura de isolamento, tem-se também a definição da área útil do *container*, possibilitando os cálculos do volume refrigerado. A Figura 17 representa os dimensionais utilizados na determinação da carga térmica, trazendo a área reservada para a unidade de refrigeração e a área útil de transporte.

Figura 17 - Dimensões do volume refrigerado e área da unidade de refrigeração



Fonte: o Autor (2022)

4.2 RENOVAÇÃO DE AR

Para determinar o valor limite para a renovação de ar, o critério utilizado foi a renovação total do volume de ar interno. Considera-se que o momento crítico para a renovação do ar interno seja o momento de abertura das portas do *container*. A partir disto, a análise se deu a partir da determinação do dimensional da porta e dos critérios de abertura dela. Os resultados obtidos estão descritos na Tabela 12.

Tabela 12 - Informações de renovação de ar do volume refrigerado

Descrição	Valor	Unidade
Diferença de temperatura	108	°C
Largura da porta	2,60	m
Altura da porta	2,80	m
Aceleração da gravidade	9,81	m/s ²
Densidade do ar infiltrado (38 °C) à 101,25 kPa	1,13	kg/m ³

Entalpia do ar infiltrado (38 °C) à 101,25 kPa	202,90	kJ/kg
Densidade do ar refrigerado (-70 °C) à 101,25 kPa	1,74	kg/m ³
Entalpia do ar refrigerado (-70 °C) à 101,25 kPa	311,50	kJ/kg
Razão entre a densidade do ar infiltrado e do ar refrigerado	0,65172	-
Taxa de infiltração de ar para fluxo totalmente desenvolvido	4453,32	l/s
Velocidade de entrada do ar	0,61	m/s
Fluxo de infiltração de ar com as portas fechadas	0,00	l/s
Fluxo de Infiltração de ar devido tráfego de empilhadeira	0,00	l/s
Fator de fluxo da porta	1,00	-
Período de abertura da porta	5,00	s
Período com a porta totalmente aberta	5,00	s
Período de fechamento da porta	5,00	s
Tempo total	15,00	s
Número de abertura de portas	1,00	-
Fator de abertura fracionada da porta	0,97	-
Efetividade da proteção térmica da porta	0,92	-
Fluxo de infiltração corrigido	237,51	l/s
Fluxo de calor total	44880,88	W
Volume de ar trocado	66,80	m ³
Volume da câmara	64,90	m ³

Fonte: o Autor (2022)

Através dos cálculos apresentados, é possível notar que haverá uma renovação total da massa de ar interna no container para o período de abertura de 15 s. Com isso considera-se que para cada abertura de portas que ultrapasse tal período, será necessário refrigerar a massa de ar em sua totalidade.

4.3 EQUALIZAÇÃO TÉRMICA VOLUME REFRIGERADO

O processo inicial para determinar a carga térmica oriunda do resfriamento das massas de ar e alumínio foi o levantamento das massas e dos calores específicos. De acordo com as práticas de manuseio, armazenamento e transporte de vacinas é necessário que ocorra um período de retenção de 7200 segundos para os produtos que necessitam de armazenamento em ultrabaixa temperatura após estes sofrerem exposição à temperatura ambiente. Por este motivo,

este foi o período adotado para equalização da temperatura interna do *container* (OPAS; OMS; UNICEF, 2021). A Tabela 13 apresenta os resultados obtidos para a equalização térmica do volume refrigerado.

Tabela 13 - Informações da equalização térmica do volume refrigerado

Descrição estrutura metálica interna	Valor	Unidade
Perfil 50x50x2 mm alumínio liga 2024	332	m
Densidade do alumínio liga 2024	2770	kg/m ³
Massa de alumínio liga 2024	353,1	kg
Calor específico alumínio liga 2024	875	J/kg.K
Calor necessário para refrigerar o alumínio liga 2024	33.371.896	J
Fluxo de calor para resfriamento da massa de alumínio	4.635	W
Descrição massa de ar interna	Valor	Unidade
Massa de ar inicial	73,6	kg
Calor específico do ar refrigerado	1007,0	J/kg.K
Calor necessário para refrigerar o ar	8.003.579	J
Fluxo de calor para resfriamento massa de ar	1.112	W

Fonte: o Autor (2022)

O fluxo de calor para o resfriamento da massa de alumínio e para a massa de ar, em um intervalo de 7200 segundos, é de 4635W e 1112 W respectivamente.

4.4 CARGA TÉRMICA TOTAL

A potência calorífica total considerada foi a necessária para atender a condição com maior demanda térmica. Para isto foi considerado o somatório do fluxo de calor através dos painéis de isolamento e equalização térmica inicial das massas de alumínio e ar.

É necessário considerar também a potência dissipada pelos equipamentos que compõe o sistema, como por exemplo dos ventiladores do evaporador, das luzes internas e demais equipamentos elétricos e eletrônicos no ambiente. A Tabela 14 apresenta o somatório de todas as fontes de calor consideradas para dimensionamento do sistema.

Tabela 14 - Potência térmica total necessária para o sistema

Descrição	Valor	Unidade
Fluxo de calor ventiladores	247,5	W
Fluxo de calor de luzes e <i>displays</i>	25	W
Fluxo de calor para resfriamento alumínio	4.635	W
Fluxo de calor para resfriamento massa de ar	1.112	W
Fluxo de calor através dos painéis de isolamento	2.019	W
Potência térmica total necessária	8038	W

Fonte: o Autor (2022)

4.5 SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA

4.5.1 Validação da simulação

A fim de validar o modelamento termodinâmico realizado, os resultados obtidos no presente trabalho foram comparados com os resultados obtidos nos estudos de RANGEL e ALMEIDA (2021), utilizando os parâmetros indicados na Tabela 15. Com o intuito de ter-se uma segunda validação, foi realizado a análise nas mesmas condições utilizando o *software Coolpack*.

Coolpack é uma coleção de ferramentas de simulação para refrigeração. O desenvolvimento do *Coolpack* foi inicialmente financiado pela Agência de Energia Dinamarquesa. Desde janeiro de 2000, o desenvolvimento foi financiado pela Universidade Técnica da Dinamarca (DTU) e pelos próprios desenvolvedores do programa (IPU DENMARK, 2022).

Tabela 15 - Parâmetros de entrada para validação do modelamento

Descrição	Valor	Unidade
Temperatura ambiente	35	°C
Pressão ambiente	101	kPa
Temperatura de evaporação ciclo de baixa temperatura	-92	°C
Temperatura de evaporação ciclo de alta temperatura	-35	°C
Temperatura de condensação ciclo de alta temperatura	45	°C
Temperatura de condensação ciclo de baixa temperatura	-25	°C

Fonte: Rangel e Almeida (2021)

A validação da modelagem termodinâmica ocorreu através de duas simulações. A primeira considera R290 como fluido do ciclo de alta temperatura e R1150 como fluido do ciclo de baixa temperatura, conforme a Tabela 16. A segunda utiliza R290 como fluido do ciclo de alta temperatura e R170 como fluido do ciclo de baixa temperatura conforme a Tabela 17. Para ambos os casos os critérios analisados foram as potências de compressão dos compressores dos ciclos de alta e de baixa temperatura e o COP total resultante do sistema. Os valores de potência calorífica do evaporador utilizados em cada simulação estão de acordo com os dados apresentados no trabalho de Rangel e Almeida (2021), com o intuito de facilitar a comparação.

Tabela 16 - Comparação de simulações para um sistema em cascata com R290/R1150

	O autor	Rangel e Almeida (2021)	Coolpack
W ideal alta (kW)	0,6828	0,7019	0,6734
W ideal baixa (kW)	0,4625	0,4444	0,4685
Q evaporador (kW)	0,8026	0,8026	0,8026
COP total	0,7008	0,7001	0,7029

Fonte: o Autor (2022)

Tabela 17 - Comparação de simulações para um sistema em cascata com R290/R170

	O autor	Rangel e Almeida (2021)	Coolpack
W ideal alta (kW)	0,6614	0,6773	0,6515
W ideal baixa (kW)	0,4235	0,4094	0,4277
Q evaporador (kW)	0,8019	0,8019	0,8019
COP total	0,7398	0,7379	0,7431

Fonte: o Autor (2022)

Os resultados obtidos nas simulações apresentam uma variação percentual máxima de 4% para os valores de potência ideal de compressão quando em comparação com os resultados obtidos por RANGEL e ALMEIDA (2021), conforme pode ser analisado na Tabela 18. Diferenças de tal magnitude são toleráveis, uma vez que não houve alterações significativas na comparação do COP total do sistema. Por este motivo a validação do modelamento realizado neste trabalho foi considerada satisfatória.

Tabela 18 - Comparações dos resultados analisados na validação do modelamento

	R290 / R1150		R290 / R170	
	O Autor X Rangel e Almeida (2021)	O Autor X Coolpack	O Autor X Rangel e Almeida (2021)	O Autor X Coolpack
W ideal alta (kW)	-3%	1%	-2%	2%
W ideal baixa (kW)	4%	-1%	3%	-1%
Q evaporador (kW)	0%	0%	0%	0%
COP total	0%	0%	0%	0%

Fonte: o Autor (2022)

4.6 CARACTERIZAÇÃO DE ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO

Na sequência está descrito o dimensionamento dos componentes do sistema, a fim de determinar especificações necessárias para elaboração de um projeto teórico dos equipamentos, indicando área de troca térmica para condensador, trocador de calor em cascata, evaporador, potências de compressão, vazão mássica nos circuitos e massa de cada fluido refrigerante. Logo, através destas informações, é realizado uma análise de viabilidade operacional, verificando se os dimensionais e consumo energéticos condizem com a natureza da aplicação.

4.6.1 Seleção de fluidos refrigerantes

Considerando os limites de concentração para exposição ocupacional dos fluidos avaliados, optou-se por não utilizar o fluido R717 como fluido refrigerante, por apresentar baixo limite em comparação aos demais.

As combinações utilizando o fluido R-744 operando no lado de alta pressão do ciclo não foram consideradas nas simulações pois os resultados se encontram acima do ponto crítico. Como o sistema modelado não contempla a análise em condição transcítica, optou-se por desconsiderar a utilização deste fluido.

As combinações R170/R290, R170/R1270, R1150/R290 e R1150/R1270 apresentaram resultados termodinâmicos semelhantes aos da literatura analisada, sendo estas as simulações consideradas para as demais análises. Os dados do Apêndice A apresentam os resultados obtidos para cada combinação analisada.

4.6.2 Dimensionamento dos trocadores de calor

4.6.2.1 EVAPORADOR SISTEMA DE BAIXA TEMPERATURA

Devido à utilização de uma única geometria de evaporador para fins de simplificação e comparação dos resultados, os evaporadores dimensionados resultaram em diferentes capacidades. A seleção da geometria teve como parâmetro obter capacidade superior a carga térmica necessária para o evaporador com menor eficiência. Os resultados obtidos para os evaporadores estão apresentados na Tabela 19.

Tabela 19 - Resultados obtidos para dimensionamento dos evaporadores

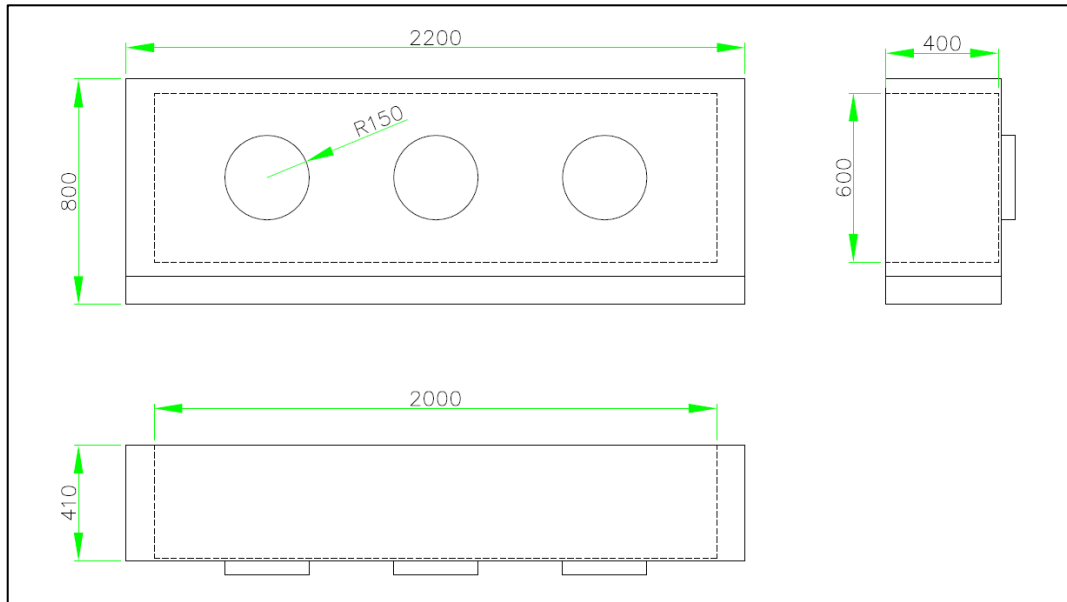
Fluido	R170	R1150
Capacidade (W)	8102	8567
Coeficiente global de troca térmica $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$	23	22
Área de troca (m ²)	97,97	97,97
Ventilação (m ³ /s)	1,467	1,467

Fonte: o Autor (2022)

O evaporador que opera com R170 obteve capacidade 0,80% superior em relação a carga térmica de 8038 W necessária, sendo este o determinante para a geometria do equipamento. Isto acarretou uma capacidade 6,58% superior para o evaporador que opera com R1150 em relação a demanda térmica, considerando a mesma geometria. Estes dados indicam que o evaporador com R1150 apresenta melhor eficiência em relação ao outro modelo analisado. A Figura 18 representa os dimensionais resultantes do evaporador. As demais informações extraídas do *software* COILS estão apresentadas no ANEXO B.

Para atender a demanda de ventilação, foram selecionados 3 ventiladores com vazão unitária de 1760 m³/h e potência consumida de 82,5 W no ponto de operação. A curva de operação dos ventiladores selecionados para aplicação é encontrada no ANEXO B.

Figura 18 - Dimensões dos evaporadores selecionados



Fonte: o Autor (2022)

4.6.2.2 TROCADOR DE CALOR EM CASCATA

O dimensionamento dos trocadores de calor a placas em cascata para cada combinação de fluidos foi realizado considerando o calor que necessitava ser dissipado no ciclo de baixa temperatura. A Tabela 20 traz os resultados. As demais informações são apresentadas no Apêndice B.

Tabela 20 - Resultados do dimensionamento do trocador de calor a placas em cascata

Combinação	R1150/R1270	R1150/R290	R170/R1270	R170/R290
Capacidade (W)	12442	12635	12975	13162
Coeficiente de transferência de calor fluido frio $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$	4863	4453	5450	4787
Coeficiente de transferência de calor fluido quente $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$	3508	3554	3383	3426
Coeficiente global de troca térmica $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$	1896	1843	1940	1862
Área de troca (m ²)	1,313	1,371	1,337	1,414

Fonte: o Autor (2022)

4.6.2.3 CONDENSADOR SISTEMA DE ALTA TEMPERATURA

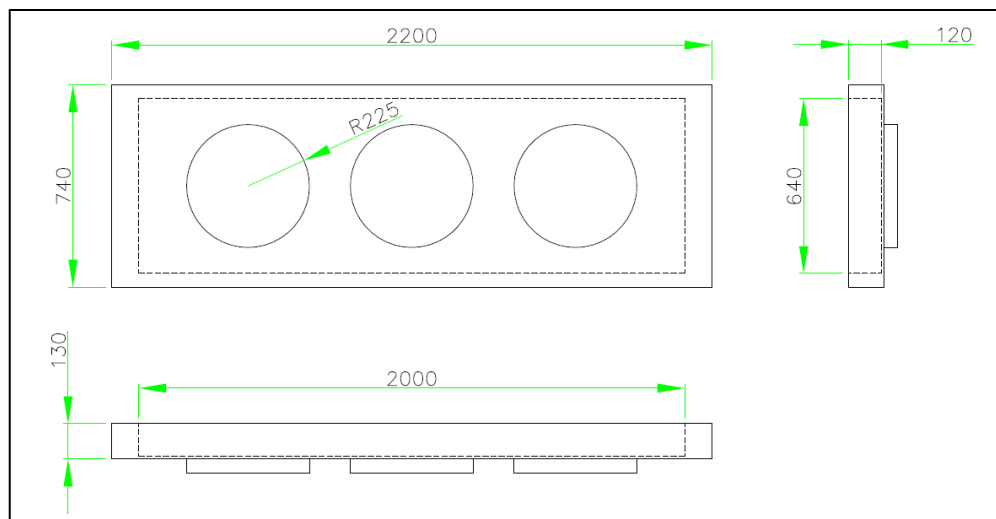
O dimensionamento dos condensadores considerou atender a capacidade nominal a ser dissipada em cada simulação, equalizando o dimensional dos ventiladores necessários para atender a vazão de ventilação com sua estrutura geométrica. Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 21. O Anexo C traz as demais informações obtidas através do dimensionamento.

Tabela 21 - Resultados obtidos para condensadores do ciclo de alta temperatura

Combinação	R1150/R1270	R1150/R290	R170/R1270	R170/R290
Capacidade (W)	26602	25918	26524	25967
Coeficiente global de troca térmica $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$	44	43	44	43
Área de troca (m ²)	105	105	105	105
Vazão de ventilação (m ³ /s)	6,223	6,223	6,223	6,223

Fonte: o Autor (2022)

Figura 19 - Dimensões dos condensadores selecionados



Fonte: o Autor (2022)

4.6.3 Dimensionamento dos compressores

O dimensionamento dos compressores do ciclo de baixa temperatura considerou obter a vazão mássica estabelecida na simulação do sistema em cascata no *software* EES para cada uma das combinações de fluido. Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 22.

Tabela 22 - Resultados obtidos para os compressores do ciclo de baixa temperatura através de simulação no *software* EES

Combinação	R170/R1270	R1150/R1270	R1150/R290	R170/R290
Fluido	R170	R1150	R1150	R170
Temperatura evaporação (°C)	-74	-74	-74	-74
Temperatura condensação (°C)	-19,32	-27,34	-25,89	-17,87
Modelo	EES	EES	EES	EES
Carga térmica (W)	8038	8038	8038	8038
Deslocamento volumétrico (1750 RPM) (m ³ /s)	0,008764	0,004361	0,004442	0,008936
Rendimento volumétrico (-)	0,7978	0,8333	0,8307	0,7937
Potência absorvida (W)	4937	4404	4597	5124
Vazão mássica (kg/s)	0,02515	0,02640	0,02680	0,02551
Temperatura gás de descarga (°C)	71,08	68,39	71,53	73,72
Pressão de descarga (kPa)	1449	2083	2166	1508

Fonte: o Autor (2022)

O dimensionamento dos compressores do ciclo de alta temperatura considerou a utilização dos modelos de compressores disponíveis no *software* BITZER para cada uma das combinações de fluido, considerando capacidade próxima da solicitada. Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 23. O Anexo D traz os demais dados obtidos no *software*.

Tabela 23 - Resultados dos compressores BITZER do ciclo de alta temperatura

Combinação	R170/R1270	R1150/R1270	R1150/R290	R170/R290
Fluido	R1270	R12170	R290	R290
Temperatura evaporação (°C)	-24,32	-32,34	-30,89	-22,87
Temperatura condensação (°C)	46	46	46	46

Modelo	4TESP-9P	4NESP-14P	4HEP-18P	4NESP-14P
Carga térmica (W)	12975	12442	12635	13162
Capacidade frigorífica (W)	15280	12950	13870	15620
Deslocamento volumétrico (1750 RPM) (m ³ /s)	0,01386	0,01886	0,02467	0,01886
Potência absorvida (W)	9130	9390	10230	9360
Vazão mássica (kg/h)	211	185,2	203	220
Temperatura gás de descarga (°C)	106,4	114,7	104,3	96,5

Fonte: o Autor (2022)

4.6.4 Obtenção do coeficiente de desempenho

A Tabela 24 traz o COP para as combinações de fluidos utilizadas, para cada parte do sistema. Os valores desta tabela apresentam os resultados obtidos através da simulação do sistema de refrigeração em cascata realizada no *software* EES.

Tabela 24 - COP obtido através da simulação no ESS

Configuração	COP baixa	COP alta	COP total
R170 / R290	1,821	1,687	0,6817
R170 / R1270	1,891	1,645	0,6857
R1150 / R290	2,082	1,393	0,6482
R1150 / R1270	2,176	1,366	0,6543

Fonte: o Autor (2022)

A Tabela 25 traz o COP para as combinações de fluidos utilizadas, para cada parte do sistema. Os valores desta tabela apresentam os resultados obtidos considerando os equipamentos dimensionados neste trabalho.

Ao efetuar a comparação entre o sistema dimensionado com o sistema simulado no *software* EES, era esperado que o sistema dimensionado trouxesse valores de coeficiente de desempenho inferiores. Ao realizar a análise entre as Tabelas 24 e 25 essa hipótese se comprova.

Nota-se que os resultados dos coeficientes de desempenho do sistema dimensionado não seguiram a sequência de eficiência do sistema simulado. A Tabela 26 apresenta as variações obtidas para cada configuração.

Tabela 25 - COP obtido para o sistema dimensionado

Configuração	COP baixa	COP alta	COP total
R170 / R290	1,57	1,41	0,55
R170 / R1270	1,63	1,42	0,57
R1150 / R290	1,75	1,24	0,54
R1150 / R1270	1,83	1,33	0,58

Fonte: o Autor (2022)

Tabela 26 - Variação dos valores de COP obtidos

Configuração	COP total simulado	COP total dimensionado	Variação
R170 / R290	0,6817	0,55	19,32 %
R170 / R1270	0,6857	0,57	16,87 %
R1150 / R290	0,6482	0,54	16,69 %
R1150 / R1270	0,6543	0,58	11,36 %

Fonte: o Autor (2022)

Isto ocorre pois neste trabalho foi considerada a caracterização de geometrias e formas construtivas apresentadas através de parâmetros encontrados na literatura, e para obter uma assertividade do sistema dimensionado com o sistema simulado é necessário a otimização construtiva dos evaporadores, compressores, trocador de calor em cascata e condensador. Por se tratar de uma aplicação específica, com poucas informações de componentes de mercado disponíveis para as condições analisadas, é necessário estudos aprofundados visando a eficiência de cada componente.

5 CONCLUSÃO

Considerando o trabalho realizado conclui-se que os objetivos gerais e os objetivos específicos foram alcançados.

Foram caracterizados os sistemas existentes para transporte de vacinas para cada faixa de temperaturas de acordo com a literatura.

O sistema teórico foi simulado através do *software* EES, sendo validado com a literatura e com o *software* Coolpack, apresentando resultados satisfatórios. Foram realizados testes com quatro configurações, sendo elas R170/R1270, R170/R290, R1150/R1270 e R1150/R290. Através destas simulações, foi possível determinar termodinamicamente que os fluidos naturais R170 e R1150 são adequados para operar em ultrabaixa temperatura, com temperatura de evaporação de - 74 °C.

O sistema de refrigeração foi dimensionado considerando fluidos refrigerantes naturais para atuar em um *container* de transporte de vacinas, mantendo a temperatura interna em - 70 °C. A configuração que apresentou melhor coeficientes de desempenho nas simulações termodinâmicas foi o do sistema R170/R1270, obtendo COP de 0,6857. Já para o sistema dimensionado a combinação com melhor eficiência foi a R1150/R1270, com COP de 0,58 e 11,36% de variação em relação ao valor nominal do sistema teórico. A configuração que obteve maior variação entre o sistema simulado e o dimensionado foi de 19,32% para o par fluido R170/R290.

A principal dificuldade encontrada no desenvolvimento do trabalho foi o dimensionamento dos equipamentos para ultrabaixa temperatura. Há uma baixa disponibilidade de informações geométricas de equipamentos disponíveis na literatura. Os dimensionamentos dos equipamentos realizados nesta faixa temperatura devem passar por análises aprofundadas, pois neste trabalho foram indicados parâmetros geométricos, considerando como hipótese simplificadora que suas formas construtivas irão suportar as condições de operação.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Análise de um sistema de refrigeração em cascata em condição transcítica para operação em ultrabaixa temperatura com a utilização de R744.

Desenvolvimento de ventiladores para operação em ultrabaixa temperatura.

Desenvolvimento de compressores para operação em ultrabaixa temperatura.

Otimização de componentes para operação em ultrabaixa temperatura.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALHAMID, M. I.; SYAKA, D. R. B.; NASRUDDIN. Exergy and Energy Analysis of a Cascade Refrigeration System Using R744+R170 for Low Temperature Applications. **International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering**, v. 10, 2010.

ANDREA, A. **Aplicaciones De Intercambiadores De placas En Refrigeración**. Disponível em: <<http://transferenciadecalorpsm.blogspot.com/2016/09/aplicaciones-de-intercambiadores-de.html>>. Acesso em: 25 nov. 2022.

ASHRAE. **Fundamentals**. [s.l.] ASHRAE Inc, 2017.

ASHRAE. **Handbook Refrigeration**. Atlanta: ASHRAE Inc, 2018.

ASHRAE. Designation and Safety Classification of Refrigerants. **ASHRAE STANDARD 34**, 2022.

BEJAN, A.; KRAUS, A. D. **Heat transfer handbook**. [s.l.] J. Wiley, 2003.

BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. **Fenômenos de Transporte**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. 7a. ed. New York: Mc Graw-Hill Companies, 2011.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications**. 4. ed. New York: The McGraw-Hill Companies, Inc, 2011.

CHEN, X. et al. Energy and exergy analysis of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with subcooling in the low-temperature cycle based on an auxiliary loop of NH₃ refrigerants. **Energy Reports**, v. 8, p. 1757–1767, 1 nov. 2022.

CLELAND, D. J. et al. **A Modified Model to Predict Air Infiltration into Refrigerated Facilities through Doorways**, 2004.

CLETO, T. L. Aplicações de CO₂ como fluido refrigerante no setor de refrigeração industrial. **The use of Natural Refrigerants**, 2008.

COSTA, E. C. DA. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo, 1982.

CROSEWSKI, F.; LAROCCA, L. M.; CHAVES, M. M. N. Perdas evitáveis de imunobiológicos na instância local: reflexões acerca do processo de trabalho da enfermagem. **Saúde em Debate**, v. 42, n. 116, p. 203–213, jan. 2018.

DEPARTMENT OF HEALTH AND HUMAN SERVICES, U. S. **Vaccine Storage and Handling Toolkit**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <www.cdc.gov/vaccines/imz-managers/awardde-imz-websites.html>. Acesso em: 25 nov. 2022.

DOSSAT, R. J. **Princípios de Refrigeração**. Houston, Texas: John Wiley & Sons, inc, 2004.

HUNG ANH, L. D.; PÁSZTORY, Z. **An overview of factors influencing thermal conductivity of building insulation materials.** *Journal of Building Engineering* Elsevier Ltd, , 1 dez. 2021.

HWANG, Y. et al. Transporting and Storing COVID-19 Vaccines. *ASHRAE Journal*, fev. 2022.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e massa.** 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

IPU DENMARK. **Coolpack.** Disponível em: <<https://www.ipu.dk/products/coolpack/>>. Acesso em: 25 nov. 2022.

LAGE, E. M.; AMORIM, F.; ZANETTE, T. **Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado.** Brasília: Ministério do Meio Ambiente, , 2011. (Nota técnica).

LLOYD, J.; CHEYNE, J. **The origins of the vaccine cold chain and a glimpse of the future.** *Vaccine* Elsevier Ltd, , 19 abr. 2017.

MINISTÉRIO DA SAÚDE. **Manual de Rede de Frio do Programa Nacional de Imunizações.** 5º ed. Brasília: Ministério da Saúde, 2017.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado,** 2008. (Nota técnica).

OPAS, O. P.-A. DA S.; OMS, O. M. DA S.; UNICEF. **Treinamento sobre manuseio, armazenamento e transporte da vacina Pfizer BioNTech COVID-19 COMIRNATY® (Tozinameran),** 2021.

PARK, H.; KIM, D. H.; KIM, M. S. Thermodynamic analysis of optimal intermediate temperatures in R134a–R410A cascade refrigeration systems and its experimental verification. *Applied Thermal Engineering*, n. 54:319-327, 2013.

RANGEL, V. B.; ALMEIDA, A. G. S. Cascade Refrigeration System for Low Temperatures Using Natural Fluids. *Engenharia Térmica (Thermal Engineering)*, v. 20, n. 2, p. 20–26, jun. 2021.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN.** [s.l:], 2003.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentals of Thermodynamics.** 8. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc, 2013.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial.** 2. ed. São Paulo: [s.n.].

UNICEF. **Going ultra-cold: How UNICEF is supporting countries for COVID-19 vaccine roll-out.** Disponível em: <<https://www.unicef.org/supply/stories/going-ultra-cold-how-unicef-supporting-countries-covid-19-vaccine-roll-out>>. Acesso em: 1 abr. 2022.

VENTURINI, J. O.; PIRANI, M. J. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2005.

ZHU, Y. D. et al. Thermodynamic analysis of a novel multi-target-temperature cascade cycle for refrigeration. **Energy Conversion and Management**, v. 243, 1 set. 2021.

EES, Engineering Equations Solver, FChart software, LLC, 2015.

UNILAB: COILS. Versao. Padova, Italia: UNILAB S.R.L, 2022.

BITZER Software. V6.17.9 rev2773. Sindelfingen, Alemanha: BITZER Kühlmaschinenbau GmbH, 2022.

EBM papst: FanScout. 3.0.2.13460. Mulfingen, Alemanha: bem-papst Mulfingen GmbH & Co., 2017.

APÊNDICE A - RESULTADOS OBTIDOS: SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA

Tabela A1 - Soluções obtidas para simulações realizadas

R290/R170	R1270/R170	R290/R1150	R1270/R1150
Variables in Main	Variables in Main	Variables in Main	Variables in Main
COP_alta=1,687	COP_alta=1,645	COP_alta=1,393	COP_alta=1,366
COP_baixa=1,821	COP_baixa=1,891	COP_baixa=2,082	COP_baixa=2,176
COP_total=0,6817	COP_total=0,6857	COP_total=0,6482	COP_total=0,6543
Delta_T_Cond=8 [°C]	Delta_T_Cond=8 [°C]	Delta_T_Cond=8 [°C]	Delta_T_Cond=8 [°C]
Delta_T_Troc_Casc=5 [°C]	Delta_T_Troc_Casc=5 [°C]	Delta_T_Troc_Casc=5 [°C]	Delta_T_Troc_Casc=5 [°C]
eta_iso=0,7	eta_iso=0,7	eta_iso=0,7	eta_iso=0,7
Fluid_Alta\$='Propane'	Fluid_Alta\$='Propylene'	Fluid_Alta\$='Propane'	Fluid_Alta\$='Propylene'
Fluid_Baixa\$='Ethane'	Fluid_Baixa\$='Ethane'	Fluid_Baixa\$='Ethylene'	Fluid_Baixa\$='Ethylene'
h_2s=-43,3 [kJ/kg]	h_2s=-46,1 [kJ/kg]	h_2s=-52,5 [kJ/kg]	h_2s=-55,36 [kJ/kg]
h_6s=641,1 [kJ/kg]	h_6s=16,77 [kJ/kg]	h_6s=646,5 [kJ/kg]	h_6s=24,3 [kJ/kg]
m_dot_1=0,02551 [kg/s]	m_dot_1=0,02515 [kg/s]	m_dot_1=0,0268 [kg/s]	m_dot_1=0,0264 [kg/s]
m_dot_2=0,02551 [kg/s]	m_dot_2=0,02515 [kg/s]	m_dot_2=0,0268 [kg/s]	m_dot_2=0,0264 [kg/s]
m_dot_3=0,02551 [kg/s]	m_dot_3=0,02515 [kg/s]	m_dot_3=0,0268 [kg/s]	m_dot_3=0,0264 [kg/s]
m_dot_4=0,02551 [kg/s]	m_dot_4=0,02515 [kg/s]	m_dot_4=0,0268 [kg/s]	m_dot_4=0,0264 [kg/s]
m_dot_5=0,05581 [kg/s]	m_dot_5=0,05304 [kg/s]	m_dot_5=0,05569 [kg/s]	m_dot_5=0,05253 [kg/s]
m_dot_6=0,05581 [kg/s]	m_dot_6=0,05304 [kg/s]	m_dot_6=0,05569 [kg/s]	m_dot_6=0,05253 [kg/s]
m_dot_7=0,05581 [kg/s]	m_dot_7=0,05304 [kg/s]	m_dot_7=0,05569 [kg/s]	m_dot_7=0,05253 [kg/s]
m_dot_8=0,05581 [kg/s]	m_dot_8=0,05304 [kg/s]	m_dot_8=0,05569 [kg/s]	m_dot_8=0,05253 [kg/s]
Q_cond_cas=12451 [W]	Q_cond_cas=12289 [W]	Q_cond_cas=11899 [W]	Q_cond_cas=11733 [W]
Q_dot_cond=19830 [W]	Q_dot_cond=19760 [W]	Q_dot_cond=20439 [W]	Q_dot_cond=20323 [W]
Q_dot_evap=8038 [W]	Q_dot_evap=8038 [W]	Q_dot_evap=8038 [W]	Q_dot_evap=8038 [W]
Q_evap_cas=12451 [W]	Q_evap_cas=12289 [W]	Q_evap_cas=11899 [W]	Q_evap_cas=11733 [W]
T_amb=38 [°C]	T_amb=38 [°C]	T_amb=38 [°C]	T_amb=38 [°C]
T_Cond_Alta=46 [°C]	T_Cond_Alta=46 [°C]	T_Cond_Alta=46 [°C]	T_Cond_Alta=46 [°C]
T_evap_baixa=-74 [°C]	T_evap_baixa=-74 [°C]	T_evap_baixa=-74 [°C]	T_evap_baixa=-74 [°C]
W_alta=7379 [W]	W_alta=7471 [W]	W_alta=8540 [W]	W_alta=8590 [W]
W_baixa=4413 [W]	W_baixa=4251 [W]	W_baixa=3861 [W]	W_baixa=3695 [W]
W_total=11792 [W]	W_total=11722 [W]	W_total=12401 [W]	W_total=12285 [W]

Fonte: O autor, 2022

Tabela A2 – Matrizes das soluções obtidas para as simulações realizadas

R-170 / R290							
T (°C)	x (Título)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	P (kPa)	Psat (kPa)	v (m³/kg)	dv (m³/s)
-74	1	-164,4	-0,8597	209	209	0,2486	0,006341
19,34		8,569	-0,8597	1508			
-17,87	0	-479,5	-2,549	1508			
-74	0,3283	-479,5	-2,442	209			
-22,87	1	548,6	2,404	220,2	220,2	0,2004	0,01118
55,34		680,8	2,404	1569	1569		
46	0	325,5	1,416	1569			
-22,87	0,4482	325,5	1,513	220,2			
R-170 / R-1270							
T (°C)	x (Título)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	P (kPa)	Psat (kPa)	v (m³/kg)	dv (m³/s)

-74	1	-164,4	-0,8597	209	209	0,2486	0,006253
17,2		4,596	-0,8597	1449			
-19,32	0	-483,9	-2,565	1449			
-74	0,3189	-483,9	-2,464	209			
-24,32	1	-81,83	-0,4785	262,8	262,8	0,1741	0,009235
64,66		59,03	-0,4785	1887	1887		
46	0	-313,5	-1,51	1887			
-24,32	0,4371	-313,5	-1,41	262,8			

R-1150 / R-290

T (°C)	x (Título)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	P (kPa)	Psat (kPa)	v (m³/kg)	dv (m³/s)
-74	1	-153,3	-1,047	440,2	440,2	0,1217	0,003261
16,84		-9,28	-1,047	2166			
-25,89	0	-453,2	-2,641	2166			
-74	0,3092	-453,2	-2,552	440,2			
-30,89	1	539,2	2,42	162	162	0,2672	0,01488
57,67		692,5	2,42	1569	1569		
46	0	325,5	1,416	1569			
-30,89	0,4834	325,5	1,539	162			

R-1150 / R-1270

T (°C)	x (Título)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	P (kPa)	Psat (kPa)	v (m³/kg)	dv (m³/s)
-74	1	-153,3	-1,047	440,2	440,2	0,1217	0,003212
14,29		-13,36	-1,047	2083			
-27,34	0	-457,8	-2,659	2083			
-74	0,2986	-457,8	-2,576	440,2			
-32,34	1	-90,18	-0,4563	194	194	0,2316	0,01216
68,19		73,36	-0,4563	1887	1887		
46	0	-313,5	-1,51	1887			
-32,34	0,4701	-313,5	-1,384	194			

Fonte: O autor, 2022

APÊNDICE B - RESULTADOS OBTIDOS: TROCADOR DE CALOR A PLACAS

Tabela B1 – Soluções obtidas para os trocadores de calor a placas em cascata

R290/R170	R1270/R170	R290/R1150	R1270/R1150
Variables in Main	Variables in Main	Variables in Main	Variables in Main
a=0,001 [m]	a=0,001 [m]	a=0,001 [m]	a=0,001 [m]
Area=1,414 [m ²]	Area=1,337 [m ²]	Area=1,371 [m ²]	Area=1,313 [m ²]
beta=60 [Degree]	beta=60 [Degree]	beta=60 [Degree]	beta=60 [Degree]
D_h=0,003635 [m]	D_h=0,003635 [m]	D_h=0,003635 [m]	D_h=0,003635 [m]
esp=0,0005 [m]	esp=0,0005 [m]	esp=0,0005 [m]	esp=0,0005 [m]
Fluid_f\$='propane'	Fluid_f\$='propylene'	Fluid_f\$='propane'	Fluid_f\$='propylene'
Fluid_q\$='Ethane'	Fluid_q\$='Ethane'	Fluid_q\$='ethylene'	Fluid_q\$='ethylene'
f_0_f=0,00893 [-]	f_0_f=0,008483 [-]	f_0_f=0,009391 [-]	f_0_f=0,00904 [-]
f_0_q=0,009084 [-]	f_0_q=0,009171 [-]	f_0_q=0,009111 [-]	f_0_q=0,009204 [-]
f_1_f=0,7875 [-]	f_1_f=0,7483 [-]	f_1_f=0,8268 [-]	f_1_f=0,797 [-]
f_1_q=0,8008 [-]	f_1_q=0,8082 [-]	f_1_q=0,803 [-]	f_1_q=0,811 [-]
f_f=0,4513 [-]	f_f=0,445 [-]	f_f=0,4575 [-]	f_f=0,4528 [-]
f_q=0,4534 [-]	f_q=0,4546 [-]	f_q=0,4538 [-]	f_q=0,455 [-]
G_f=272,8 [kg/s-m ²]	G_f=261,7 [kg/s-m ²]	G_f=251,7 [kg/s-m ²]	G_f=229,6 [kg/s-m ²]
G_q=113,9 [kg/s-m ²]	G_q=112,3 [kg/s-m ²]	G_q=119,6 [kg/s-m ²]	G_q=117,9 [kg/s-m ²]
h_f=4787 [W/m ² -C]	h_f=5450 [W/m ² -C]	h_f=4453 [W/m ² -C]	h_f=4863 [W/m ² -C]
h_q=3426 [W/m ² -C]	h_q=3383 [W/m ² -C]	h_q=3554 [W/m ² -C]	h_q=3508 [W/m ² -C]
k_f=0,1211 [W/m-C]	k_f=0,1377 [W/m-C]	k_f=0,1259 [W/m-C]	k_f=0,1417 [W/m-C]
k_q=0,1039 [W/m-C]	k_q=0,105 [W/m-C]	k_q=0,1047 [W/m-C]	k_q=0,1063 [W/m-C]
k_w=13,81 [W/m-C]	k_w=13,78 [W/m-C]	k_w=13,63 [W/m-C]	k_w=13,6 [W/m-C]
Lambda=0,0096 [m]	Lambda=0,0096 [m]	Lambda=0,0096 [m]	Lambda=0,0096 [m]
mu_m_f=0,0001641 [Pa-s]	mu_m_f=0,0001320 [Pa-s]	mu_m_f=0,0001793 [Pa-s]	mu_m_f=0,0001440 [Pa-s]
mu_m_q=0,00007259 [Pa-s]	mu_m_q=0,00007389 [Pa-s]	mu_m_q=0,00007701 [Pa-s]	mu_m_q=0,0000785 [Pa-s]
mu_w_f=0,0001597 [Pa-s]	mu_w_f=0,0001286 [Pa-s]	mu_w_f=0,0001744 [Pa-s]	mu_w_f=0,00014 [Pa-s]
mu_w_q=0,00007484 [Pa-s]	mu_w_q=0,00007617 [Pa-s]	mu_w_q=0,00007952 [Pa-s]	mu_w_q=0,00008086 [Pa-s]
m_dot_f=0,06111[kg/s]	m_dot_f=0,05861[kg/s]	m_dot_f=0,05639[kg/s]	m_dot_f=0,05144[kg/s]
m_dot_q=0,02551[kg/s]	m_dot_q=0,02515[kg/s]	m_dot_q=0,0268 [kg/s]	m_dot_q=0,0264 [kg/s]
Nusselt_f=143,7 [-]	Nusselt_f=143,9 [-]	Nusselt_f=128,5 [-]	Nusselt_f=124,8 [-]
Nusselt_q=119,9 [-]	Nusselt_q=117,1 [-]	Nusselt_q=123,3 [-]	Nusselt_q=120 [-]
phi=1,1 [-]	phi=1,1 [-]	phi=1,1 [-]	phi=1,1 [-]
Pr_f=3,188 [-]	Pr_f=2,193 [-]	Pr_f=3,284 [-]	Pr_f=2,284 [-]
Pr_q=2,16 [-]	Pr_q=2,155 [-]	Pr_q=2,403 [-]	Pr_q=2,378 [-]
Q_dot=13162 [W]	Q_dot=12975 [W]	Q_dot=12635 [W]	Q_dot=12442 [W]
Re_f=6042 [-]	Re_f=7208 [-]	Re_f=5105 [-]	Re_f=5797 [-]
Re_q=5703 [-]	Re_q=5523 [-]	Re_q=5647 [-]	Re_q=5458 [-]
T_f=-22,87 [C]	T_f=-24,32 [C]	T_f=-30,89 [C]	T_f=-32,34 [C]
T_q=-17,87 [C]	T_q=-19,32 [C]	T_q=-25,89 [C]	T_q=-27,34 [C]
T_w=-20,37 [C]	T_w=-21,82 [C]	T_w=-28,39 [C]	T_w=-29,84 [C]
U=1862 [W/m ² -C]	U=1940 [W/m ² -C]	U=1843 [W/m ² -C]	U=1896 [W/m ² -C]
W=0,112 [m]	W=0,112 [m]	W=0,112 [m]	W=0,112 [m]
X=0,6545 [-]	X=0,6545 [-]	X=0,6545 [-]	X=0,6545 [-]

Fonte: O autor, 2022

ANEXO A – CONDIÇÕES METEOROLÓGICAS

Tabela A – Registros críticos de parâmetros meteorológicos mensais médios dos estados brasileiros no intervalo de 1991 a 2020

Estado	Estação	Temperatura Máxima (°C)	Temperatura Média (°C)	Temperatura Mínima (°C)	Umidade relativa (%)
AC	Rio Branco	33,7	26,4	22,8	89,1
AL	Maceió	31,5	26,6	-	84,1
AP	Macapá	33,4	28,8	24,4	87,2
AM	Manaus	34,1	28,6	24,6	85,8
BA	Salvador	31,1	27,1	24,1	85,1
CE	Fortaleza	31,7	27,8	24,9	85,1
DF	Brasília	29,1	23,1	18,5	76,0
ES	Vitória	32	27,5	24,4	-
GO	Goiânia	34	26,3	20,3	72,6
MA	São Luis	32,5	-	25	87,7
MT	Cuiabá	35,6	28,4	23,8	82,1
MS	-	-	-	-	-
MG	Belo Horizonte	29,1	24	20,2	71,0
PA	Belém	33,2	27,4	23,4	89,7
PB	João Pessoa	31,2	28,1	25,2	82,1
PR	Curitiba	27,2	21,4	17,8	83,2
PE	Recife	31	27,3	23,3	84,6
PI	Vale do Gurgueia	37,3	29,9	22,3	-
RJ	Avelar	31,1	23,9	19	82,1
RN	Natal	30,7	27,6	24,7	84,5
RS	Porto Alegre	30,5	24,7	20,7	82,8
RO	-	-	-	-	-
RR	Boa Vista	35,7	29,3	24,9	85,1
SC	Florianópolis	29,5	25,3	21,8	82,4
SP	São Paulo	29	23,5	19,6	76,6
SE	Aracaju	30,9	27,7	24,1	77,9
TO	Palmas	37,3	29,5	23,4	82,0

Fonte: <https://clima.inmet.gov.br/prec>

ANEXO B - FICHAS TÉCNICAS: EVAPORADORES

Quadro B1 – Ficha técnica evaporador etano (R170)

 Mebrafe Soluções em Refrigeração Industrial		Company Name Main Address Tel: +00 0000 00000000 Fax: +00 0000 00000000 web: www.companynome.com - info@companynome.com			
Cliente		Data 07/11/2022			
Atenção		A nossa oferta -			
A sua referência		Descrição Evaporador Etano Iteração 2			
BATERIA DE EXPANSÃO DIRETA - 165050_C_S 12T 8NR 2000A 10P 4NC					
Geometria	165050_C_S	Comprimento da bateria	2000	mm	
Número de tubos por fileiras	12	Passo das aletas	10,00	mm	
Número de fileiras	8	Número de circuitos	4	Formato tubo	Circular
Capacidade			8102		W
Potencialidade sensível			7733		W
Potencialidade latente			369		W
Relação da potência sensível / potência total			0,9544		
Quantidade de água produzida			0,01		kg/h
Superfície de troca			97,97		m²
Coeficiente de transformação global			23		W/(m² K)
Delta T médio logarítmico			3,6		°C
Material das aletas / Material dos tubos			Alumínio / Aço Inoxidável		
Espessura das aletas			0,2500		mm
Volume interno da bateria			31,6		l
Diâmetro externo dos tubos			15,9		mm
Diâmetro interno dos tubos			14,5		mm
Número dos tubos saltados			0		
LADO VENTILAÇÃO					
Pressão atmosférica / altitude			1,01 / 0,00		bar A / m
Fluxo volumétrico de ar			5280,0		m³/h
Fluxo máximo de ar			9085		kg/h
Velocidade frontal na bateria			1,22		m/s
Densidade do ar na entrada			1,72		kg/m³
Temperatura do ar na entrada			-68,0		°C
Humidade relativa do ar na entrada			100,00		%
Humidade específica do ar na entrada			0,00		g/kg DA
Entalpia do ar na entrada			-68,32		kJ / kg
Temperatura do ar na saída			-71,0		°C
Humidade relativa do ar na saída			100,00		%
Humidade específica do ar na saída	0,00	g/kg DA	Entalpia do ar na saída	-71,38	kJ / kg
Queda de pressão			23		Pa
Coeficiente de transformação parcial			38		W/(m² K)
Coeficiente de sujidade			0,000200		(m² K)/W
LADO REFRIGERANTE					
Fluido					ETHANE
Fluxo máximo do fluido / Velocidade de Massa			91 / 39		kg/h / kg/(m² s)
Velocidade do fluido (fase gasosa / fase líquida)			9,32 / 0,07		m/s
Graus de sub-arrefecimento			0,0		K
Graus de sobreaquecimento			0,0		K
Temperatura de evaporação			-74,0		°C
Temperatura de condensação			-19,3		°C
Queda de pressão do fluido			9,35207		kPa
Queda de pressão do colector			0		kPa
Queda de pressão total do lado do fluido			9,35207		kPa
Coeficiente de transformação parcial			1307		W/(m² K)
Coeficiente de suidade			0,000200		(m² K)/W

Fonte: Unilab Coils 8.0 ev - build 220208|P, 2022

Quadro B2 – Ficha técnica evaporador etileno (R1150)

 Mebrafe Soluções em Refrigeração Industrial		Company Name Main Address Tel: +00 0000 00000000 Fax: +00 0000 00000000 web: www.companynome.com - info@companynome.com	
Cliente	Data 07/11/2022		
Atenção	A nossa oferta -		
A sua referência	Descrição	Evaporador Etileno Iteração	
BATERIA DE EXPANSÃO DIRETA - 165050_C_S 12T 8NR 2000A 10P 4NC			
Geometria	165050_C_S	Comprimento da bateria	2000 mm
Número de tubos por fileiras	12	Passo das aletas	10,00 mm
Número de fileiras	8	Número de circuitos	4
		Formato tubo	Circular
Capacidade		8567	W
Potencialidade sensível		8193	W
Potencialidade latente		375	W
Relação da potência sensível / potência total		0,9563	
Quantidade de água produzida		0,01	kg/h
Superfície de troca		97,97	m²
Coeficiente de transformação global		22	W/(m² K)
Delta T médio logarítmico		4,0	°C
Material das aletas / Material dos tubos		Alumínio / Aço Inoxidável	
Espessura das aletas		0,2500	mm
Volume interno da bateria		31,6	l
Diâmetro externo dos tubos		15,9	mm
Diâmetro interno dos tubos		14,5	mm
Número dos tubos saltados		0	
LADO VENTILAÇÃO			
Pressão atmosférica / altitude		1,01 / 0,00	bar A / m
Fluxo volumétrico de ar		5280,0	m³/h
Fluxo máximo de ar		9085	kg/h
Velocidade frontal na bateria		1,22	m/s
Densidade do ar na entrada		1,72	kg/m³
Temperatura do ar na entrada		-68,0	°C
Humidade relativa do ar na entrada		100,00	%
Humidade específica do ar na entrada		0,00	g/kg DA
Entalpia do ar na entrada		-68,32	kJ / kg
Temperatura do ar na saída		-71,2	°C
Humidade relativa do ar na saída		100,00	%
Humidade específica do ar na saída	0,00	g/kg DA	Entalpia do ar na saída -71,56 kJ
/ kg			
Queda de pressão		23	Pa
Coeficiente de transformação parcial		38	W/(m² K)
Coeficiente de sujidade		0,000200	(m² K)/W
LADO REFRIGERANTE			
Fluido			ETHYLENE
Fluxo máximo do fluido / Velocidade de Massa		103 / 43	kg/h / kg/(m² s)
Velocidade do fluido (fase gasosa / fase líquida)		4,86 / 0,08	m/s
Graus de sub-arrefecimento		0,0	K
Graus de sobreaquecimento		0,0	K
Temperatura de evaporação		-74,0	°C
Temperatura de condensação		-25,8	°C
Queda de pressão do fluido		6,304855	kPa
Queda de pressão do colector		0	kPa
Queda de pressão total do lado do fluido		6,304855	kPa
Coeficiente de transformação parcial		1211	W/(m² K)
Coeficiente de sujidade		0,000200	(m² K)/W

Fonte: Unilab Coils 8.0 ev - build 220208|P, 2022

Quadro B3 – Ficha técnica ventiladores evaporadores

S4E300AS7250(mID:112387)

Product comparison

Air performance measured as per ISO 5801 Installation category A. For detailed information on the measuring setup, please contact ebm-papst.

Suction-side noise levels: L_{wA} measured as per ISO 13347 / L_pA with 1 m distance to fan axis. The values given are valid under the measuring conditions mentioned above and may vary according to the actual installation situation. With any deviation from the standard setup, the specific values have to be checked and reviewed with the unit installed.

P_e = Power input; n = fan speed; $\eta_e = q_v \times p_f / P_e$ (overall efficiency); η_{es} = overall static efficiency; I = current draw; $L_{wA}(A, in)$ = sound power inlet; $L_{wA}(A, out)$ = sound power outlet; ρ = air density

Nominal data

Fan 1		
S4E300AS7250		
U_N range	V	1~ 230
U_N	V	230
f	Hz	60
P_e	W	90
I	A	0,40
n	1/min	1500
η_{es}	%	24
with guard grille	yes/no/calcd	no

Data in operating point

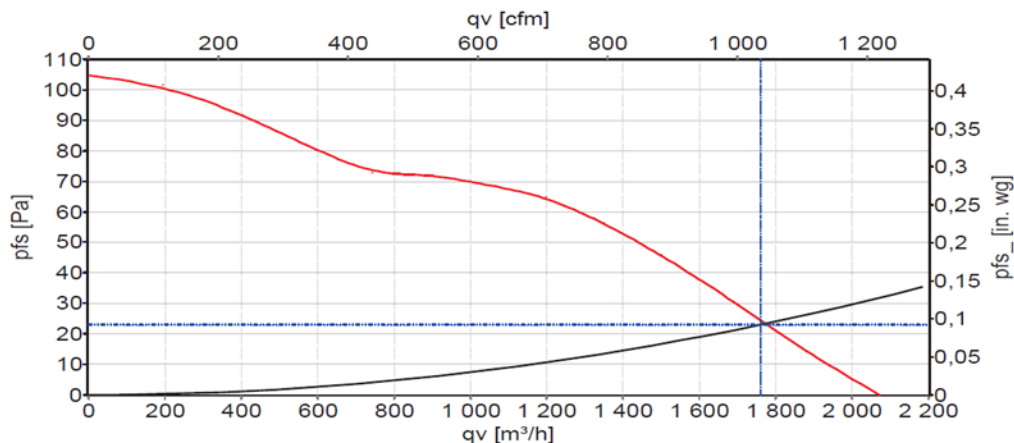
[Info: (') means best value]

P_e	W	82,5'
n	1/min	1543'
η_e	%	35,8'
η_{es}	%	13,6'
I	A	0,36'
$L_{wA}(A, in)$	dB(A)	61,9'
$L_{wA}(A, out)$	dB(A)	61,9'(2)
$L_{wA}(A, in+out)$	dB(A)	64,9'(2)
SFP	kW/(m³/s)	0,169

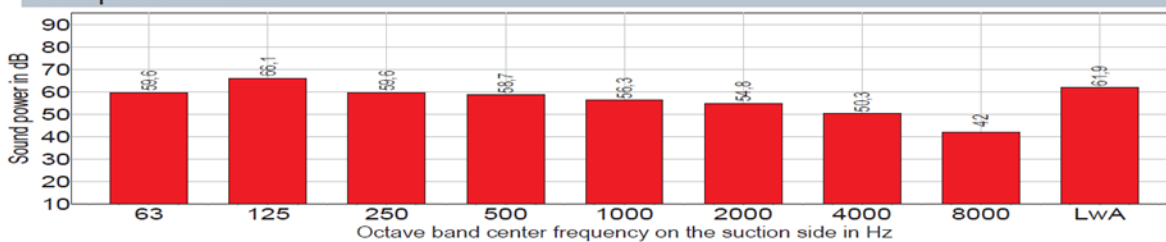
Operating point

Air flow:

1760	m³/h
1036	cfm
0,4889	m³/s
488,9	l/s
Pressure:	
23	Pa
0,09234	in. wg



Sound power suction-side



(2) The total level can be up to 2 dB differ from the given value. For exact values a measurement is imperative!

ANEXO C - FICHAS TÉCNICAS: CONDENSADORES

Quadro C1 – Ficha técnica condensador R290 (configuração R290/R170)

 Mebrafe Soluções em Refrigeração Industrial		Company Name Main Address Tel: +00 0000 00000000 Fax: +00 0000 00000000 www.companynome.com info@companynome.com		web: -	
Cliente	Data 25/11/2022				
Atenção	A nossa oferta -				
A sua referência	Descrição R290 (R170 na baixa)				
BATERIA DE CONDENSAÇÃO - 133838_C_S 16T 3NR 2000A 2,5P 4NC					
Geometria	133838_C_S	Comprimento da bateria	2000	mm	
Número de tubos por fileiras	16	Passo das aletas	2,50	mm	
Número de fileiras	3	Número de circuitos	4	Formato tubo	Circular
Capacidade			25967		W
Superfície de troca			105,00		m²
Coeficiente de transformação global			43		W/(m² K)
Delta T médio logarítmico			5,7		°C
Material das aletas / Material dos tubos			Alumínio / Cobre		
Espessura das aletas			0,1500		mm
Volume interno da bateria			10,7		l
Diâmetro externo dos tubos			12,7		mm
Diâmetro interno dos tubos			11,9		mm
Número dos tubos saltados			0		
LADO VENTILAÇÃO					
Pressão atmosférica / altitude			1,01 / 0,00		bar A / m
Fluxo volumétrico de ar			22402,3		m³/h
Fluxo máximo de ar			24892		kg/h
Velocidade frontal na bateria			5,12		m/s
Densidade do ar na entrada			1,11		kg/m³
Temperatura do ar na entrada			38,0		°C
Humidade relativa do ar na entrada			82,00		%
Humidade específica do ar na entrada			35,30		g/kg DA
Entalpia do ar na entrada			128,84		kJ / kg
Temperatura do ar na saída			41,5		°C
Humidade relativa do ar na saída			67,96		%
Humidade específica do ar na saída			35,30		g/kg DA
Entalpia do ar na saída			132,60		kJ / kg
Queda de pressão			161		Pa
Coeficiente de transformação parcial			102		W/(m² K)
Coeficiente de sujidade			0,000000		(m² K)/W
LADO REFRIGERANTE					
Fluido					PROPANE
Fluxo máximo do fluido			296		kg/h
Velocidade do fluido (fase gasosa)			5,28		m/s
Velocidade do fluido (fase líquida)			0,40		m/s
Velocidade de Massa			185		kg/(m² s)
Subresfriamento			0,0		K
Dessuperaquecimento			9,3		K
Temperatura de condensação			46,0		°C
Queda de pressão do fluido			22,20		kPa
Queda de pressão do colector			0		kPa
Queda de pressão total do lado do fluido			22,20		kPa
Coeficiente de transformação parcial			3531		W/(m² K)
Coeficiente de sujidade			0,000000		(m² K)/W

Fonte: Unilab Coils 8.0 ev - build 220208|P, 2022

Quadro C2 – Ficha técnica condensador R290 (configuração R290/R1150)

 Mebrafe Soluções em Refrigeração Industrial		Company Name Main Address Tel: +00 0000 00000000 Fax: +00 0000 00000000 www.companyname.com info@companyname.com			web: -
Cliente	Data 25/11/2022				
Atenção	A nossa oferta -				
A sua referência	Descrição R290 (R1150 na baixa)				
BATERIA DE CONDENSAÇÃO - 133838_C_S 16T 3NR 2000A 2,5P 4NC					
Geometria	133838_C_S	Comprimento da bateria	2000 mm		
Número de tubos por fileiras	16	Passo das aletas	2,50 mm		
Número de fileiras	3	Número de circuitos	4	Formato tubo	Circular
Capacidade			25918		W
Superfície de troca			105,00		m²
Coeficiente de transformação global			43		W/(m² K)
Delta T médio logarítmico			5,7		°C
Material das aletas / Material dos tubos			Alumínio / Cobre		
Espessura das aletas			0,1500		mm
Volume interno da bateria			10,7		l
Diâmetro externo dos tubos			12,7		mm
Diâmetro interno dos tubos			11,9		mm
Número dos tubos saltados			0		
LADO VENTILAÇÃO					
Pressão atmosférica / altitude			1,01 / 0,00		bar A / m
Fluxo volumétrico de ar			22402,3		m³/h
Fluxo máximo de ar			24892		kg/h
Velocidade frontal na bateria			5,12		m/s
Densidade do ar na entrada			1,11		kg/m³
Temperatura do ar na entrada			38,0		°C
Humidade relativa do ar na entrada			82,00		%
Humidade específica do ar na entrada			35,30		g/kg DA
Entalpia do ar na entrada			128,84		kJ / kg
Temperatura do ar na saída			41,5		°C
Humidade relativa do ar na saída			67,99		%
Humidade específica do ar na saída			35,30		g/kg DA
Entalpia do ar na saída			132,59		kJ / kg
Queda de pressão			161		Pa
Coeficiente de transformação parcial			102		W/(m² K)
Coeficiente de sujidade			0,000000		(m² K)/W
LADO REFRIGERANTE					
Fluido					PROPANE
Fluxo máximo do fluido			290		kg/h
Velocidade do fluido (fase gasosa)			5,18		m/s
Velocidade do fluido (fase líquida)			0,40		m/s
Velocidade de Massa			181		kg/(m² s)
Subresfriamento			0,0		K
Dessuperaquecimento			11,7		K
Temperatura de condensação			46,0		°C
Queda de pressão do fluido			21,46		kPa
Queda de pressão do colector			0		kPa
Queda de pressão total do lado do fluido			21,46		kPa
Coeficiente de transformação parcial			3478		W/(m² K)
Coeficiente de sujidade			0,000000		(m² K)/W

Fonte: Unilab Coils 8.0 ev - build 220208|P, 2022

Quadro C3 – Ficha técnica condensador R1270 (configuração R1270/R170)

 Soluções em Refrigeração Industrial		Company Name Main Address Tel: +00 0000 00000000 Fax: +00 0000 00000000 www.companynome.com info@companynome.com		web: -	
Cliente		Data 09/11/2022			
Atenção		A nossa oferta -			
A sua referência		Descrição Condensador R1270 (R170 na baixa)			
BATERIA DE CONDENSAÇÃO - 133838_C_S 16T 3NR 2000A 2,5P 4NC					
Geometria 133838_C_S		Comprimento da bateria		2000 mm	
Número de tubos por fileiras 16		Passo das aletas		2,50 mm	
Número de fileiras 3		Número de circuitos 4		Formato tubo Circular	
Capacidade		26602		W	
Superfície de troca		105,00		m²	
Coeficiente de transformação global		44		W/(m² K)	
Delta T médio logarítmico		5,7		°C	
Material das aletas / Material dos tubos		Alumínio / Cobre			
Espessura das aletas		0,1500		mm	
Volume interno da bateria		10,7		l	
Diâmetro externo dos tubos		12,7		mm	
Diâmetro interno dos tubos		11,9		mm	
Número dos tubos saltados		0			
LADO VENTILAÇÃO					
Pressão atmosférica / altitude		1,01 / 0,00		bar A / m	
Fluxo volumétrico de ar		22402,3		m³/h	
Fluxo máximo de ar		24892		kg/h	
Velocidade frontal na bateria		5,12		m/s	
Densidade do ar na entrada		1,11		kg/m³	
Temperatura do ar na entrada		38,0		°C	
Humidade relativa do ar na entrada		82,00		%	
Humidade específica do ar na entrada		35,30		g/kg DA	
Entalpia do ar na entrada		128,84		kJ / kg	
Temperatura do ar na saída		41,6		°C	
Humidade relativa do ar na saída		67,66		%	
Humidade específica do ar na saída		35,30		g/kg DA	
Entalpia do ar na saída		132,69		kJ / kg	
Queda de pressão		161		Pa	
Coeficiente de transformação parcial		102		W/(m² K)	
Coeficiente de sujidade		0,000000		(m² K)/W	
LADO REFRIGERANTE					
Fluido				PROPYLEN	
Fluxo máximo do fluido		289		kg/h	
Velocidade do fluido (fase gasosa)		4,36		m/s	
Velocidade do fluido (fase líquida)		0,39		m/s	
Velocidade de Massa		181		kg/(m² s)	
Subresfriamento		0,0		K	
Dessuperaquecimento		18,7		K	
Temperatura de condensação		46,0		°C	
Queda de pressão do fluido		19,46		kPa	
Queda de pressão do colector		0		kPa	
Queda de pressão total do lado do fluido		19,46		kPa	
Coeficiente de transformação parcial		3727		W/(m² K)	
Coeficiente de sujidade		0,000000		(m² K)/W	

Fonte: Unilab Coils 8.0 ev - build 220208|P, 2022

Quadro C4 – Ficha técnica condensador R1270 (configuração R1270/R1150)

 Mebrafe Soluções em Refrigeração Industrial		Company Name Main Address Tel: +00 0000 00000000 Fax: +00 0000 00000000 www.companyname.com info@companyname.com		web: -
Cliente	Data 09/11/2022			
Atenção	A nossa oferta -			
A sua referência	Descrição Condensador R1270 (R1150 na baixa)			
BATERIA DE CONDENSAÇÃO - 133838_C_S 16T 3NR 2000A 2,5P 4NC				
Geometria	133838_C_S	Comprimento da bateria	2000 mm	
Número de tubos por fileiras	16	Passo das aletas	2,50 mm	
Número de fileiras	3	Número de circuitos	4	Formato tubo Circular
Capacidade			26524	W
Superfície de troca			105,00	m²
Coeficiente de transformação global			44	W/(m² K)
Delta T médio logarítmico			5,8	°C
Material das aletas / Material dos tubos			Alumínio / Cobre	
Espessura das aletas			0,1500	mm
Volume interno da bateria			10,7	l
Diâmetro externo dos tubos			12,7	mm
Diâmetro interno dos tubos			11,9	mm
Número dos tubos saltados			0	
LADO VENTILAÇÃO				
Pressão atmosférica / altitude			1,01 / 0,00	bar A / m
Fluxo volumétrico de ar			22402,3	m³/h
Fluxo máximo de ar			24892	kg/h
Velocidade frontal na bateria			5,12	m/s
Densidade do ar na entrada			1,11	kg/m³
Temperatura do ar na entrada			38,0	°C
Humidade relativa do ar na entrada			82,00	%
Humidade específica do ar na entrada			35,30	g/kg DA
Entalpia do ar na entrada			128,84	kJ / kg
Temperatura do ar na saída			41,6	°C
Humidade relativa do ar na saída			67,69	%
Humidade específica do ar na saída			35,30	g/kg DA
Entalpia do ar na saída			132,68	kJ / kg
Queda de pressão			161	Pa
Coeficiente de transformação parcial			102	W/(m² K)
Coeficiente de sujidade			0,000000	(m² K)/W
LADO REFRIGERANTE				
Fluido				PROPYLEN
Fluxo máximo do fluido			282	kg/h
Velocidade do fluido (fase gasosa)			4,25	m/s
Velocidade do fluido (fase líquida)			0,38	m/s
Velocidade de Massa			176	kg/(m² s)
Subresfriamento			0,0	K
Dessuperaquecimento			22,2	K
Temperatura de condensação			46,0	°C
Queda de pressão do fluido			18,61	kPa
Queda de pressão do colector			0	kPa
Queda de pressão total do lado do fluido			18,61	kPa
Coeficiente de transformação parcial			3653	W/(m² K)
Coeficiente de sujidade			0,000000	(m² K)/W

Fonte: Unilab Coils 8.0 ev - build 220208|P, 2022

Quadro C5 – Ficha técnica ventiladores condensadores

S4D500AM0103(mID:110667)

Product comparison

Air performance measured as per ISO 5801 Installation category A. For detailed information on the measuring setup, please contact ebm-papst.

Suction-side noise levels: L_{wA} measured as per ISO 13347 / L_{pA} with 1 m distance to fan axis. The values given are valid under the measuring conditions mentioned above and may vary according to the actual installation situation. With any deviation from the standard setup, the specific values have to be checked and reviewed with the unit installed.

P_e = Power input; n = fan speed; $\eta_e = q_v \times p_f / P_e$ (overall efficiency); η_{es} = overall static efficiency; I = current draw; $L_{wA}(A,in)$ = sound power inlet; $L_{wA}(A,out)$ = sound power outlet; ρ = air density

Nominal data

Fan 1		
S4D500AM0103		
U_N range	V	3~ 400
U_N	V	480
f	Hz	60
P_e	W	1050
I	A	1,57
n	1/min	1590
η_{es}	%	33
with guard grille	yes/no/calcd	no

Data in operating point

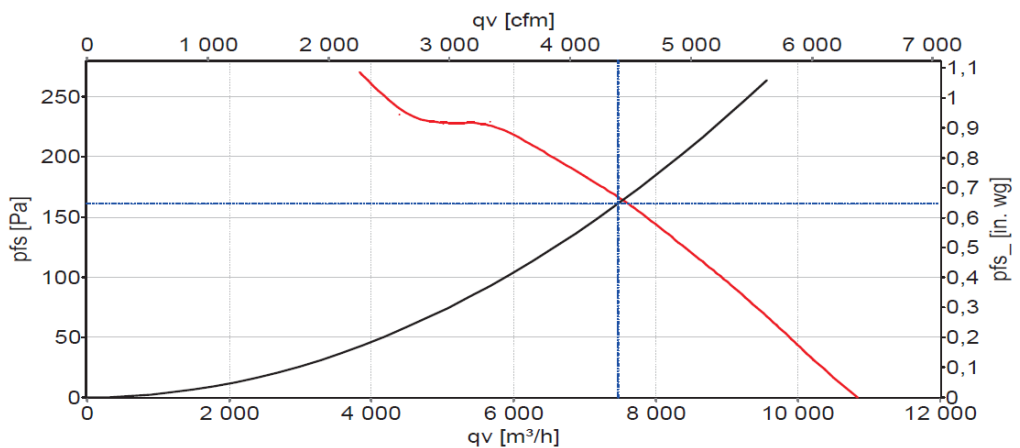
[Info: (') means best value]

P_e	W	1038,0'
n	1/min	1578'
η_e	%	46,7'
η_{es}	%	32,2'
I	A	1,55'
$L_{wA}(A,in)$	dB(A)	74,3'
$L_{wA}(A,out)$	dB(A)	74,4'
$L_{wA}(A,in+out)$	dB(A)	77,3'
SFP	kW/(m³/s)	0,500

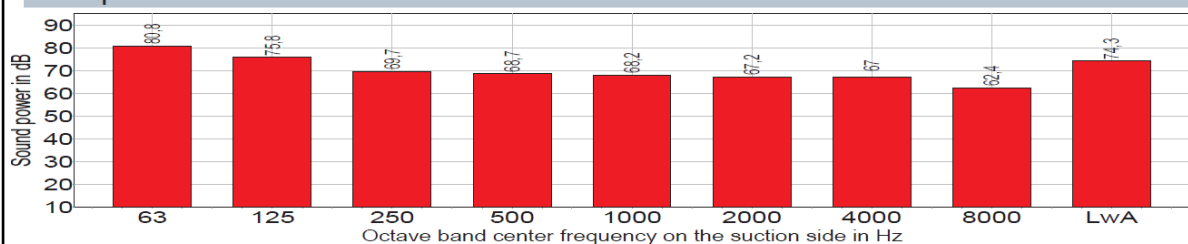
Operating point

Air flow:

7467	m³/h
4395	cfm
2,074	m³/s
2074	l/s
Pressure:	
161	Pa
0,6464	in. wg



Sound power suction-side



Fonte: ebm-papst FanScout v3.0.2.13460 collection: 8726/09.06.2017, 2022

ANEXO D – FICHAS TÉCNICAS: COMPRESSORES BITZER

Quadro D1 – Compressor BITZER para ciclo de alta temperatura – R290/R170

BITZER Software v6.17.9 rev2773

(c) 2022, BITZER, Germany. Todos os dados são suscetíveis de mudança
terça-feira, 22 de novembro de 2022 00:04:26

Seleção do compressor: Semi-Herméticos Pistões

Valores de entrada:

Compressor modelo	4NESP-14P
Modo	Refrigeração e Ar Condicionado
Refrigerante	R290
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Temp. Evaporação SST	-22,87 °C
Temp. Condensação SDT	46,0 °C
Sub resfriamento líquido (após o condensador)	0 K
Superaquecimento do gás Sucção	20,00 K
Modo de operação	Auto
Tensão Elétrica	460V-3-60Hz
Regulador de capacidade	100%
Superaquecimento útil	100%

Resultado

Compressor	4NESP-14P-40P	
Etapas de capacidade	100%	
Capac. Frigorífica	15,62	kW
Capac. Frigorífica *	16,35	kW
Capacidade Evaporador	15,62	kW
Potência absorvida	9,36	kW
Corrente (460V)	14,06	A
Faixa de Tensão	440-480V	
Capacidade do Condensador	25	kW
COP/EER	1,67	
COP/EER*	1,75	
Vazão em massa	220	kg/h
Modo de operação	Padrão	
Temp. gás de Descarga não resfriado	96,5	°C
Deslocamento volumétrico (1750 RPM)	67,89	m³/h

Dados Provisórios

compressor disponível com acordo individual com a BITZER

Superaquecimento mínimo de 20K no gás de sucção, se necessário utilizar
um intercambiador de calor interno

Considerar as Normas Nacionais p/ o uso de refrigerantes inflamáveis

*segundo EN 12900 (temperatura gás sucção 20°C sem sub-resfriamento de líquido).

Fonte: BITZER Software v6.17.9 rev2773, 2022

Quadro D2 – Compressor BITZER para ciclo de alta temperatura – R290/R1150

BITZER Software v6.17.9 rev2773

(c) 2022, BITZER, Germany. Todos os dados são suscetíveis de mudança
segunda-feira, 21 de novembro de 2022 23:07:55

Seleção do compressor: Semi-Herméticos Pistões

Valores de entrada:

Compressor modelo	4HEP-18P
Modo	Refrigeração e Ar Condicionado
Refrigerante	R290
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Temp. Evaporação SST	-30,89 °C
Temp. Condensação SDT	46,0 °C
Sub resfriamento líquido (após o condensador)	0 K
Superaquecimento do gás Sucção	20,00 K
Modo de operação	Auto
Tensão Elétrica	460V-3-60Hz
Regulador de capacidade	100%
Superaquecimento útil	100%

Resultado

Compressor	4HEP-18P-40P	
Etapas de capacidade	100%	
Capac. Frigorífica	13,87	kW
Capac. Frigorífica *	14,77	kW
Capacidade Evaporador	13,87	kW
Potência absorvida	10,23	kW
Corrente (460V)	16,7	A
Faixa de Tensão	440-480V	
Capacidade do Condensador	24,1	kW
COP/EER	1,36	
COP/EER*	1,44	
Vazão em massa	203	kg/h
Modo de operação	Padrão	
Temp. gás de Descarga não resfriado	104,3	°C
Deslocamento volumétrico (1750RPM)	88,83	m³/kg

Dados Provisórios

Resfriamento adicional/ limitações (ver limites)!

compressor disponível com acordo individual com a BITZER

Superaquecimento mínimo de 20K no gás de sucção, se necessário utilizar um intercambiador de calor interno

Considerar as Normas Nacionais p/ o uso de refrigerantes inflamáveis

*segundo EN 12900 (temperatura gás sucção 20°C sem sub-resfriamento de líquido).

Fonte: BITZER Software v6.17.9 rev2773, 2022

Quadro D3 – Compressor BITZER para ciclo de alta temperatura – R1270/R170

BITZER Software v6.17.9 rev2773

(c) 2022, BITZER, Germany. Todos os dados são suscetíveis de mudança

segunda-feira, 21 de novembro de 2022 22:53:05

Seleção do compressor: Semi-Herméticos Pistões

Valores de entrada:

Compressor modelo	4TESP-9P
Modo	Refrigeração e Ar Condicionado
Refrigerante	R1270
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Temp. Evaporação SST	-24,32 °C
Temp. Condensação SDT	46,0 °C
Sub resfriamento líquido (após o condensador)	0 K
Superaquecimento do gás Sucção	20,00 K
Modo de operação	Auto
Tensão Elétrica	460V-3-60Hz
Regulador de capacidade	100%
Superaquecimento útil	100%

Resultado

Compressor	4TESP-9P-40P	
Etapas de capacidade	100%	
Capac. Frigorífica	15,28	kW
Capac. Frigorífica *	15,8	kW
Capacidade Evaporador	15,28	kW
Potência absorvida	9,13	kW
Corrente (460V)	13,24	A
Faixa de Tensão	440-480V	
Capacidade do Condensador	24,4	kW
COP/EER	1,67	
COP/EER*	1,73	
Vazão em massa	211	kg/h
Modo de operação	Padrão	
Temp. gás de Descarga não resfriado	106,4	°C
Deslocamento volumétrico (1750 RPM)	49,88	m³/h

Dados Provisórios

compressor disponível com acordo individual com a BITZER

Superaquecimento mínimo de 20K no gás de sucção, se necessário utilizar um intercambiador de calor interno

Considerar as Normas Nacionais p/ o uso de refrigerantes inflamáveis

*segundo EN 12900 (temperatura gás sucção 20°C sem sub-resfriamento de líquido).

Fonte: BITZER Software v6.17.9 rev2773, 2022

Quadro D4 – Compressor ciclo de alta temperatura – R1270/R1150

BITZER Software v6.17.9 rev2773

(c) 2022, BITZER, Germany. Todos os dados são suscetíveis de mudança
segunda-feira, 21 de novembro de 2022 23:04:44

Seleção do compressor: Semi-Herméticos Pistões

Valores de entrada:

Compressor modelo	4NESP-14P
Modo	Refrigeração e Ar Condicionado
Refrigerante	R1270
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Temp. Evaporação SST	-32,34 °C
Temp. Condensação SDT	46,0 °C
Sub resfriamento líquido (após o condensador)	0 K
Superaquecimento do gás Sucção	20,00 K
Modo de operação	Auto
Tensão Elétrica	460V-3-60Hz
Regulador de capacidade	100%
Superaquecimento útil	100%

Resultado

Compressor	4NESP-14P-40P	
Etapas de capacidade	100%	
Capac. Frigorífica	12,95	kW
Capac. Frigorífica *	13,56	kW
Capacidade Evaporador	12,95	kW
Potência absorvida	9,39	kW
Corrente (460V)	14,1	A
Faixa de Tensão	440-480V	
Capacidade do Condensador	22,3	kW
COP/EER	1,38	
COP/EER*	1,44	
Vazão em massa	185,2	kg/h
Modo de operação	Padrão	
Temp. gás de Descarga não resfriado	114,7	°C
Deslocamento volumétrico (1750 RPM)	67,89	m³/h

Dados Provisórios

Resfriamento adicional/ limitações (ver limites)!

compressor disponível com acordo individual com a BITZER

Superaquecimento mínimo de 20K no gás de sucção, se necessário utilizar um intercambiador de calor interno

Considerar as Normas Nacionais p/ o uso de refrigerantes inflamáveis

*segundo EN 12900 (temperatura gás sucção 20°C sem sub-resfriamento de líquido).

Fonte: BITZER Software v6.17.9 rev2773, 2022