



EUGÊNIO MARQUES DA SILVA

**ANÁLISE DA VIABILIDADE DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO EM CASCATA PARA APLICAÇÕES
FRIGORÍFICAS: ESTUDO DE CASO DE UMA CÂMARA DE
CONGELAMENTO PARA CARNE.**

LAVRAS – MG

2023

EUGÊNIO MARQUES DA SILVA

**ANÁLISE DA VIABILIDADE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM
CASCATA PARA APLICAÇÕES FRIGORÍFICAS: ESTUDO DE CASO DE UMA
CÂMARA DE CONGELAMENTO PARA CARNE.**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para obtenção do título de Bacharel.

Prof.º Dr. Dimas Jose Rua Orozco
Orientador

LAVRAS - MG

2023

EUGÊNIO MARQUES DA SILVA

**ANÁLISE DA VIABILIDADE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM
CASCATA PARA APLICAÇÕES FRIGORÍFICAS: ESTUDO DE CASO DE UMA
CÂMARA DE CONGELAMENTO PARA CARNE.**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para obtenção do título de Bacharel.

APROVADA em 21 de Julho de 2023.

Prof. DSc. Dimas José Rúa Orozco UFLA

Prof. DSc. Márcio Montagnana Vicente Leme UFLA

Dra. Gabriela Rezende de Souza

Prof. DSc. Dimas José Rúa Orozco
Orientador

LAVRAS - MG

2023

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus que guiou todos os meus passos até aqui, que me iluminou e me abençoou em toda minha jornada.

A toda minha família, em especial a minha mãe Vera Aparecida, ao meu falecido pai João Eugênio Marques, aos meus irmãos Douglas Rodrigo e Francisca Silvia, minha avó Vicentina Barbosa.

Aos meus amigos especialmente os que me acompanharam de certo modo durante minha graduação, onde só tenho a agradecer pelo apoio e incentivo durante toda essa trajetória, entre eles Eduardo Juan, Lucas Lamounier, Lavinia de Souza, Yan Wyndson, Luciana Neves, Sarah Ribeiro.

A Gabriela Rezende de Souza por aceitar compor minha banca, e por todo suporte e apoio na minha trajetória acadêmica e profissional.

Ao meu orientador Dimas Jose Rua Orozco, que me acompanhou e deu todo suporte necessário durante o desenvolvimento deste trabalho, além de ser um excelente professor o qual eu pude ter o contato em diversas disciplinas.

A Universidade Federal de Lavras, e professores que contribuíram para minha formação e que tenho grande apreço.

Obrigado!

“Tudo parece impossível até que seja feito”.

Nelson Mandela

RESUMO

A refrigeração tem ganhado cada dia mais sua importância para a sociedade, tendo inúmeras aplicações indo de conforto até para conservação de alimentos que tem se tornado cada vez mais vital. Desse modo, a busca por refrigerantes com mais eficiências acarretaram em uso de substâncias que até então não se sabia que causava sérios problemas ambientais como a destruição da camada de ozônio e o aquecimento global. Sendo assim, pesquisadores e empresas vem buscando novos refrigerantes e sistemas que possam atender as demandas atuais sem perder sua eficiência além de não agredir o meio ambiente e o ser humano. Desta forma estudo tem como premissa analisar o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração em cascata e o convencional para condições de projeto baseada em um estudo de caso com diferentes pares de refrigerantes a fim de determinar o melhor par se preocupando com a eficiência mas também com as questões ambientais e de segurança, além da análise de viabilidade do sistema cascata com o convencional para aplicações mais típicas no brasil com temperaturas não inferiores a -30°C . Foram testados refrigerantes naturais, HCFC e HFC, onde os naturais apresentaram melhores resultados de eficiência assim como em relação a baixo potencial de aquecimento global e destruição da camada de ozônio, sendo o par R744 e R717 definido para o ciclo em cascata e o R717 para o convencional foram selecionados equipamentos para atender cada ciclo e calculado o valor de aquisição e custo de energia para operar, o primeiro apresentou um custo de aquisição 36% maior que o segundo e uma redução de 17% no consumo de energia elétrica, obtendo um valor presente líquido menor que o segundo, constando ser viável para instalação no estudo de caso proposto.

Palavras-chave: Eficiência, Camada de ozônio, Aquecimento global, Refrigerantes, Compressão de Vapor

ABSTRACT

The refrigeration has more and more importance to society, having numerous application going from comfort to food conservation becoming increasingly vital, thus made the search for refrigerants more efficiently caused the use of substances that until then were not known to cause serious environmental problems such as the destruction of the ozone layer and global warming, thus researchers and companies have been seeking new refrigerants and systems that can meet current demands without losing their efficiency in addition to not harming the environment and the human being. Thus, the purpose of this study is to analyze the performance coefficient of a cascading refrigeration cycle for predetermined design conditions with different pairs of refrigerants in order to determine the best pair worrying about with efficiency but also with environmental and safety issues in addition to the feasibility analysis of the cascade system with the conventional single-stage for more typical applications in Brazil with temperatures not lower than $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Natural refrigerants, HCFC and HFC were tested, where the natural ones showed better efficiency results as well as in relation to low global warming potential and ozone depletion, being the pair R744 and R717 defined for the cascade cycle and the R717 for the conventional one equipment was selected to meet each cycle and when the acquisition value and energy cost to operate, the first presented an acquisition cost 36% higher than the following and a 17% reduction in electricity consumption, obtaining a net present value lower than the second, being considered feasible for installation in the proposed case study.

Palavras-chave: Efficiency, Ozone layer, Global warming, Refrigerants, Vapor Compression

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor convencional.....	18
Figura 2 - Diagrama ($P-h$ e $T-s$) para ciclo por compressão de vapor convencional.....	19
Figura 3 - Ciclo de refrigeração em cascata.....	21
Figura 4 - Diagrama ($P-h$ e $T-s$) para ciclo em cascata.....	22
Figura 5 - O avanço da refrigeração em 4 gerações.....	23
Figura 6 - O avanço da refrigeração em 4 gerações.....	25
Figura 7 - O avanço da refrigeração em 4 gerações.....	28
Figura 8 - Esquema representativo do compressor.....	33
Figura 9 - Esquema representativo do condensador.....	34
Figura 10 - Esquema representativo da válvula de expansão.....	35
Figura 11 - Esquema representativo do evaporador.....	35
Figura 12 - Esquema representativo do trocador de calor.....	36
Figura 13 - Cálculo da carga da câmara fria.....	45
Figura 14 - COP do sistema para diferentes pares de refrigerantes.....	47
Figura 15 - Efeito da temperatura do condensador do ciclo de baixa temperatura com o cálculo da eficiência isentrópica.....	49
Figura 16 - Tela inicial do software Bitzer.....	52
Figura 17 - COP do sistema para diferentes refrigerantes.....	56
Figura 18 - Comparação do preço dos equipamentos e consumo de energia entre ciclo em cascata e convencional.....	60
Figura 19 - Evolução do custo total do preço dos equipamentos e energia mensal ao longo dos meses.....	61
Figura 20 - Catálogo seleção de evaporadores.....	71
Figura 21 - Seleção do compressor com R744 no cascata.....	71
Figura 22 - Seleção do compressor com R717 no cascata.....	72
Figura 23 - Catálogo seleção do condensador.....	73

Figura 24 - Catálogo seleção dos motoventiladores.....	74
Figura 25 - Seleção da válvula de expansão do R744 no cascata.....	75
Figura 26 - Seleção da válvula de expansão do R717 no cascata.....	75
Figura 27 - Seleção do compressor com R717 no convencional.....	76
Figura 29 - Seleção da válvula de expansão do R717 no convencional.....	76

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Efeitos ambientais para alguns refrigerantes comuns.....	26
Tabela 2 - Candidatos e componentes de mistura para refrigerantes de baixo GWP.....	28
Tabela 3 - Dados para cálculo do custo do equipamento.....	38
Tabela 4 - Fator de correção do tipo de material usado na construção do trocador de calor.....	39
Tabela 5 - Fator de correção da pressão.....	39
Tabela 6 - Fator de correção da temperatura.....	40
Tabela 7 - Dados da câmara fria.....	42
Tabela 8 - DT e Umidade para diversos produtos.....	43
Tabela 9 - Dados climáticos de Lavras - MG.....	44
Tabela 10 - Carga térmica da câmara fria.....	46
Tabela 11 - Dados operacionais do projeto.....	46
Tabela 12 - Efeitos ambientais e de segurança para os pares de refrigerantes analisados.....	48
Tabela 13 - Resumo cargas térmicas e temperaturas ciclo em cascata.....	50
Tabela 14 - Dados termodinâmicos para o ciclo em cascata.....	51
Tabela 15 - Custo dos equipamentos ciclo em cascata.....	54
Tabela 16 - Potência dos equipamentos do ciclo em cascata.....	55
Tabela 17 - Resumo das cargas térmicas e temperaturas do ciclo convencional.....	57
Tabela 18 - Dados termodinâmicos para o ciclo convencional.....	57
Tabela 19 - Custo dos equipamentos do ciclo convencional.....	59
Tabela 20 - Potência dos equipamentos ciclo convencional.....	59

SIMBOLOGIA

COP	Coeficiente de performance
ODP	Ozone Depletion Potential
GWP	Global Warming Potential
CFC	Clorofluorcarbono
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
EES	Engineering Equation Solver
PUR	Poliuretano
CEPCI	Chemical Engineering Plant Cost Index
DT	Diferença de temperatura
VLP	Valor Presente Liquido
s	Entropia
\dot{W}	Trabalho
\dot{m}	Vazão mássica
h	Entalpia
η	Eficiência
P	Pressão
\dot{Q}	Fluxo de calor
Δ	Delta
T	Temperatura
LT	Ciclo de baixa temperatura
HT	Ciclo de alta temperatura
U	Coeficiente global de transferência
A	Área de transferência de calor

ΔT_{lm}	Média logarítmica de temperatura
F	Fator de correção por passagem múltipla
C_e	Custo do equipamento
C_b	Custo base
Q_b	Capacidade base
M	Fator de escala
f_M	Fator de correção para o tipo de material
f_P	Fator de correção de pressão
f_T	Fator de correção de temperatura
f_{import}	Fator de importação
C_{final}	Custo final do equipamento
P	Potência
t	Tempo
X	Preço do valor médio de energia

Subscritos

Evap	Evaporador
Cond	Condensador
Comp	Compressor
Mec	Mecânica
Ele	Elétrica

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
2 OBJETIVOS	17
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
3.1. Refrigeração por compressão de vapor	18
3.2. Refrigeração em cascata	20
3.3. Desempenho de um sistema de refrigeração	22
3.4. Questões climáticas	22
3.4.1. Camada de ozônio	23
3.4.2. Protocolo de Montreal	24
3.4.3. Gases do efeito estufa (aquecimento global)	24
3.4.4. Protocolo de Kyoto	25
3.4.5. Potenciais de destruição da camada de ozônio e de aquecimento global	26
3.5. As quatro gerações dos refrigerantes	27
3.6. Estudos relacionados	29
5. METODOLOGIA	32
5.1. Propósito da análise	32
5.2. MODELAGEM DO SISTEMA	32
5.2.1 Modelo energético	33
5.2.1.1 Compressores	33
5.2.1.2 Condensadores	34
5.2.1.3 Válvulas de expansão	34
5.2.1.4 Evaporadores	35
5.2.1.5 Trocador de calor	36
5.2.1.6 Coeficiente de desempenho (COP)	37
5.2.2 Modelo econômico	37
5.2.3 Custo trocador de calor	37
5.2.4 Custo de energia elétrica	40
5.2.5 Análise da viabilidade econômica	41
5.3 Estudo de caso	41
5.4 Carga Térmica	43
5.4.1 Dados Climáticos da Cidade	44
5.4.2 Cálculo da carga térmica	45
5.5 Ciclo 1 - Sistema de refrigeração por compressão de vapor em cascata	47
5.5.1 Cálculo do COP	47
5.5.2 Relações do ODP, GWP e segurança dos refrigerantes	48
5.5.3 Efeito da temperatura do condensador do ciclo de baixa com uso do cálculo da eficiência isentrópica nos compressores para os pares R744-R717	49
5.5.4 Escolha dos equipamentos	51
5.5.4.1 Evaporador	51

5.5.4.2 Compressor	52
5.5.4.2.1 Compressor para o ciclo de baixa temperatura com R744	52
5.5.4.2.2 Compressor para o ciclo de alta temperatura com R717	53
5.5.4.3 Condensador	53
5.5.4.5 Válvula de expansão	53
5.5.4.5.1 Válvula de expansão para o circuito com R744	53
5.5.4.5.2 Válvula de expansão para o circuito com R717	53
5.5.5 Custo dos equipamentos	54
5.5.6 Consumo de energia	54
5.6 Ciclo 2 - Sistema de refrigeração por compressão de vapor convencional	55
5.6.1 Escolha dos equipamentos	57
5.6.1.1 Evaporador	57
5.6.1.2 Compressor	58
5.6.1.3 Condensador	58
5.6.1.4 Motoventilador para o condensador	58
5.6.1.5 Válvula de expansão	58
5.6.2 Custo dos equipamentos	58
5.6.3 Consumo de energia	59
6. RESULTADO E DISCUSSÃO	60
7 CONSIDERAÇÕES FINAIS	62
7.1 Conclusão	62
6.2 Sugestões para trabalhos futuros	62
REFERÊNCIAS	64
APÊNDICE A	67
APÊNDICE B	70
APÊNDICE C	71

1 INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas, o setor de refrigeração vem tendo seu uso cada vez mais importante para a sociedade, tendo aplicações importantíssimas em diversas áreas como em refinarias petrolíferas, refrigeração residencial como geladeiras, ar-condicionado e aquecimento, industrial como as criogênicas, fabricação de gelo, além das comerciais como supermercados entre outros.

Com o avanço ao longo dos anos em busca de refrigerantes mais eficientes sem muito se importar e ter conhecimento do seu impacto no meio ambiente, começaram a surgir questões como a destruição da camada de ozônio, em que descobriram que substâncias que continham cloro em sua composição acarretava nessa destruição. A partir dessa descoberta começou várias discussões ao redor do mundo até que em 1987 foi assinado o protocolo de Montreal sobre as Substâncias que Destroem a Camada de Ozônio, em que se previa a eliminação gradual das substâncias que contêm cloro em sua composição. Após isso, alguns anos depois, com a substituição dos refrigerantes que atacavam a camada de ozônio descobriu que essas novas substâncias estavam agora a causar um maior efeito estufa que o normal, sendo esse assim como a camada de ozônio benéficas para nossa sobrevivência. A intensificação dos gases de efeito estufa acarreta um aquecimento global além do esperado e ao passar dos anos poderia levar a sérios problemas ambientais. Em 1993 diversos países assinaram Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre a Mudança Climática (*UNFCCC* em inglês), de forma que alavancou a busca agora de substâncias refrigerantes que possuem baixo grau de destruição da camada de ozônio e baixo impacto no efeito estufa (MCMULLAN, 2002).

Isso fez com que diversos pesquisadores e empresas, comessem a pensar nos refrigerantes não individualmente em cada problema mas sim num contexto geral buscando substâncias que não fossem prejudiciais ao meio ambiente, que fossem seguras ao homem, como não tóxicas e com baixo grau de inflamabilidade, além de possuírem alta eficiência a fim de que não comprometessem os sistemas tradicionais de refrigeração.

Esses acontecimentos fizeram com que antigos refrigerantes tivessem um renascimento, aumentando seus usos em determinados tipos de sistemas de refrigeração, como é o caso dos refrigerantes naturais principalmente o dióxido de carbono (CO_2) e a amônia (NH_3), além do uso de outras substâncias como os hidrocarbonetos, entre outros. Assim como a busca por sistemas mais eficientes onde o ciclo em cascata obtém um papel com um bom desempenho para sistemas onde a temperatura no evaporador deve ser muito

baixa com grande diferença de temperatura entre o ponto de condensação e evaporação.

Neste contexto, o presente estudo visa avaliar o desempenho de um sistema de refrigeração em cascata com diferentes pares de refrigerantes em condições de operações pré-determinadas para um estudo de caso de uma distribuidora de carnes, realizando uma análise de viabilidade comparando um sistema convencional, ambos operando para o mesmo estudo em temperatura mais típicas no Brasil como para distribuidoras, mercados frigoríficos, entre outros (não superando os $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$).

O trabalho foi estruturado em 7 partes, sendo a primeira já apresentada, e em seguida no capítulo 2 será apresentado uma revisão bibliográfica sobre o assunto, como funcionamento de um ciclo por compressão de vapor e em cascata, as questões ambientais das quatro gerações dos refrigerantes. No capítulo 3 a apresentação de outros trabalhos realizados sobre o tema nos últimos anos. O capítulo 4, a modelagem do sistema em que é apresentado o modelo matemático para o cálculo energético e econômico utilizado em ambos ciclos. Capítulo 4, a metodologia utilizada, definições do projeto de estudo e modelo matemático. Capítulo 6 apresenta os resultados encontrados para a análise de viabilidade. Por fim, o capítulo 7 apresenta uma conclusão sobre o tema com os resultados apresentados, além de indicar possíveis trabalhos futuros.

2 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo por meio de um estudo de caso equacionar e analisar diversos tipos de refrigerantes em um ciclo de refrigeração em cascata a fim de comparar seus desempenhos (COP) e relacionar suas questões ambientais relacionadas aos seus potenciais de destruição e de aquecimento global de modo a determinar a melhor combinação de refrigerantes que não agredam o meio ambiente, da mesma forma será realizado o equacionamento para um ciclo por compressão de vapor convencional testando diversos refrigerantes relacionando o seu desempenho com as questões climáticas e escolhendo o melhor fluido.

Por fim será selecionado os equipamentos para ambos os ciclos e realizado uma comparação para aquisição desses equipamentos e consumo energético a fim de determinar qual sistema seria mais viável como investimento a uma aplicação mais comum (onde a temperatura do evaporador não sejam tão baixas).

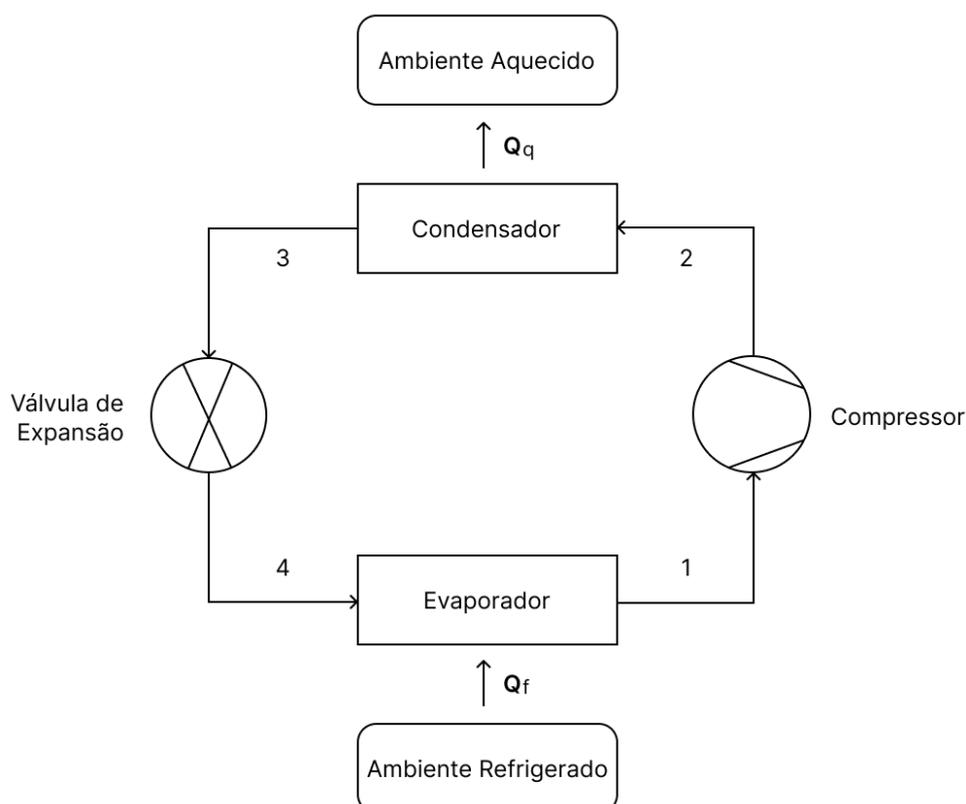
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A fundamentação teórica deste trabalho apresenta o ciclo de refrigeração único por compressão de vapor e a comparação com um ciclo em cascata e seu desempenho, além de tratar do uso dos refrigerantes ao longo das gerações e as questões ambientais envolvidas.

3.1. Refrigeração por compressão de vapor

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor de estágio único é um sistema simples que opera apenas com um tipo de refrigerante e é constituído principalmente por 4 componentes, sendo eles: Compressor, Condensador, Válvula de Expansão e Evaporador como mostra a Figura 1 que possui o intuito de remover o calor de uma região de baixa temperatura e transferir para um de alta temperatura.

Figura 1 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor convencional.

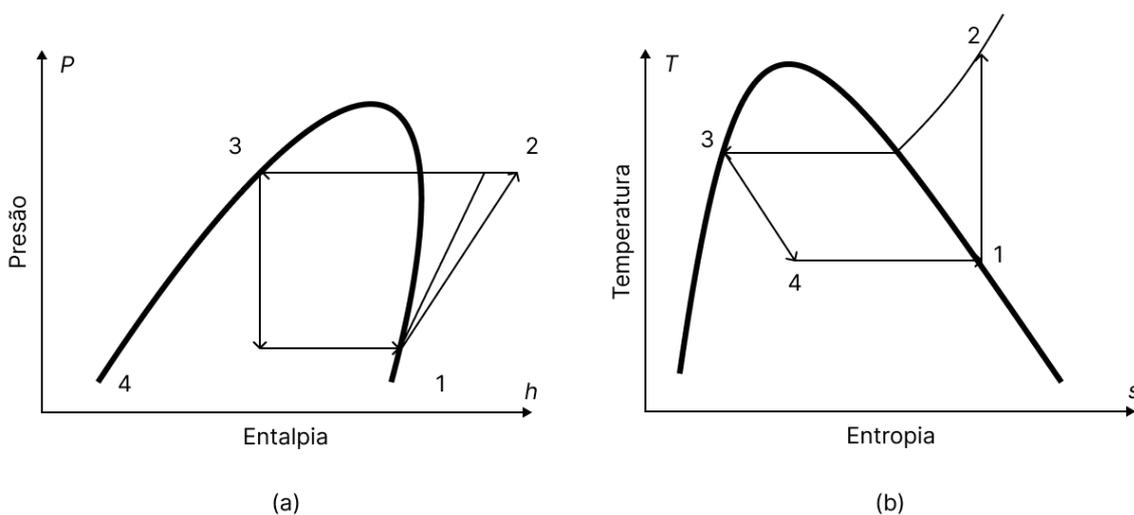


Fonte: Adaptado de Çengel (2007).

A Figura 2 contendo o diagrama $P-h$ e $T-s$ permite observarmos o processo termodinâmico que é composto por 4 etapas, sendo elas (ZHAO et al., 2013):

- **Processo (4 - 1):** o refrigerante com mistura das fases líquida e gasosa passa pelo evaporador a baixa pressão e temperatura, o refrigerante evapora totalmente absorvendo o calor do ambiente de baixa temperatura;
- **Processo (1 - 2):** o refrigerante passa pelo compressor agora na fase gasosa a baixa pressão e temperatura onde é comprimido e sai a alta pressão e temperatura no estado de vapor superaquecido;
-
- **Processo (2 - 3):** o refrigerante passa pelo condensador onde transfere calor para o fluido secundário (ambiente quente) estando em mistura líquido e gasoso, saindo do condensador completamente líquido a temperatura a baixa da de condensação;
- **Processo (3 - 4):** o refrigerante passa pela válvula de expansão tendo sua pressão diminuída pelo efeito de estrangulamento, a redução da pressão faz com que o refrigerante se torne parcialmente gasoso e tem a sua temperatura abaixo da de saturação.

Figura 2 – Diagrama ($P-h$ e $T-s$) para ciclo por compressão de vapor convencional.



Fonte: Adaptado de Çengel (2007).

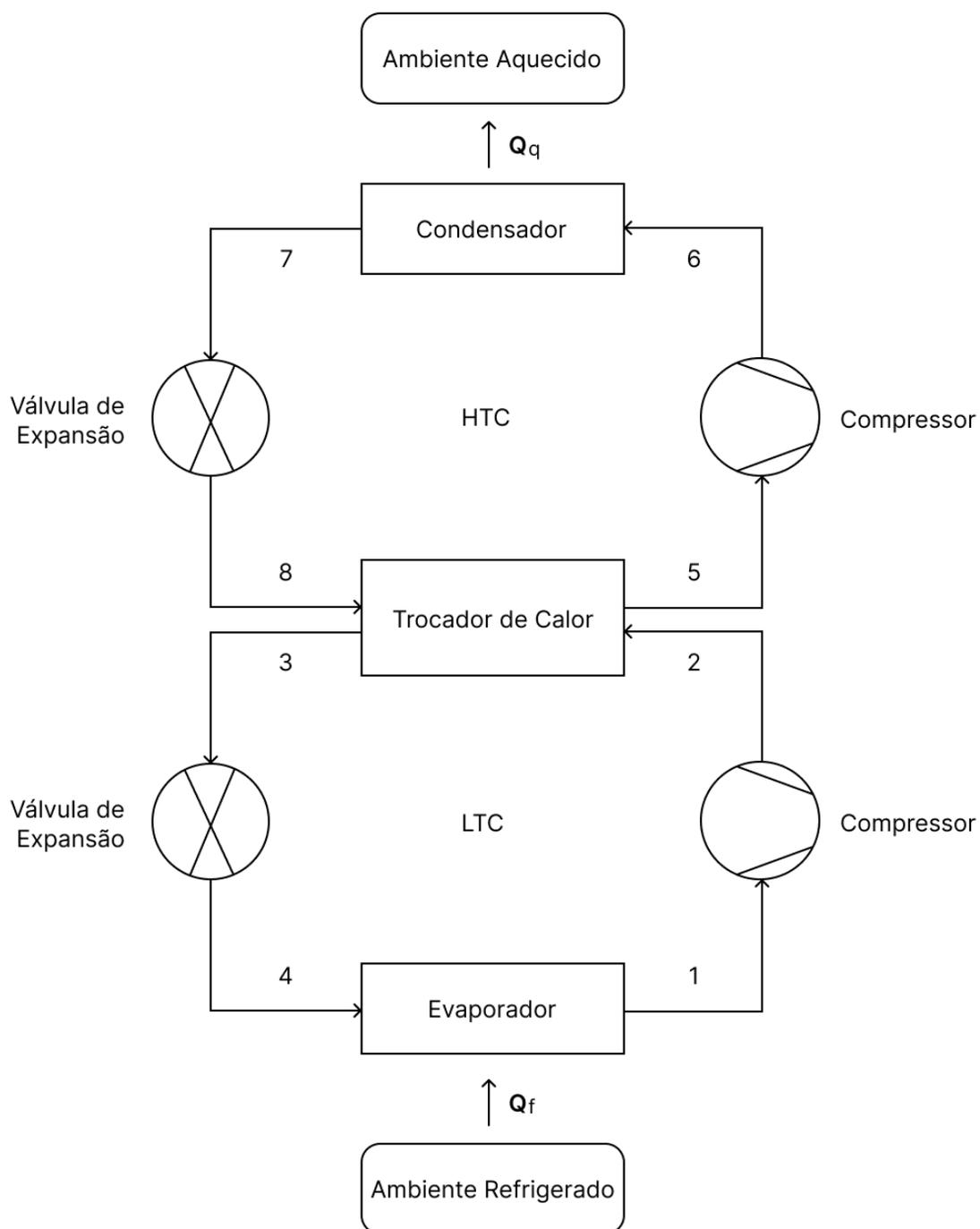
3.2. Refrigeração em cascata

Os sistemas de refrigeração em cascata de dois estágios são adequados para a indústria de refrigeração de supermercados, em que a temperatura de evaporação dos armários de alimentos congelados varia de -30 °C a -50 °C (SILVA, 2009).

Esses processos de congelamento rápido e armazenamento de alimentos congelados a temperaturas extremamente baixas fazem com que haja uma grande diferença de temperatura entre a fonte de calor e o dissipador de calor, não tornando econômico o uso de um sistema de refrigeração por compressão de vapor simples. Onde o sistema para essas condições trabalha com altas relações de pressões causa uma baixa eficiência do sistema, além de trabalhar com um único fluido operando num amplo intervalo de temperatura também não seria recomendado, de tal modo que o ciclo em cascata acaba sendo mais indicado por utilizar dois fluidos que conseguem trabalhar melhor em suas devidas faixas, e resolvendo os problemas de relação de pressão e eficiência no compressor (REZAYAN; BEHBAHANINIA, 2011).

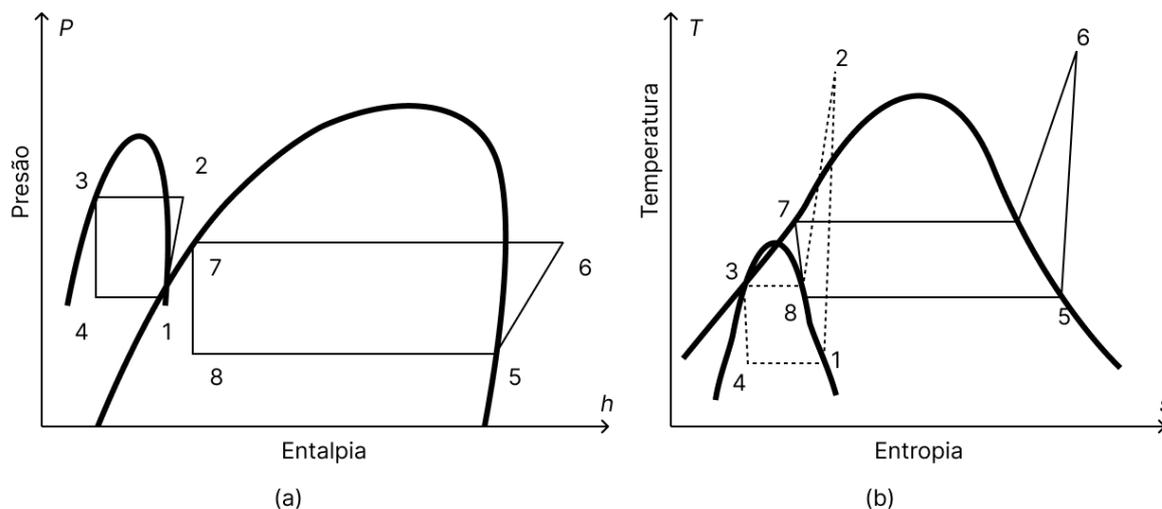
Um ciclo em cascata opera com dois ciclos de compressão de vapor conectados por um trocador de calor em cascata, que atua como um evaporador por ciclo de alta temperatura que tem a função de rejeitar o calor para ambiente e como um condensador para o de baixa temperatura que absorve o calor do ambiente resfriado ou congelado, um esquema do sistema é apresentado na Figura 3 e os diagramas $P-h$ e $T-s$ na Figura 4, onde o ciclo de alta temperatura (HTC) utiliza um fluido e o de baixa temperatura (LTC) utiliza um fluido diferente.

Figura 3 – Ciclo de refrigeração em cascata.



Fonte: Adaptado de Çengel (2007).

Figura 4 – Diagrama ($P-h$ e $T-s$) para ciclo em cascata.



Fonte: Adaptado de Çengel (2007).

3.3. Desempenho de um sistema de refrigeração

Um sistema de refrigeração trabalha transferindo energia térmica da parte de baixa temperatura para de alta temperatura, sendo o ciclo inverso ao natural da troca de calor, de forma que isso só é realizado a partir da ação de um trabalho externo. Sendo assim, um sistema de refrigeração o contrário de um sistema de máquina térmica que utiliza da energia térmica para obter o trabalho.

Desse modo, o desempenho do ciclo de refrigeração é dado pela razão entre a carga de refrigeração e a potência requerida/fornecida de outra fonte, ou seja, é o calor removido do meio, sobre a energia necessária para realizar essa operação. Como é um ciclo inverso de um de máquina de calor esse valor de desempenho supera a razão de 100% de forma que tem o nome de Coeficiente de performance (COP), ao invés de ser chamado de eficiência.

3.4. Questões climáticas

Ao longo dos anos a sociedade vem descobrindo que suas ações estão prejudicando o meio ambiente de diversas maneiras, entre elas a destruição da camada de ozônio e o aquecimento global, visto isso, os países vêm buscando acordos de forma a reduzir esses danos, como os protocolos firmados de Montreal e Kyoto respectivamente.

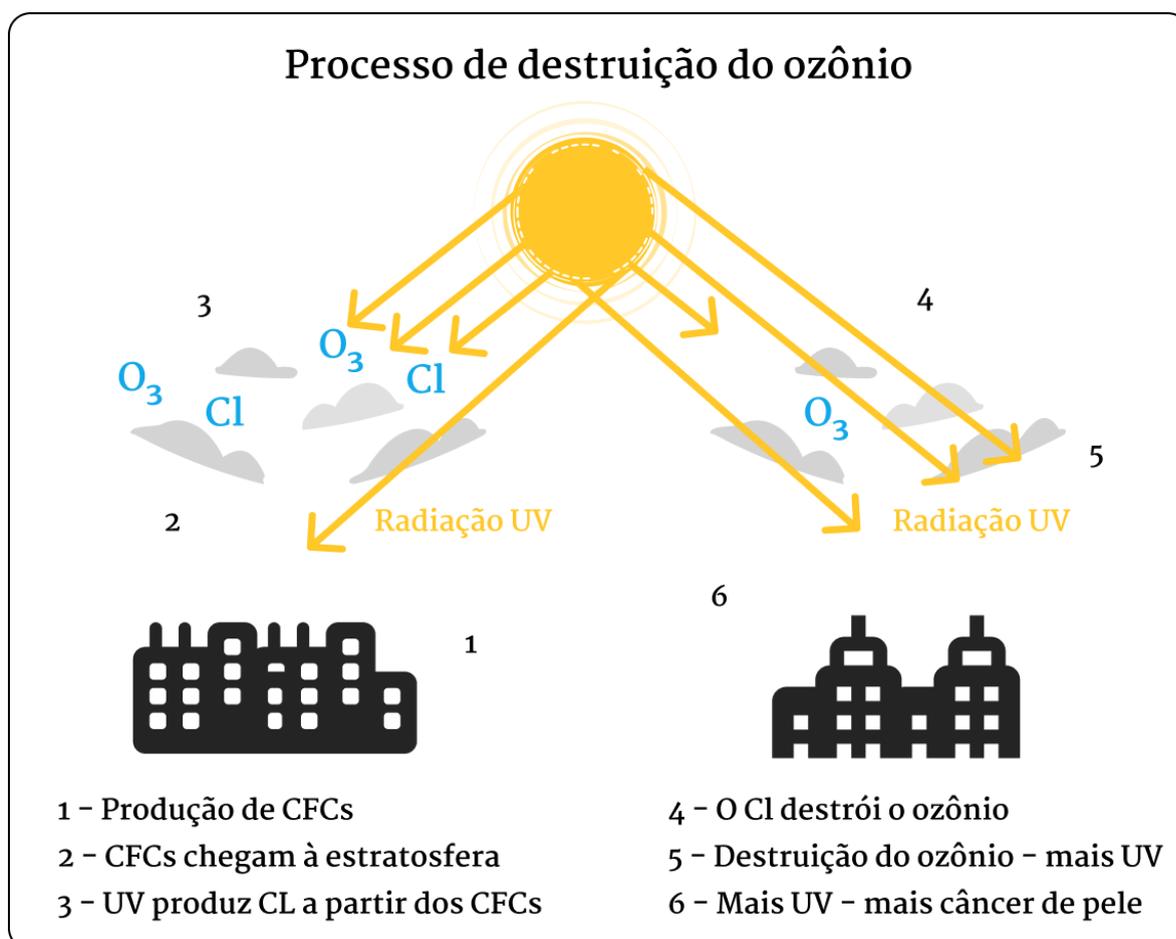
3.4.1. Camada de ozônio

O ozônio é considerado uma substância nociva à saúde humana quando presente na atmosfera, causando problemas como irritações na garganta e pulmões tornando-se fatal a taxas de exposição muito altas.

O ozônio também está presente na estratosfera, onde possui a camada de ozônio ou também chamada de ozonoesfera, sendo essa considerada um manto protetor tendo um papel fundamental para o mantimento da vida na terra.

A ozonoesfera é responsável por realizar a filtração das radiações ultravioletas emitidas pelo sol, onde absorve a maior parte da radiação ultravioleta B a UV-B, onde a sua alta exposição a atmosfera pode acarretar danos oculares, doenças de pele como câncer, além de reduzir a taxa de crescimento das plantas perturbando o equilíbrio do ecossistema entre outros problemas (BOLAJI; HUAN, 2013). Deste modo torna-se necessário a sua proteção visto que sua destruição acarretaria danos severos ao meio ambiente e a vida na Terra (FIGURA 5).

Figura 5 – Processo de destruição do ozônio.



Fonte: Adaptado de klimanaturali (2008).

3.4.2. Protocolo de Montreal

Até o início da década de 70 não se pensava que as ações antrópicas, ou seja, aquelas causadas pela atividade humana causaria a depreciação da camada de ozônio, mas em 1974, Molina e Rowland comprovaram que produtos a base de cloro produzidos pelo homem e emitidos à atmosfera poderia causar sua destruição (MCMULLAN, 2002).

A pesquisa de Molina e Rowland, causou diversas discussões na sociedades, experimentos e monitoramento a fim de verificar a destruição da camada de ozônio, confirmando padrões de esgotamentos.

Essas discussões levaram a uma série de acordos intergovernamentais, resultando nos principais que foram a Convenção de Viena que tratava sobre a Proteção da Camada de Ozônio de 1985 que resultou posteriormente no Protocolo de Montreal sobre as Substâncias que Destroem a Camada de Ozônio de 1987 (MCMULLAN, 2002), visando substituir substâncias químicas que podem reagir com o ozônio na estratosfera, como os Clorofluocarbonos (CFCs), Hidroclorofluorcarbono (HCFCs) que serão abordados posteriormente, entre outros compostos. O Protocolo de Montreal constituiu-se de 191 signatários (países que assinaram o tratado) entre eles o Brasil (SILVA, 2009).

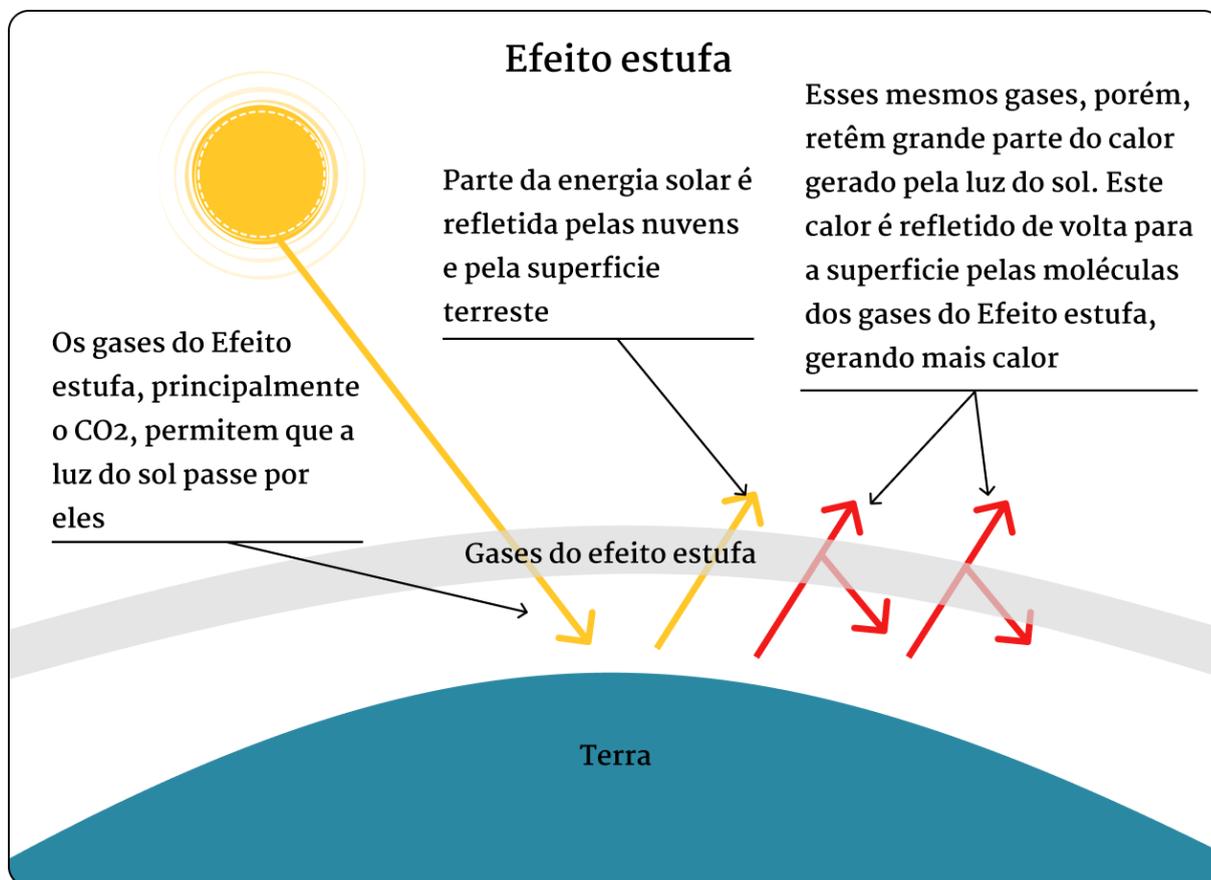
3.4.3. Gases do efeito estufa (aquecimento global)

O aquecimento global provém do efeito estufa um manto isolante da atmosfera, que é o efeito onde a radiação solar que passa a atmosfera aquece a Terra que por sua vez comporta como um buraco negro irradiando energia com um pico espectral no infravermelho, de tal modo que essa radiação não consegue passar a atmosfera de volta ao espaço devido ao dióxido de carbono e outros gases absorveres de infravermelho, sendo assim, cerca de 70% da radiação é retida na atmosfera enquanto 30% sai da atmosfera para o espaço (MCMULLAN, 2002) (FIGURA 6).

Assim como a camada de ozônio o efeito estufa é benéfico para o planeta, permitindo a vida na Terra, mas devido às respostas para evitar a destruição da ozonoesfera e a substituição das substâncias que deveriam ser eliminadas com o protocolo de Montreal, surgiram novos produtos que estão aumentando a concentração dos gases do efeito estufa, aumentando a absorção da radiação infravermelha, fazendo com que haja um aumento da temperatura atmosférica e gerando uma preocupação com o aquecimento global, onde a

temperatura tende a aumentar cada vez mais do que seu valor natural (BOLAJI; HUAN, 2013).

Figura 6 – Processo do Efeito estufa.



Fonte: Adaptado de Todamateria.

3.4.4. Protocolo de Kyoto

As preocupações com o aquecimento global e o efeito estufa levaram a conferência RIO92 a ECO-92RJ, onde mais de 200 países assinaram a Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre a Mudança Climática (*UNFCCC* em inglês) até que em 1993 na COP3 em Kyoto os países tomaram consciência de que precisavam tomar atitudes sobre o aquecimento global, surgindo assim o Protocolo de de Kyoto que previa uma redução total das emissões de 5,2% entre 2008 e 2012 em comparação aos níveis de 1990 (SILVA, 2009).

Em 2005 realizam uma retificação ao protocolo onde o objetivo central passa a ser que os países tomem medidas para reduzir as emissões de gases do efeito estufa, dessa vez com viés econômico para sua redução.

3.4.5. Potenciais de destruição da camada de ozônio e de aquecimento global

A destruição da camada de ozônio pode ser medida através do Potencial de destruição do ozônio (PDO ou *ODP* em inglês) que é baseada no ODP do tricloro-fluoro-metano (CFC-11), sendo atribuído um valor de uma unidade e o Aquecimento global pelo Potencial de aquecimento global (PAG ou *GWP* em inglês) que é a quantidade de radiação infravermelha que o gás pode absorver, em relação ao dióxido de carbono (com um GWP atribuído de 1) integrado a um período de 100 anos (BOLAJI; HUAN, 2013).

A Tabela 1 apresenta alguns refrigerantes com seus respectivos ODP e GWP.

Tabela 1 - Efeitos ambientais para alguns refrigerantes comuns.

Grupo composicional	Refrigerantes	Potencial de destruição de ozônio (ODP)	Potencial de aquecimento global (GWP) (100 anos)
CFCs	R11	1	3800
	R12	1	8100
	R113	0,8	4800
	R114	1	9000
	R115	0,6	9000
HFCFs	R22	0,055	1500
	R123	0,02	90
	R124	0,022	470
	R141b	0,11	630
	R142b	0,065	2000
HFCs	R23	0	11700
	R32	0	650
	R125	0	2800

Tabela 1 - Efeitos ambientais para alguns refrigerantes comuns (continuação)

	R134a	0	1300
	R143a	0	3800
	R152a	0	140
Refrigerante Natural	R290	0	3
	R600a	0	3
	R717	0	0
	R718	0	0
	R744	0	1

Fonte: Bolaji e Huan (2013).

3.5. As quatro gerações dos refrigerantes

A história da refrigeração como abordado por Calm (2008) é dividida em quatro gerações (FIGURA 7).

Sendo a primeira dos refrigerantes que bastava ser volátil tendo aplicabilidade no sistema sem se importar com nenhuma outra preocupação entre eles temos CO₂, NH₃, CCl₄, SO₂ entre outros, isso levou ao uso de substâncias que eram altamente tóxicas e inflamáveis que acarretaram diversos incidentes.

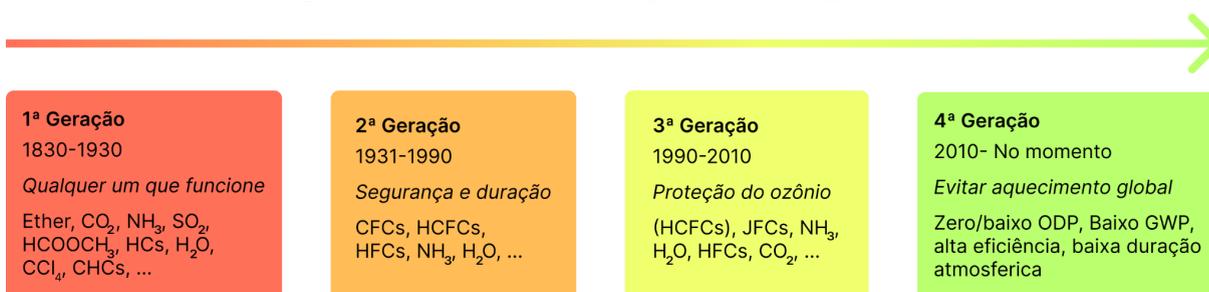
A segunda geração de refrigerantes trouxe a importância da utilização dos refrigerantes que fossem mais seguro e durável entre eles principalmente os CFCs, HCFCs e HFCs.

Como discutido anteriormente Molina e Rowland comprovaram que produtos a base de cloro emitidos à atmosfera poderia causar a destruição da camada de ozônio de forma que foi realizado o tratado de Montreal que entre as medidas visava eliminar o uso dos CFCs e HCFCs nos levando a terceira geração. A terceira geração então preocupa-se com a destruição da camada de ozônio.

E por fim questões ambientais envolvendo efeito estufa também vieram a tona e o protocolo de Kyoto restringiu o uso de fluidos como os HFCs entre outros que possuem alto

grau de potencial de aquecimento global, chegando a quarta geração que seria essa nova geração que deve conseguir um equilíbrio entre as diferentes questões ambientais e seus regulamentos para o desenvolvimento mais preciso desses novos refrigerantes pensando em conjuntos nas questões ambientais ao invés nos impactos individuais como foi até 2010.

Figura 7 – O avanço da refrigeração em 4 gerações.



Fonte: Calm (2008).

Desde modo, pesquisadores vêm tendo cada vez um papel maior a fim de encontrar soluções que consigam manter a eficiência das máquinas convencionais, ao mesmo tempo que se preocupam com todas questões ambientais e de segurança.

Calm (2008) também apresenta possíveis candidatos a nova geração de refrigerantes (TABELA 2).

Tabela 2 - Candidatos e componentes de mistura para refrigerantes de baixo GWP.

Candidatos	Considerações
“Refrigerantes Naturais” (NH ₃ , CO ₂ , HCs, H ₂ O, ar)	Eficiência, para NH ₃ e HCs também inflamabilidade
HFCs de baixo GWP (R-32, R-152a, R-161,...)	Inflamabilidade; a maioria dos supressores tem alto GWP
HFEs	Decepcionante até agora
HCs, HEs (R-290, R-600, R-E170,...)	Inflamabilidade
Insaturados (olefinas) (R-1234yf,...)	Vida útil atmosférica curta e, portanto, baixo GWP, inflamabilidade? toxicidade? compatibilidade?

HFICs, FICs (R-311I (CH ₂ FI), R-131I (CF ₃ I),...)	Caro, ODP > 0 mas não em MP, alguns são tóxicos; compatibilidade?
Álcoois fluorados (-OH), cetonas fluoradas (-C(=O)-)	Eficiência? inflamabilidade? toxicidade? compatibilidade?
Outros	??? – Sem refrigerantes ideais

Fonte: Calm (2008).

É notável pela Tabela 2 e Figura 7 que os refrigerantes naturais usado na primeira geração tem seu uso como candidatos para a nova geração, Pearson (2005) já tratava em seu trabalho sobre a retomada de novos usos para antigas substâncias naturais principalmente a respeito do CO₂ com aplicações em condicionadores de ar automotivos e principalmente congeladores industriais, dentre eles o uso em ciclos de refrigeração em cascata.

3.6. Estudos relacionados

Esta seção é destinada a apresentar o estado da arte, em que contêm resumos de estudos e pesquisas realizados ao estado atual, ou seja, com referências recentes sobre tópicos que tenham relevância para o trabalho proposto.

Rezayan e Behbahaninia (2011) realizaram a análise exérgica de sistema de refrigeração em cascata para o par CO₂/NH₃ e também uma otimização termoeconômica, visando determinar o melhor custo anual total do sistema que leva em conta os custos de exergia de entrada para o sistema e o custo de capital anual do sistema. Primeiramente realizam uma análise termodinâmica e exergetica projetando os trocadores de calor e alterando as variáveis de decisão usando método de busca direta, e a partir desse ponto realizaram o procedimento de otimização onde as variáveis de decisão consideradas foram a temperatura de condensação da amônia, a temperatura de evaporação do dióxido de carbono, a temperatura de condensação do dióxido de carbono e a diferença de temperatura no condensador em cascata e fixaram a capacidade de refrigeração, a temperatura ambiente e a temperatura do espaço frio buscando minimizar o custo unitário do produto do sistema para um produto de saída fixo ou maximizar o produto de saída para um custo total fixo do sistema. Onde obtiveram uma redução no custo de 9,34%, ainda comentam que o custo pode ser mais reduzido otimizando os parâmetros do projeto do trocador de calor juntamente com

os parâmetros de projeto do ciclo, além da otimização de outros pares de refrigerantes para comparar com o ciclo analisado.

Alberto Dopazo et al. (2009) realizaram a análise teórica de um sistema de refrigeração em cascata com par de CO_2 para o ciclo de baixo e NH_3 para o ciclo de alta, aplicado a sistemas de baixas temperaturas, levando em consideração os problemas ambientais causados por refrigerantes sintéticos, o retorno das substâncias naturais têm ganhado cada vez mais espaço, dessa forma o objetivo da pesquisa, está na análise dos parâmetros de projeto e operação de um sistema de resfriamento em cascata para os dois fluidos naturais e sua influência no COP e eficiência exergético do sistema, além da otimização dos parâmetros para determinar o maior COP. Foi feito um estudo paramétrico a fim de determinar a influência de cada parâmetro de projeto/operação no COP do sistema, sendo eles a temperatura de evaporação do dióxido de carbono, a temperatura de condensação da amônia, a temperatura de condensação do dióxido de carbono e a diferença na temperatura no trocador de calor, a otimização foi efetuada a partir dos gráficos apresentado para cada uma das variáveis onde foi possível constatar um melhor ponto de operação a fim de obter o maior COP. O trabalho mostra ao final ser uma excelente alternativa o uso desses refrigerantes naturais para os sistemas de refrigeração com temperaturas muito baixas.

Dubey, Kumar e Agrawal (2014) apresentam uma análise termodinâmica de um sistema em cascata com os pares de CO_2 no ciclo de alta e propileno transcrito no ciclo de baixa temperatura para aplicações de resfriamento e aquecimento, os autores relatam que em grande parte os estudos executados até então envolvem sistemas em cascata de CO_2 e NH_3 subcrítico onde é útil apenas para resfriamento não tendo muitos estudos para os transcritos de tal forma que o objetivo do trabalho é realizar uma análise termodinâmica do sistema empregando trocadores de calor internos para terminar o COP do sistema transcrito, comparando diversos parâmetros operacionais, sendo elas, temperaturas de saída do condensador, temperaturas de evaporação e diferenças de temperatura do trocador de calor em cascata, além de comprar o COP desse sistema com de outros envolvendo outros pares de refrigerantes. Constataram que o par CO_2 -Propileno é melhor que um N_2O - CO_2 e comparável a um CO_2 -Propano, o ciclo transcrito com CO_2 -propileno oferece melhor desempenho do que um subcrítico, ainda observaram que o COP máximo aumenta com o elevação da temperatura de evaporação, mas diminui com a redução da temperatura de condensação e da diferença de temperatura do trocador de calor.

Purohit et al. (2018) compararam três sistemas diferentes para refrigeração integrada de supermercados em ambiente com temperaturas elevadas, avaliando o desempenho através

do COP para operação em cidades do Oriente Médio e da Índia, além de avaliar o desempenho climático do ciclo de vida (LCCP), os três sistemas analisado são, o primeiro sistema é um de refrigeração convencional contendo R404A com um sistema separado de R410A para satisfazer o ar condicionado e um R407C para o aquecimento, o segundo é um sistema de configuração integrada de CO₂ com ejetor multijato e o terceiro um cascata com os pares NH₃/CO₂ esses últimos dois atendendo tanto a refrigeração, quando o ar condicionado e aquecimento, para a modelagem foi considerado no COP a carga para refrigeração, ar condicionado e aquecimento e para o LCCP que visa avaliar o impacto ambiental do sistema de refrigeração levou em conta a eficiência energética ao longo da vida, o refrigerante em uso e as emissões do refrigerante ao longo da vida. Os parâmetros de operação foram determinados e fixados, e analisaram o COP em função da variação da temperatura ambiente ao longo do dia nas cidades selecionadas. Os autores obtiveram como resultado final da investigação que ambos sistemas com refrigerante natural CO₂ apresentam um bom desempenho perante ao convencional analisado, além de que o sistema em cascata de NH₃/CO₂ supera o desempenho dos outros onde o clima é extremamente quente.

Zhang et al. (2020) executaram uma investigação experimental do desempenho de um sistema de refrigeração em cascata com os pares R1270 (Propileno ultra puro) no ciclo de alta e o CO₂ para o ciclo de baixa temperatura, onde o R1270 foi adotado como proposta para substituir a Amônia no circuito de alta temperatura, os autores propõem uma análise experimental utilizando um protótipo, que constitui de um evaporador um trocador de calor, um condensador, compressores e separadores de óleo e gás líquido. Após a montagem realizaram os testes medindo a temperatura e pressão dos refrigerantes em diferentes pontos para realizar o cálculo do desempenho, os o protótipo e as formulações realizaram diversas alterações nas temperaturas de condensação e evaporação a fim de determinar o COP do sistema e comparar com outros estudos realizados por outros pesquisadores com combinações de CO₂ e NH₃, e também realizam a análise da eficiência isentrópica do compressores de R1270 e R744. Observou-se que para o sistema analisado a uma temperatura de condensação constante o COP aumento com a elevação da temperatura de evaporação e que o contrário com a temperatura de evaporação constante e a de condensação elevada a uma queda do COP.

5. METODOLOGIA

5.1. Propósito da análise

Para a análise será avaliado tanto as questões ambientais já mencionadas sobre o potencial de destruição da camada de ozônio quanto o de aquecimento global quanto o desempenho de refrigeração do ciclo para diversas combinações de refrigerantes além da vazão mássica de cada um utilizado, sendo esses últimos valores obtidos através do programa Equation Engineering Solver (EES) onde é apresentado no Apêndice A o código para o ciclo por compressão de vapor em cascata e no Apêndice B o código para o convencional. Deste modo, é levado em consideração para obter essas questões, os valores de ODP e GWP, os tratados internacionais a fim de observar os valores de potenciais de destruição aceitos para uso dos refrigerantes e os que já foram eliminados e os que serão nos próximos anos, a capacidade de refrigeração de cada refrigerante, a potência dos compressores entre outros dados utilizados que serão apresentados nos próximos tópicos.

5.2. MODELAGEM DO SISTEMA

Essa seção se destina à explicação e modelagem de cada componente dos sistemas utilizando a primeira lei da Termodinâmica, de modo a determinar as equações a serem implementadas no EES. Para os estudos feitos neste trabalho, considera-se as seguintes hipóteses para ambos os sistemas:

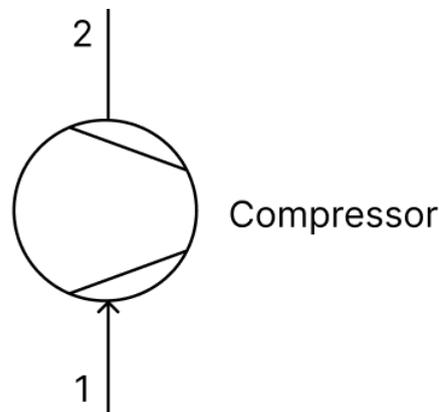
- Processo em regime permanente;
- Variação da energia cinética desprezível;
- Variação da energia potencial desprezível;
- Válvula de expansão e o compressor são adiabáticos;
- Perda de carga nas tubulações desprezadas
- Vapor saturado na saída do evaporador;
- Vapor saturado na saída do trocador de calor em cascata do lado de alta temperatura
- Os compressores são não isentrópicos, com eficiência isentrópica de 0,8 em ambos compressores e sua eficiência combinada do motor e da mecânica dos compressores é considerada de 0,93.

5.2.1 Modelo energético

5.2.1.1 Compressores

Compressor é o dispositivo que fornece trabalho mecânico, ou seja, é responsável por comprimir o refrigerante que vem do evaporador na fase de vapor saturado a baixa pressão e temperatura, tendo na sua saída um fluido com alta pressão e por consequência a um aumento da temperatura (FIGURA 8). Seguindo as considerações levantadas na seção anterior e o volume de controle temos os seguintes cálculos (Equações 1, 2 e 3).

Figura 8 – Esquema representativo do compressor.



Fonte: Do autor (2023).

$$s_1 = s_2 \quad (1)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{BT} * (h_2 - h_1) \quad (2)$$

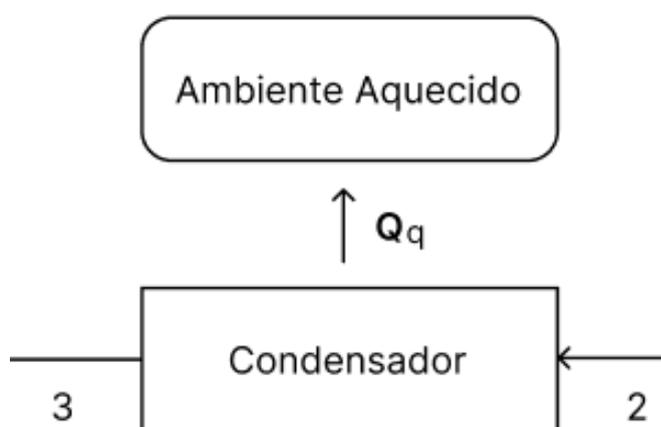
$$\eta_{mec-ele} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3)$$

En que s_1 é a entropia na entrada do compressor e s_2 a entropia na saída do compressor em J/K; W_{comp} é o trabalho realizado pelo compressor em kW; \dot{m}_{BT} é a vazão mássica do ciclo de baixa temperatura em kg/s; h_1 a entalpia na entrada do compressor e h_2 a entalpia na saída do compressor em kJ/kg, $\eta_{mot-ele}$ é a eficiência combinada da mecânica e elétrica, h_{2s} a entalpia isentrópica do sistema, ou seja, a entalpia ideal, e h_2 a entalpia real em kJ/kg.

5.2.1.2 Condensadores

Condensador é o equipamento responsável por retirar o calor do refrigerante que foi comprimido o condensando, transferindo o calor do fluido para a vizinhança, entrando na forma de vapor saturado a alta pressão e temperatura e sai na forma de líquido com a mesma pressão e uma menor temperatura (FIGURA 9). Seguindo as considerações levantadas na seção anterior e o volume de controle temos os seguintes cálculos abaixo (Equações 4 e 5).

Figura 9 – Esquema representativo do condensador.



Fonte: Do autor (2023).

$$P_2 = P_3 \quad (4)$$

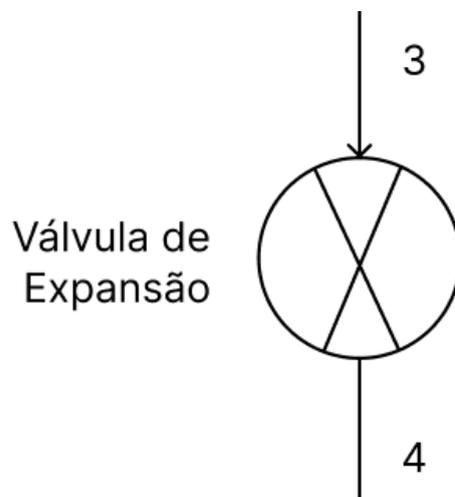
$$Q_{cond} = \dot{m}_{LT} * (h_3 - h_2) \quad (5)$$

Onde P_2 é a pressão na entrada do condensador e P_3 na saída do condensador em kPa; Q_{cond} o calor rejeitado pelo condensador em kW; h_3 a entalpia na saída do condensador em kJ/kg.

5.2.1.3 Válvulas de expansão

A válvula de expansão é quem realiza a redução da pressão do refrigerante que chega do condensador, essa redução da pressão faz com que o fluido se torne parcialmente gasoso e tem a sua temperatura abaixo da de saturação (FIGURA 10). Seguindo as considerações levantadas na seção anterior e o volume de controle temos o seguinte cálculo (Equação 6).

Figura 10 – Esquema representativo da válvula de expansão.



Fonte: Do autor (2023).

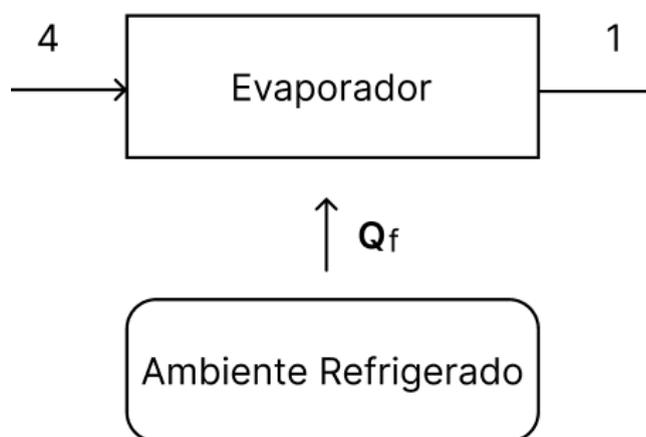
$$h_3 = h_4 \quad (6)$$

Onde h_4 é a entalpia na saída da válvula de expansão em kJ/kg.

5.2.1.4 Evaporadores

O evaporador apresentado na Figura 11 é o equipamento que recebe o calor do ambiente de baixa temperatura, sendo esse o ambiente refrigerado, entrando na forma de mistura líquido e vapor a baixa pressão e saindo na forma de vapor (Equação 7 e 8).

Figura 11 – Esquema representativo do evaporador.



Fonte: Do autor (2023).

$$P_1 = P_4 \quad (7)$$

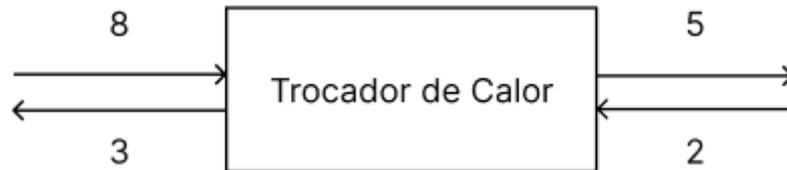
$$Q_{evap} = \dot{m}_{LT} * (h_1 - h_4) \quad (8)$$

Onde P_1 é a pressão na entrada do condensador e P_4 na saída do condensador em kPa; Q_{evap} o calor absorvido pelo evaporador em kW.

5.2.1.5 Trocador de calor

É o dispositivo responsável por realizar a troca de calor entre os ciclos de baixa e alta temperatura servindo como condensador do ciclo de baixa temperatura e evaporador para ciclo de alta temperatura, dessa forma temos 2 ciclos de compressão a vapor conectados com esse trocador, sendo assim, as equações apresentadas acima servem para os dois ciclos, trocando apenas os números de representação de entrada e saída em cada componente (FIGURA 12) (Equação 9, 10, 11, 12 e 13).

Figura 12 – Esquema representativo do trocador de calor.



Fonte: Do autor (2023).

$$Q = U * A * \Delta T_{lm} * F \quad (9)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q,ent} - T_{f,sai}) - (T_{q,sai} - T_{f,ent})}{\ln\left(\frac{T_{q,ent} - T_{f,sai}}{T_{q,sai} - T_{f,ent}}\right)} \quad (10)$$

$$F = \frac{\sqrt{(R^2 + 1)} * \ln\left(\frac{1-S}{1-R*S}\right)}{(R-1) * \ln\left[\frac{2-S*(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S*(R+1+\sqrt{R^2+1})}\right]} \quad (11)$$

$$R = \frac{T_{q,ent} - T_{q,sai}}{T_{f,sai} - T_{f,ent}} \quad (12)$$

$$S = \frac{T_{f,sai} - T_{f,ent}}{T_{q,ent} - T_{f,ent}} \quad (13)$$

A equação (9) representa o cálculo da área conforme (A.H. MOSAFFA et al., 2016), onde Q refere se o valor do calor absorvido ou rejeitado no equipamento em kW, U representa o coeficiente global de transferência de calor no equipamento dado em $\text{kW/m}^2\cdot\text{K}$, A representa a área total da superfície de troca de calor em m^2 e ΔT_{lm} representa a diferença da média logarítmica de temperatura entre os fluidos em K que pode ser calculada conforme a equação (10) e F o fator de correção por passagem múltipla é dado em K, que pode ser calculado conforme as equações (11), (12) e (13) segundo Fettaka, Thibault e Gupta (2013).

5.2.1.6 Coeficiente de desempenho (COP)

O desempenho de um sistema de refrigeração é medido pelo valor do seu Coeficiente de desempenho (COP) que é dado pela razão entre a carga térmica do ambiente refrigerado no evaporador pelo trabalho necessário para resfriar esse ambiente (Equação 14).

$$COP = \frac{Q_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (14)$$

A equação (14) representa o COP para o sistema convencional, enquanto para o ciclo em cascata é necessário somar o trabalho dos dois compressores (Equação 15)

$$COP = \frac{Q_{evap}}{\dot{W}_{comp_{LT}} + \dot{W}_{comp_{HT}}} \quad (15)$$

5.2.2 Modelo econômico

A análise econômica será realizada em duas etapas, a primeira sobre a precificação dos equipamentos utilizados no ciclo e a segunda o custo de energia elétrica consumida pelo mesmo sistema. Pelo trocador de calor, se considerado específico para a aplicação será necessário estimar seu custo através de fórmulas teóricas apresentadas abaixo, enquanto os demais serão obtidos o custo pelos revendedores autorizados dos equipamentos.

5.2.3 Custo trocador de calor

Muita das vezes não é possível estimar o custos de investimentos de um projeto por não se ter os custos exatos disponíveis, principalmente tratando de componentes específicos, dessa maneira são utilizados técnicas para o cálculo desses equipamentos, e no caso do presente trabalho será usado para estipular o custo para adquirir um trocador de calor do tipo casco e tubo apresentado por Smith (2005) (Equação 16).

$$C_e = C_b * \left(\frac{Q}{Q_b}\right)^M * f_M * f_P * f_T \quad (16)$$

Onde C_e representa o custo do equipamento para a capacidade Q que para o caso do trocador de calor é sua área de transferência de calor, C_b é o custo base do equipamento expresso em dólares (US\$) para a capacidade base Q_b , M que é o fator de escala que depende do tipo do equipamento, f_M é o fator de correção para o tipo de material utilizado na construção, f_P fator de correção da pressão de operação e f_T o fator de correção da temperatura, os valores de C_b , Q_b e M para o trocador de calor são apresentados na (TABELA 3), f_M (TABELA 4), f_P (TABELA 5) e f_T (TABELA 6).

Tabela 3 - Dados para cálculo do custo do equipamento.

Dados	Valores
Custo base C_b (US\$)	$3,28 \times 10^4$
Capacidade base Q_b (m^2)	80
Fator de correção M	0,68

Fonte: Smith (2005).

Tabela 4 - Fator de correção do tipo de material usado na construção do trocador de calor.

Material	Fator de correção (f_M)
Aço carbono para casco e tubo	1,0
Casco de aço carbono, tubo de alumínio	1,3
Casco de aço carbono, tubo de monel	2,1
Casco de aço carbono, tubo de aço inoxidável	1,7
Casco e tubo de aço inoxidável	2,9

Fonte: Smith (2005).

Tabela 5 - Fator de correção da pressão

Pressão (bar absoluto)	Fator de correção (f_p)
0,01	2,0
0,1	1,3
0,5 até 7	1,0
50	1,5
100	1,9

Fonte: Smith (2005).

Tabela 6 - Fator de correção da temperatura.

Temperatura (°C)	Fator de correção (f_T)
0-100	1,0
300	1,6
500	2,1

Fonte: Smith (2005).

O custo do equipamento é baseado pelo custo base (C_b) que é tabelado com CE Index de equipamento associado de janeiro de 2000 com valor de 435.8 de tal modo é necessário converter esse valor para os dias atuais através da Equação 17.

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{Index_1}{Index_2} \quad (17)$$

Onde C_1 representa o custo em 2000 e $Index_1$ o CEPCI associado desse mesmo ano enquanto C_2 representa o custo atual para 2022 e $Index_2$ o CEPCI associado que segundo (ZHAO et al., 2022) vale 832,6.

5.2.4 Custo de energia elétrica

O consumo de energia é pela Equação 18.

$$Energia = P * t \quad (18)$$

Onde a Energia representa o consumo de energia dado em kWh, P a potência do equipamento dada em kW e t o período de tempo de funcionamento do equipamento por dia dado em horas.

E o custo pode ser expressado pela Equação 19.

$$Custo = Energia * d * X \quad (19)$$

Sendo d o período de dias que o equipamento permanece ligado no mês e X o preço do valor médio de energia elétrica expresso em R\$ por cada 1 kWh .

5.2.5 Análise da viabilidade econômica

A análise da viabilidade econômica do estudo foi baseada no Valor Presente Líquido (VPL) que é uma metodologia utilizada baseando no fluxo de caixa que segundo Cruz (2015) consiste em trazer para o ano zero, o ano de início do projeto o fluxo de caixa obtido durante a vida útil do projeto a uma taxa de desconto e depois subtrair o valor capital gasto inicialmente. No caso do presente trabalho é considerado o valor capital gasto como o custo dos equipamentos e o fluxo de caixa e os valores gastos com consumo de energia elétrica por não possuir os valores de receitas relacionados (Equação 20).

$$VPL = \sum_{k=1}^n \frac{FC}{(1+i)^k} \quad (20)$$

Onde VPL é meu valor presente líquido (R\$), FC o fluxo de caixa no período (R\$), n o período em anos ou meses e i Taxa básica de juros (SELIC) (%).

5.3 Estudo de caso

O estudo de caso apresentado neste tópico servirá para comparação dos dois ciclos de refrigeração analisados, o por compressão de vapor em cascata e o convencional. Para que a análise de viabilidade seja o mais próxima possível de condição real de uso, serão definidos parâmetros base para o projeto, supondo um sistema de refrigeração para distribuidora de carnes, para o estudo será considerado apenas as câmaras responsáveis pelo congelamento dos alimentos.

A suposta distribuidora de carnes está localizada na cidade de Lavras - MG, possuindo 3 câmaras frias idênticas, contendo 6 metros de comprimento, 4 de largura e 3 de altura. Possuem isolamento térmico de 120 mm de poliuretano. A câmara trabalha a uma temperatura de -24°C e os produtos chegam a uma temperatura de -10°C , na Tabela 7 é possível verificar um resumo dos parâmetros informados acima e outros utilizados para os cálculos a seguir.

Tabela 7 - Dados da câmara fria.

Dados	Valor
Comprimento	6,0 m
Largura	4,0 m
Altura	3,0 m
Material de isolamento	PUR
Espessura do isolamento	120,0 mm
Temperatura interna	-23 °C
Temperatura de entrada	-10 °C
Umidade relativa	80%
Alimento armazenado	Carne congelada
Capacidade da câmara	14.260,0 kg
Movimento diária	2.000 kg
Tempo de funcionamento	24h

Fonte: Do autor (2023).

A temperatura de evaporação e a umidade relativa pode ser obtida pela temperatura do ambiente que será refrigerado mais a diferença de temperatura (DT) que é determinada para cada tipo de produto que é armazenada na câmara fria conforme a Tabela 8, a fim de manter as condições ideais de armazenamento.

Tabela 8 - DT e Umidade para diversos produtos.

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

Fonte: Elgin (2022).

5.4 Carga Térmica

Para refrigeração a carga térmica é a quantidade de calor que deve ser retirada do ambiente a fim de resfriá-lo (MENEZES, 2005), sendo assim podemos definir a carga térmica como a capacidade necessária para retirar calor do ambiente dentro da câmara e deve-se levar em conta, os seguintes fatores:

- Carga térmica decorrente da transmissão de calor pelas paredes, teto e piso;
- Carga térmica decorrente da infiltração de ar externo quando a abertura e fechamento das portas de acesso às câmaras;
- Carga térmica decorrente dos produtos contidos na câmara;
- Carga térmica decorrente das luzes no interior da câmara;
- Carga térmica devido aos motores dos ventiladores dos evaporadores;
- Carga térmica devido a pessoas trabalhando dentro da câmara;

- Carga térmica devido ao degelo.

Para que seja possível calcular a carga térmica das câmaras, será necessário conhecer a temperatura do ambiente externo a câmara que no caso será a temperatura ambiente da cidade em que se encontra a distribuidora.

5.4.1 Dados Climáticos da Cidade

Considerando o município de Lavras, localizada no estado de Minas Gerais localizada a uma latitude de 21° 14' 43 Sul e a uma longitude de 44° 59' 59 Oeste, estando a uma altitude de 919 metros temos os seguintes dados relacionados ao clima da cidade segundo Climate Date (2022) (TABELA 9).

Tabela 9 - Dados climáticos de Lavras - MG.

Meses	Temperatura máxima (°C)	Umidade (%)
Janeiro	26,7	76
Fevereiro	27,1	74
Março	26,2	77
Abril	25,2	74
Maiο	23,2	71
Junho	22,6	70
Julho	22,8	66
Agosto	24,8	58
Setembro	26,6	58
Outubro	27,1	64
Novembro	25,8	75
Dezembro	26,2	78

Fonte: Adaptado de Climate-Date (2023).

Determinou-se os valores de 27 °C e 78% de umidade relativa para as condições de projeto como os valores máximos observados na cidade, obtendo uma segurança no cálculo da carga térmica atendendo os requisitos do ambiente.

5.4.2 Cálculo da carga térmica

Como o intuito do presente trabalho não é detalhar o cálculo da carga térmica, apenas utilizado como insumo para análise de viabilidade dos ciclos, será utilizado o software Coolselector 2 da danfoss para determinar o valor da capacidade térmica utilizando o assistente para o cálculo da carga da câmara fria, informados os valores apresentados na Tabela 8 e 9 no software como mostrado na Figura 13.

Figura 13 – Cálculo da carga da câmara fria.

Câmara Refrigerica - Passo 2 para 5: Revise a carga da câmara fria

As entradas abaixo são necessárias para calcular a capacidade de refrigeração requerida da Câmara Fria:

Comprimento: 6,00 m
Largura: 4,00 m
Altura: 3,00 m

Condições da câmara:
Temperatura: -23,0 °C
Humidade relativa: 80 %
Horas de funcionamento: 24 h

Produtos:
Carne, congelada
Quantidade por dia: 2000 kg
Temperatura de entrada: -10,0 °C
Carga de calor de respiração:
Massa total na câmara: 14260 kg

Dimensões internas
 Dimensões externas

Troca de ar (infiltração):
Temperatura: 27,0 °C
Humidade relativa: 78 %
 Abertura das portas:
Regular
 Taxa de troca do ar: 5,89
(vezes o volume da câmara por 24 horas)

Transferência de calor:
 Painéis padrão
 Painéis personalizados
Tipo: Poliuretano
Espessura: 0,1200 m
Temperatura do ambiente: 27,0 °C
Temperatura abaixo do piso: 10,0 °C
 O piso é isolado

Cargas adicionais:
Luzes: 192 W
Ventiladores: 120,8 W
Pessoas: 2 horas/dia
Outros: 0 W
 Degelo
 Elétrico
 Natural
Potência: 1304 W
Degelos por dia: 3
Tempo de degelo: 30 mínimo

Ajuda < Anterior Próximo >

Fonte: Coolselector2 (Software).

A Partir dos dados imputados no sistema, o sistema nos apresenta os valores da carga térmica (TABELA 10).

Tabela 10 - Carga térmica da câmara fria.

Dados	Carga (W)
Carga da transmissão de calor	917,0
Carga da infiltração de ar	528,0
Gelo no evaporador	39,0
Carga dos produtos	716,0
Carga de iluminação	16,0
Carga dos motores dos ventiladores	121,0
Carga de ocupação	34,0
Carga do degelo	43,0
Total	2.414,0

Fonte: Do autor (2023).

O valor total da carga térmica é de uma única câmara, como o projeto em estudo possui 3 câmaras idênticas, devemos multiplicar o valor por 3, obtendo uma carga total de 7242 (W).

Com essas informações, temos os dados operacionais do projeto apresentado na Tabela 11.

Tabela 11 - Dados operacionais do projeto.

Dados	Valores
Capacidade de refrigeração da câmara	7,24 kW
Temperatura de evaporação	-30 °C
Temperatura de condensação	40° C

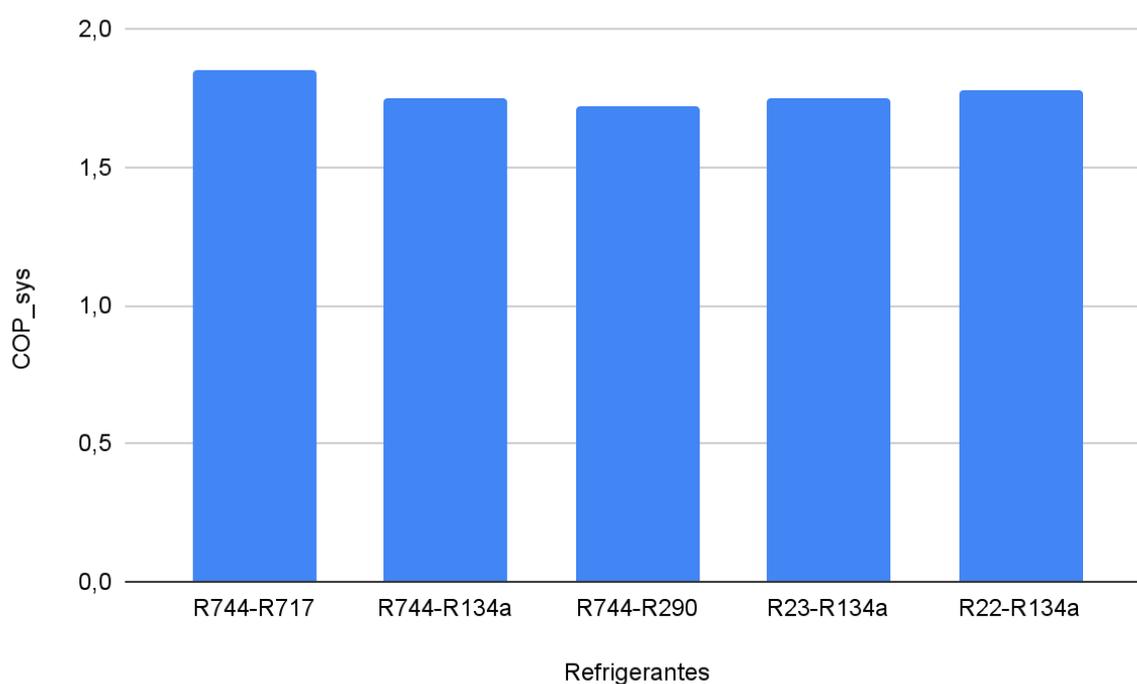
Fonte: Do autor (2023).

5.5 Ciclo 1 - Sistema de refrigeração por compressão de vapor em cascata

5.5.1 Cálculo do COP

Para o sistema em cascata foram definidos 5 pares de refrigerantes para a análise de maior desempenho para a ciclo em questão, sendo eles: R744-R717, R744-R134a, R744-R290, R23-R134a e R22-R134a, que serão analisados com as condições definidas na Tabela 11, além disso será necessário definir os valores para o a diferença de temperatura do trocador de calor e a temperatura de condensação do ciclo de baixa, a primeira foi definida em 5 °C e a segunda nesse primeiro momento será considerada de -15 °C, com esses dados conseguimos determinar o COP do sistema apresentado na Figura 14.

Figura 14 – COP do sistema para diferentes pares de refrigerantes.



Fonte: Do autor (2023).

Como pode-se observar, o par R744-R717 apresenta o melhor desempenho seguido do R22-R134a, R23-R134a quase empatado com R744-R134a e por fim R744-R290 apresentam o menor valor, mas apenas o COP não é o único fator de importância na escolhas dos refrigerantes, sendo necessário se preocupar também com as relações de ODP, GWP e segurança.

5.5.2 Relações do ODP, GWP e segurança dos refrigerantes

Com a Tabela 12 construída a partir de uma pesquisa direta, consegue-se determinar fatores relacionados a efeitos ambientais negativos como relatados antes de destruição da camada de ozônio e do aquecimento global que vem amplamente sendo discutidos pelos seus respectivos protocolos, e além disso também pela sua classificação de segurança.

Tabela 12 - Efeitos ambientais e de segurança para os pares de refrigerantes analisados.

Refrigerante	Potencial de destruição de ozônio (ODP)	Potencial de aquecimento global (GWP) (100 anos)	Classificação de segurança (norma ASHRAE 34-92)
R744	0	1	A1
R717	0	0	B2
R290	0	3	A3
R134a	0	0,28	A1
R23	0	11700	A1
R22	0,055	1500	A1

Fonte: Do autor (2023).

Seguindo-se das discussões no capítulo de revisão bibliográfica temos que para o R22 problemas mais sérios quanto ao ODP de 0,055 que deve ser 0 de acordo com o Protocolo de Montreal, e por se tratar de um HCFCs teve seu uso eliminado, além disso também possui um GWP de 1500, sendo esse considerado um valor altíssimo, países como os da União Europeia adotam valores máximos para GWP de 150, dessa forma o uso do R23 também se torna problemático, num projeto que visa não utilizar refrigerantes que agravem o meio ambiente.

Quanto aos demais refrigerantes estão de acordo nessas questões ambientais, mas o R290 apresenta alta inflamabilidade, devendo-se ter um pouco maior de cuidado, enquanto o R717 apresenta uma certa toxicidade e grau médio de inflamabilidade, isso pode ser contornada utilizando de sistemas para evitar que haja vazamentos e caso houver ser alertado.

Com isso foi determinado o uso do par R717 para o ciclo de alta e R744 para o ciclo de baixa, com isso podemos considerar a eficiência do compressor variável em função da

razão de pressão as Equações (20, 21 e 22) apresentada por (LEE, LIU, CHEN, 2006) para os respectivos refrigerantes e verificar a variação COP no sistema com essa variação.

$$\eta_s = 0,00097 * R_p^2 - 0,01026 * R_p + 0,83955 \quad (20)$$

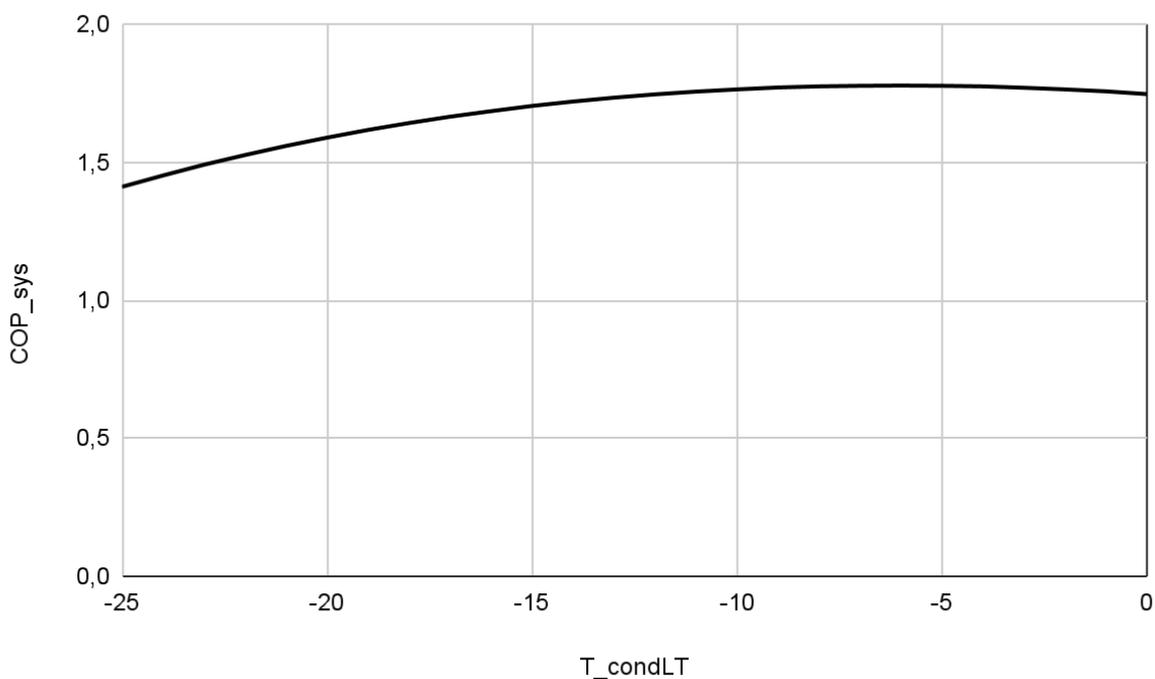
$$\eta_s = 0,00476 * R_p^2 - 0,09238 * R_p + 0,89810 \quad (21)$$

$$R_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (22)$$

5.5.3 Efeito da temperatura do condensador do ciclo de baixa com uso do cálculo da eficiência isentrópica nos compressores para os pares R744-R717

Utilizando o software EES com uma tabela paramétrica, foi verificado o valor do COP do sistema variando a temperatura do condensador de baixa temperatura entre -25 a 0 °C, que pode ser verificado na Figura 15.

Figura 15 – Efeito da temperatura do condensador do ciclo de baixa temperatura com o cálculo da eficiência isentrópica.



Fonte: Do autor (2023).

Pelo gráfico pode-se observar que o maior COP para o sistema está entre -10°C e -5°C ao invés de -15 ° C como determinado anteriormente, com isso será feita a correção para -10

°C onde obteve-se um COP de 1,764, nas Tabelas 13 e 14, temos um resumo com valores calculados no EES que serão usados para a escolha dos equipamentos

Tabela 13 - Resumo cargas térmicas e temperaturas ciclo em cascata.

Dados	Valor
Carga térmica no evaporador (LT)	7,24 kW
Temperatura de evaporação (LT)	-30 °C
Variação de temperatura no evaporador (LT)	7 °C
Temperatura de condensação (LT)	-10 °C
Carga térmica no trocador de calor	8,166 kW
Temperatura de evaporação (HT)	-15 °C
Temperatura de condensação (HT)	40 °
Carga térmica do condensador (HT)	11,06 kW

Fonte: Do autor (2023).

Tabela 14 - Dados termodinâmicos para o ciclo em cascata.

Ponto	P (kPA)	T (°C)	h (KJ/Kg)
1	1683	-25	-69,96
2	2649	17,3	-36,65
2'	2649	-	-44,5
3	2649	-10	-330,3
4	1683	-30	-330,3
5	290,8	-10	1444
6	1555	143,8	1817
6'	1555	-	1727
7	1555	40	390,6
8	290,8	-15	390,6

Fonte: Do autor (2023).

5.5.4 Escolha dos equipamentos

Os equipamentos foram selecionados a partir de catálogos dos fabricantes ou pelos softwares disponibilizados pelos mesmos, e seus custos através dos fornecedores autorizados, apenas o trocador em cascata foi dominado pelas equações apresentadas no tópico do modelo econômico.

5.5.4.1 Evaporador

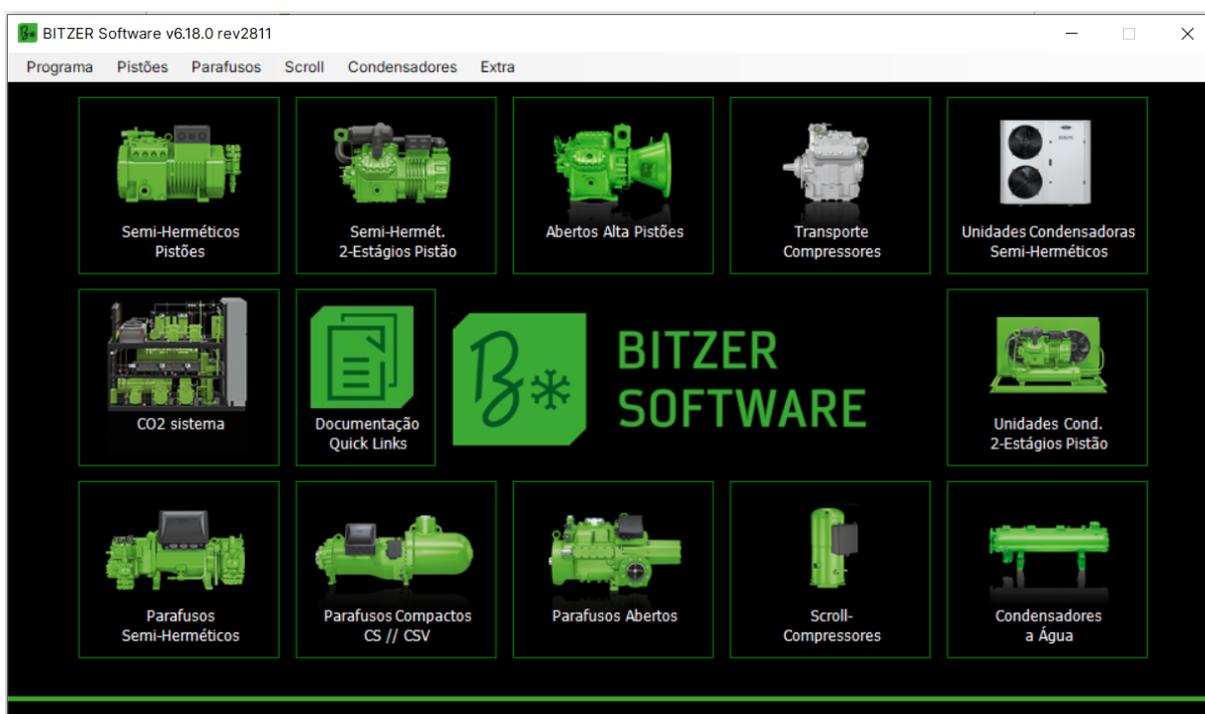
Para a escolha do evaporador, é necessário conhecer o valor da carga térmica total em kcal/h, e a temperatura de evaporação. O valor da carga térmica está representada em watts, desta forma, fazendo a transformação, temos que a carga térmica total é de 6.225,28 kcal/h, mas como são 3 camadas iguais, dividiu-se o valor dando 2.075,10 kcal/h por câmara e de dados anteriores, temos que a temperatura de evaporação é de -30°C e a variação de temperatura é 7°C. De posse destes valores, utilizou-se o catálogo do fornecedor (TRINEVA, 2023) disponível no Apêndice C para selecionar o melhor evaporador.

Onde temos para estes valores o evaporador adequado que seria o TRN 423, com capacidade nominal de 2.275 kcal/h.

5.5.4.2 Compressor

A seleção dos compressores foi feita a partir do Software Bitzer, disponibilizado pela empresa (BITZER, 2023). A tela inicial do programa pode ser vista na Figura 16.

Figura 16 – Tela inicial do software Bitzer.



Fonte: Bitzer (Software).

É necessário a escolha de 2 compressores, um para o ciclo de baixa e alta temperatura operando o R744 e R717 respectivamente.

5.5.4.2.1 Compressor para o ciclo de baixa temperatura com R744

Para o R744 foi escolhido um compressor do tipo pistões semi-herméticos o qual trabalha com o fluido desejado operando no regime subcrítico e para as condições de projeto o selecionado foi o 2KSL-1K-4SU com capacidade frigorífica de 7,88 kW, os parâmetros informados e dados do compressor podem ser visualizados no Apêndice C.

5.5.4.2 Compressor para o ciclo de alta temperatura com R717

Para o R717 foi escolhido um compressor do tipo parafuso aberto o qual trabalha com o fluido desejado atendendo as condições de projeto, o modelo selecionado foi o OSKA5341-K com capacidade frigorífica de 40,7 kW, os parâmetros informados e dados do compressor podem ser visualizados na Apêndice C.

5.5.4.3 Condensador

Para fazer a escolha do condensador, utilizou-se o catálogo da fabricante (ELGIN, 2023) apresentado no Apêndice C. Admitindo o valor de carga que passa nesse dispositivo no ciclo de alta temperatura que foi de 11,53 kW, equivalente a 9.914,015 kcal/h.

O condensador selecionado foi o CDE 2900 com capacidade de 11.770 kcal/h atendendo aos requisitos do sistema, esse condensador não vem com o motoventilador, sendo necessário escolher um a parte.

A própria Elgin recomenda o motoventilador CL450EXCCE para o condensador selecionado sendo necessário 2 motoventiladores, então foi escolhido esse ventilador sendo, onde podemos retirar do catálogo Apêndice C sua potência de consumo de 335 W para cada um.

5.5.4.5 Válvula de expansão

A seleção das válvulas de expansão foi feita a partir do software Coolselector2, já apresentado na seção da carga térmica na câmara fria.

5.5.4.5.1 Válvula de expansão para o circuito com R744

No circuito do R744 serão necessárias válvulas de expansão para as três câmaras de congelados. Foi escolhido válvulas de expansão termostáticas para trabalhar com CO₂, tendo a família T2 CO2 disponível para trabalhar com esse fluido. É possível visualizar os parâmetros usados para determinar a melhor válvula e qual o software selecionou, sendo a T2CO2 - 2 a melhor opção (APÊNDICE C).

5.5.4.5.2 Válvula de expansão para o circuito com R717

Para o R717 foi escolhido também uma válvula de expansão termostática para trabalhar com o NH₃ com a família TEA disponível no sistema para trabalhar com esse fluido. Pode-se visualizar também os parâmetros informados e a opção selecionada foi a TEA 20 -2 (APÊNDICE C).

5.5.5 Custo dos equipamentos

A partir dos equipamentos selecionado, foi possível buscar e determinar o preço de compra de cada equipamento que é listado na Tabela 15, será considerado neste trabalho apenas o preço de custo dos equipamentos principais, não considerando preço de tubulações, dispositivos de segurança, instrumentos de medida, válvulas de expansão entre outros.

Os compressores só foram encontrados fora do Brasil, sendo necessário acrescentar o valor de 0,87 do fator de importação e converter o valor de dólares (U\$) para reais (R\$) na cotação atual de 4,80.

Tabela 15 - Custo dos equipamentos ciclo em cascata.

Equipamentos	Valor (R\$)
Evaporadores	R\$ 8.625,57
Compressor (LT)	R\$ 7.584,25
Compressor (HT)	R\$ 34.776,68
Trocador de Calor	R\$ 21.582,00
Condensador	R\$ 1850,00
Motoventiladores	R\$ 1.572,88
Total	R\$ 75.991,38

Fonte: Do autor (2023).

5.5.6 Consumo de energia

Com as potências dos compressores calculados no EES e a potência dos ventiladores dos evaporadores e condensadores fornecidos pelos catálogos foi possível determinar a

potência do sistema apresentado na Tabela 16.

Tabela 16 - Potência dos equipamentos do ciclo em cascata.

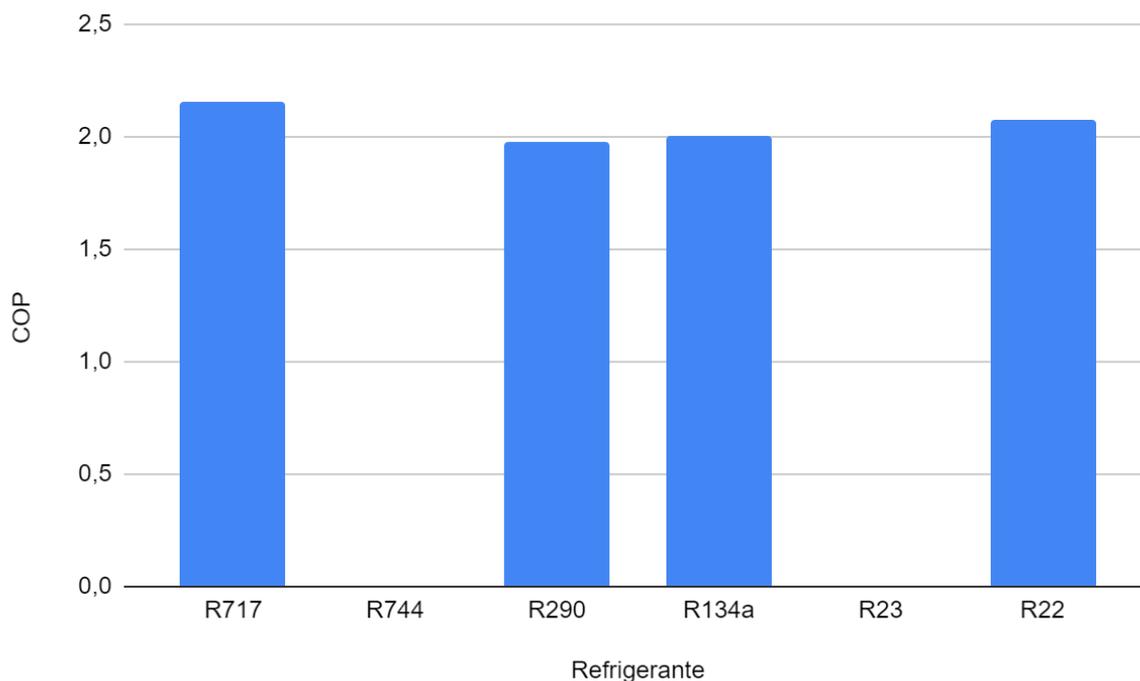
Equipamentos	Potência (W)
Evaporadores	390
Compressor (LT)	714
Compressor (HT)	2.624
Motoventiladores	670
Total	4.398

Fonte: Do autor (2023).

5.6 Ciclo 2 - Sistema de refrigeração por compressão de vapor convencional

Para o sistema por compressão de vapor convencional foi analisado os mesmo 5 fluidos refrigerantes apresentados no sistema cascata, mas agora individualmente para o sistema proposto (FIGURA 17).

Figura 17 – COP do sistema para diferentes refrigerantes.



Fonte: Do autor (2023).

O refrigerante R717 apresentou melhor desempenho seguido do R22, R134a e R290, os fluidos R744 e R23 não foram possíveis analisar visto que para o sistema proposto o fluido saindo de -30°C no evaporador para 40°C ultrapassa o valor de temperatura ou pressão do ponto crítico de ambos (transcrítico), o que faria o fluido estar em 2 fases simultâneas, não sendo permitido, para isso teria funcionar no sistema, o mesmo deveria ter uma configuração diferente para suportar a configuração transcrítica.

A partir dos valores de ODP e GWP apresentado na configuração cascata, podemos de mesmo modo associa-los para o convencional selecionando o refrigerante R717 como melhor opção por apresentar o melhor desempenho e valor zero para potencial de destruição da camada de ozônio e potencial de aquecimento global.

Com o R717 selecionado foi feita uma correção para o desempenho do sistema utilizando a Equação (20) onde apresenta a eficiência isentrópica variável pela razão de pressão no compressor, dando um valor de 1,703, Tabela 17 e 18 apresentando as cargas e propriedades termodinâmicas do ciclo.

Tabela 17 - Resumo das cargas térmicas e temperaturas do ciclo convencional.

Dados	Valor
Carga Térmica evaporador	7,24 kW
Temperatura de evaporação	-30 °C
Variação de temperatura no evaporador	7 °C
Calor rejeitado pelo condensador	11,19 kW
Temperatura no condensador	40 °C

Fonte: Do autor (2023).

Tabela 18 - Dados termodinâmicos para o ciclo convencional.

Ponto	P (kPA)	T (°C)	h (KJ/Kg)
1	151,5	-20	1423
2	1555	230,4	2059
2'	1555	-	1825
3	1555	40	390,6
4	151,5	-25	390,6

Fonte: Do autor (2023).

5.6.1 Escolha dos equipamentos

5.6.1.1 Evaporador

Para a escolha do evaporador, é necessário conhecer o valor da carga térmica total em kcal/h, e a temperatura de evaporação. O valor da carga térmica está representada em watts, desta forma, fazendo a transformação, temos que a carga térmica total é de 6.225,28 kcal/h, mas como são 3 camadas iguais dividiu o valor, dando 2.075,10 kcal/h por câmara e de dados anteriores, temos que a temperatura de evaporação é de -30°C e a variação de temperatura é 7°C. De posse destes valores, utilizou-se o do mesmo catálogo do fornecedor (TRINEVA,

2023) para selecionar o melhor evaporador.

Para estes valores, temos que o evaporador adequado seria o TRN 423, com capacidade nominal de 2.275 kcal/h.

5.6.1.2 Compressor

A seleção do compressor para o convencional também foi feita a partir do programa Bitzer Software.

O tipo escolhido foi o compressor de parafuso aberto, devido à maior adequação com as temperaturas de operação definidas pelo ciclo termodinâmico, tendo definido o OSNA5351-K como a melhor opção (APÊNDICE C).

5.6.1.3 Condensador

Para fazer a escolha do condensador, utilizou-se o mesmo catálogo da fabricante (ELGIN, 2023). Admitindo o valor de carga que passa nesse dispositivo no ciclo de alta temperatura que foi de 12,44 kW, equivalente a 10.694,47 kcal/h.

O condensador selecionado foi o CDE 2900 com capacidade de 11.770 kcal/h atendendo aos requisitos do sistema, esse condensador não vem com o motoventilador, sendo necessário escolher um a parte.

5.6.1.4 Motoventilador para o condensador

A própria Elgin recomenda o motoventilador CL450EXCCE para o condensador selecionado sendo necessário 2 motoventiladores, então foi escolhido esse ventilador sendo, onde podemos retirar do catálogo sua potência de consumo de 335 W para cada um.

5.6.1.5 Válvula de expansão

Foi escolhida também uma válvula de expansão termostática para trabalhar com o NH₃ com a família TEA disponível no sistema para trabalhar com esse fluido. Pode-se visualizar também os parâmetros informados e a opção selecionada foi a TEA 20 -3 (APÊNDICE C).

5.6.2 Custo dos equipamentos

A partir dos equipamentos selecionados, foi possível buscar e determinar o preço de compra de cada equipamento que é listado na Tabela 19, sendo considerado neste trabalho apenas o preço de custo dos equipamentos principais, não considerando preço de tubulações,

dispositivos de segurança, instrumentos de medida, entre outros.

Tabela 19 - Custo dos equipamentos do ciclo convencional.

Equipamentos	Valor (R\$)
Evaporador	R\$ 8.625,57
Compressor	R\$ 36.870,39
Condensador	R\$ 1.850,00
Motoventiladores	R\$ 1.572,88
Total	R\$ 48.918,84

Fonte: Do autor (2023).

5.6.3 Consumo de energia

Com as potências dos compressores calculados no EES e a potência dos ventiladores dos evaporadores e condensadores fornecidos pelos catálogos foi possível determinar a potência do sistema apresentado na Tabela 20.

Tabela 20 - Potência dos equipamentos ciclo convencional.

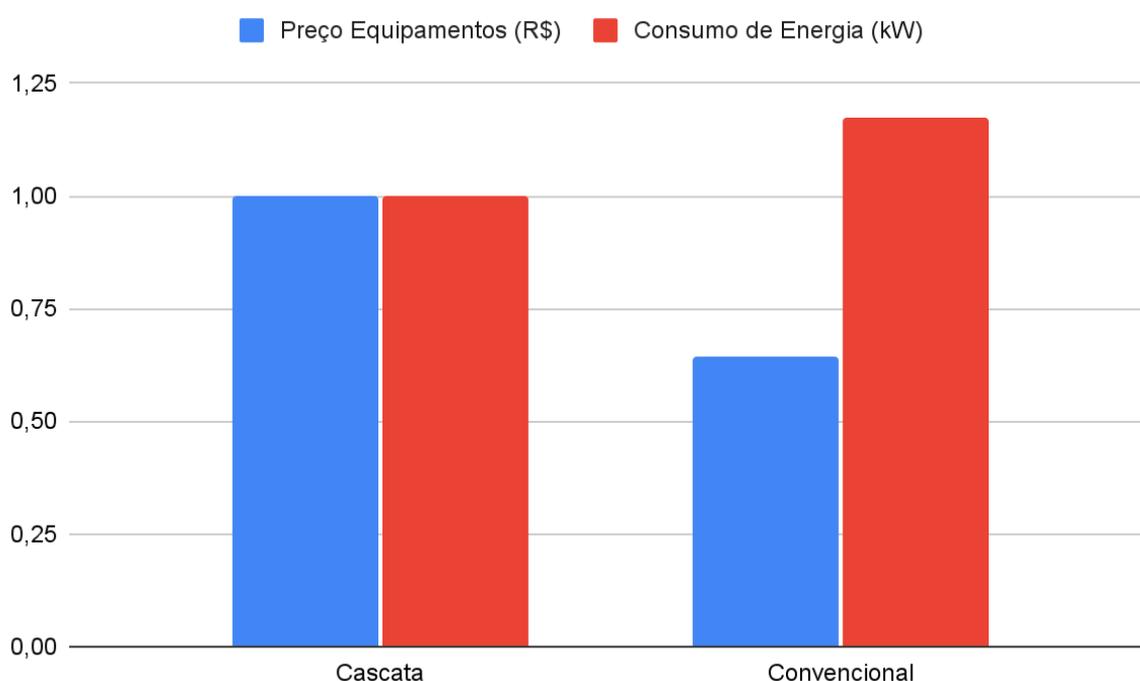
Equipamentos	Potência (W)
Evaporador	390
Compressor	4.252
Motoventilador	670
Total	5.312

Fonte: Do autor (2023).

6. RESULTADO E DISCUSSÃO

A Figura 18 apresenta a comparação para aquisição dos equipamentos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor do cascata com o convencional além da comparação do consumo de energia, onde convencional apresenta um custo de 36% inferior, mas com um consumo de 17% superior.

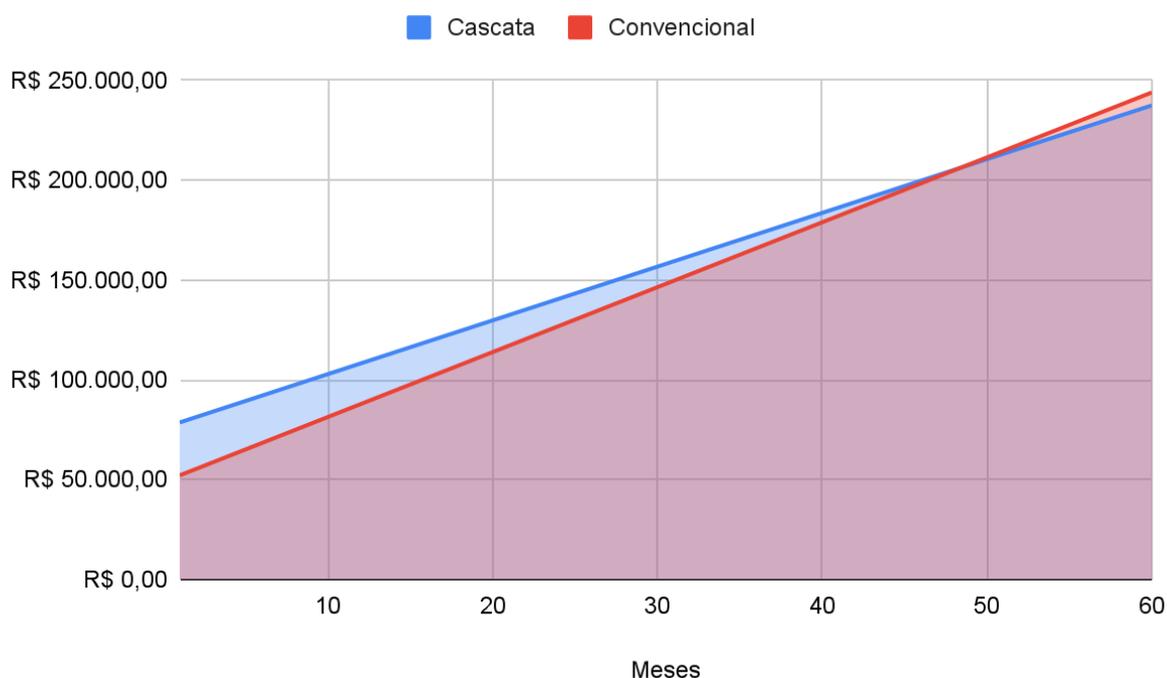
Figura 18 – Comparação do preço dos equipamentos e consumo de energia entre ciclo em cascata e convencional.



Fonte: Do autor (2023).

Analisando o gráfico do preço dos equipamentos com consumo de energia podemos notar que apesar do custo mais elevado para obter o ciclo em cascata, ele pode ser considerado um bom investimento a ser feito pelo consumo menor de energia, somando os gastos da aquisição e de consumo mes a mes obtemos um valor final agregado menor para o sistema em cascata em 49 meses com R\$ 207.878,60 contra R\$ 208.215,10 do convencional (FIGURA 19).

Figura 19 – Evolução do custo total do preço dos equipamentos e energia mensal ao longo dos meses.



Fonte: Do autor (2023).

Analisando o VPL para a vida útil de um sistema em cascata a taxa SELIC dos últimos 5 anos temos -R\$ 420.763,77 para o cascata comparado a -R\$ 465.358,72 do convencional isso nos mostra que o cascata seria de fato mais viável por ter um custo menor como valor presente líquido para esse tempo.

Vale ressaltar que os resultados obtidos são uma forma simplista de avaliar a viabilidade do ciclo de compressão de vapor cascata com o convencional de estágio único, por não levar em conta gastos de outros componentes assim como custo de instalação manutenção e outros fatores para ter uma maior precisão para o retorno financeiro, de tal forma que o 49 mês é só uma estimativa mostrando que de fato o sistema em cascata algum ponto se torna mais barato que o convencional, mas adicionando outros custo a conta o tempo necessário para o cascata dar o retorno pode ser elevado.

7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

7.1 Conclusão

No presente trabalho foi desenvolvido um estudo termodinâmico a fim de avaliar o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração em cascata com alguns pares de refrigerantes com parâmetros de operação pré-determinados e suas questões quanto ao efeito no meio ambiente e segurança dos refrigerantes, além da análise da viabilidade comparado a um ciclo convencional atuando em temperaturas mais típicas.

Para a comparação do COP dos refrigerantes nos parâmetros pré-fixados para o ciclo em cascata, o par R744-R717 apresenta o melhor desempenho seguido do R22-R134a, R23-R134a quase empatado com R744-R134a e por fim R744-R290 apresentam o menor valor, onde R22 é um HCFC tendo ODP diferente de zero, tem seu uso eliminado de acordo com o protocolo de Montreal, sendo selecionado os pares R744-R717, onde não apresentam valores de ODP e GWP, mas a amônia possui certa toxicidade e inflamabilidade que pode ser controlada, se utilizada no ciclo de alta temperatura e com maior nível de segurança para evitar vazamento e alertar caso haja.

Tendo definido o par R744-R717 pro ciclo em cascata e o R717 para o convencional, apesar de o custo de alguns equipamentos serem estimados fora do Brasil dando uma diferença no valor, pode-se observar que apesar do custo do cascata ser superior, apresenta um menor consumo energético o'que se torna um investimento vantajoso a depender das condições de projeto e o tempo de retorno esperado.

Desta forma conclui-se que o sistema de compressão de vapor em cascata se apresentou mais vantajoso que o convencional.

6.2 Sugestões para trabalhos futuros

Existem inúmeras oportunidades para a continuidade deste trabalho. A seguir são apresentadas algumas sugestões:

- Comparar a viabilidade com outras configurações como de duplo estágio, entre outros;
- Testar outros refrigerantes em todas as configurações;
- Precificar o custo dos equipamentos direto do Brasil;
- Comparar a viabilidade para um estudo de caso com uma carga térmica mais elevada;
- Avaliação exérgica visando quantificar perdas e identificar pontos de otimização.

- Acrescentar gastos com os fluidos refrigerantes, custo de instalação e manutenção na análise econômica dos sistemas.

REFERÊNCIAS

A.H. Mosaffa, L. Garousi Farshi, C.A. Infante Ferreira, M.A. Rosen, **Exergoeconomic and environmental analyses of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers**, Energy Conversion and Management, Volume 117, 2016, Pages 442-453.

ALBERTO DOPAZO, J., Fernández-Seara, J., Sieres, J., & Uhía, F. J. **Theoretical analysis of a CO₂–NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures**, Applied Thermal Engineering, Volume 29, Pages 1577-1583, 2009.

BITZER. **Software**. Disponível em:

<<https://www.bitzer.de/br/pt-br/tools-archive/software/software/>> Acesso em: junho 2023.

BOLAJI, B. O., & HUAN, Z. **Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review**, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 18, Pages 49-54, 2013.

CALM, J. M. **The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook**, International Journal of Refrigeration, Volume 31, Pages 1123-1133, 2008.

ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A., **Termodinâmica [recurso eletrônico]**. 7. ed., Porto Alegre, 2013.

CLIMATE-DATE, **Clima Lavras**. Disponível em:

<<https://pt.climate-data.org/america-do-sul/brasil/minas-gerais/lavras-24957/>> Acesso em: junho 2023

CRUZ, Dário da Rosa. **Estudo de viabilidade de um sistema de refrigeração por absorção amônia/água, utilizando rejeito térmico**. 2015.

Danfoss, **Software coolselector2**. Disponível em:

<<https://www.danfoss.com/pt-br/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/>> Acesso em: junho 2023

DUBEY, A. M., KUMAR, S., & AGRAWAL, G. das. **Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂/propylene (R744–R1270) cascade system for cooling and heating applications**, Energy Conversion and Management, Volume 86, Pages 774-783, 2014.

ELGIN, **Catálogo de condensadores**. Disponível em:

<https://www.elgin.com.br/assets/arquivos/imgCard_cca32a1b-39b1-4804-a0c2-2cedf04f3781_Condensadores%20fevereiro%202021.pdf> Acesso em: julho 2023.

ELGIN. **Procedimentos para seleção de evaporador**. Disponível em:

<<https://blog.elgin.com.br/refrigeracao/procedimentos-para-selecao-de-evaporador/>> Acesso em: juho 2023.

FETAKKA S., THIBAUT J., Gupta Y., **Design of shell-and-tube heat exchangers using multiobjective optimization**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 60, 2013, Pages 343-354.

IZIDORO, D. L. **Recuperação de Calor Residual de Baixa Qualidade em Usinas Termelétricas de Ciclo Combinado**. 2016.

KLIMANATURALI. **Destrução da camada de ozônio**. Disponível em:

<<http://www.klimanaturali.org/2008/06/destruicao-da-camada-de-ozonio.html>> Acesso em: julho 2023

LEE T. S.; LIU C. H.; CHEN T. W.; **Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems**, International Journal of Refrigeration, Volume. 29, p. 1100-1108, 2006.

MENEZES, M. S. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Universidade de Passo Fundo, 2005

MCMULLAN, J. T. **Refrigeration and the environment — issues and strategies for the future**, International Journal of Refrigeration, Volume 25, Pages 89-99, 2002.

PERSON, A. **Carbon dioxide—new uses for an old refrigerant**, International Journal of Refrigeration, Volume 28, Pages 1140-1148, 2005.

PUROHIT, N., SHARMA, V., SAWALHA, S., FRICKE, B., Llopis, R., & DASGUPA, M. S. **Integrated supermarket refrigeration for very high ambient temperature**, Energy, Volume 165, Pages 572-590, 2018.

REZAYAN, O., & BEHBAHANINIA, A. **Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems**, Energy, Volume 36, Pages 888-895, 2011.

SILVA, Darly Henriques da. **Protocolos de Montreal e Kyoto: Pontos em Comum e Diferenças Fundamentais**, Revista Brasileira de Política Internacional, Volume. 52, pp. 155-172, 2009.

SMITH R., **Chemical Process Design and Integration**, Wiley, New York, 2005.

TODAMATERIA. **Efeito estufa**. Disponível em:

<<https://www.todamateria.com.br/efeito-estufa/>> Acesso em: julho 2023

TRINEVA. **Catálogo de produtos**. Disponível em:

<https://www.trineva.com.br/wp-content/uploads/2023/04/CATALOGO-TRINEVA-2023_digital-1.pdf> Acesso em: julho 2023.

Xiaoshuang Zhao, Sihao Huang, Ning Xie, Lingbao Wang, Huashan Li, **Simultaneous optimization of working fluid and temperature matching for heat pump assisted geothermal cascade heating system**, Case Studies in Thermal Engineering, Volume 41, 2023.

ZHAO, L., CAI, W., DING, X., & CHANG, W. **Model-based optimization for vapor compression refrigeration cycle**, Energy, Volume 55, Pages 392-402, 2013.

ZHANG, Y., HE, Y., WANG, Y., WU, X., JIA, M., & GONG, Y. **Experimental investigation of the performance of an R1270/CO2 cascade refrigerant system**, International Journal of Refrigeration, Volume 114, Pages 175-180, 2020.

APÊNDICE A

"Dados que possuo"

Dsup=5

Dsub=0

"----- CICLO DE BAIXA -----"

DELTA_T = 5 "valor a ser testado"

Tevap_LT = -30 "valor a ser testado"

Tcond_LT = -10 "valor a ser testado"

Qevap_LT = 7,24 "parametrizado do projeto"

eta_compLT = 0,93 "hipotese do projeto" "eficiencia combinada motor-eletric"

"eta_sLT = 0,8"

Rp_LT = P_2/P_1

"eta_sLT= 1- (0,04 * Rp_LT)"

eta_sLT = (0,00476*Rp_LT^2) - 0,09238*Rp_LT + 0,89810 "calculo da eficiencia isentropica do CO2"

"----- CICLO DE ALTA -----"

Tcond_HT = 40 "valor a ser testado"

Tevap_HT = Tcond_LT - DELTA_T

eta_compHT = 0,93 "hipotese do projeto" "eficiencia combinada motor-eletric"

"eta_sHT = 0,8"

Rp_HT = P_6/P_5

eta_sHT = -(0,00097*Rp_HT^2) - 0,01026*Rp_HT + 0,83955 "calculo da eficiencia isentropica do NH3"

"Dados dos diagramas"

$$x_1 = 1$$

$$x_3 = 0$$

"Calcular"

"Ponto 1"

$$T_1 = T_{\text{evap_LT}} + D_{\text{sup}}$$

$$P_{\text{satLT}} = P_{\text{sat}}(R744; T=T_1)$$

$$P_1 = P_{\text{satLT}}$$

$$h_1 = \text{Enthalpy}(R744; T=T_1; x=1)$$

$$s_1 = \text{Entropy}(R744; T=T_1; x=x_1)$$

"Ponto 2"

$$T_3 = T_{\text{cond_LT}} - D_{\text{sub}}$$

$$P_3 = P_{\text{sat}}(R744; T=T_3)$$

$$s_2 = s_1$$

$$P_2 = P_3$$

$$h_{2s} = \text{Enthalpy}(R744; P=P_2; s=s_2)$$

$$\eta_{\text{sLT}} = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1)$$

"Ponto 3"

$$h_3 = \text{Enthalpy}(R744; P=P_3; x=x_3)$$

"Ponto 4"

$$h_4 = h_3$$

$$Q_{\text{evap_LT}} = m_{\text{LT}}(h_1 - h_4)$$

$$W_{\text{comp_LT}} = (m_{\text{LT}}(h_2 - h_1)) / (\eta_{\text{compHT}})$$

$$Q_{\text{cond_LT}} = m_{\text{LT}}(h_3 - h_2)$$

$$\text{COP_LT} = Q_{\text{evap_LT}} / W_{\text{comp_LT}}$$

"Dados dos diagramas"

$$x_5 = 1$$

$$x_7 = 0$$

"Calcular"

"Ponto 5"

$$T_5 = T_{\text{evap_HT}} + D_{\text{sup}}$$

$$P_{\text{satHT}} = P_{\text{sat}}(R717; T=T_5)$$

$$P_5 = P_{\text{satHT}}$$

$$h_5 = \text{Enthalpy}(R717; T=T_5; x=x_5)$$

$$s_5 = \text{Entropy}(R717; T=T_5; x=x_5)$$

"Ponto 6"

$$T_7 = T_{\text{cond_HT-Dsub}}$$

$$P_7 = P_{\text{sat}}(\text{R717}; T=T_7)$$

$$s_6 = s_5$$

$$P_6 = P_7$$

$$h_{6s} = \text{Enthalpy}(\text{R717}; P=P_6; s=s_6)$$

$$\text{eta_sHT} = (h_{6s} - h_5) / (h_6 - h_5)$$

"Ponto 7"

$$h_7 = \text{Enthalpy}(\text{R717}; P=P_7; x=x_7)$$

"Ponto 8"

$$h_8 = h_7$$

$$T_8 = T_5\text{-Dsup}$$

$$Q_{\text{evap_HT}} = m_{\text{HT}}(h_5 - h_8)$$

$$W_{\text{comp_HT}} = (m_{\text{HT}}(h_6 - h_5)) / (\text{eta_compHT})$$

$$Q_{\text{cond_HT}} = m_{\text{HT}}(h_7 - h_6)$$

$$\text{COP_HT} = Q_{\text{evap_HT}} / W_{\text{comp_HT}}$$

"Trocador de calor"

$$m_{\text{LT}}(h_2 - h_3) = m_{\text{HT}}(h_5 - h_8)$$

$$\text{COP}_{\text{sys}} = Q_{\text{evap_LT}} / (W_{\text{comp_HT}} + W_{\text{comp_LT}})$$

$$A = (Q_{\text{evap_HT}} * 1000) / (U * F * \Delta T_{\text{lm}})$$

$$U = 1000 \text{ "Valor Tabelado W/m}^2\text{)*K"}$$

$$\Delta T_{\text{lm}} = ((T_2 - T_5) - (T_3 - T_8)) / \ln((T_2 - T_5) / (T_3 - T_8))$$

$$F =$$

$$\frac{(\sqrt{(R^2+1)} * \ln((1-S)/(1-R*S)))}{((R-1) * \ln((2-S*(R+1-\sqrt{R^2+1}))/ (2-S*(R+1+\sqrt{R^2+1}))))}$$

$$R = (T_2 - T_3) / (T_5 - T_8)$$

$$S = (T_5 - T_8) / (T_2 - T_8)$$

$$T_2 = \text{Temperature}(\text{R744}; P=P_2; h=h_2)$$

$$T_6 = \text{Temperature}(\text{R717}; P=P_6; h=h_6)$$

APÊNDICE B

"----- DADOS DE ENTRADA -----"

Dsup = 5 "Temperatura de superaquecimento"
 Tevap = -30 "Temperatura do evaporador"
 Tcond = 40 "Temperatura do condensador"
 Qevap = 7,24 "Carga termica do evaporador"
 eta_comp = 0,93 "Eficiencia combinada motor-eletric"

"----- DADOS DO DIAGRAMA -----"

x_1 = 1
 x_3 = 0

"----- CALCULOS -----"

"Ponto 1"

T_1 = Tevap+Dsup
 P_sat = P_sat (R717; T=T_1)
 P_1 = P_sat
 h_1 = Enthalpy (R717; T=T_1; x=1)
 s_1 = Entropy (R717; T=T_1; x=x_1)

"Ponto 2"

s_2 = s_1
 P_2 = P_3
 h_2s = Enthalpy (R717; P=P_2; s=s_2)
 Rp = P_2/P_1
 eta_s = -(0,00097*Rp^2) - 0,01026*Rp + 0,83955
 eta_s = (h_2s - h_1) / (h_2 - h_1)
 T_2 = Temperature(R717;P=P_2;h=h_2)

"Ponto 3"

$$P_3 = P_{\text{sat}}(\text{R717}; T=T_{\text{cond}})$$

$$h_3 = \text{Enthalpy}(\text{R717}; P=P_3; x=x_3)$$

"Ponto 4"

$$h_4 = h_3$$

"----- CALCULO COP -----"

$$Q_{\text{evap}} = m \cdot (h_1 - h_4)$$

$$W_{\text{comp}} = (m \cdot (h_2 - h_1)) / (\eta_{\text{comp}})$$

$$Q_{\text{cond}} = m \cdot (h_3 - h_2)$$

$$\text{COP} = Q_{\text{evap}} / W_{\text{comp}}$$

APÊNDICE C

Figura 20 - Catálogo seleção de evaporadores.

DADOS DE CAPACIDADES												
Modelo	¹Capacidade Nominal (kcal/h) Δt: 6K										Motoventiladores	
	Temperatura de Evaporação (°C)										Qtde Ø 254 (mm)	Vazão de ar (m³/h)
	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35		
TRN 411	1.215	1.179	1.146	1.111	1.079	1.043	1.008	973	933	889	1	1.030
TRN 412	1.553	1.507	1.464	1.421	1.380	1.333	1.288	1.244	1.193	1.137	1	1.000
TRN 421	1.848	1.796	1.735	1.674	1.611	1.556	1.504	1.452	1.393	1.327	2	2.060
TRN 422	2.247	2.192	2.139	2.087	2.036	1.980	1.929	1.877	1.820	1.748	2	2.060
TRN 423	2.924	2.832	2.763	2.696	2.630	2.541	2.456	2.372	2.275	2.171	2	2.000
TRN 431	3.686	3.595	3.507	3.423	3.339	3.238	3.138	3.033	2.909	2.780	3	3.000
TRN 432	4.256	4.152	4.051	3.952	3.856	3.743	3.647	3.557	3.462	3.342	3	3.000
TRN 441	5.065	4.942	4.823	4.704	4.590	4.443	4.299	4.148	3.969	3.801	4	4.000
TRN 442	5.896	5.724	5.557	5.395	5.238	5.110	4.965	4.795	4.598	4.422	4	4.000
TRN 451	7.285	7.073	6.867	6.666	6.473	6.327	6.144	5.905	5.663	5.396	5	5.000
TRN 461	8.631	8.379	8.134	7.898	7.668	7.445	7.227	7.017	6.812	6.599	6	6.000
TRN 471	10.390	10.087	9.793	9.508	9.232	8.901	8.606	8.321	7.991	7.636	7	7.000
TRN 481	11.246	10.971	10.704	10.442	10.145	9.801	9.447	9.074	8.706	8.371	8	7.760

Fonte: Trineva (2023).

Figura 21 - Seleção do compressor com R744 no cascata.

Semi-Herméticos Pistões

Modo: Refrigeração e Ar Condic

Refrigerante: R744 (CO2)

Temperatura de referência: Ponto de Orvalho

Tipo do compressor: subcrítico

Série: Padrão

Modo de operação: subcrítico

Motor versão: todos

Seleção compressor

Capac. Frigorífica: 7,24 kW

Compressor modelo: 2KSL-1K

Ponto de operação

Temp. Evaporação SST: -30 °C

Temp. Condensação SDT: -10 °C

Condições de operação

Sub resfriamento líquido: 5 K

Superaquecimento do gás: 5 K

Superaquecimento útil: 100 %

Controle de capacidade

Sem

Inversor de: 0 Hz

Suprimento de eletricidade

Frequência de alimentação: 60Hz UL

Tensão de alimentação: 460V-Y (4SU)

Mostrar visão geral

Resultado | Limites | Dados Técnicos | Dimensões | Informações | Documentação | Treinamento

Dados Provisórios

Temperatura de descarga mínima 50°C (122°F)

*Conforme EN12900 (superaquecimento de 10K, subresfriamento do líquido de 0K)

Compressor	2KSL-1K-4SU
Etapas de capacidade	100%
Capac. Frigorífica	7,78 kW
Capac. Frigorífica *	7,37 kW
Capacidade Evaporador	7,78 kW
Potência absorvida	1,22 kW
Corrente (460V)	2,75 A
Faixa de Tensão	440-480V
Capacidade do Condensador	9,00 kW
COP/EER	6,39
COP/EER*	6,05
Vazão em massa	101,1 kg/h
Temp. gás de Descarga não resfriado	31,3 °C

Fonte: Bitzer (Software).

Figura 22 - Seleção do compressor com R717 no cascata.

Compressores Parafuso Abertos OS

Série: todos

Refrigerante: R717 (NH3)

Temperatura de referência: Ponto de Orvalho

Seleção compressor

Capac. Frigorífica: 8,193 kW

Compressor modelo: OSKA5341-K

Ponto de operação

Temp. Evaporação SST: -15 °C

Temp. Condensação SDT: 40 °C

Condições de operação

com Economizador

Sub resfriamento líquido: 5 K

Superaquecimento do gás: 5 K

Superaquecimento útil: 100 %

Resfriador de óleo externo

Automaticamente: Auto

Capac. Frigorífica: 100%

guia

Rotação do compressor: 2900 /min

Mostrar visão geral

Resultado | Limites | Dados Técnicos | Dimensões | Informações | Documentação | Treinamento

Resfriamento adicional/ limitações (ver limites)!

Seleção do motor ver "Dados Técnicos"

*conforme EN12900 (superaquecimento na sucção de 5K, sem sub-resfriamento do líquido).

Compressor	OSKA5341-K
Capac. Frigorífica	100%
Capac. Frigorífica	40,7 kW
Capac. Frigorífica *	39,8 kW
Capacidade Evaporador	40,7 kW
Potência no eixo	15,66 kW
Capacidade do Condensador	46,4 kW
COP/EER	2,60
COP/EER*	2,54
Vazão em massa LP	134,2 kg/h
Vazão em massa HP	134,2 kg/h
Modo de operação	Padrão
Temp. do líquido	35,0 °C
Vazão de óleo	0,92 m³/h
Método resfriamento	Externo
Temp injeção de óleo comp.	57,6 °C
Carga Térmica Resfriador de Óleo	9,97 kW
Motor de Acionamento	22,0 kW
Temp. de descarga c/ resfriamento adicional	80,0 °C
Temp. gás de Descarga não resfriado	--

Fonte: Bitzer (Software).

Figura 23 - Catálogo seleção do condensador.

Modelo Modelo Model	Calor rejeitado Calor rechazado Heat rejected [kcal/h]	Área Frontal Área Frontal Frontal area [cm ²]	Área de troca Área de troca Exchange area [m ²]	Qtde. de Vent. Cant. de Vent Qty. of Fans	Ventilador indicado Ventilador indidado Indicated fan	Aplicação Aplicación Application
						Unidades condensadoras Unidades condensadoras Condensing units
CDA 2580	201	432,8	1,198	1	MM11 / EL11	1020 / 1013
CDE 2580						
CDA 2782	240	432,8	1,356	1	MM11 / EL11	UCD45 / UCE55 / UCE59 / 1008 / 0008 / 0015 / 2010 / (UCM1022 / 0022 especiais) / UCP0065
CDE 2782						
CDE 2643	240	432,8	1,356	1	MM11 / EL11	UCD45 / UCE55 / UCE59 / 0015 / 2010 / (UCM1022 / 0022 especiais) / UCP0065
CDA 2772	301	556	1,580	1	MM11 / EL11	1012 / 0012 / 1022 / 0022 / 2015 / 4017 (UCM1028 / 0028 especiais)
CDE 2772						
CDE 2773	321	620,0	1,776	1	MM11 / EL11	4.021
CDA 2775	298	581,0	1,646	1	MM11 / EL11	1012 / 0012 / 1022 / 0022 / 2015 / (UCM1028 / 0028 especiais)
CDE 2775						
CDA 2776	322	581,0	1,683	1	MM11 / EL11	1028 / 0028 / 2020 / 0020 / 1008 / 0008
CDE 2776						
CDE 6776	322	581,0	1,683	1	MM11 / EL11	UCP0085
CDA 2777	492	774,7	2,226	1	MM20 / EL20	4012 / 1016 / 4016 / 5016 / 1042 / 0042 / 1045 / 2030 / 0030 / 4025 / 0130
CDE 2777						
CDE 6777	492	774,7	2,226	1	MM20 / EL20	UCP0115
CDE 2778	873	774,7	3,366	1	MM20 / EL20	1018 / 4018 / 5018 / 1060 / 0060 / 4020 / 2035 / 4033 / (SUA1042 / SUM2030 especiais) / 0035
CDE 2802	1232	876,3	5,081	1	MM20 / EL20	2038 / 2041 / 4031 / 5031 / 5041 / 0040 / 4037
CDE 2785	1339	1.048,8	6,083	1	MM20 / EL20	2040 / 2051 / 2061 / 4047
CDE 2801	2381	1.397,0	8,130	2	MM20 / EL20	2053 / 2063 / 5030 / 5040 / 4040 / 4064
CDE 2571	2192	1.991,4	11,123	1	CL350EXCCE	UCB4125 / USMB4130
CDE 2829	2533	1.678,1	9,732	2	MM20 / EL20	2070 / 4046 / 4072 / 4080 / UCM2130
CDE 2781	3222	1.991,4	13,904	1	CL350EXCCE	UCM2150 / UCB5150 / UCB4150 / UCA219 / 220 / USMB4150
CDE 2793	4150	2.606,0	15,105	1	CL350EXCCE	UCM2200 / UCB4200 / UCA224 / USMB4200
CDE 2830	3798	3.759,2	16,715	1	CL450EXCCE	UCM2250 / UCB4300 / USMB4300
CDE 2792	4695	3.383,3	19,610	1	CL350EXCCE	UCA231 / 230 / 2383 / 2423
CDE 2380	6319	3.857,6	22,858	1	CL450EXCCE	UCM2275 / 2300
CDE 2840	7116	4.887,0	25,976	1	CL450EXCCE	UCM2300 (S) / 2350 / 2375 / UCB4400 / USMB4350 / USMB 4400
CDE 2791	7474	4.297,7	36,250	2	CL350EXCCE	UCP2423 / 2543 / 2623
CDE 2860	9474	5.842,0	25,977	2	CL450EXCCE	UCM2400 / 2500 / UCB5500 / USMB4450 / USMB4500
CDE 2924	8782	4.985,4	30,450	1	CL500EXCCE	UCM2400 (S) / 2500 (S)
CDE 2900	11770	5.842,0	26,734	2	CL450EXCCE	UCM2550 / USMB4550
CDE 2930	12910	6.945,4	37,333	2	CL450EXCCE	UCM2600 / UDM2700
CDE 2812	15956	8.356,6	70,516	4	CL350EXCCE	USM2600 / 2900 / UDM2800 / 21000 / USB2750 / 21000 / UDB4800 / 41000 / USMB4700 / USMB4900
CDE 0746	70.664	13.887,30	156,970	4	CL450EXCCE	USMB4152 / USMB4122

Fonte: Elgin (2023).

Figura 24 - Catálogo seleção dos motoventiladores.

Modelo Modelo	HP	Hélice Diámetro Diámetro de la hélice Ø mm	Vazão Caudal (Δ P=0) [m³/h]		Rotação Rotación [rpm]		Capacitor de Marcha Capacitor de Marcha µF / VAC	Consumo Consumo Input [W]		Corrente Corriente						Dimensões Dimensiones				
			60Hz	50Hz	60Hz	50Hz		60Hz	50Hz	220V-1F [A]		220V-3F [A]		380V-3F [A]		A	C	D	E	F
										60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz					
CL300EX- CCE	1/10	300	1.785	1.517	1.550	1.350	3 / 450	97	75	0,40	0,34	-	-	-	-	76	40	360	320	300
CF300EX- CCE	1/10	300	2.640	2.308	1.550	1.380	3 / 450	105	76	0,48	0,35	-	-	-	-	82	40	360	325	300
CL300EX- CCS	1/10	300	1.785	1.517	1.550	1.350	3 / 450	97	75	0,40	0,34	-	-	-	-	76	40	360	320	300
CL300EY- CEE	1/10	300	1.785	1.517	1.580	1.380	3 / 450	97	75	0,40	0,34	-	-	-	-	76	40	360	320	300
CL350EX- CCE	1/8	350	3.517	3.080	1.650	1.400	4 / 450	185	150	0,78	0,70	-	-	-	-	76	60	420	380	350
CF350EX- CCE	1/8	350	3.776	3.376	1.540	1.382	3 / 450	143	105	0,65	0,50	-	-	-	-	81	50	422	375	350
CL350EX- CCS	1/8	350	3.517	3.080	1.650	1.400	4 / 450	185	150	0,78	0,70	-	-	-	-	76	60	420	380	350
CL350BX- CCE	1/8	350	3.517	3.080	1.650	1.400	-	185	140	-	-	0,74	0,64	0,43	0,37	76	60	420	380	350
CL350EY- CEE	1/8	350	3.517	3.080	1.650	1.400	4 / 450	185	150	0,78	0,70	-	-	-	-	76	60	420	380	350
CL350BY- CEE	1/8	350	3.517	3.080	1.650	1.400	-	185	140	-	-	0,74	0,64	0,43	0,37	76	60	420	380	350
CL400EX- CCE	1/5	400	4.326	3.777	1.650	1.400	6 / 450	270	195	1,23	0,88	-	-	-	-	85	60	470	430	400
CF400EX- CCE	1/5	400	5.116	4.824	1.500	1.367	5 / 450	221	156	1,01	0,71	-	-	-	-	90	55	470	425	400
CL400EX- CCS	1/5	400	4.326	3.777	1.650	1.400	6 / 450	270	195	1,23	0,88	-	-	-	-	85	60	470	430	400
CL400EY- CEE	1/5	400	4.326	3.777	1.650	1.400	6 / 450	270	195	1,23	0,88	-	-	-	-	85	60	470	430	400
CL400BY- CEE	1/5	400	4.326	3.777	1.680	1.430	-	270	175	-	-	0,93	0,81	0,54	0,47	85	60	470	430	400
CL450EX- CCE	1/4	450	5.405	4.700	1.650	1.380	8 / 450	335	240	1,50	1,08	-	-	-	-	84	75	520	470	450
CF450EX- CCE	1/4	450	6.447	6.071	1.415	1.334	6 / 450	302	222	1,38	1,03	-	-	-	-	92	62	522	476	450
CL450BX- CCE	1/4	450	5.405	4.700	1.630	1.360	-	330	220	-	-	0,97	0,96	0,6	0,58	84	75	520	470	450
CL450BX- CCS	1/4	450	5.405	4.700	1.630	1.360	-	340	245	-	-	1,20	1,04	0,70	0,60	84	75	520	470	450
CL450EY- CEE	1/4	450	5.405	4.700	1.630	1.360	8 / 450	335	240	1,50	1,08	-	-	-	-	84	75	520	470	450
CL500EX- CCE	1/3	500	7.475	6.500	1.500	1.300	10 / 450	500	440	2,20	1,90	-	-	-	-	84	72	570	520	500
CL500BX- CCE	1/3	500	7.475	6.500	1.550	1.350	-	500	440	-	-	1,7	1,5	0,98	0,85	84	72	570	520	500

Fonte: Elgin (2023).

Figura 25 - Seleção da válvula de expansão do R744 no cascata.

Condições de operação

Capacidade: Carga térmica: 7240 W Evaporação: Temperatura: -30,0 °C Condensação: Temperatura: -10,0 °C Adicional: Temperatura de descarga: 25,1 °C

Fluxo de massa na linha: 0,02666 kg/s Superaquecimento antes do compressor: Sub-resfriamento: 5,0 °C Taxa de circulação: 3,00

Capacidade de aquecimento: 8365 W 5,0 °C Sub-resfriamento adicional: 0 °C Bomba DP: 200... Pa

Critérios de seleção:

Carga: 100 %

Perda de carga do distribuidor: 0 Pa

Linha de líquido (Evaporador inundado, circulação por bomba. R744. TXV).

Seleção: T2 CO2 - 2 Sem código selecionado

Selecionado	Tipo	NS	Faixa	Capacidade Nominal [W]	Capacidade mínima [W]	Carga [%]	DP [Pa]	Velocidade, entrada [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	T2 CO2 - CX	10	N	2202	771	329	1221000	0,53	⚠
<input type="radio"/>	T2 CO2 - C0	10	N	3846	1346	188	1221000	0,53	⚠
<input type="radio"/>	T2 CO2 - 1	10	N	6145	2151	118	1221000	0,53	⚠
<input checked="" type="radio"/>	T2 CO2 - 2	10	N	10560	3695	69	1221000	0,53	✓
<input type="radio"/>	T2 CO2 - 3	10	N	14960	5236	48	1221000	0,53	✓

Fonte: Coolselector2 (Software).

Figura 26 - Seleção da válvula de expansão do R717 no cascata.

Condições de operação

Capacidade: Carga térmica: 8193 W Evaporação: Temperatura: -15,0 °C Condensação: Temperatura: 40,0 °C Adicional: Temperatura de descarga: 140,0 °C

Fluxo de massa na linha: 0,0076 kg/s Superaquecimento antes do compressor: Sub-resfriamento: 5,0 °C Taxa de circulação: 3,00

Capacidade de aquecimento: 10660 W 5,0 °C Sub-resfriamento adicional: 0 °C Bomba DP: 200... Pa

Critérios de seleção:

Carga: 100 %

Perda de carga do distribuidor: 0 Pa

Linha de líquido (Evaporador inundado, circulação por bomba. R717. TXV).

Seleção: TEA 20 - 2 Código selecionado: 068G6133

Selecionado	Tipo	NS	Faixa	Capacidade Nominal [W]	Capacidade mínima [W]	Carga [%]	DP [Pa]	Velocidade, entrada [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	TEA 20 - 1	15	D	3782	946	217	1318000	0,06	⚠
<input type="radio"/>	TEA 20 - 1	15	P	4379	1095	187	1318000	0,06	⚠
<input type="radio"/>	TEA 20 - 2	15	D	7620	1905	108	1318000	0,06	⚠
<input checked="" type="radio"/>	TEA 20 - 2	15	P	8530	2132	96	1318000	0,06	✓
<input type="radio"/>	TEA 20 - 3	15	D	11440	2860	72	1318000	0,06	✓
<input type="radio"/>	TEA 20 - 3	15	P	12150	3107	67	1318000	0,06	✓

Fonte: Coolselector2 (Software).

Figura 27 - Seleção do compressor com R717 no convencional.

Compressores Parafuso Abertos OS

Série: todos

Refrigerante: R717 (NH3)

Temperatura de referência: Ponto de Orvalho

Seleção compressor

Capac. Frigorífica: 7,24 kW

Compressor modelo: OSNA5351-K

Incluir modelos antigos

Ponto de operação

Temp. Evaporação SST: -30 °C

Temp. Condensação SDT: 40 °C

Condições de operação

com Economizador

Sub resfriamento líquido: 5 K

Superaquecimento do gás: 5 K

Superaquecimento útil: 100 %

Resfriador de óleo externo: Automaticamente

Capac. Frigorífica: 100%

guia

Rotação do compressor: 2900 /min

Mostrar visão geral

OSNA5351-K (100%)

-30,0°C

40,0°C

35,0°C

56,3°C

80,0°C

-25,0°C

-25,0°C

Resultado | Limites | Dados Técnicos | Dimensões | Informações | Documentação | Treinamento

Resfriamento adicional/ limitações (ver limites)!
 Seleção do motor ver "Dados Técnicos"
 *conforme EN12900 (superaquecimento na sucção de 5K, sem sub-resfriamento do líquido).

Capac. Frigorífica	100%
Capac. Frigorífica	24,4 kW
Capac. Frigorífica *	23,8 kW
Capacidade Evaporador	24,4 kW
Potência no eixo	14,93 kW
Capacidade do Condensador	28,4 kW
COP/EER	1,63
COP/EER*	1,60
Vazão em massa LP	82,1 kg/h
Vazão em massa HP	82,1 kg/h
Modo de operação	Padrão
Temp. do líquido	35,0 °C
Vazão de óleo	0,95 m³/h
Método resfriamento	Externo
Temp injeção de óleo comp.	56,3 °C
Carga Térmica Resfriador de Óleo	10,96 kW
Motor de Acionamento	30,0 kW
Temp. de descarga c/ resfriamento adicional	80,0 °C
Temp. gás de Descarga não resfriado	--

Fonte: Bitzer (Software).

Figura 28 - Seleção da válvula de expansão do R717 no convencional.

Condições de operação

Capacidade: Carga térmica: 7240 W

Evaporação: Temperatura: -30,0 °C

Condensação: Temperatura: 40,0 °C

Adicional: Temperatura de descarga: 140,0 °C

Fluxo de massa na linha: 0,006847 kg/s

Superaquecimento antes do compressor: 5,0 °C

Sub-resfriamento: 5,0 °C

Taxa de circulação: 3,00

Capacidade de aquecimento: 9604 W

Sub-resfriamento adicional: 0 °C

Bomba DP: 200... Pa

Critérios de seleção:

Carga: 100 %

Perda de carga do distribuidor: 0 Pa

Linha de líquido (Evaporador inundado, circulação por bomba. R717. TXV).

Seleção: TEA 20 - 3 Código selecionado: 068G6002

Selecionado	Tipo	NS	Faixa	Capacidade Nominal [W]	Capacidade mínima [W]	Carga [%]	DP [Pa]	Velocidade, entrada [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	TEA 20 - 1	15	D	2824	706	256	1435000	0,05	⚠
<input type="radio"/>	TEA 20 - 2	15	D	5506	1376	131	1435000	0,05	⚠
<input checked="" type="radio"/>	TEA 20 - 3	15	D	8324	2081	87	1435000	0,05	✓
<input type="radio"/>	TEA 20 - 5	15	D	13870	3467	52	1435000	0,05	✓
<input type="radio"/>	TEA 20 - 8	15	D	22110	5528	33	1435000	0,05	✓
<input type="radio"/>	TEA 20 - 12	15	D	33200	8400	22	1435000	0,05	⚠

Fonte: Coolselector2 (Software).