



KEVIN SANTOS TEIXEIRA CORRÊA

**AVALIAÇÃO DE EFICIÊNCIA EM SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO: ESTUDO DE CASO EM UM FRIGORÍFICO**

**LAVRAS – MG
2022**

KEVIN SANTOS TEIXEIRA CORRÊA

**AVALIAÇÃO DE EFICIÊNCIA EM SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO: ESTUDO DE CASO EM UM FRIGORÍFICO**

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

Prof. Dr. Dimas José Rua Orozco
Orientador

**LAVRAS – MG
2022**

KEVIN SANTOS TEIXEIRA CORRÊA

**AVALIAÇÃO DE EFICIÊNCIA EM SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO: ESTUDO DE CASO EM UM FRIGORÍFICO**

**EVALUATION OF EFFICIENCY IN REFRIGERATION
SYSTEMS: CASE STUDY IN A REFRIGERATOR**

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

Prof. Dr. Dimas José Rua Orozco
Orientador

**LAVRAS – MG
2022**

AGRADECIMENTOS

Primeiramente quero agradecer a Deus que sempre esteve ao meu lado me amparando e me dando forças nos momentos turbulentos e em momentos felizes me abriu o horizonte para me sentir grato.

Quero agradecer aos meus pais e meus irmãos por serem meus heróis todos os dias, por me apoiarem e não me deixar desistir.

Agradeço a todos os amigos que fizeram parte dessa trajetória, em especial aos irmãos da Gloriosa República Arame Farpado.

Quero agradecer também ao G-óleo, núcleo pelo qual me desenvolveu e me preparou para o mercado de trabalho. Um grande abraço a família G-Óleo.

Agradeço fortemente ao meu orientador, Prof. Dr. Dimas José Rua Orozco, o qual sempre me orientou e esteve disponível para ajudar nesse processo. Incluo também um agradecimento especial ao NEXEN, núcleo ao qual tive o privilégio de presidir e me desenvolver.

Agradecimento à FAPEMIG PROCESSO APQ-02098-21 pelo apoio financeiro para o desenvolvimento de pesquisas, o qual foi muito importante nessa trajetória.

RESUMO

Com o mundo cada vez mais se voltando para a sustentabilidade e a busca por novas formas de reduzir o consumo de energia, a refrigeração vem aumentando seu leque de opções para tornar essa redução mais otimizada. Devido a isso, esse trabalho propõe uma análise da eficiência energética aplicada a um sistema frigorífico visando obter oportunidades de redução do consumo de energia dentro dos parâmetros de operação. A busca por parâmetros influenciadores foi realizada baseada na estratificação das cargas térmicas provenientes do sistema, a fim de detalhar os processos e assim encontrar meios que, dentro da estrutura proposta, possam ser alterados buscando essa redução. Entre as cargas térmicas avaliadas, foram feitas reduções no tempo de permanência de pessoas dentro da câmara, tempo em que a porta permanece aberta, período de funcionamento do sistema, variações de temperatura e pressões e analisados quais impactos resultariam em termos quantitativos de kWh. Em busca de mais oportunidades, foi projetado dois sistemas variando o fluido refrigerante, no caso, os fluidos avaliados são o R-717 que é o utilizado no local e o R-134a, que por sua vez foi utilizado para fins de análises e comparações. Cada análise realizada está devidamente estratificada e explicada ao longo do trabalho, e mostra em valores sua influência na busca por uma melhor eficiência energética do sistema. Um ponto a se destacar é o fato de que o dimensionamento utilizando R-717 foram necessários 3 evaporadores EVI 1184 e para o R-134a foram utilizados 6 evaporadores EVI 114. Em termos quantitativos, através das análises e sugestões propostas, encontrou-se parâmetros que acarretaria em uma redução de R\$ 3.102,00 para uma redução de 5 minutos no tempo em que a porta fica aberta e R\$ 4.109,00 ao variar o cop do sistema em 0,231 para o R-134a.

Palavras-chave: Eficiência Energética. Refrigeração. Carga térmica.

ABSTRACT

With the world increasingly turning to sustainability and the search for new ways to reduce energy consumption, refrigeration has been increasing its range of options to make this reduction more optimized. Due to this, this work proposes an analysis of the energy efficiency applied to a refrigeration system to obtain opportunities to reduce energy consumption within the operating parameters. The search for influencing parameters was carried out based on the stratification of the thermal loads coming from the system, in order to detail the processes and thus find ways that, within the proposed structure, can be changed seeking this reduction. Among the thermal loads evaluated, reductions were made in the length of stay of people inside the chamber, time in which the door remains open, period of operation of the system, variations in temperature and pressures and analyzed which impacts would result in quantitative terms of kWh. In search of more opportunities, two systems were designed, varying the refrigerant, in this case, the evaluated fluids are R-717, which is used on site, and R-134a, which in turn was used for analysis and comparison purposes. Each analysis performed is duly stratified and explained throughout the work and shows in values its influence in the search for a better energy efficiency of the system. A point to highlight is the fact that the dimensioning using R-717 required 3 EVI 1184 evaporators and for R-134a 6 EVI 114 evaporators were used. In quantitative terms, through the analysis and suggestions proposed, parameters were found that would result in a reduction of R\$ 3,102.00 for a reduction of 5 minutes in the time the door is open and R\$ 4,109.00 when varying the coping rate. of the system by 0.231 for R-134a.

Keywords: Energy Efficiency. Refrigeration. Thermal load.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 - Sistema fechado (a); sistema aberto (b) em um volume de controle.....	15
Figura 3.2 - Convenção de sinais para trabalho e calor.....	16
Figura 3.3 - Esquema de um diagrama de P-xh (mollier) para um refrigerante.....	17
Figura 3.4 - Ciclo frigorífico de carnot.....	18
Figura 3.5 - Diagrama T-s do ciclo de refrigeração de Carnot.....	19
Figura 3.6 - Diagrama T-s do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.....	20
Figura 3.7 - Diferença entre o ciclo ideal e real de refrigeração.....	21
Figura 3.8 - Representação do sistema de evaporação e do diagrama P-h.....	22
Figura 3.9 - Representação do sistema de compressão e do diagrama P-h.....	23
Figura 3.10 - Representação do condensador e do diagrama P-h.....	24
Figura 3.11 - Representação da válvula de expansão e do diagrama P-h.....	24
Figura 3.12 - Influência da temperatura de evaporação (ciclo teórico).....	26
Figura 3.13 - Influencia da temperatura de condensação (ciclo teorico).....	27
Figura 3.14 - Influência do sub resfriamento no COP.....	28
Figura 3.15 - Influência do superaquecimento no COP.....	28
Figura 3.16 - Fator de troca de ar em câmaras frigoríficas.....	30
Figura 3.17 - Calor perdido para a entrada de ar na camara (kcal/m ³).....	31
Figura 3.18 – Foto de um compressor com corte.....	32
Figura 3.19 – Foto de um evaporador.....	34
Figura 3.20 – Foto de uma válvula de expansão.....	35
Figura 3.21 – Foto de um condensador.....	36
Figura 3.22 – Ilustração de um PDCA.....	41
Figura 4.1 - Localização geográfica da empresa vista através do Google Earth.....	43
Figura 4.2 - Carta Psicrométrica da cidade de Campo Belo/MG.....	45
Figura 4.3 - Dados obtidos através do Psicrom 1.0.....	45
Figura 4.4 - Propriedades de armazenamento do produto.....	46
Figura 4.5 - Influência da temperatura de evaporação na eficiência energética.....	55
Figura 4.6 - Influência da temperatura de condensação.....	56
Figura 4.7 - Influência do sub resfriamento no COP.....	57
Figura 4.8 - Influencia do superaquecimento no COP.....	57
Figura 5.1 - Dados de entrada no EES.....	60
Figura 5.2 - Gráfico da eficiência isentrópica do compressor em função da razão de pressão.....	64
Figura 5.3 - Balanço de massa e energia do sistema.....	65
Figura 5.4 - Dados técnicos do evaporador EVI 1184.....	67
Figura 5.5 - Gráfico referente a cada parcela de carga térmica.....	69
Figura 5.6 – Carga térmica em função do tempo que a camara fica aberta.....	70
Figura 5.7 – Temperatura de condensação e o COP.....	72
Figura 5.8 – Relação do grau de subresfriamento com o COP.....	75
Figura 5.9 – Influência do grau de superaquecimento no COP.....	76
Figura 5.10 – Gráfico da relação entre aumento da pressão de sucção e o COP (R717).....	80

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - PROCEL entre os anos 2007 e 2011.....	40
Tabela 3.2 - Investimentos e custeio do programa Procel entre 2007 e 2011.....	41
Tabela 4.1 - Temperaturas máximas e mínimas para o ano de 2020.....	43
Tabela 4.2 - Dados de Entrada no programa.	46
Tabela 4.3 - Propriedades de armazenamento de produtos cárneo.	47
Tabela 4.4 - Dados referentes ao armazenamento do produto	47
Tabela 4.5 - Dados sobre as condições primárias consideradas	48
Tabela 4.6 – Especificações da camara frigorifica.	48
Tabela 4.7 – Dados técnicos do isolante utilizado.....	50
Tabela 4.8 – Dados técnicos compressor SABROE SMC 106 L.....	53
Tabela 5.1 - Determinação dos parametros em cada ponto.....	63
Tabela 5.2 - Dados encontrados no EES.	65
Tabela 5.3 - Influencia da Temperatura de Condensação	71
Tabela 5.4 - Relação da temperatura de condensação e entalpias.....	73
Tabela 5.5 - Variação da pressão de descarga e sua influência no COP.	77
Tabela 5.6 - Pressão de sucção e a sua influencia no COP	78

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade SI
COP	Coeficiente de performance	
TR	Tonelada de refrigeração	TR
t	Tempo	t
Q	Carga Térmica	
W	Trabalho do compressor	kW
T	Temperatura	°C
h	Entalpia	kJ/kg
s	Entropia	kJ/KgK
P	Pressão	kPa
W	Trabalho do compressor	kW
T	Temperatura	°C
h	Entalpia	kJ/kg
s	Entropia	kJ/KgK
P	Pressão	kPa
E _{vc}	Energia no volume de controle	kW
E _{sai}	Energia que sai do VC	kW
Q _o	Carga térmica necessária	kW
E _{entra}	Energia que entra no VC	kW
a	Coeficiente de convecção externo	kcal/h.m ² °C
K	Coeficiente de condutividade térmica	W/m ² K
ε _{porta}	Efetividade do sistema da porta	
A _p	Área da porta	m ²
T _{cam}	Temperatura da câmara	°C
T _{ec}	Temperatura de entrada no compressor	°C

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	112
2.	OBJETIVO	13
2.1.	Geral	13
2.2.	Específicos	13
3.	REFERENCIAL TEÓRICO	14
3.1.	Refrigeração	14
3.1.1.	Fundamentos da refrigeração	14
3.2.	Ciclos de refrigeração	17
3.2.1.	Ciclo de refrigeração de Carnot	18
3.2.2.	Ciclo de refrigeração por compressão de vapor	19
3.2.3.	Balanco de energia no ciclo de refrigeração por compressão de vapor	21
3.3.	Parâmetros influenciadores	25
3.4.	Refrigeração em câmaras frigoríficas	29
3.4.1.	Carga térmica	29
3.5.	Componentes	32
3.5.1.	Compressores	32
3.5.2.	Evaporadores	34
3.5.3.	A válvula de expansão	35
3.5.4.	Fluido refrigerante	35
3.5.5.	Condensadores	36
3.6.	Eficiência Energética	37
3.6.1.	ISO 50001 e o Sistema de Gestão de Energia	40
4.	METODOLOGIA	42
4.1.	Coleta de informação	42
4.1.1.	Localização	42
4.1.2.	Clima	43
4.1.3.	O ciclo e o software	44
4.1.4.	Informações técnicas	44
4.1.5.	Carga térmica	48
4.1.6.	Modelamento matemático do sistema	53

4.1.7	Análise de dados	54
5.	RESULTADOS	58
6.	CONCLUSÃO	82
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84
	APENDICE A - Programa desenvolvido no software EES	89
	APENDICE B – Dados do catálogo do compressor SABROE 106L	96
	APENDICE C – Dados do catálogo do fabricante EVI 1184	97

1. INTRODUÇÃO

Garantir a segurança alimentar e a segurança energética, assim como também, mitigar as mudanças climáticas, são os três desafios ao que se enfrenta hoje a humanidade (ESCOBAR et al., 2009). É assim que, com base nessas premissas, governos e instituições não governamentais vêm trabalhando para atingir esses objetivos. Assim, por exemplo, na Agenda 2030 para o desenvolvimento Sustentável das Nações Unidas, é citado o objetivo de acabar com a fome e alcançar a segurança alimentar (ONU, 2015), sendo um dos problemas a ser resolvido para lograr esse objetivo, diminuir o desperdício de alimentos, já que de acordo com a EMBRAPA (EMBRAPA, 2020), um terço do alimento produzido globalmente é descartado (equivalente a 1,3 bilhões de toneladas anuais) sendo a grande maioria por falta de sistemas adequados de conservação e armazenamento. Assim os sistemas de refrigeração aparecem como uma solução ao problema do desperdício de alimentos, principalmente em comunidades agrárias e pecuárias isoladas ou com difícil acesso para a comercialização dos seus produtos.

Por sua vez, a segurança energética e mudanças climáticas têm uma relação direta, já que a atual matriz energética mundial está representada em mais de 84% por fontes de energia de origem fósseis as quais são as maiores responsáveis pela produção de poluentes causantes que estão incrementando o efeito estufa e a qualidade do ar. De acordo com (BP, 2020), os requerimentos de energia primária no mundo se incrementaram em 17% entre 2009 e 2019, em tanto que a produção de energia elétrica teve 25% de crescimento, no mesmo período, sendo 63% produzida a partir de combustíveis fósseis.

Sistemas de refrigeração são grandes consumidores de eletricidade, principalmente no setor terciário. De acordo com Tassou et al. (2011), aproximadamente 15% da energia elétrica mundial é consumida por sistemas de refrigeração, cifra que pode ser ainda maior tendo em conta a crescente utilização de sistemas de refrigeração para conservação e produção de alimentos. De acordo com isto, o aumento da eficiência desses sistemas acarretaria uma redução significativa no consumo energético (KHARSEH; ALTORKMANY; NORDELL, 2011). A eficiência no uso da energia e a redução ao mínimo do impacto ambiental que produz a utilização de energéticos é na atualidade uma necessidade do desenvolvimento sustentável da humanidade. Neste sentido, o consumo de energia elétrica de forma eficiente em sistemas de refrigeração tem um interesse cada vez maior, visando à redução de consumo de recursos e a diminuição do custo de produção. De acordo com Oh et al. (2016), embora o projeto e a operação de ciclos de refrigeração em escala industrial

estejam bem estabelecidos, em alguns setores produtivos ainda é importante buscar melhorias de eficiência que possam reduzir o consumo de energia elétrica principalmente, modificando a estrutura do sistema de refrigeração, ajustando as condições de operação e trocando o tipo de refrigerante utilizado, além das boas práticas operacionais. Um desses setores produtivos é o segmento de açougues e frigoríficos, sendo FRIGOMINAS uma das empresas do setor onde grande parte do consumo energético está representado pelas câmaras frigoríficas para o armazenamento e conservação de produtos cárnicos.

Assim, neste trabalho de conclusão de curso será desenvolvido um modelo de gestão energética para diminuir o consumo de energia, e conseqüentemente reduzir os custos de operação e impactos ambientais para sistemas de refrigeração por compressão de vapor tendo como estudo de caso a empresa FRIGOMINAS e que possa ser implementado em qualquer sistema similar.

2. OBJETIVO

2.1. Geral

Avaliar parâmetros e estratégias de operação para reduzir o consumo de energia em sistemas frigoríficos.

2.2. Específicos

- Desenvolver um modelo matemático para o sistema de refrigeração e a câmara frigorífica em estudo, que permita estabelecer a carga térmica e o consumo de energia de acordo às condições ambientais, tipo e quantidade de produto e variação de parâmetros operacionais;
- Validar o modelo matemático usando dados do sistema real;
- Identificar as cargas térmicas controláveis não associadas com o produto;
- Fazer uma análise de sensibilidade do sistema usando o modelo matemático para identificar os parâmetros de operação e controle que impactam no consumo energético;
- Identificar melhorias tecnológicas e operacionais de nula ou baixo investimento, assim como redução ou eliminação de cargas térmicas não associadas com o produto e boas práticas para o uso eficiente de energia no sistema.

3. REFERENCIAL TEÓRICO

3.1. Refrigeração

3.1.1. Fundamentos da refrigeração

A refrigeração se identifica basicamente como um sistema térmico, onde é realizada a transferência de energia térmica de um ponto com menor potencial energético para outro ponto com maior potencial energético, ambos dentro de um volume de controle. Energia entra no sistema, ou seja, a variação de energia no sistema apresenta um coeficiente positivo, justificando a necessidade de uma fonte externa (FERZOLA, 2010).

Conceitos importantes relacionados a refrigeração são citados por “Ênio cruz da costa”, onde relata que o arrefecimento consiste na diminuição da temperatura de um corpo até a temperatura ambiente; o resfriamento consiste na redução de temperatura do corpo da temperatura ambiente até o seu congelamento; e o congelamento na redução da temperatura de um corpo até uma temperatura abaixo da sua temperatura de congelamento (COSTA, 1982).

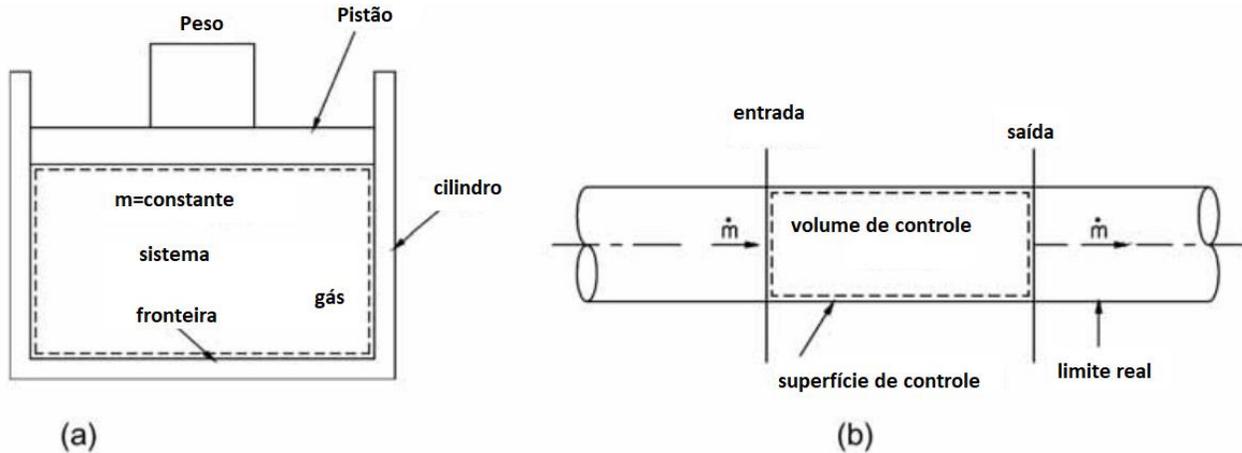
Para Salvador (1999) é de suma importância apresentar domínio em relação ao dimensionamento e comportamento de sistemas frigoríficos, visto que através do domínio é possível compreender as alternativas para melhorias no sistema, sendo elas de projeto, otimização ou de adaptação de instalações já existentes. Complementando a importância de realizar o dimensionamento das instalações industriais se baseando nas condições de operação em regime e condições de operação nominais. Dessa forma, a simulação do sistema é importante para que sejam analisadas diferentes condições de operação, sendo elas de carga parcial ou sobrecarga e resoluções de problemas operacionais, visando buscar saídas para possíveis melhorias.

De acordo com Salvador (1999), Pedersen (1994) relata que há várias alternativas ao se desenvolver equações com intuito de representar os sistemas frigoríficos e o desempenho dos equipamentos através da modelagem, se baseando nas propriedades físicas dos equipamentos e de aproximações de funções para os dados de operação.

A primeira lei da termodinâmica, princípio de conservação de energia, define que a energia não pode ser criada ou destruída, e sim transformada em outras formas variadas de energia existentes. Proveniente desta lei, é necessário estabelecer o conceito termodinâmico para realizar os balanços termodinâmicos. Um sistema termodinâmico pode ser classificado como fechado

(Figura 3.1), onde não há fluxo de massa nas limitações de suas fronteiras, e aberto, onde este apresenta fluxo de massa entre as fronteiras (VENTURINI, 2005).

Figura 3.1 – Sistema fechado (a); sistema aberto (b) em um volume de controle.



Fonte: (VENTURINI, 2005)

O balanço de energia conclui que em um determinado intervalo de tempo, a soma dos fluxos energéticos que saem do volume de controle somados a variação da quantidade de energia armazenada durante o mesmo intervalo de tempo, devem ser iguais à soma dos fluxos energéticos que entram no volume de controle. Equacionando a afirmação como visto na Equação 3.1.

$$\sum E_{\text{entra}} = \sum E_{\text{sai}} + \left(\frac{\sum E_{\text{vc}}}{\Delta t} \right) \quad (3.1)$$

Onde $\sum E_{\text{entra}}$ é a energia que entra no volume de controle, $\sum E_{\text{sai}}$ é a energia que sai do volume de controle e $\sum E_{\text{vc}}$ é a energia armazenada durante o intervalo de tempo avaliado, e Δt é o intervalo de tempo.

Entre os tipos de energia que podem atravessar a fronteira do volume de controle, estão inclusos os fluxos de calor, fluxos de trabalho e fluxos de energia referentes a massa. E através de simplificações, é possível reescrever a equação da primeira lei da termodinâmica conforme a Equação 3.2.

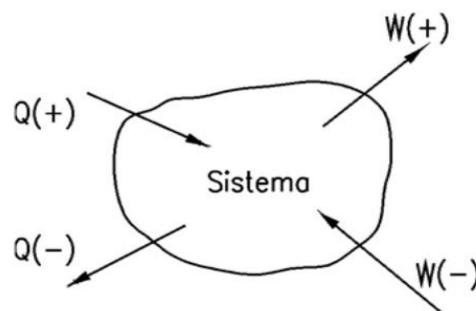
$$\sum Q + \sum_{\text{entra}} m \left(h^2 + \frac{v^2}{2} + gz \right) = \sum Q + \sum_{\text{sai}} m \left(h^2 + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad (3.2)$$

Onde:

- Q representa o fluxo de calor;
- m representa o fluxo mássico;
- h representa a entalpia;
- v representa a velocidade;
- g representa a aceleração da gravidade;
- z representa a diferença de altura;
- W o fluxo de trabalho.

Estabelecendo uma convenção de sinais, admitindo o trabalho realizado pelo sistema e calor transferido ao sistema com sinal positivo e para trabalho realizado sobre o sistema e calor transferido pelo sistema com sinal negativo (Figura 3.2). Do sistema internacional temos que o fluxo de trabalho e calor têm como unidade o Watt (W), a vazão mássica é dada em quilograma por segundo (Kg/s), a entalpia por joule por quilograma (J/Kg), velocidade em metros por segundo (m/s), variação de altura em metros (m), e aceleração da gravidade considerando $9,81 \text{ m/s}^2$ (VENTURINI, 2005).

Figura 3.2 – Convenção de sinais para trabalho e calor.

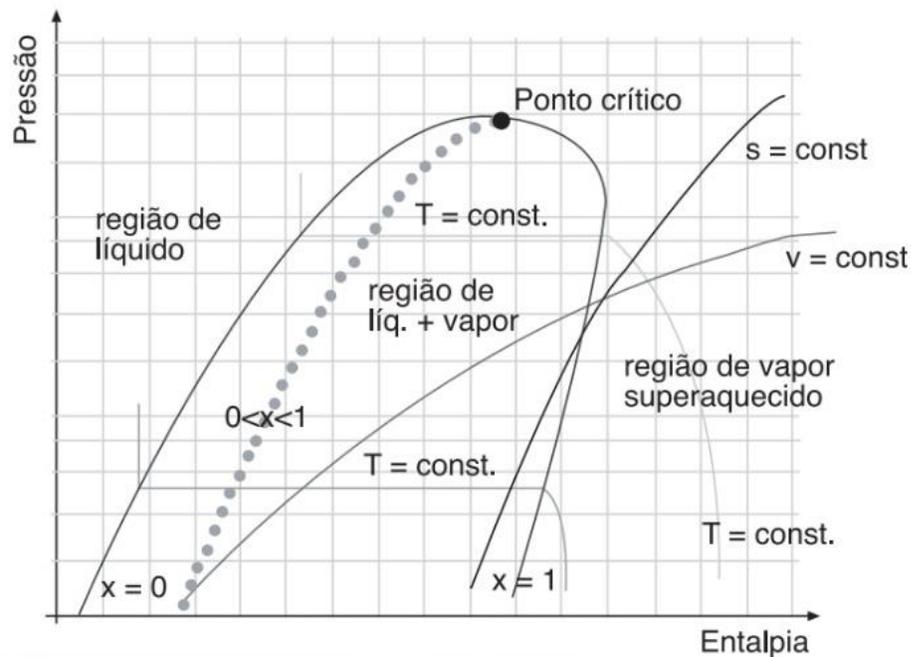


Fonte: (VENTURINI, 2005)

O diagrama de Mollier apresenta as propriedades termodinâmicas de uma substância, onde o eixo das ordenadas mostra a pressão absoluta e no eixo das abscissas apresenta a entalpia específica. Na Figura 3.3 mostra elementos essenciais do diagrama pressão-entalpia para uma substância pura. Destacam-se três regiões importantes no diagrama, a primeira sobre a região à

esquerda da linha de líquido saturado, região de líquido sub resfriado (título igual a 0). A segunda é compreendida entre as linhas de líquido saturado e vapor saturado, onde há a presença de líquido e vapor. Por fim, a região à direita da linha de vapor saturado, onde essa se remete a vapor superaquecido (título igual a 1) (VENTURINI, 2005).

Figura 3.3 – Esquema de um diagrama de 1Pxh (mollier) para um refrigerante.



Fonte: (VENTURINI, 2005)

3.2. Ciclos de refrigeração

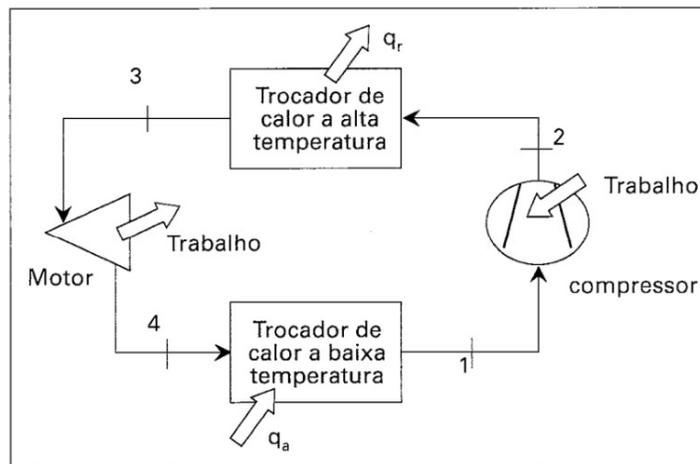
O ciclo de refrigeração é definido como um ciclo fechado, onde há a movimentação de um fluido refrigerante. Este por sua vez se modifica a cada processo em diferentes estados, sejam eles líquido ou vapor, possibilitando a absorção de calor a baixa temperatura e pressão por evaporação e rejeitando calor a alta temperatura e pressão por condensação (SILVEIRA, 2009).

3.2.1. Ciclo de refrigeração de Carnot

O ciclo de Carnot se faz importante por ser considerado um ciclo ideal, reversível, operando entre dois níveis de temperatura. É representado por quatro processos reversíveis, compressão adiabática, rejeição isotérmica de calor, expansão adiabática e recebimento isotérmico de calor (STOECKER; JONES, 1985). A justificativa de sua importância é a representação de um meio relativamente simples de avaliar a influência das temperaturas de operação e a representação do limite máximo de eficiência de operação de um ciclo entre dois níveis de temperatura. No balanço de energia fornecido pelo ciclo de Carnot, implica que a energia cedida ao sistema deve ser igual à energia fornecida (JABARDO; STOECKER, 2018).

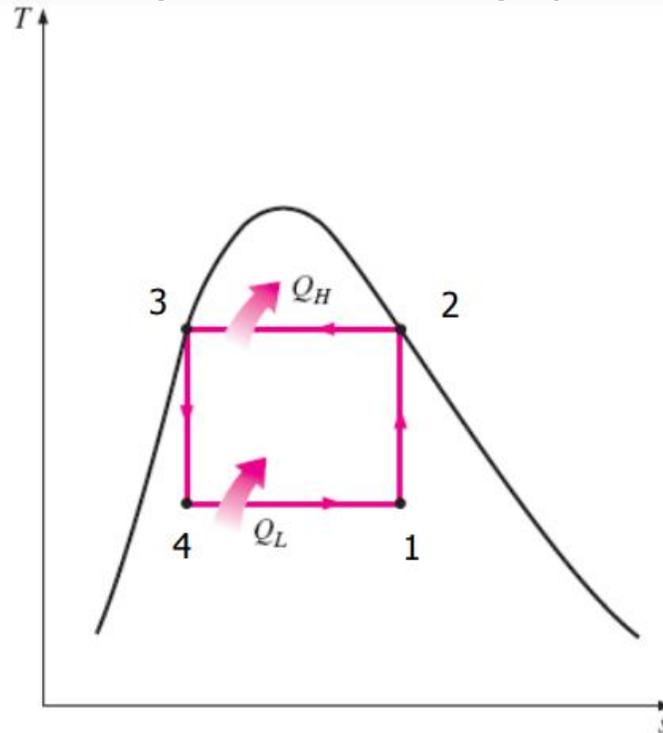
O ciclo de Carnot operando de modo reversível, é conhecido como o ciclo de Carnot de refrigeração, e é ilustrado pela Figura 3.4 (ÇENGEL YUNUS A.; BOLES, 2006). Çengel & Boles (2013) apresentam uma ilustração dos quatro processos do ciclo de Carnot, em um diagrama de temperatura – entropia (Figura 3.5).

Figura 3.4 – Ciclo frigorífico de Carnot.



Fonte: (JABARDO; STOECKER, 2018, Adaptado)

Figura 3.5 – Diagrama T-s do ciclo de refrigeração de Carnot.



Fonte: (ÇENGEL YUNUS A.; BOLES, 2013, Adaptado)

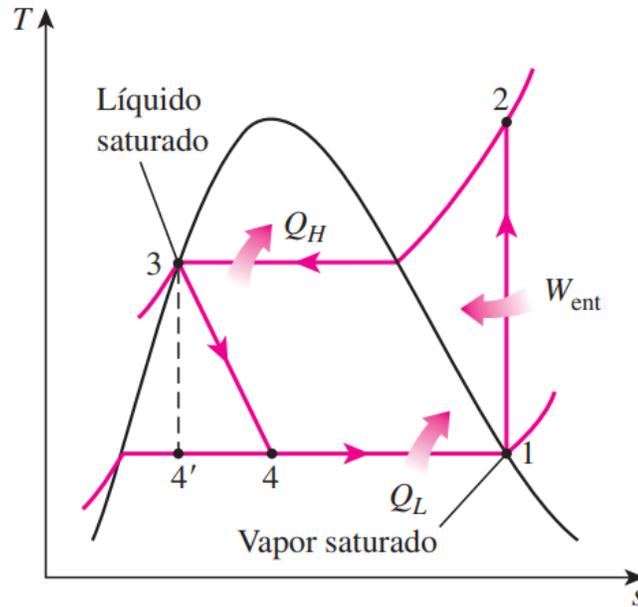
3.2.2. Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é um dos mais utilizados para refrigerar um ambiente. Baseado na capacidade de certos fluidos transferir grandes quantidades de energia quando mudam de fase (GOSNEY, 1982). Toda substância necessita absorver calor para evaporar, visto que o calor sempre provém de um meio quente para o meio mais frio, obedecendo a segunda lei da termodinâmica (PANESI, 2003). Baseando no ciclo Rankine reverso e com a substituição da bomba pela válvula de expansão obtém-se o ciclo de refrigeração por compressão de vapor (BORGNAKKE; SONNTAG, 2010).

Assumpção (2004) definiu que o ciclo de refrigeração por compressão de vapor trabalha a partir do funcionamento do compressor, onde este consome energia, elevando a pressão do fluido refrigerante, processo no qual é considerado isentrópico no ciclo ideal. Uma vez comprimido e em alta temperatura, o fluido passa pelo condensador e realiza a troca de calor com o meio externo a

pressão constante, ocorrendo em duas regiões, uma de diminuição de temperatura e outra de temperatura constante com mudança de estado termodinâmico. O fluido expande através de um processo isoentálpico, retornando a pressão do evaporador, onde o calor é absorvido pelo fluido a pressão constante e resultando na refrigeração. Uma ilustração do processo mencionado pode ser observada pela Figura 3.6.

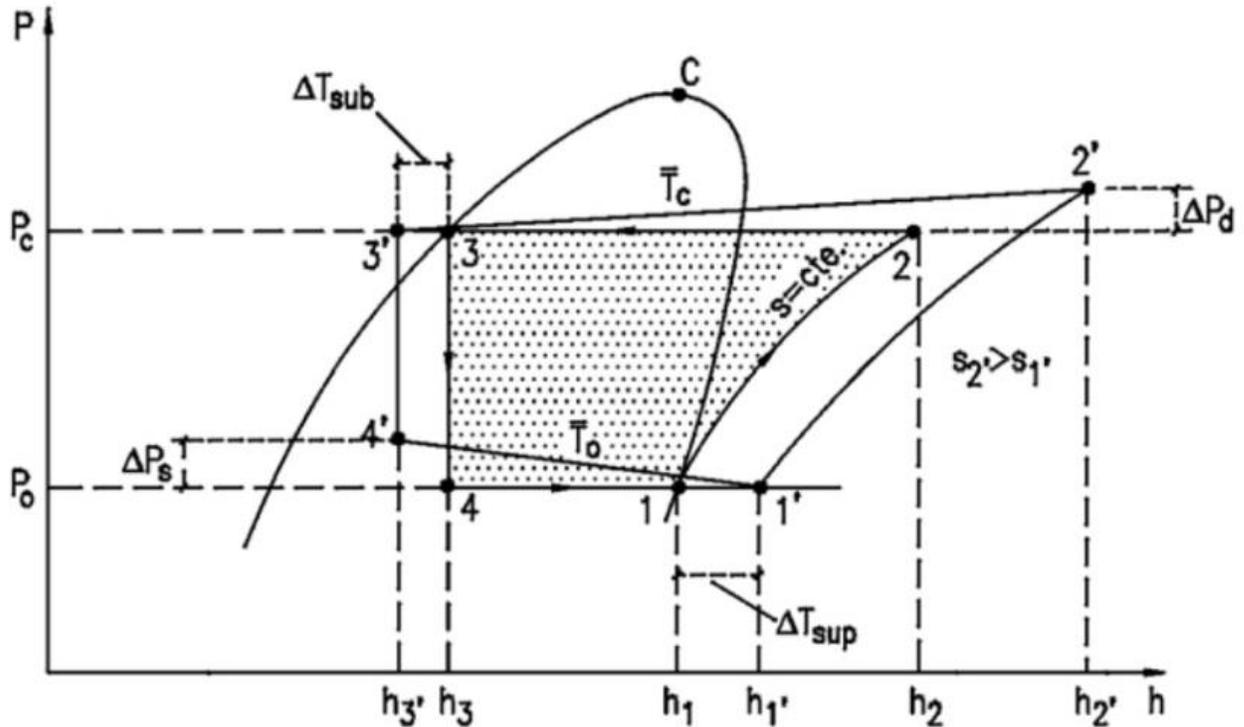
Figura 3.6 – Diagrama T-s do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: (ÇENGEL YUNUS A.; BOLES, 2013, Adaptado)

Ao comparar o ciclo real com o ciclo ideal é possível observar as diferenças entre eles, como mostrado na Figura 3.7. Entre elas está a queda de pressão nas linhas de descarga (líquido e de sucção) e também no condensador e no evaporador. Durante a compressão, no ciclo real o processo é politrópico, enquanto o ideal é considerado isentrópico (sem variação de entropia) (VENTURINI, 2005).

Figura 3.7 – Diferença entre o ciclo ideal e real de refrigeração



Fonte: (VENTURINI, 2005)

Stoecker & Jones (1985) afirmam que para o ciclo padrão não há representações quantitativas sobre as perdas de cargas, o que no ciclo real elas não são desprezíveis devido ao atrito, necessitando que o compressor realize um trabalho maior.

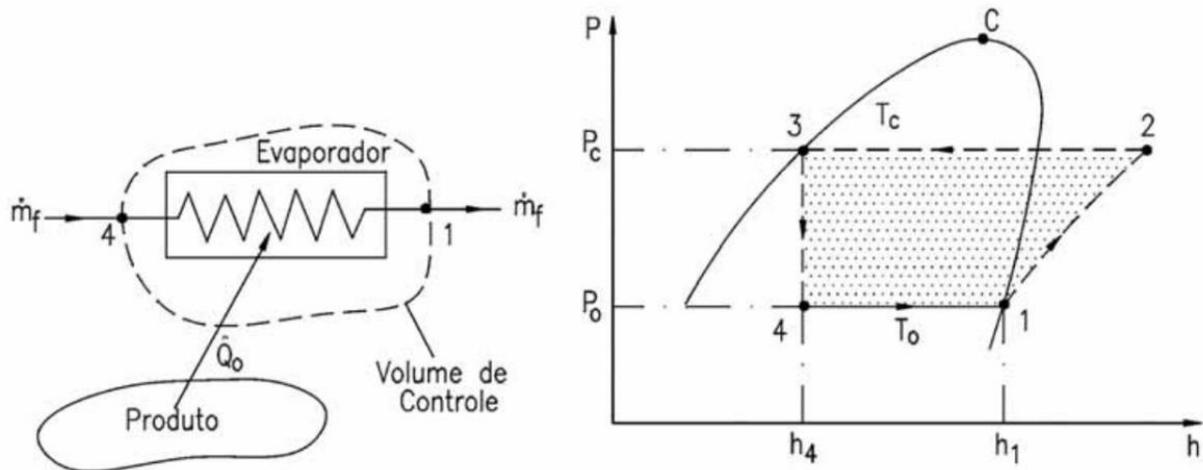
3.2.3. Balanço de energia no ciclo de refrigeração por compressão de vapor

A capacidade frigorífica, representada por Q_0 , se define como a quantidade de calor que é retirada do meio por unidade de tempo. Essa retirada de calor é feita através do evaporador. Uma ilustração é mostrada na Figura 3.8, desprezando as energias cinética e potencial e considerando regime permanente (CASTRO, 2006). Equacionando o balanço feito no evaporador temos a Equação 3.3.

$$Q_0 = m_f * (h_1 - h_4) \quad (3.3)$$

onde m_f é o fluxo mássico do fluido refrigerante.

Figura 3.8 – Representação do sistema de evaporação e do diagrama P-h.

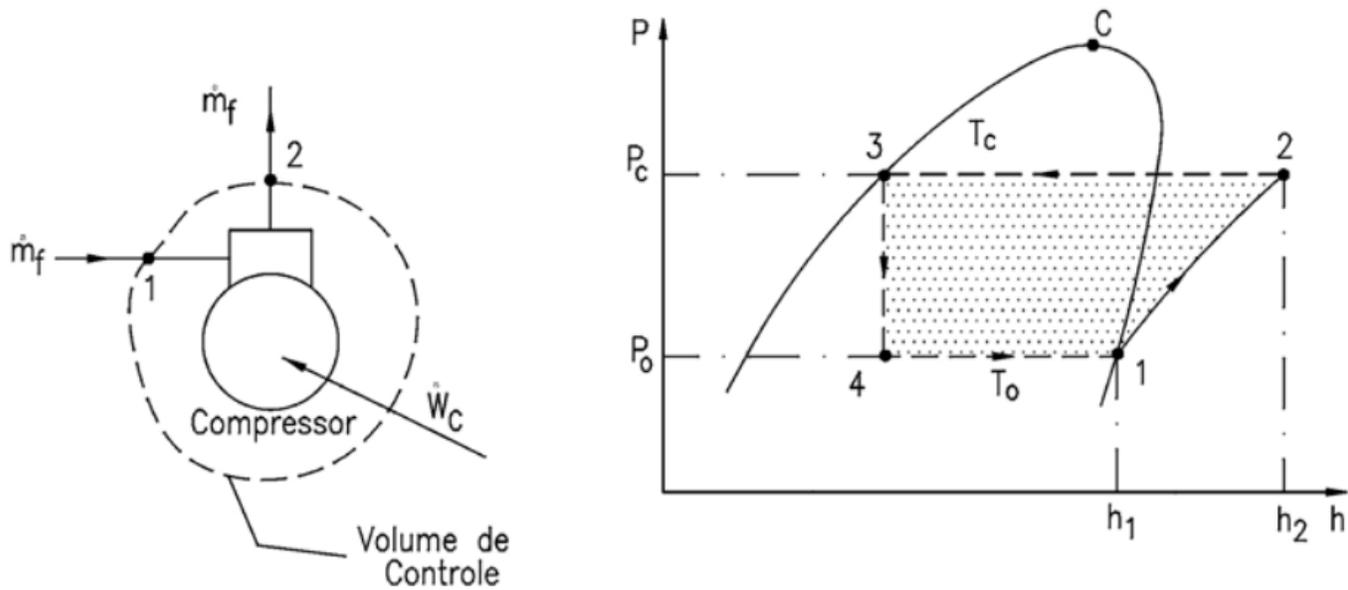


Fonte: (CASTRO, 2006)

A potência de compressão, representada por W , é a energia fornecida ao refrigerante por unidade de tempo, transmitida pelo compressor ao fluido, com finalidade de aumentar a pressão do mesmo (Figura 3.9). Assim, ao utilizar da primeira lei de termodinâmica, e desprezando as variações de energia cinética e potencial, podemos escrever matematicamente conforme a Equação 3.4 (CASTRO, 2006).

$$W = \dot{m}_f * (h_2 - h_1) \quad (3.4)$$

Figura 3.9 – Representação do sistema de compressão e do diagrama P-h

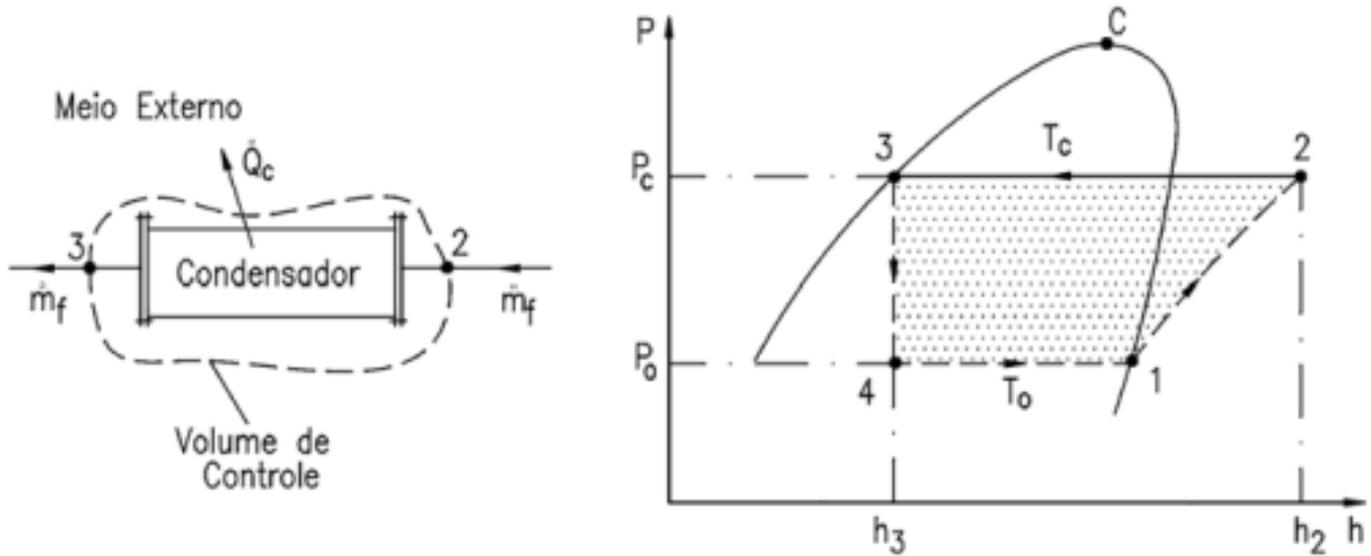


Fonte: (CASTRO, 2006)

Em respeito ao condensador, esquematizado pela Figura 3.10, define como sua função a transferência de calor do fluido para o meio de resfriamento do condensador, casualmente água ou ar. Partindo do princípio de regime permanente, a Equação 3.5 demonstra o balanço no condensador (CASTRO, 2006).

$$Q_{\text{cond}} = \dot{m}_f * (h_2 - h_3) \quad (3.5)$$

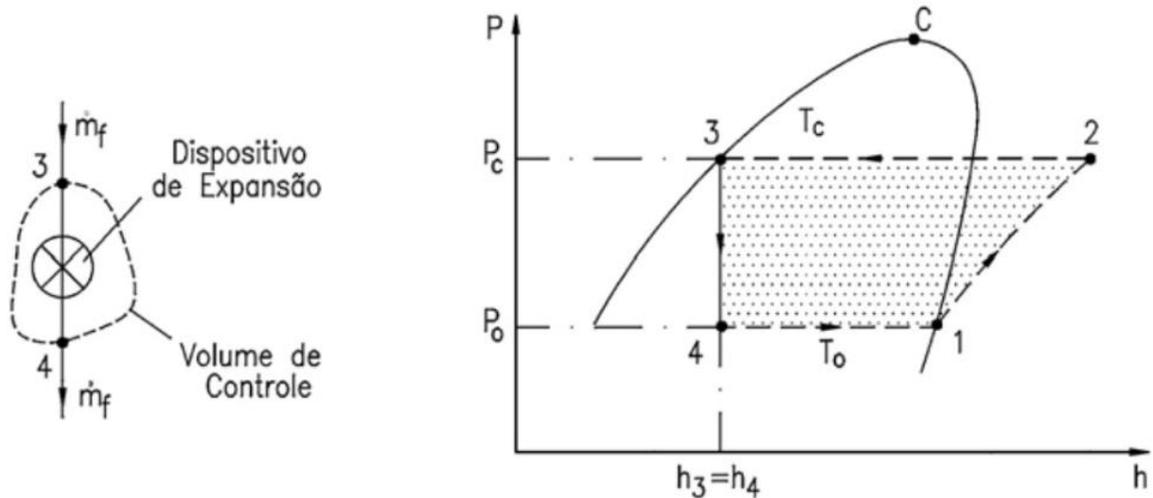
Figura 3.10 – Representação do condensador e do diagrama P-h.



Fonte: (CASTRO, 2006)

Para o dispositivo de expansão, no ciclo teórico, o processo é adiabático. Existem várias alternativas ao se escolher o dispositivo de expansão. Demonstrado pela Figura 3.11 o processo de expansão (CASTRO, 2006).

Figura 3.11 – Representação da válvula de expansão e do diagrama P-h.



Fonte: (CASTRO, 2006)

3.3. Parâmetros influenciadores

Stoecker (1989) apresenta a redução de custos de operação e implementação através de técnicas de controle e otimização, modelos matemáticos desenvolvidos através das propriedades físicas e aproximações de dados de operação, modelagem de propriedades termodinâmicas como itens importantes para a otimização de sistemas térmicos. Ressaltando que por meio da criação de uma simulação, é possível encontrar melhorias interessantes através da alteração de um parâmetro.

O coeficiente de performance ou coeficiente de eficácia é definido como a relação da energia útil e a energia gasta, para produzir o efeito desejado (JABARDO; STOECKER, 2018). A energia útil por sua vez representa o calor que é retirado do evaporador, enquanto a energia gasta se remete a energia fornecida ao compressor (TOIGO, 2013). O COP é um parâmetro importante para análises de sistemas frigoríficos (VENTURINI, 2005). Matematicamente, COP é definido pela Equação 3.6:

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{evap}}}{W} \quad (3.6)$$

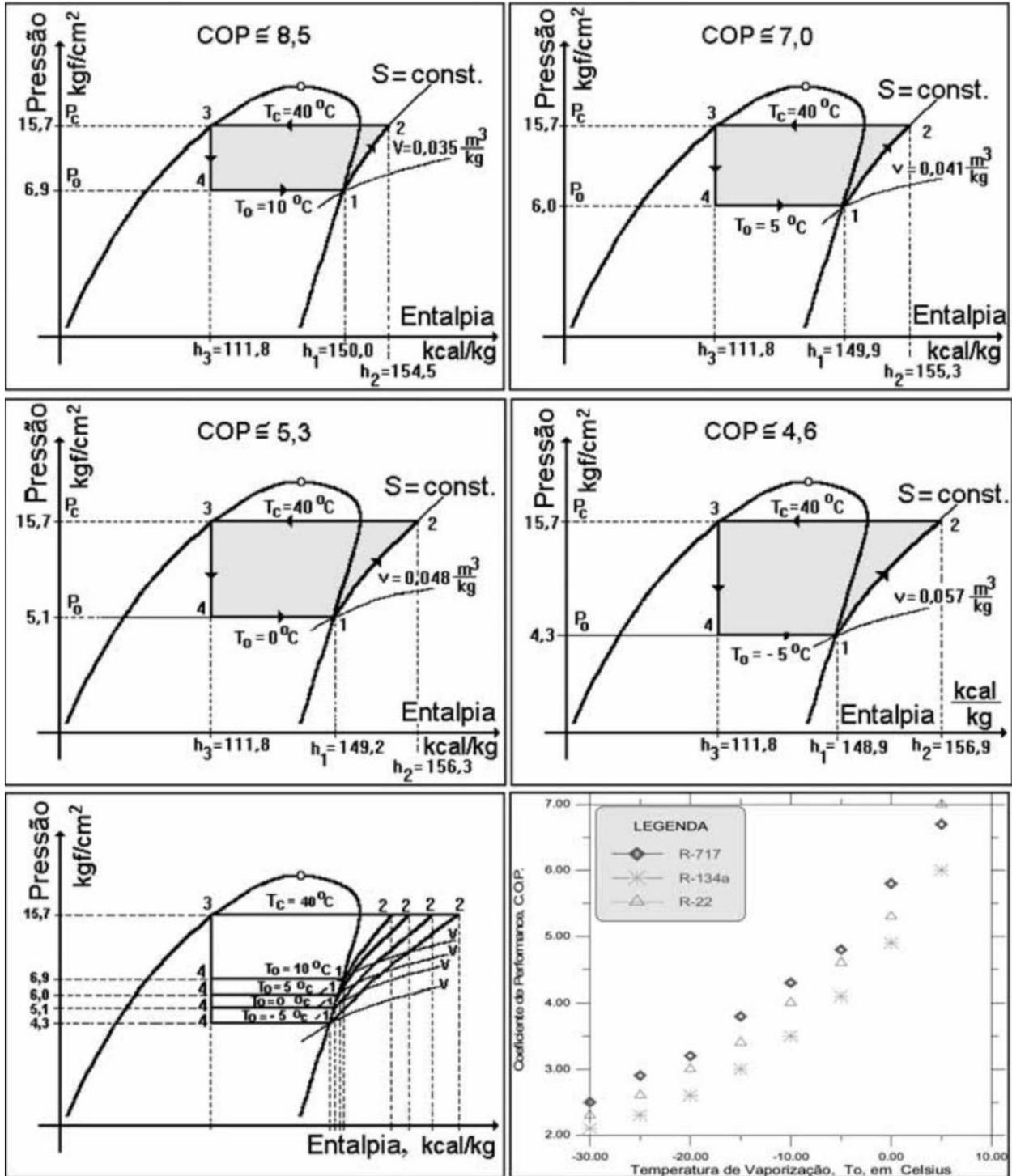
onde Q_{ev} representa o calor do evaporador e W o trabalho líquido do ciclo.

O aumento do COP pode se relacionar com a redução do trabalho líquido necessário para certo ciclo de refrigeração, onde é possível reduzir a temperatura de condensação ou elevar a temperatura de evaporação, ambos refletem em um aumento do COP (SALVADOR, 1999).

Dentre os parâmetros que influenciam no COP está a temperatura de evaporação. A Figura 3.12 traz as variações no sistema através da alteração da temperatura de evaporação.

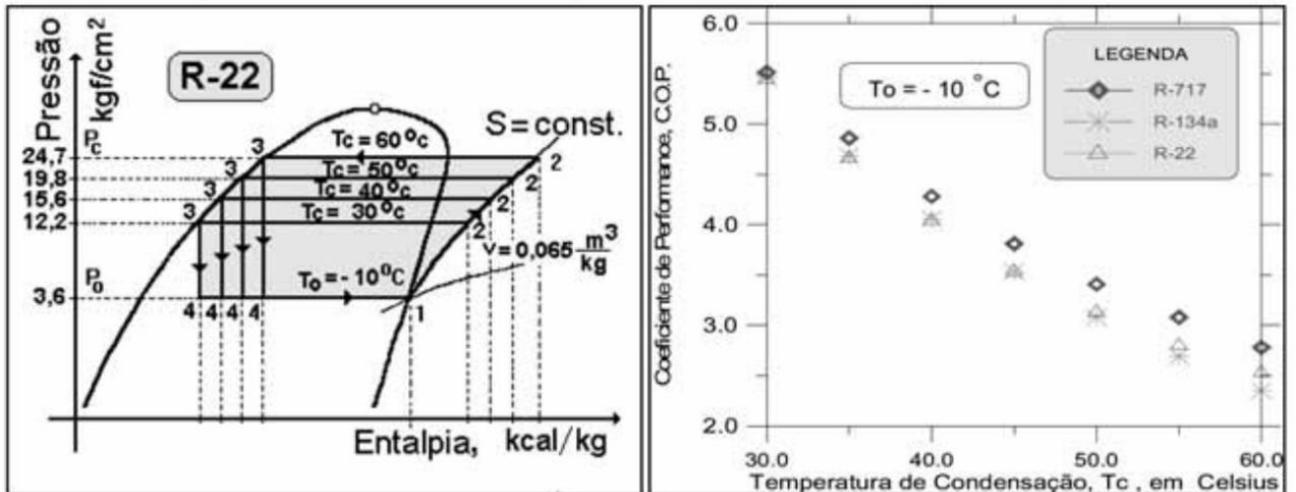
Possibilitando observar que quando a temperatura de evaporação é menor, a energia gasta para refrigerar o sistema é maior. A temperatura de condensação também apresenta influência, Figura 3.13. O COP do ciclo tem seu valor reduzido com o aumento do valor da temperatura de condensação, pelo fato que esse aumento de temperatura acarretará em um aumento de pressão do fluido, exigindo maior trabalho de compressão (TODESCHINI, 2011).

Figura 3.12 – Influência da temperatura de evaporação (ciclo teórico).



Fonte: (CASTRO, 2006)

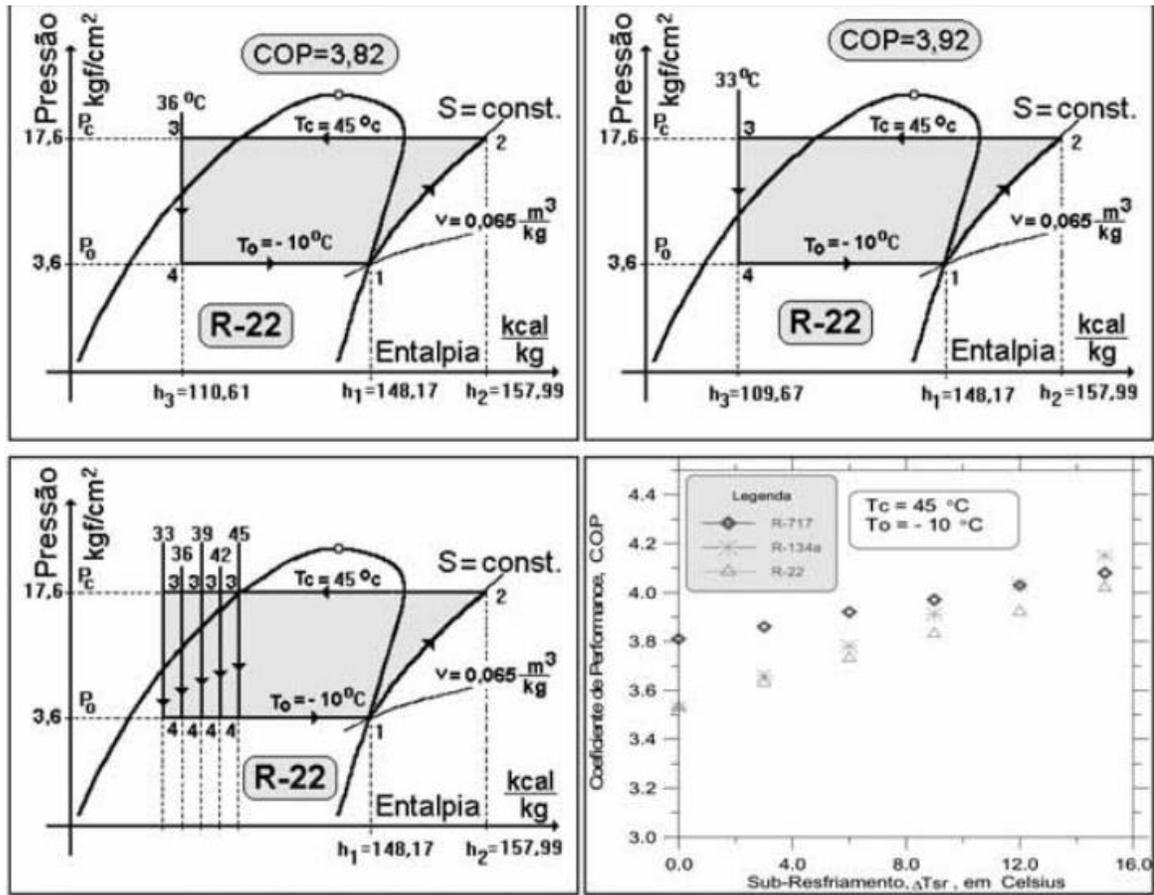
Figura 3.13 – Influência da temperatura de condensação (ciclo teórico).



Fonte: (CASTRO, 2006)

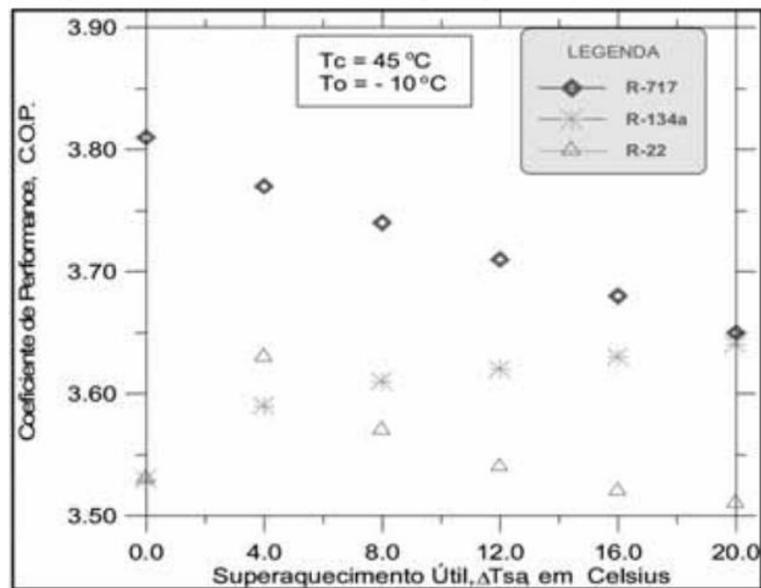
O sub-resfriamento e o superaquecimento também são fatores que influenciam no COP. Na Figura 3.14 podemos notar as variações do COP de acordo com a influência do sub resfriamento, deixando evidente que uma temperatura menor do refrigerante ao sair do condensador, menor será o gasto de energia. O sub resfriamento também é de suma importância ao garantir que não haja fluido refrigerante em forma de gás ao passar pela válvula de expansão. Segundo Castro (2006) a variação do superaquecimento, representado na Figura 3.15, é importante ao evitar que seja succionado fluido saturado úmido, o que é prejudicial para o compressor.

Figura 3.14 – Influência do sub resfriamento no COP.



Fonte: (CASTRO, 2006)

Figura 3.15 – Influência do superaquecimento no COP.



Fonte: (CASTRO, 2006)

Todeschini (2011) fez uma análise em cima de um ciclo de refrigeração de cervejas, obtendo a carga térmica total e as temperaturas de condensação e evaporação. Inicialmente propôs uma economia através da divisão de regimes de operação oferecendo uma redução de 3% na potência do compressor, e sequencialmente sugeriu adequar as temperaturas de condensação conforme o ambiente externo, resultando em uma redução de 8% na potência do compressor (CABRAL, 2015).

3.4. Refrigeração em câmaras frigoríficas

Segundo CHAGAS (2012) a definição de câmara frigorífica se baseia em um espaço de armazenamento, onde os parâmetros no seu interior são controlados por um sistema de refrigeração (OLIVEIRA MARCIO DE; PAIVA, 2016).

3.4.1. Carga térmica

Venturini (2005) considera que para o cálculo da carga térmica, seja ele para resfriamento, congelamento ou armazenamento é necessário estabelecer corretamente as condições climáticas do local e condições internas da câmara, onde lista algumas cargas térmicas:

- carga térmica proveniente da transferência de calor de paredes, teto e piso;
- carga térmica do produto armazenado;
- carga térmica de infiltração;
- carga térmica de iluminação, pessoas e possíveis fontes de calor.

Venturini (2005) apresenta as condições externas de projeto referentes às condições climáticas do local de instalação. Para as condições internas é necessário o estudo do produto para melhor armazenamento e caracterização do interior da câmara.

A transmissão de calor vem da diferença de temperatura entre o exterior da câmara e o interior, condutividade térmica dos produtos usados para revestir as paredes e pela área da superfície exposta. Venturini (2005) mensura a qualidade do equipamento em excelente (9,3W/m²), bom (11,63 W/m²) e aceitável (13,96 W/m²).

Em termos de estoque, o produto a ser armazenado tem grande influência na carga térmica. E para defini-lo é necessário entender os conceitos de calor latente e sensível. O calor sensível antes do congelamento remete ao calor extraído do produto para reduzir sua temperatura até a temperatura final de armazenamento. O calor latente de congelamento é o calor retirado para que haja a mudança de fase (VENTURINI, 2005).

Para a carga térmica de infiltração é importante observar a entrada de ar externo no interior da câmara frigorífica, sendo essa entrada de ar, por exemplo, a abertura de portas. Existindo uma estimativa para essa troca de calor, o fator de troca de ar (FTA), onde é dependente do volume e tipo da câmara, conforme a Figura 3.16. Na Figura 3.17 é observada a relação do calor perdido devido a entrada de ar externo.

Figura 3.16 – Fator de troca de ar em câmaras frigoríficas.

Câmaras para produtos resfriados			
Volume [m³]	FTA [Trocas/dia]	Volume [m³]	FTA [Trocas/dia]
40	15	500	3,6
50	13	700	3
60	12	1000	2,5
80	10	1200	2,2
100	9	1500	2
125	8	2000	1,7
150	7	3000	1,4
200	6	5000	1,1
300	5	10000	0,95
400	4,1	15000	0,9
Câmaras para produtos congelados			
volume [m³]	FTA [Trocas/dia]	Volume [m³]	FTA [Trocas/dia]
40	11	500	2,8
50	10	700	2,3
60	9	1000	1,9
80	8	1200	1,7
100	7	1500	1,5
125	6	2000	1,3
150	5,5	3000	1,1
200	4,5	5000	1
300	3,7	10000	0,8
400	3,2	15000	0,8

Fonte: (VENTURINI, 2005)

Figura 3.17 – Calor perdido para a entrada de ar na camara (kcal/m³).

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

Fonte: (VENTURINI, 2005)

Conforme Venturini (2005) existem outros tipos de cargas, como por exemplo, a carga térmica dos equipamentos elétricos, iluminação. O calor dissipado por fontes de iluminação se baseia na potência das lâmpadas utilizadas e do tempo em que estas permanecem ligadas.

A carga térmica proveniente da entrada de pessoas no interior da câmara também é relevante, sendo influenciada pelo trabalho no qual esta pessoa realiza no interior da câmara, o tipo de vestimenta, o número de pessoas, o tempo de permanência dentro da câmara (VENTURINI, 2005).

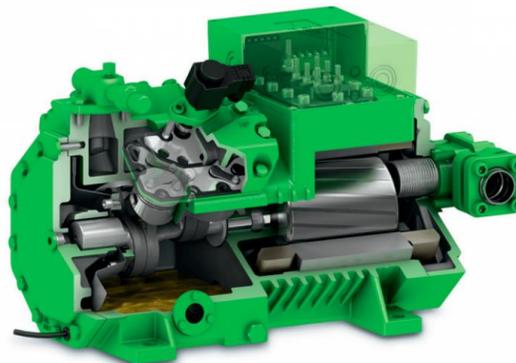
Os motores dos ventiladores também apresentam um valor quantitativo de carga térmica que deve ser considerado, sendo possível quantificar esse valor após a escolha dos equipamentos. Como os equipamentos são selecionados após o cálculo da carga térmica, é necessário a realização de um cálculo iterativo, onde primeiramente é estimado um valor de carga térmica dos motores e após selecionados os equipamentos é realizada uma comparação da potência dos ventiladores com o valor de carga térmica estimada.

Para a capacidade frigorífica do compressor, após o cálculo total da carga térmica, faz-se a realização do tempo de funcionamento. Isso é necessário para que o compressor fique ligado por um período de tempo entre 16h a 20h, mas que no momento em que esteja desligado, as condições se mantenham.

3.5. Componentes

3.5.1. Compressores

Figura 3.18 – Foto de um compressor com corte.



Fonte: FrigoCenter (2022)

Costa (1982) sugere que “a escolha do tipo de compressor depende essencialmente da capacidade da instalação e do fluido frigorígeno utilizado”. CLETO (2002) compara o sistema de compressão com o corpo humano, onde o compressor teria o papel do coração, recebendo potência de um motor de acionamento.

Venturini (2005) exemplifica os principais tipos de compressores como: alternativo, centrífugo, parafuso, palheta e scroll. A escolha do tipo de compressor depende principalmente da capacidade do equipamento, que pode ser dividida em pequena (<2,5TR), média (entre 2,5 e 75 TR) e grande (>75 TR), temperatura de evaporação e refrigerante utilizado. TR é o símbolo que representa toneladas de refrigeração, correspondendo à energia necessária para liquefazer uma tonelada de gelo em 24h (1 TR = 3,53kW = 3024 kcal/h).

Baseado nas características de cada processo de compressão, os compressores podem ser classificados como máquinas de deslocamento positivo ou máquinas de fluxo. Para os compressores de deslocamento positivo o aumento da pressão vem através da redução do volume interno de uma câmara de compressão forçada por uma força aplicada, sendo representados pelos compressores alternativos, de parafusos, de palhetas e scroll. O compressor centrífugo é considerado uma máquina de fluxo, onde o aumento de pressão vem da conversão da pressão dinâmica em estática (VENTURINI, 2005).

Venturini (2005) ainda classifica os compressores em herméticos, onde tanto o compressor em si como o motor de acionamento ficam no interior da carcaça, operam exclusivamente com refrigerantes halogenados e é resfriado pelo vapor de fluido refrigerante que entra em contato com o enrolamento do motor. Em segundo os compressores semi herméticos são parecidos com os herméticos, diferenciando apenas pela permissão da remoção do cabeçote, sendo possível o acesso às válvulas e aos pistões. Por último, os do tipo abertos onde o eixo de acionamento atravessa a carcaça, o que permite o acionamento através de um motor externo. Este último é operado com amônia e também refrigerantes halogenados.

3.5.2. Evaporadores

Figura 3.19 – Foto de um evaporador.



Fonte: Cere (2022)

Martinelli (2005) menciona evaporadores como tubos constituídos de paredes finas, absorvendo calor do meio. Assim, com o refrigerante entrando no evaporador, ele absorve calor e fica superaquecido, sendo bombeado pelo compressor. Existem evaporadores que são de tubos de paredes finas e lisas sem limitação de espaço, enquanto o outro tipo consiste em tubos de paredes finas com aletas, permitindo maior área de transferência de calor.

Pirani (2007) menciona que para sistemas reais a área de troca de calor dimensionada é maior, para evitar a entrada de vapor no compressor, evitando assim a diminuição da vida útil do equipamento.

3.5.3. A válvula de expansão

Figura 3.20 – Foto de uma válvula de expansão.



Fonte: DANFOSS (2022)

Venturini (2005) “o dispositivo de expansão tem a função de reduzir a pressão do refrigerante desde a pressão de condensação até a pressão de vaporização, além de regular a vazão de refrigerante que chega ao evaporador, satisfazendo a carga térmica aplicada ao mesmo”.

Martinelli (2005) diz que para um sistema de refrigeração é utilizado dois tipos de válvulas, uma é de expansão termostática e a outra de equalização externa. A primeira mencionada é utilizada em sistemas onde há um ou mais evaporadores e apresenta uma pequena perda de carga, já a segunda é usada para sistemas com grande perda de carga.

3.5.4. Fluido refrigerante

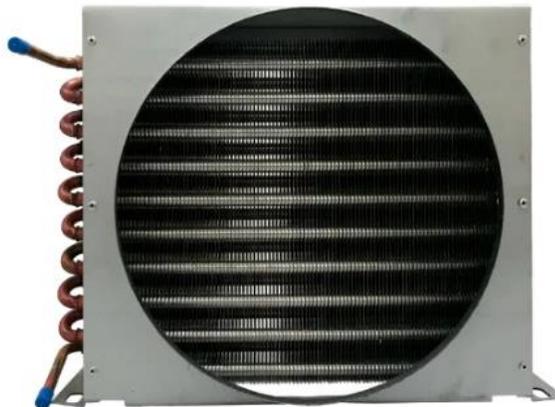
Martinelli (2005), a substância química responsável por transportar a energia térmica ao longo do circuito é o fluido refrigerante. A escolha adequada de um fluido refrigerante vem das

características de aplicação e do tipo de produto a ser refrigerado. Em geral, não há um fluido que possui todas as propriedades ideais para cada aplicação, por isso é utilizado o fluido que apresenta o maior número de propriedades desejadas.

Pirani (2007) apresenta como principais características de um fluido refrigerante como: ser volátil ou capaz de se evaporar, existir em abundância para seu emprego comercial, ter um custo razoável, ter um odor que revele sua presença, ser inofensivo às pessoas, possibilitar que vazamentos sejam detectáveis por verificação simples, não ser combustível ou explosivo nas condições normais de funcionamento, apresentar calor latente de vaporização elevado, apresentar temperatura crítica bem acima da temperatura de condensação, ser estável, sem tendência a se decompor nas condições de funcionamento, produzir o máximo possível de refrigeração para um dado volume de vapor.

3.5.5. Condensadores

Figura 3.21 – Foto de um condensador hermético.



Fonte: FRIGELAR (2022)

O condensador é parte integrante do sistema de refrigeração e tem a função de converter o gás quente de alta pressão do compressor em um líquido e descarregar o calor contido no fluido refrigerante para o meio. Existem quatro tipos de condensadores. Eles podem ser resfriados a ar ou a água. Na refrigeração industrial, predominam os condensadores evaporativos e de placa plana que usam torres de resfriamento (LIMA, 2016).

As características estruturais dos condensadores evaporativos são semelhantes às torres de resfriamento. O calor descarregado pelo refrigerante é transferido para a água e o ar sucessivamente. Em um condensador de placa, o refrigerante é condensado e flui para baixo, enquanto água circula para cima. A água aquecida pela condensação do refrigerante é circulada pela bomba, através da torre de resfriamento, e daí retorna para o condensador.

3.6. Eficiência Energética

Em artigo publicado por Geniêr et al. (2013) é realizada uma revisão dos conceitos e estudos da eficiência dos ciclos de refrigeração, onde é proposto uma avaliação sobre os melhores refrigerantes e sistemas de refrigeração utilizados a fim de se obter a melhor eficiência energética. Diante disso, constatou-se que existe uma necessidade em projetar o sistema de refrigeração de acordo com o ambiente em que ele se encontra, e assim verificar qual fluido melhor se adequa. Portanto para encontrar melhores eficiências o projeto deve analisar cada processo e assim determinar as perdas de cargas e viabilizá-lo para que apresente uma redução nos gastos de energia e conseqüentemente, melhor eficiência.

Segundo Venturini (2005), o tipo de isolamento térmico da câmara e sua espessura, dimensões da câmara, exposição ou não da câmara a incidência direta de raios solares e indicação se a superfície dela é de cor clara, escura ou média são parâmetros influenciadores na eficiência do sistema a ser refrigerado. Também lista alguns pontos referentes a utilização de sistemas frigoríficos, operação, conservação e manutenção, como:

- níveis de temperatura;
- tipo de iluminação;
- forma e condições de armazenamento;
- local de instalação;
- vedações de portas e cortinas;
- existência de termostato;
- posição do condensador;
- presença de impurezas nas aletas e tubo dos trocadores.

Em termos gerais Venturini (2005) trata o isolamento como o fator mais importante ao se pensar em eficiência energética, ligado não somente à entrada de calor no interior do meio

refrigerado, como também para posterior instalação. Portas automáticas reduzem a entrada em mais de 70% e evitam assim o aumento da umidade, causando um aumento do consumo de energia pela necessidade de degelo criado pela umidade. Outro ponto a se destacar é assegurar que a pressão de condensação seja a menor possível. Planos de manutenção preventiva, calibragem dos equipamentos de controle, automatização de instalações manuais são parâmetros influenciadores na eficiência energética.

Segundo Venturini (2005) o tipo de iluminação tem influência na economia, onde a utilização de lâmpadas fluorescentes é mais econômica que utilizar lâmpadas incandescentes, onde as fluorescentes operam melhor a temperatura acima de 5°C. Para ambientes com temperatura inferior a 5°C a utilização de lâmpadas fluorescentes fica comprometida. Também ressalta que os equipamentos de produção de frio são projetados para trabalhar de 16 a 18h por dia, com isso a falta de acessórios de controle, como o termostato e o pressostato, o funcionamento será contínuo, gerando o desperdício.

Outro ponto abordado é a perda devido ao isolamento, onde diz que essa perda pode ser estimada em função das dimensões da câmara, da diferença de temperatura externa e interna, do material e espessura do isolamento e do número de horas de funcionamento.

Em termos qualitativos, há alguns fatores que impedem a melhor eficiência energética do sistema, sendo eles:

Armazenamento: o armazenamento inadequado ocasiona má circulação de ar frio no ambiente, provocando em um aumento do uso de energia.

Instalação: instalação inadequada, próximas a fontes de calor que elevam a carga térmica e o consumo de energia.

Forçador de ar: Este é responsável pela circulação do frio no meio refrigerado, e sem ele há geração de gelo no evaporador, diminuindo a eficiência das trocas térmicas e aumento do consumo elétrico.

Iluminação interna: A luz deve ser desligada sempre que as portas se fecham. Caso contrário há elevado custo de eletricidade, com a luz e aumento da carga térmica.

Ilhas e Balcões: Aberturas de ilhas e balcões devem ser fechadas no final da jornada de trabalho, para que não haja perda de frio para o ambiente.

Gelo: A formação de gelo no evaporador e nas tubulações pode ser causada pela falta de isolamento das tubulações, desregulagem da válvula termostática ou ausência de forçador de

ar.

Condensador: Caso seja instalado próximo a fontes de calor gera um aumento da temperatura de condensação, reduz a eficiência do sistema e aumento o consumo de energia.

Impurezas: A presença de impurezas na área responsável pela troca térmica reduz a eficiência do condensador e eleva o consumo de energia elétrica.

Colarinho de proteção: Ele é responsável pelo correto direcionamento do ar através do condensador elevando sua eficiência térmica, diminuindo o consumo de energia elétrica.

Condensador: A instalação inadequada do condensador pode gerar obstrução da circulação de ar através da área responsável pela troca térmica, fato que contribui para a elevação da energia elétrica.

Motor/compressor: Quando mal alinhados a base pode provocar danos ao equipamento, reduzindo a eficiência de transmissão e assim consumindo mais.

Separador de óleo: Sem o separador de óleo na saída do compressor permite a passagem do óleo do cárter para a instalação, compromete a eficiência do sistema de refrigeração, devido ao acúmulo desse óleo nas superfícies dos trocadores de calor, além de danificar o compressor, devido a falta de óleo.

Ele ainda traz algumas recomendações gerais:

1. O isolamento é o fator mais importante;
2. Quanto maior a câmara, maior a relação entre o volume interno e a superfície isolada;
3. Considerar o aumento da capacidade dos condensadores;
4. Permitir que a pressão de condensação seja tão baixa possível;
5. Empregar motores elétricos com controle de velocidade;
6. Instalação de equipamentos centralizados;
7. Considerar a possibilidade de utilizar os horários noturnos para a geração do frio;
8. Elevar a temperatura de evaporação a valores compatíveis com a qualidade dos produtos ou processos de refrigeração;
9. Empregar um tratamento de água adequado para evitar incrustações e sujeira nos condensadores;
10. Estabelecer um programa de manutenção preventiva.

3.6.1. ISO 50001 e o Sistema de Gestão de Energia

Publicada em 09 de junho de 2011, a ISO 50001 - Energy management Systems - Requirements with guidance for use, visa a integração da eficiência energética com o desempenho econômico e produtivo dentro de planos de ações e práticas, resultando em um sistema de gestão padronizados que atendem a um conjunto normativo (CAÑIZARES-PENTÓN et al., 2014).

Piñero (2011) diz que a norma provê estratégias para aumentar a eficiência energética, proporcionar uma redução de custos e melhorar o desempenho ambiental. Em termos nacionais, a influência da norma pode chegar a cerca de 60% na demanda energética.

O sistema de gestão de energia esclarece os requisitos necessários para a organização formular políticas energéticas, estabelecer metas e planos de ações considerando o uso massivo de energia. Deixando como responsabilidade da organização o cumprimento proposto na norma (PIRANI, 2007).

Pirani (2007) observa que no Brasil as normas são visualizadas de forma benéfica a legislação, envolvendo setores privados e públicos. No entanto, são vinculadas a políticas governamentais e normas regulamentadoras, ganhando uma atribuição de “lei”, ao mesmo tempo não recebe apoio de políticas públicas para se consolidar efetivamente.

De acordo com Frozza (2013) em estudo realizado pela PROCEL e através dos relatórios disponibilizados é possível identificar uma redução de 53,23 bilhões de KWh entre 1986 e 2011. Os resultados podem ser analisados através das Tabelas 3.1 e 3.2, onde na primeira são apresentados os resultados PROCEL entre 2007 e 2011 e na segunda os investimentos e custeios do programa.

Tabela 3.1 – PROCEL entre os anos 2007 e 2011

	2007	2008	2009	2010	2011
Energia economizada (milhões de kWh)	3.930	4.374	5.473	6.164	6.696
Redução de Demanda na Ponta (MW)	1.357	1.569	2.098	2.425	2.619
Usina equivalente (MW)	942	1.049	799	1.478	1.606
Investimentos postergados (R\$ milhões)	542	639	1.312	696	756

Fonte: (PROCEL, 2015)

Tabela 3.2 – Investimentos e custeio do programa Procel entre 2007 e 2011.

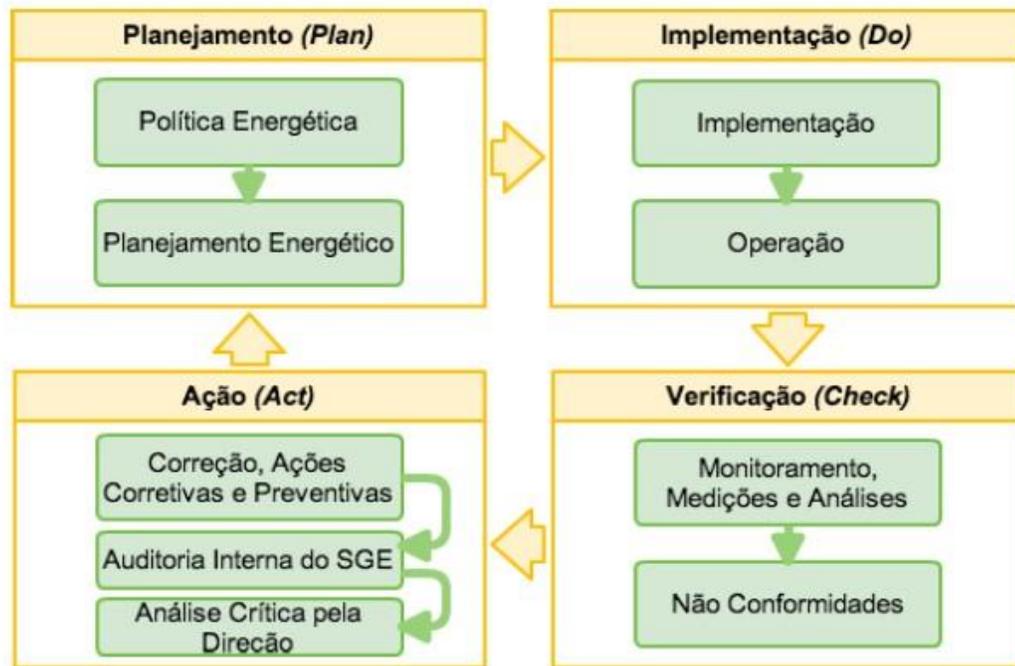
	2007	2008	2009	2010	2011
Investimento Eletrobrás (R\$ milhões)	13,62	5,49	9,02	14	8,52
Investimentos RGR (R\$ milhões)	39,16	25,8	55,95	45,32	68,46
Custeio (Recursos Humanos e Infraestrutura) (R\$ milhões)	-	14,99	85,17	17	18,58
Totais de recursos aplicados (R\$ milhões)	52,78	46,28	20,2	76,32	95,56

Fonte: (PROCEL, 2015)

Segundo Portela (2015) a CNI (confederação nacional da indústria) publicou um estudo sobre as técnicas de eficiência energética, onde conclui que 19% das ações envolveram troca de motores, 20% melhorias em sistemas de iluminação e 8%, melhorias em sistemas de ar comprimido.

O modelo de gestão de energia segundo a ABNT ISSO 50001 é proposta em cima de uma metodologia, conhecida como PDCA (Plan-Do-Check-Act). Representando quatro fases: planejamento, execução do planejamento, verificação de desempenho e ações de melhoria. Ilustrado na Figura 3.18.

Figura 3.22 – Ilustração do PDCA.



Fonte: (PORTELA, 2015)

Definindo as 4 etapas:

1. Planejar: determinar o desempenho energético da organização e estabelecer a linha de base, indicadores de desempenho energético, objetivos, metas e planos de ação;
2. Fazer: implementação dos planos de ação;
3. Verificar: monitoramento e medição dos processos e características das operações;
4. Agir: Efetuar ações para melhorar continuamente o desempenho energético e o sistema de gerenciamento energético.

4. METODOLOGIA

Neste capítulo são apresentados os detalhes do desenvolvimento do sistema de refrigeração para a câmara frigorífica que será utilizada para armazenar produtos do tipo cárneo na FRIGOMINAS. Inicialmente será apresentado as características geográficas e climáticas do local onde será instalada e detalhes referentes ao Software utilizado. Sequencialmente é apresentado as condições de contorno e modelagem matemática desenvolvida para a análise da eficiência energética.

4.1. Coleta de informação

A coleta de informações é fundamental para que o projeto seja dimensionado baseando no sistema real. Sendo assim, é definido as informações necessárias para que seja realizada uma pesquisa a fim de se obter os dados.

4.1.1. Localização

A empresa FRIGOMINAS está localizada na Fazenda Córrego da Areia, na zona rural do município de Campo Belo/MG. Apresenta como coordenadas geográficas à latitude de 20° 54' Sul e à longitude de 45° 13' 54" Oeste e 950m de altitude. Através da Figura 4.1, é possível visualizar o local exato de onde fica situada a empresa. O acesso ao local é realizado por meio rodoviário.

Figura 4.1 – Localização geográfica da empresa vista através do Google Earth.



Fonte: (Google Earth, 2021, Adaptado)

4.1.2. Clima

O clima apresentado onde a câmara frigorífica é instalada tem um papel fundamental para o dimensionamento do sistema. Para isso, foi coletado o maior valor da temperatura máxima apresentada e o menor valor para a temperatura mínima para cada mês do ano de 2020, e também um valor médio entre eles. Podemos analisar os valores obtidos através da Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Temperaturas máximas e mínimas para o ano de 2021.

Estimativa das médias de Temperatura (2021)			
Mês	Máxima (°C)	Mínima (°C)	UR(%)
Janeiro	28	18	84
Fevereiro	27	18	88
Março	27	17	79
Abri	26	15	81
Maio	25	13	82
Junho	24	12	85
Julho	26	12	81
Agosto	29	12	78
Setembro	30	14	62
Outubro	30	16	72

Fonte: (InMet, 2021)

4.1.3. O ciclo e o software

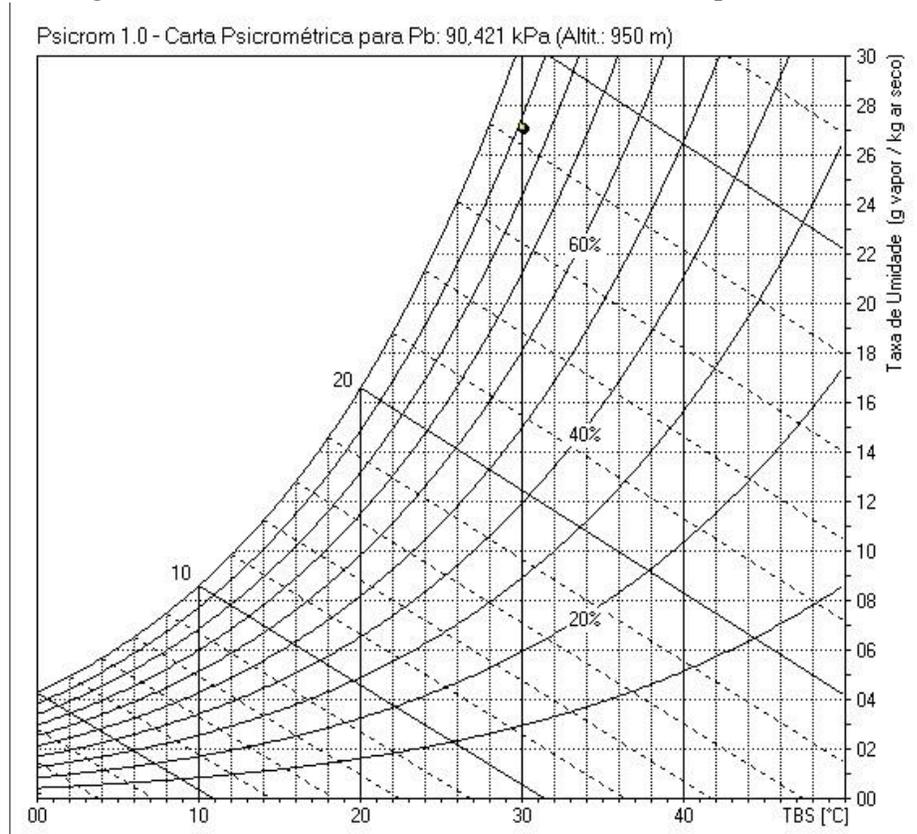
Para a refrigeração do sistema frigorífico, foi escolhido o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Tal ciclo é constituído por elementos básicos, sendo eles o compressor, o condensador, o evaporador e a válvula de expansão. Definindo-se o ciclo basicamente em uma entrada de calor, uma saída de calor e uma adição de trabalho (BARALDI, 2015).

O modelamento do ciclo foi realizado através do EES (Engineering Equation Solver), desenvolvido pela empresa F-Chart Software. É voltado para a parte térmica, e apresenta um vasto banco de dados com propriedades termodinâmicas para diversos fluidos.

4.1.4. Informações técnicas

Para o desenvolvimento foi necessário coletar informações referentes as características do local. Inclui-se os dados de entrada, definidos como altitude, temperatura de bulbo seco e umidade relativa. Retornando como saída os valores a carta psicrométrica representada na Figura 4.2 e propriedades apresentados na Figura 4.3, sendo os dados de entrada representados com indicação azul e os dados de saída com indicação em vermelho. A pressão ambiente registrada no programa é de 90,421kPa.

Figura 4.2 – Carta Psicrométrica da cidade de Campo Belo/MG



Fonte: Autor

Figura 4.3 – Dados obtidos através do Psicrom 1.0.

Altitude [m]	950
TBS [°C]	30,08
TBU [°C]	28,32
TaxUmi [g/kg]	27,04
TaxSat [g/kg]	30,90
GraSat [%]	87,53
UmiRel [%]	87,96
UmiAbs [g/m³]	26,92
FVP [kPa]	3,752
FVS [kPa]	4,265
TmpOrv [°C]	27,94

Fonte: Autor

Com auxílio do EES e com as condições iniciais mostradas anteriormente, é definido outras propriedades importantes para projeto, sendo os dados de entrada definidos conforme mostra a Tabela 4.2, e os dados de saída, representados no Sistema Internacional, pela Tabela 4.5. A

temperatura de armazenamento foi definida de acordo com Ashrae (2014), e os dados estão representados na Figura 4.4. Considerado como produto de estoque a carne fresca com um teor de gordura médio.

Figura 4.4 – Propriedades de armazenamento do produto.

PRODUTO	Temperatura de Armazenamento [°C]	Umidade relativa [%]	Tempo de Armazenamento
Carne Fresca	-2 a 1	88 a 95	1 semana
Carcaça	0 a 4	88 a 90	1 a 3 semanas
Carne Congelada	-23 a -18	90 a 95	6 a 12 meses
Vitelo	-2 a 1	85 a 95	3 semanas

Fonte: (ASHRAE, 2014, adaptado)

Tabela 4.2 – Dados de Entrada no programa

Nome	Entrada
Entalpia do ar externo	Definida em função da temperatura de bulbo seco externa, taxa de umidade externa e pressão ambiente.
Taxa de umidade interna	Definida em função da temperatura interna, umidade relativa interna e pressão ambiente.
Entalpia do Ar umido	Definida em função da temperatura interna, taxa de umidade interna e da pressão ambiente.
Temperatura de bulbo umido do ar interno	Definida em função da temperatura interna, taxa de umidade relativa interna e pressão ambiente.
Temperatura de Orvalho interno	Definida em função da temperatura interna, taxa de umidade interna e pressão ambiente.
Densidade volumétrica interna	Definida em função da temperatura interna, umidade relativa interna e pressão ambiente.
Densidade volumétrica externa	Definida em função da temperatura de bulbo seco externa, umidade relativa externa e pressão ambiente.

Fonte: Do Autor (2021).

Com a introdução dos dados referentes ao ambiente externo, sendo eles a temperatura de bulbo seco, taxa de umidade e pressão ambiente, determinou o valor da entalpia do ar externo (hexterno). Inserindo os dados de projeto do ambiente interno, sendo eles a temperatura interna e

a umidade relativa, determinou a taxa de umidade interna. Com esses valores foi encontrado posteriormente a entalpia do ar interno da câmara, a temperatura de bulbo úmido e a temperatura do ponto de orvalho. Ambos os procedimentos mencionados estão representados detalhadamente na Tabela 4.2, a fim de exemplificar as dependências de cada propriedade encontrada. O código escrito está apresentado no ANEXO A.

As propriedades para armazenamento do produto no interior da câmara foram retiradas da Tabela 4.3 e projetadas na Tabela 4.4, acrescentando os valores de temperatura de armazenamento, umidade relativa e tempo de armazenamento. Sendo que esses agora mencionados foram baseados em dados do Ashrae (2014).

De acordo com os dados referentes ao frigorífico foi registrado que a temperatura no interior da câmara é de 0°C e a umidade relativa no interior é de 80%, sendo então considerados esses valores para os cálculos necessários.

Tabela 4.3 – Propriedades de armazenamento de produtos cárneo.

Produto	Temperatura no início do congelamento (°C)	Água (%)	Calor Específico (kcal/kg°C)		Calor latente (kcal/kg)
			Acima do congelamento	Abaixo do congelamento	
Carne fresca	-1,7	60-77	0,7-0,8	0,39-0,43	50-62
Carne gorda	-1,7	49	0,61	0,35	39
Fígado	-1,7	70	0,77	0,41	56
Vitela	-1,7	66	0,74	0,40	53

Fonte: Autor

Tabela 4.4 – Dados referentes ao armazenamento do produto.

Dados do Produto	
Temperatura de armazenamento	0 °C
Umidade Relativa	80%
% Água em peso	68%
Temperatura de congelamento	-1,7 °C
Calor Específico Resfriado	0,75 Kcal/Kg°C
Calor Específico Congelado	0,41 Kcal/Kg°C
Calor Latente	56 Kcal/Kg
Tempo Armazenamento	12 horas

Fonte: Autor

Com os dados encontrados e coletados é possível caracterizar o sistema com as propriedades referentes aos ambientes interno e externo. A apresentação dos dados está na 4.5.

Tabela 4.5 – Dados sobre as condições primárias consideradas.

Condições iniciais de operação			
Ambiente	Interno	Externo	
Temperatura de Bulbo Seco	0	30	°C
Temperatura de Bulbo Úmido	-1,231	28	°C
Umidade relativa	80	88	%
Entalpia	8,457	99,26	Kj/Kg
Taxa de umidade	0,003222	0,02704	gvapor/Kgarseco
Temperatura de orvalho	-2,682	27,94	°C

Fonte: Autor

A quantidade de produto a ser estocada na câmara frigorífica é de 60 toneladas e tendo um fluxo diário de 60 toneladas, visto que o armazenamento é de 12 horas. O armazenamento utilizado na empresa é de carne refrigerada pendurada (peça grande) através de trilhos. As características construtivas da câmara estão representadas na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Especificações da câmara frigorífica.

Dimensões da Câmara	
Altura	5,2 metros
Largura	6,5 metros
Comprimento	14 metros
Área	91 m ²
Volume	473,2 m ³
Dados de estoque	
Capacidade	60 toneladas

Fonte: Autor

4.1.5. Carga térmica

O valor da carga térmica será o responsável para mostrar a capacidade do sistema de refrigeração, portanto é importante realizar o cálculo definindo qual o valor da carga térmica do sistema. O valor total dessa carga térmica é fragmentado em vários parâmetros, e neste trabalho as

cargas térmicas consideradas foram: Transmissão de calor, produto, infiltração, motores, iluminação, pessoas e ventilador (VENTURINI, 2005). O somatório dessas cargas é representado matematicamente pela Equação 4.1.

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{tc}} + Q_{\text{produto}} + Q_{\text{infiltração}} + Q_{\text{iluminação}} + Q_{\text{pessoa}} + Q_{\text{equipamento}} + Q_{\text{ventiladores}} \quad (4.1)$$

De acordo com a metodologia utilizada por Saito e Veloso (2014), faz-se necessário o dimensionamento correto do isolamento da câmara, sendo este um parâmetro indispensável. Com isso Venturini (2005) propõe um modelo de dimensionamento do isolamento através da resistência térmica dependente das propriedades dos materiais que são utilizados para o isolamento, onde a parede é feita de alvenaria. A resistência térmica é dada pela Equação 4.2.

$$Resist_{\text{term}} = \left(\frac{1}{a_{\text{ext}} * A} \right) + \left(\frac{L_a}{K_a * A} \right) + \left(\frac{L_i}{K_i * A} \right) + \left(\frac{1}{a_{\text{cam}} * A} \right) \quad (4.2)$$

Na equação 4.2, os nomes dados referem-se:

- aext: Coeficiente de convecção externo;
- A: Área da superfície;
- Ka: Condutividade térmica da alvenaria;
- Ki: Condutividade térmica do isolante;
- acam: Coeficiente de convecção interno;
- La: Espessura da alvenaria;
- Li: Espessura do Isolante.

Para os valores do coeficiente de convecção externo o valor referente ao ar parado é de 7,0kcal/h.m².°C e 35kcal/h.m².°C para ar com velocidade de até 20km/h, para este projeto utilizará o valor médio de 21kcal/h.m².°C. O coeficiente de convecção interno varia de 7 a 12 kcal/h.m².C, sendo considerado como 10kcal/h.m².C°. O valor utilizado para a condutividade térmica da alvenaria foi de 0,6W/mK (PROLAB, s.d.).

O isolante utilizado é o Isopainel com 100mm de espessura. As informações técnicas referentes ao isolamento encontram-se na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Dados técnicos do isolante utilizado.

Isolamento térmico (EN 14509)						
Espessura do painel (mm)	50	40	50	60	80	100
w/m ² K	0,70	0,53	0,43	0,36	0,27	0,22
kcal/m ² K	0,60	0,45	0,37	0,32	0,23	0,19

Fonte: (ISO PAINEL, 2021)

A área total da câmara é definida pelo somatório das áreas laterais e teto, como mostrado pela Equação 4.3.

$$A = 2 * (\text{Comprimento} * \text{Altura} + \text{Largura} * \text{Altura}) + (\text{Comprimento} * \text{Largura}) \quad (4.3)$$

E o ΔT é dado pela diferença de temperatura entre o ambiente externo e interno, conforme demonstrado pela Equação 4.4.

$$\Delta T = T_{\text{externo}} - T_{\text{interno}} \quad (4.4)$$

Assim é possível calcular a carga térmica de transmissão de calor, segundo a Equação 4.5.

$$Q_{tc} = \frac{(A * \Delta T)}{Resist_{term}} \quad (4.5)$$

A carga de infiltração mostra a relação da entrada de ar quente (externo) e a saída de ar frio de dentro da câmara, proveniente de abertura de portas ou qualquer outro tipo de entrada de ar. De acordo com a norma Ashrae(2014), o cálculo da carga térmica de infiltração e abertura de portas é dado pela Equação 4.6.

$$Q_{\text{infiltração}_{porta}} = q_{\text{area}_{porta}} * D_t * D_f * (1 - \varepsilon_{porta}) \quad (4.6)$$

Onde o fator de fluxo D_f pode ser considerado como 0,8 para variação de temperatura maior que 11°C e sendo considerado um valor de 0,85 para a efetividade do sistema de proteção de portas para casos críticos, conforme Ashrae (2014). O fator de fluxo D_t é definido pela Equação 4.7.

$$D_t = \frac{(N_{\text{abertura}_{portas}} * T_{\text{abrefecha}} + (60 * T_{\text{total}_{aberta}}))}{3600 * \text{Período}_{\text{aberta}}} \quad (4.7)$$

Na camara em questão é utilizada uma porta giratória com dimensões de 1 x 2 x 0,15 metros. A porta é aberta 4 vezes por dia para entrada e saída de produto, onde há um tempo de abrir/fechar

de 30 segundos e que permaneça aberta por um tempo total de 30 minutos, em um período de 24 horas. Também definindo o valor de $q_{area\ porta}$ através da Equação 4.8.

$$q_{area\ porta} = 0,221 * A_p * (h_{ext} - h_{int}) * \rho_{int} * \left(\frac{\rho_{ext}}{\rho_{int}}\right)^2 * g * h * F_m \quad (4.8)$$

Os valores da entalpia interna e externa já foram definidos anteriormente. As densidades do ar externo e interno foram obtidas através do EES, sendo 1,023 kg/m³ do ar externo e 1,151 kg/m³ para o ar interno. A gravidade foi assumida como 9,78m/s².

Em último, o fator de massa volumétrica é dado pela Equação 4.9.

$$F_m = \left\{ \frac{2}{\left[1 + \left(\frac{\rho_{ext}}{\rho_{int}}\right)\right]^{\frac{1}{3}}}\right\}^{\frac{1}{5}} \quad (4.9)$$

A carga térmica referente ao produto apresenta a maior parcela da carga térmica do sistema. Será levado em questão os fatores como a entrada de produtos na câmara, calor específico do produto antes do congelamento, temperatura de entrada, temperatura de congelamento, calor latente de congelamento, temperatura desejada, quantidade de produto na câmara e o calor de respiração. Os dados aqui utilizados estão representados na Tabela 4.3, 4.4 e 4.5. O calor de respiração da carne é considerado 0. A temperatura de entrada da carne é de 15°C. A carga térmica referente ao produto é dada pela Equação 4.10.

$$Q_{produto} = G_m * (cp_1 * (T_{ent} - T_1) + h_{cg} + cp_2 * (T_1 - T_2)) + G_t * Q_{resp} \quad (4.10)$$

Onde temos:

- G_m é a movimentação diária de um determinado produto na câmara, em kg/dia;
- cp_1 é o calor específico do produto antes do congelamento, em kcal/kg. °C;
- T_{ent} é a temperatura de entrada do produto na câmara, em °C;
- T_1 é a temperatura de congelamento do produto, em °C;
- h_{cg} é o calor latente de congelamento do produto, em kcal/kg;
- cp_2 é o calor específico do produto após o congelamento, em kcal/kg. °C;

- T2 é a temperatura final do produto congelado em °C;
- Gt é a quantidade total de produtos na câmara, em kg,
- Qresp é a quantidade de calor liberado pela respiração do produto, em kcal/kg.dia.

O calor específico do produto antes e depois do congelamento foi considerado um valor médio entre os valores mostrados na Tabela 4.2, sendo 0,75 e 0,41 kcal/kg respectivamente. O calor latente também foi considerado um valor médio de 56 kcal/kg.

A iluminação também gera um percentual de carga térmica e segundo o responsável pelo frigorífico, as luzes ficam ligadas em média 3h por dia. As lâmpadas utilizadas no frigorífico são de LED, mas não foi especificado qual. Foi considerado uma iluminação boa, onde

Venturini (2005) mensura como sendo 10W/m² e que foi definida para um período de 10h por dia (τ).

Assim a carga térmica de iluminação é dada pela Equação 4.11.

$$Q_{iluminação} = 10 * A * \tau \left[\frac{kJ}{dia} \right] \quad (4.11)$$

A relação de entradas de pessoas na câmara e a carga térmica, será encontrada através de fatores como temperatura da câmara, tempo de permanência no interior da câmara e número de pessoas dentro da câmara. Ocorre a entrada de apenas 1 pessoa no interior da câmara e o tempo total de permanência no interior é de 3 horas. O valor da carga térmica relacionado à entrada de pessoas será expresso pela Equação 4.12.

$$Q_{pessoas} = (272 - 6 * T_{cam}) * \tau * \eta \ [kcal/dia] \quad (4.12)$$

A carga térmica devido aos equipamentos será considerada como 10% dos somatórios das cargas térmicas até aqui apresentadas, dessa forma obtemos a Equação 4.13.

$$Q_{equipamento} = (Q_{tc} + Q_{infiltraçãoporta} + Q_{produto} + Q_{iluminação} + Q_{pessoa}) * 0,1 \quad (4.13)$$

Segundo Saito e Veloso (2014) a carga térmica devido aos evaporadores é estimada através da Equação 4.14.

$$Q_{ventil} = (Q_{equipamento} + Q_{tc} + Q_{infiltraçãoporta} + Q_{produto} + Q_{iluminação} + Q_{pessoa}) * 0,1 \quad (4.14)$$

Para o funcionamento da câmara é utilizado alguns equipamentos essenciais. Com isso, é necessário identificar os equipamentos para assim encontrar seus dados técnicos e parâmetros de funcionamento, ampliando assim a busca pelo melhor eficiência do sistema baseado nas condições ideais de trabalho de cada equipamento.

No local é utilizado o Compressor SABROE SMC 106 L e a Tabela 4.8 apresenta seus dados técnicos de acordo com o fabricante. Como no Brasil a frequência é definida em 60 Hz, a especificação do fabricante para essa frequência é de 1800 rpm. Além disso, é dado um valor de sub resfriamento de 2 °C e um valor de superaquecimento de 0,5 °C, ambos considerados no dimensionamento do sistema (SABROE, 2018).

Para os evaporadores, as informações fornecidas não foram suficientes para averiguar o evaporador utilizado no sistema. Devido a isso será estipulado o evaporador que melhor se adequa ao sistema em questão. Foi relatado que no local há 3 evaporadores, sendo assim, utilizaremos dessa informação para os cálculos.

Tabela 4.8 – Dados técnicos Compressor SABROE SMC 106 L.

Model	Number of cylinders	Swept volume at 1500 rpm m ³ /h	Swept volume at 1800 rpm m ³ /h	R717 *						Unit dimensions in mm			Weight excluding motor kg	Sound pressure level at 1500 rpm db(A)	Sound pressure level at 1800 rpm db(A)
				Nominal capacities in kW at 1500 rpm			Nominal capacities in kW at 1800 rpm			L	W	H			
				Single/high-stage		Booster	Single/high-stage		Booster						
				-10/+35°C	0/+40°C	-40/-10°C	-10/+35°C	0/+40°C	-40/-10°C						
SMC 104 S	4	226	271	127	195	35	153	235	42	2261-2865	1213	1229	1195	79	82
SMC 104 L	4	283	339	165	250	47	198	300	57	2261-2865	1213	1229	1215	80	83
SMC 104 E	4	339	N/A	203	306	58	N/A	N/A	N/A	2261-2865	1213	1229	1220	80	83
SMC 106 S	6	339	407	191	293	53	229	352	64	2286-2890	1267	1247	1380	81	83
SMC 106 L	6	424	509	247	375	71	297	450	85	2286-2890	1267	1247	1400	82	84

Fonte: (SABROE, 2018)

4.1.6 Modelamento matemático do sistema

O desenvolvimento do código no software EES e através dos dados técnicos definidos a projeção do sistema e validação dos dados práticos pode ser encontrada. Com a incrementação dos dados de entradas e utilização de funções definidas pelo programa, obteve-se propriedades termodinâmicas desejadas. Possibilitando a realização do balanço de massa e energia do sistema, além da análise de parâmetros influenciadores.

O desenvolvimento do modelo matemática começa com os dados de entrada no programa, como o valor da carga térmica do sistema, temperatura ambiente, temperatura no interior da câmara frigorífica, umidade relativa, definição da diferença de temperatura entre o fluido e a câmara, grau

de superaquecimento e grau de sub resfriamento. Os valores de entalpia foram retornados como saída do programa e assim foi feito o balanço de massa e energia.

Através da carga térmica total encontrada, que é a quantidade de calor do evaporador, é possível encontrar a vazão mássica do fluido refrigerante pela Equação 4.15.

$$Q_{\text{evaporador}} = m * (h[1] - h[4]) \quad (4.15)$$

Assim, dando continuidade é possível obter o calor retirado pelo condensador pela Equação 4.16.

$$Q_{\text{condensador}} = m * (h[2] - h[3]) \quad (4.16)$$

E encontrar o trabalho realizado pelo compressor, pela Equação 4.17.

$$W_{\text{compressor}} = m * (h[2] - h[1]) \quad (4.17)$$

Em sequência foi encontrado o valor do coeficiente de performance do sistema através da Equação 4.18.

$$COP = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{W_{\text{compressor}}} \quad (4.18)$$

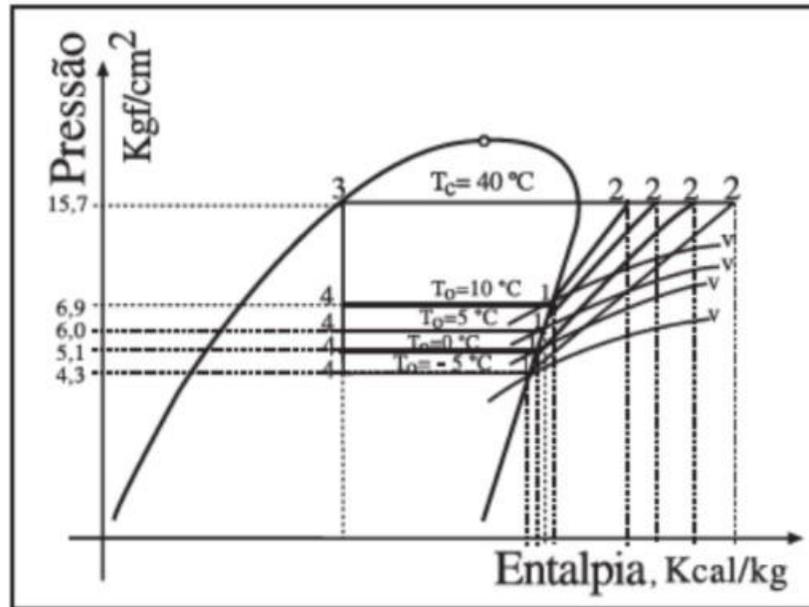
A obtenção dos dados acima será importante para que se possa fazer a escolha dos equipamentos que serão utilizados para o projeto.

4.1.7 Análise de dados

Após a validação do modelo e com os dados obtidos, é possível identificar as cargas térmicas controláveis não associadas com o produto. Possibilitando assim analisar quais são os parâmetros influenciadores no consumo de energia, além de possibilitar o ajuste de parâmetros para que impactam diretamente no consumo energético. Baseado nisso é possível compreender o funcionamento, distinguir parâmetros chaves e buscar por melhorias no sistema.

Um dos parâmetros analisados foi a influência da temperatura de evaporação e condensação do sistema, ilustrada na Figura 4.5 e 4.6.

Figura 4.5 – Influência da temperatura de evaporação na eficiência energética.

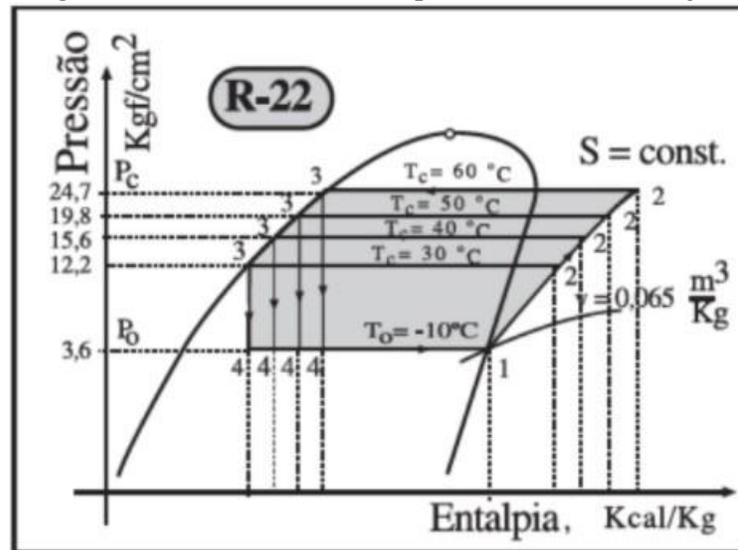


Fonte: (VENTURINI, 2005)

Ao analisar a Figura 4.5, podemos perceber que a diminuição da temperatura de evaporação acarreta uma diminuição do COP. Sabe-se que a área do gráfico corresponde ao trabalho fornecido, ou seja, ao aumento do trabalho do compressor, que por sua vez gasta mais energia para satisfazer o sistema. Essa afirmação é comprovada ao verificar que o COP é inversamente proporcional ao trabalho realizado pelo compressor.

Outro ponto que reforça essa afirmativa é relacionado à pressão e ao princípio de funcionamento do compressor, onde este tem como finalidade aumentar a pressão do sistema. Pode-se ver que com uma temperatura de evaporação maior, vamos ter uma pressão de evaporação maior. Com isso, o aumento de pressão necessário que será fornecido pelo compressor é menor, visto que a diferença entre as pressões será menor, mais especificamente, mantendo a temperatura de condensação constante e aumentando a temperatura de evaporação temos uma diferença cada vez menor entre as temperaturas o que reflete na pressão – que também é cada vez menor-, consenquetemente a diferença de entalpia e o que afeta diretamente o trabalho do compressor, que no caso será cada vez menor.

Figura 4.6 – Influência da temperatura de condensação.



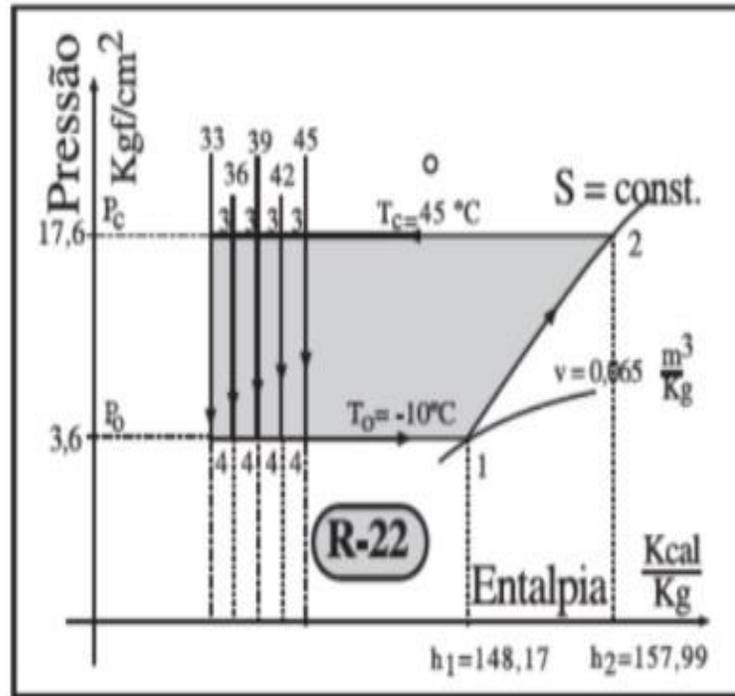
Fonte: (VENTURINI, 2005)

Em termos da temperatura de condensação, é possível perceber que a variação de pressão do compressor está interligada com o aumento do COP. Aqui vemos que com a redução da temperatura de condensação, a pressão de saída do compressor é reduzida e assim a variação de pressão de entrada e saída do equipamento também se reduz, ou seja, menos trabalho realizado pelo compressor.

Podemos também atribuir que a temperatura de condensação está ligada ao ambiente externo e em um ambiente mais quente, mantendo-se fixa a temperatura no interior da câmara, o trabalho exercido para resfriar é maior que para um ambiente externo mais ameno. Fato que serve para a temperatura de evaporação, caso o ambiente interno necessite de uma baixa temperatura, o trabalho para atingi-la é maior. Em termos gerais, a otimização de um sistema mais eficiente vem do princípio de se obter o menor valor possível para a diferença de temperatura de evaporação e condensação.

Para a influência do sub resfriamento e do superaquecimento, podemos ver através das Figuras 4.7 e 4.8.

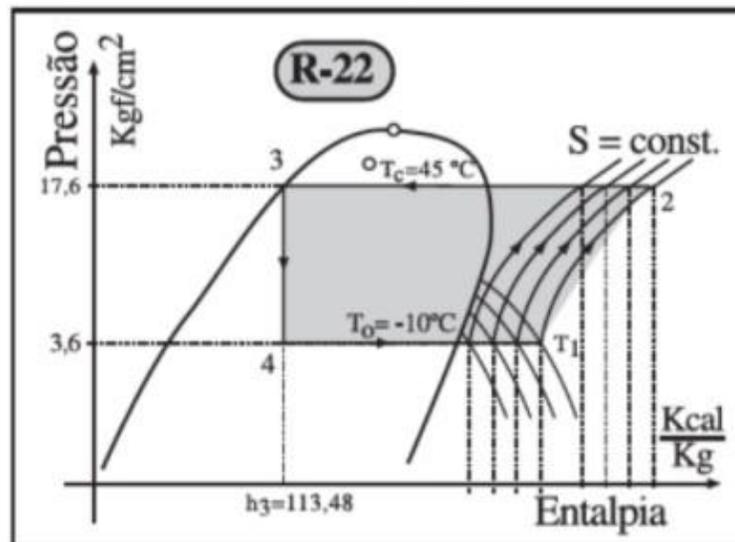
Figura 4.7 – Influência do sub resfriamento no COP.



Fonte: (VENTURINI, 2005)

A principal função do sub resfriamento é não permitir a entrada de vapor na válvula de expansão, porém ao atribuir variações maiores para esse sub resfriamento a capacidade de retirada de calor através do evaporador é maior, visto que a diferença de temperatura entre o fluido e o ambiente será maior.

Figura 4.8 – Influência do superaquecimento no COP



Fonte: (VENTURINI, 2005)

Para este caso, há variações entre o aumento do COP e o fluido refrigerante utilizado. Mas o aumento do COP se deve pela capacidade do fluido refrigerante retirar uma maior quantidade de calor do meio. Contudo, esses parâmetros não são gerais para todos os fluidos, onde há fluidos que aumentam o COP e outros diminuem. Devido a isso é necessário estabelecer o fluido utilizado e se adequar para que se obtenha um melhor COP.

5. RESULTADOS

Primeiramente foi calculado a carga térmica de transmissão de calor, sendo assim foi calculado o valor da área total de isolamento, resistência térmica, variação de temperatura e finalmente o cálculo da carga térmica de transmissão. Segue o memorial de cálculo.

Área das superfícies dado pela Equação 4.3.

$$A = 2 * (30 * 7,5 + 20 * 7,5) + (30 * 20) = 304,2 \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.3)$$

Resistência térmica calculado através da Equação 4.2.

$$\text{Resist}_{\text{term}} = \left(\frac{1}{32,971}\right) + \left(\frac{0,1}{0,81}\right) + \left(\frac{0,1}{0,0297}\right) + \left(\frac{1}{15,7}\right) = 233,9 \left[\frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{kW}}\right] \quad (4.2)$$

Obtém-se a variação de temperatura a partir da Equação 4.4.

$$\Delta T = 30 - (0) = 30 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.4)$$

Carga térmica de transmissão de calor é dada pela Equação 4.5.

$$Q_{\text{tc}} = \frac{304,2 * 30}{233,9} = 39,02 \text{ [kW]} \quad (4.5)$$

Foi agora calculado a carga devido a infiltração, e para isso utilizou-se da Equação 4.7 para cálculo do fator D_f .

$$D_f = \frac{[(4 * 30) + (60 * 30 * 60)]}{3600 * 24} = 1,251 \text{ [kW]} \quad (4.7)$$

Utilizando da Equação 4.9 foi calculado o fator de massa volumétrico.

$$F_m = \left[\frac{2}{\left[1 + \left(\frac{1,151}{1,023}\right)\right]^{\frac{1}{3}}}\right]^{\frac{1}{5}} = 1,092 \quad (4.9)$$

Foi calculado a carga referente a área da porta através da Equação 4.8.

$$q_{\text{area porta}} = 0,221 * 2 * (99,26 - 8,457) * (1,151) * \left(\frac{1,151}{1,023}\right)^2 * (9,78 * 2) * 1,092 = 302,3 \quad (4.8)$$

E assim calculado a carga térmica de infiltração pela Equação 4.6.

$$\begin{aligned} \text{Carga}_{\text{termica produto}} = & \left(G_m * \left(C_{p1} * (\text{Temperatura}_{\text{entrada}} - \right. \right. \\ & \left. \left. \text{Temperatura}_{\text{congelamento}}) + h_{cg} + C_{p2} * (\text{Temperatura}_{\text{congelamento}} - \right. \right. \\ & \left. \left. \text{Temperatura}_{\text{final}}) \right) + G_t * Q_{\text{resp}} \right) * \frac{0,001163}{24} = 197,2 \text{ [kW]} \quad (4.6) \end{aligned}$$

A carga térmica de iluminação foi calculada considerando que a potência dissipada pelo sistema de iluminação é de 10W/m²e utilizando a Equação 4.11.

$$Q_{\text{iluminação}} = 10 * 91 * \frac{10}{1000} = 9,1 \text{ [kW]} \quad (4.11)$$

A carga térmica referente a entrada de pessoas no interior na câmara foi calculada pela Equação 4.12.

$$Q_{\text{pessoas}} = (276 - (6 * 0)) * 3 * 1 * 0,86 * \left(\frac{0,001163}{24}\right) = 0,035 \text{ [kW]} \quad (4.12)$$

Cálculo da carga térmica devido aos equipamentos é dado pela equação 4.13.

$$Q_{\text{equipamento}} = 29,08 \text{ [kW]} \quad (4.13)$$

A carga térmica devido aos ventiladores foi estabelecida na Equação 4.14

$$Q_{\text{ventil}} = 31,98 \text{ [kW]} \quad (4.14)$$

Por fim, a carga térmica total do sistema é calcula pela Equação 4.1.

$$Q_{\text{total}} = 351,8 \text{ [kW]} \quad (4.1)$$

O valor total da carga térmica que deve ser retirada no sistema de refrigeração é de 351,8 kW. Agora será dimensionado o sistema baseando-se nos equipamentos presentes no local trabalhando de forma ideal, ou seja, considerando que todos os equipamentos trabalhem de forma ideal. Isso será necessário para comparar o valor da carga térmica que o sistema pode abastecer com o valor da carga térmica total encontrado (351,8 kW).

Para isso será utilizado as informações técnicas fornecidas pelos catálogos dos fabricantes dos equipamentos, além das informações coletados no local. O sistema será dimensionado com dois fluidos refrigerantes, o R-717 e o R-134^a, para fins comparativos.

Com isso foi utilizado os seguintes dados de entrada no software, conforme Figura 5.1, para obtenção dos dados necessários referentes ao R-717.

Figura 5.1a – Dados de entrada no EES (R-717)

```

" Dimensionamento "
Pressão_sucção = 294,2 "kPa"
Pressão_descarga = 2255,53 "kPa"
T_sat_sucção=T_sat(R717,P=Pressão_sucção)
T_sat_descarga=T_sat(R717,P=Pressão_descarga)
Variação_temperatura = T_sat_sucção - Temperatura_interna "°C" " diferença de temperatura entre a camara e o fluido refrigerante"
temperatura de saturação da amônia para pressão de sucção"
Grau_superaquecimento = 0,5 "°C" "dados do fabricante"
Grau_subresfriamento = 2 "°C" "dados do fabricante"

"evaporador inundado, não há superaquecimento na saída do evaporador"
T_evap = Temperatura_interna - variação_temperatura "°C" " temperatura da camara subtraído do Delta_t"
T_ec = T_sat_sucção + Grau_superaquecimento "temperatura de entrada no compressor"

"Encontrando o fluxo mássico do sistema"
volume=Volume(R717,T=T_ec,P=Pressão_sucção)
Fluxo_Volumétrico = 509 "m³/h" "fornecido pelo catalogo do compressor"
Vazão_mássica = (Fluxo_volumétrico/volume)/3600 "convertido para Kg/s"

T_cond = Temperatura_bulbo_seco_externa + 10 "recomendado usar temperatura ambiente adicionado de 10"
P_sat_cond=P_sat(R717,T=T_cond)

Razão =Pressão_descarga/Pressão_sucção "razão de compressão"
n_comp=0,8 "Consideração"

```

Fonte: (O Autor)

O mesmo processo foi feito para o R134a, conforme segue na Figura 5.2.

Figura 5.1b – Dados de entrada no EES (R-134a).

```

" Dimensionamento "
Pressao_sucção = 350 "kPa"
Pressao_descarga = 2550 "kPa"
T_sat_sucção=T_sat(R134a,P=Pressao_sucção)
T_sat_descarga=T_sat(R134a,P=Pressao_descarga)
Variação_temperatura = T_sat_sucção - Temperatura_interna "°C" " diferença de temperatura entre a camara e o fluido refrigerante"
| " temperatura de saturação da amonia para pressão de sucção" " temperatura de condensação através da pressão de descarga"
Grau_superaquecimento = 0,5 "°C" "dados do fabricante"
Grau_subresfriamento = 2 "°C" "dados do fabricante"

"evaporador inundado, não há superaquecimento na saída do evaporador"
T_evap = Temperatura_interna - variação_temperatura "°C" " temperatura da camara subtraído do Delta_t"
T_ec = T_sat_sucção + Grau_superaquecimento "temperatura de entrada no compressor"

"Encontrando o fluxo mássico do sistema"
volume=Volume(R134a,T=T_ec,P=Pressao_sucção)
Fluxo_Volumétrico = 509 "m³/h" "fornecido pelo catalogo do compressor"
Vazão_mássica = (Fluxo_volumétrico/volume)/3600 "convertido para Kg/s"
T_cond = Temperatura_bulbo_seco_externa+10 "recomendado usar temperatura ambiente adicionado de 10"
P_sat_cond=P_sat(R134a,T=T_cond)

Razão = Pressao_descarga/Pressao_sucção "razão de compressão"
n_comp = 0,73

```

Fonte: (O Autor)

Ainda referentes às Figuras 5.1 e 5.2, destaca-se que a Pressão sucção e a Pressão descarga que foram fornecidas pela empresa como parâmetros de operação para o caso do R-717, enquanto para o R-134a foi feita com base nas pressões de operação do fluido, visto que a empresa não teria

esses valores. Com esses valores foi possível obter a temperatura de saturação de sucção e de descarga. Através desses valores foi possível calcular a variação de temperatura, que refere à diferença de temperatura entre a câmara e o fluido refrigerante e está representada pela Equação 5.1 com seu valor em módulo. Essa variação de temperatura é importante para obter o valor da temperatura de evaporação, mostrada na Equação 5.2, e posteriormente para balancear o sistema de acordo com a variação de temperatura fornecida pelo catálogo do evaporador. Inicialmente, para a temperatura de condensação foi considerado como a temperatura ambiente adicionada de 10°C, como é usualmente recomendado. No entanto será feita uma análise para demonstrar a influência da temperatura de condensação no COP do ciclo.

Para o sistema usando R-717 temos:

$$\text{Variação}_{\text{temperatura}} = T_{\text{satsucção}} - \text{Temperatura}_{\text{interna}} = -9,73 - 0 = 9,713 [^{\circ} C] \quad (5.1)$$

$$T_{\text{evap}} = \text{Temperatura}_{\text{interna}} - \text{Variação}_{\text{temperatura}} = 0 - (-9,73) = 9,713 [^{\circ} C] \quad (5.2)$$

Para o caso do sistema com R-134a:

$$\text{Variação}_{\text{temperatura}} = T_{\text{satsucção}} - \text{Temperatura}_{\text{interna}} = -9,65 - 0 = 9,65 [^{\circ} C] \quad (5.1)$$

$$T_{\text{evap}} = \text{Temperatura}_{\text{interna}} - \text{Variação}_{\text{temperatura}} = 0 - (-9,65) = 9,65 [^{\circ} C] \quad (5.2)$$

Também é necessário calcular a temperatura de entrada no compressor, T_{ec} , para determinar o fluxo mássico do sistema e posteriormente definir os valores de entalpia, onde esses serão importantes para calcular o trabalho realizado pelo compressor. O cálculo da T_{ec} está representado pela Equação 5.3.

Para o sistema usando R-717 temos:

$$T_{ec} = T_{\text{satsucção}} + \text{Grau}_{\text{superaquecimento}} = -9,73 + 0,5 = -9,23 [^{\circ} C] \quad (5.3a)$$

Para o caso do sistema com R-134a:

$$T_{ec} = T_{\text{satsucção}} + \text{Grau}_{\text{superaquecimento}} = -9,65 + 0,5 = -9,15 [^{\circ} C] \quad (5.3b)$$

O grau de superaquecimento usado para os cálculos foi retirado do catálogo do compressor SABROE 106L e estão mostrados no Anexo B, onde também foi retirado o valor do grau de subresfriamento (2°C).

Com essas informações, foi utilizada uma função para encontrar o volume específico do fluido na entrada do compressor, para que seja calculado o fluxo mássico. O volume específico calculado referente a pressão de sucção e temperatura de sucção, e foi retornado como resposta o valor de 0,4146 kg/m³ para o R-717 e 0,05012 kg/m³ para o R-134a. De acordo com o catálogo do compressor foi retirado o valor referente à vazão volumétrica com um valor de 509m³/h, como mostra o Anexo B.

Com esses dados foi calculado o valor do fluxo mássico do sistema, sendo esse considerado igual para todos os pontos de interesse. O valor do fluxo mássico está representado na Equação 5.4, onde o fator 3600 é necessário para converter de Kg/h para Kg/s.

Para o R-717:

$$Fluxo_{mássico} = Vazão_{volumetrica} * Volume_{especifico} = \frac{509 * 0,4146}{3600} = 0,341 \left[\frac{Kg}{s} \right] \quad (5.4a)$$

Para o R-134a:

$$Fluxo_{mássico} = Vazão_{volumetrica} * Volume_{especifico} = \frac{509 * 0,05012}{3600} = 2,82 \left[\frac{Kg}{s} \right] \quad (5.4b)$$

Tabela 5.1 – Determinação dos parâmetros em cada ponto.

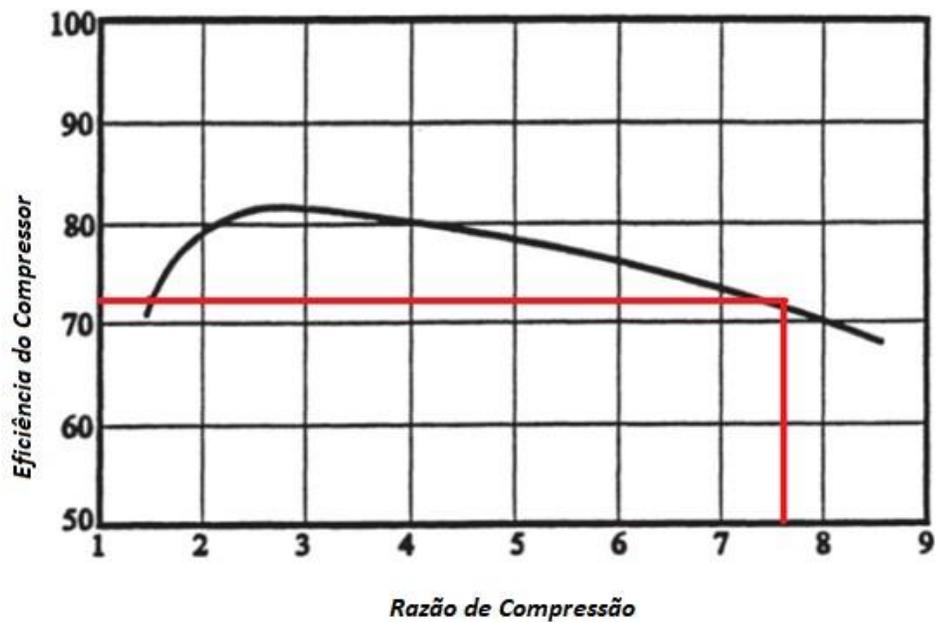
Referência	Parâmetros
PONTO 1	T[1] : temperatura de entrada no compressor P[1]: Pressão de Sucção H[1]: entalpia do ponto 1, calculada em função da T[1] e P[1]. S[1]: Entropia do ponto 1, calculada em função da T[1] e P[1].
PONTO 2	Ss[2]: Entropia do ponto 2 para um processo isentrópico P[2]: Pressão de descarga. Hs[2]: entalpia ideal do ponto 2, calculada em função da P[2] e Ss[2]. H[2]: Entalpia real do ponto 2, calculada através da eficiência do compressor. S[2]: Entropia real do ponto 2, calculada em função da P[2] e h[2].
PONTO 3	P[3]: Pressão de descarga, considerado que não há perdas de pressão no condensador. T[3]: Temperatura de condensação subtraída do grau de sub resfriamento. S[3]: Entropia do ponto 3, calculada em função da P[3] e T[3]. H[3]: entalpia do ponto 3, calculada em função da T[3] e P[3].
PONTO 4	T[4]: Temperatura de evaporação. H[4]: Considerado processo isentálpico. P[4]: Pressão do ponto 4, calculada através da T[4] e H[4].

Fonte: O Autor

Na Tabela 5.1 podemos descrever o dimensionamento do sistema dividindo-o em pontos específicos. O ponto 1 mostrado se refere ao ponto anterior a entrada do fluido no compressor. As funções T[1], P[1], h[1] e s[1] são referentes a temperatura, pressão, entalpia e entropia do fluido ao entrarem no compressor.

Para o ponto 2, referente a saída do fluido do compressor, foi utilizada como referência a literatura, onde STOECKER apresenta um gráfico da eficiência em função da razão de compressão, representado na Figura 5.2. Com isso, inicialmente faz-se o cálculo da entalpia isentrópica, ou seja, a entalpia ideal (hs[2]). Essa entalpia ideal é necessária para que através da Equação 5.5, seja calculado o valor da entalpia real do sistema, baseando-se na eficiência do compressor.

Figura 5.2 – Gráfico da eficiência isentrópica do compressor em função da razão de pressão.



Fonte: (STOECKER, 1989, Adptado)

$$n_{comp} = \frac{h_{s2} - h_1}{h_2 - h_1} = 0,73 \quad (5.5)$$

Para o ponto 3 é importante destacar o grau de sub resfriamento, onde este é subtraído da temperatura de condensação. Também é considerado que não há perdas de pressão no condensador, assim a pressão de entrada e saída permanecem iguais, Pressãodescarga.

Ao analisar o ponto 4, há um dispositivo de expansão sendo relatado como uma válvula solenóide e considerado um processo isentálpico, ou seja, sem variação de entalpia.

E foi realizado o balanço de energia do sistema e também o cálculo do COP. O balanço está representado na Figura 5.3.

Figura 5.3 – Balanço de massa e energia do sistema.

```
"BALANÇO DE ENERGIA"|
{Q_evaporador = 355 "KW"}
Q_evaporador = Vazão_mássica*(h[1]-h[4])

Q_condensador = Vazão_mássica*(h[2]-h[3])

W_compressor = Vazão_mássica*(h[2]-h[1])

COP = Q_evaporador/W_compressor
```

Fonte: O Autor

Através da Figura 5.3 é possível analisar como foi realizado os cálculos para o trabalho do compressor, calor do condensador, calor do evaporador e COP do sistema. Através do dimensionamento descrito na Tabela 5.1, foram retornados como resposta os valores apresentados na Tabela 5.2, que serão usados para os cálculos mostrados na Figura 5.3. O calor do evaporador foi calculado conforme a Equação 5.6, para o condensador conforme a Equação 5.7, para o compressor conforme a Equação 5.8 e finalmente para o COP conforme a Equação 5.9. Para o R-717 obtemos:

Tabela 5.2a – Dados encontrados no EES R-717

Pontos	Entalpia (kJ/kg)	Pressão (kPa)	Entropia (kJ/kgK)	Temperatura (°C)	Entalpia (Ideal)	Entropia (Ideal)
Ponto 1	1452	294,2	5,758	-9,213	-	-
Ponto 2	1883	2256	6,022	-	1767	5,758
Ponto 3	381	2256	1,61	38	-	-
Ponto 4	381	609,2	-	9,713	-	-

Fonte: O Autor

Para o R-134a temos:

Tabela 5.2b – Dados encontrados no EES R-134a

Pontos	Entalpia (kJ/kg)	Pressão (kPa)	Entropia (kJ/kgK)	Temperatura (°C)	Entalpia (Ideal)	Entropia (Ideal)
Ponto 1	256,4	410	0,9282	-10,15	-	-
Ponto 2	311,9	2985	0,9684	-	296,9	0,9282
Ponto 3	105,1	2985	0,3792	38	-	-
Ponto 4	105,1	203,6	-	9,64	-	-

Fonte: O Autor

Substituindo assim nas fórmulas apresentadas na Figura 5.3, para o R-717 temos:

$$Q_{evaporador} = 0,341 * (1452 - 381) = 365,4[KW] \quad (5.6a)$$

$$Q_{condensador} = 0,341 * (1883 - 381) = 512,3[KW] \quad (5.7a)$$

$$W_{compressor} = 0,341 * (1883 - 1452) = 147[KW] \quad (5.8a)$$

$$COP = \frac{365,4}{147} = 2,486 \quad (5.9a)$$

Substituindo assim nas fórmulas apresentadas na Figura 5.3, para o R-7134a temos:

$$Q_{evaporador} = 2,418 * (253,8 - 105,1) = 427[KW] \quad (5.6b)$$

$$Q_{condensador} = 2,418 * (309,8 - 105,1) = 583,5[KW] \quad (5.7b)$$

$$W_{compressor} = 2,418 * (309,8 - 253,8) = 156,4[KW] \quad (5.8b)$$

$$COP = \frac{427}{156,4} = 2,73 \quad (5.9b)$$

Através do dimensionamento do sistema foi possível verificar a quantidade de carga térmica que o sistema consegue retirar, sendo ele de 365,4 KW para o R-717 e 427 KW para o R-134a. Ao comparar com a carga térmica requerida, que foi calculada através da soma das cargas térmicas consideradas ($Q_{total}=351,8[KW]$) é perceptível que o sistema pode ser validado para ambos os fluidos, visto que a carga térmica fornecida pelo sistema é 3,9% maior que a carga necessária utilizando o R-717 e 21,3% maior para o R-134a.

O valor encontrado para a carga térmica necessária, representado por $Q_{evaporador}$ no software, é referente ao funcionamento do sistema de forma intermitente, ou seja, trabalhando 24 horas por dia sem interrupção. Contudo, em um sistema real isso não acontece, por isso é necessário

reavaliar esse valor de acordo com o total de horas trabalhadas, que segundo o responsável pelo frigorífico é de 20 horas.

Com isso, é necessário estabelecer uma nova relação em que trabalhando 20 horas por dia consiga suprir o necessário para manter o ambiente nas condições ideais durante as 24 horas do dia. Para isso é realizado um cálculo simples, estabelecendo definitivamente essa relação. Apresentada na Equação 5.10, para o sistema real, e 5.11 para o sistema projetado “idealmente”.

$$Q_{20h_{real}} = \frac{351,8 \cdot 24}{20} = 422,16 [KW] \quad (5.10)$$

$$Q_{20h_{real-R717}} = \frac{365,4 \cdot 24}{20} = 438,48 [KW] \quad (5.11a)$$

$$Q_{20h_{real-R134a}} = \frac{427 \cdot 24}{20} = 512,4 [KW] \quad (5.11b)$$

Já com o valor da carga térmica necessária trabalhando 20 horas por dia, é possível fazer uma análise referente aos evaporadores. Como não foi possível obter informações detalhadas sobre os evaporadores utilizados no sistema real, foi determinado a utilização de outro equipamento que satisfaça de forma eficaz ao sistema. Para isso foi escolhido os evaporadores EVI 1184 de 8 polos, conforme mostrado na Figura 5.4. No Anexo C se encontra os demais dados técnicos do evaporador EVI 1184.

Figura 5.4 – Dados técnicos do evaporador EVI 1184.

EviA 8 polos DT1 = 10,8°F DT1 = 6°K W	Temperatura de evaporação										
	°F	-40	-31	-22	-13	-4	5	14	23	32	41
	°C	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
224		8024	9553	10384	11679	12833	13553	14419	15393	16221	17000
296		12077	14378	15628	17519	19249	20330	21628	23090	24331	25499
345		14234	16946	18418	20718	22767	24046	25581	27372	29014	30465
448		16040	19095	20756	23358	25665	27107	28837	30786	32442	33999
592		24155	28756	31256	35037	38498	40660	43256	46180	48663	50999
691		32080	38191	41512	46716	51330	54214	57674	61573	64884	67998
888		36142	43026	46767	52556	57747	60991	64884	69270	72994	76498
1036		42703	50838	55255	62154	68300	72137	76744	82115	87042	91394
1184		48219	57403	62395	70074	76995	81321	86512	92359	97326	101998
1381		64269	76509	83163	93433	102660	108428	115349	123147	129767	135997

Fonte: (FRIOPLUS, 2021, Adptado)

Contudo, o valor fornecido no catálogo é para uma variação de temperatura de 6 °C, assim é preciso adequar com a variação de temperatura do projeto que é de aproximadamente 9,7°C. Para isso, usou-se a Equação 5.12 para validar os dados. O valor 1000 apresentado é para a conversão de W para KW. Para o sistema operando com R-717:

$$Carga_{evil1184} = \frac{\left(\frac{101998}{6}\right) * 9,7}{1000} = 165,41 [KW] \quad (5.12a)$$

Para o sistema operando com R-134a.

$$Carga_{evil1184} = \frac{\left(\frac{101998}{6}\right) * 9,7}{1000} = 165,41 [KW] \quad (5.12b)$$

Como mencionado anteriormente, serão utilizados 3 evaporadores no projeto. Como encontrado acima, cada evaporador tem capacidade de 165,41KW, então ao utilizar 3 evaporadores encontraremos o valor total fornecido por eles através da Equação 5.13. Para o sistema operando com R-717 temos:

$$Carga_{3evap} = 3 * 165,41 = 496,23 [KW] \quad (5.13a)$$

Para o sistema operando com R-134a, utilizamos 3 evaporadores.

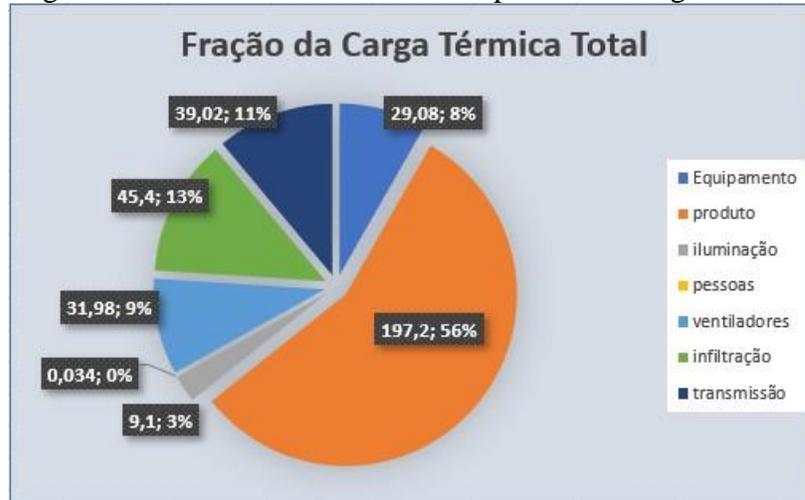
$$Carga_{6evap} = 6 * 165,41 = 496,23 [KW] \quad (5.13b)$$

Com esse resultado, retornamos ao valor encontrado anteriormente que é necessário para o sistema projetado ideal, 438,48 KW e 512,4 kW para o R-717 e R-134a, respectivamente, e para o sistema real 422,16 KW. Assim, é verificado que ambos os sistemas são válidos, visto que o valor fornecido pelos evaporadores suprem o valor necessário.

Será levantado uma discussão sobre o valor da carga térmica total do sistema. Ao projetar uma câmara frigorífica, o principal fator a ser estabelecido é a carga térmica a qual esse sistema será capaz de suprir. Devido à isso, a carga térmica da câmara frigorífica presente na empresa FRIGOMINAS foi calculada e seus valores podem ser visualizados na figura 6.1. Como mencionado, o valor da carga térmica é fundamental para que o dimensionamento do sistema seja efetivo. Sabe-se que valores menores para carga térmica do sistema requerem menores gastos, menores custos de implantação devido ao equipamento necessário ser de menor porte e consequentemente gastar menos energia, e é por isso que excluir cargas térmicas desnecessárias é

importante. Podendo assim otimizar o sistema, trabalhar de forma a melhorar a eficiência e apresentar ao final custos menores.

Figura 5.5 – Gráfico referente a cada parcela de carga térmica.

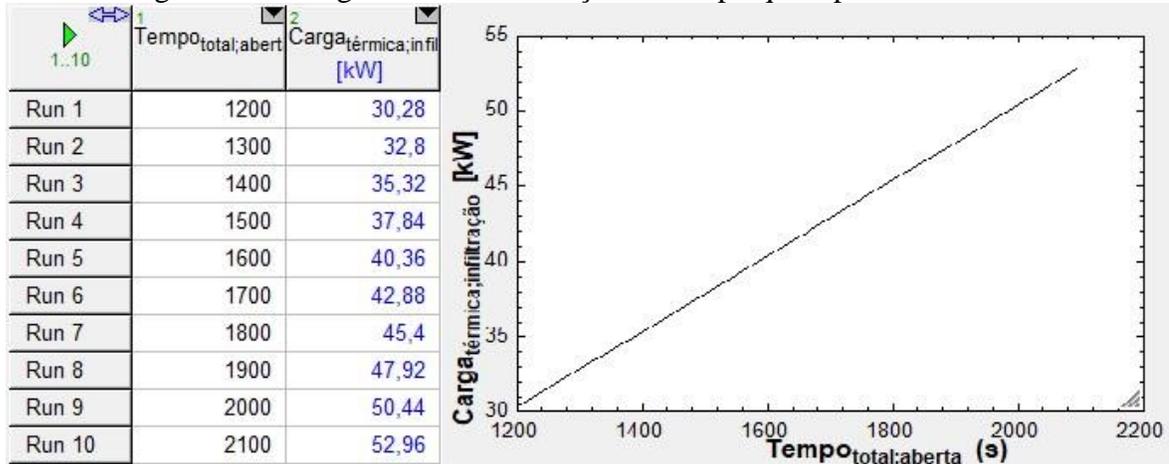


Fonte: O Autor (2022)

Ao analisar a Figura 6.1, que se apresenta um gráfico em pizza, pode-se observar que a maior parcela da carga térmica se remete ao produto, apresentando um valor de 56% da carga térmica total. A carga térmica do produto é calculada referente à fatores que não podem ser alterados, e por isso a diminuição do valor da carga térmica referente ao produto fica restrita. No entanto, caso haja a possibilidade de alterar a forma de trabalho é possível atingir uma redução na demanda.

Para a carga térmica de infiltração, que representa 13% da carga térmica total, existem alguns parâmetros que podem ser analisados. Uma proposta estudada foi a otimização do tempo em que a porta permanece aberta. De acordo com os dados fornecidos pela empresa, a porta fica aberta em média 30 minutos por dia. Através de uma tabela paramétrica realizada no EES e apresentada na Figura 6.2, podemos ver a relação da carga térmica de infiltração com o tempo total que a porta permanece aberta. Onde é possível ver a existência de uma relação linear entre a carga térmica de infiltração e o tempo em que a porta permanece aberta.

Figura 5.6 – Carga Térmica em função do tempo que a porta fica aberta.



Fonte: O Autor.

Uma diminuição de 5 minutos no tempo em que a porta permanece aberta pode acarretar uma redução de 7,56 kW. Aparentemente, ao se relacionar com a carga térmica total, o valor da redução é pequeno. Porém ao se analisar em um mês, resultaria em uma redução significativa. Pode ser calculada pela Equação 6.1, onde 0,57 é o preço do kWh em Campo Belo.

$$Redução_{5minutos} = 7,56[kW] * 24[h] * 30[dias] * 0,57 = R\$ 3.102,62 \quad (6.1)$$

Em relação as outras cargas presentes, não há alterações efetivas que possam ser realizadas. A carga de iluminação e a carga de pessoa contribuem pouco para a carga térmica total. A carga de transmissão é referente a parte construtiva da câmara, e uma reforma está fora de questão. As cargas de ventiladores e equipamentos são referentes à uma porcentagem das outras cargas apresentadas e não podem assim ser alteradas.

Partindo para a parte do dimensionamento, será analisado a influência da temperatura de condensação no projeto. Para isso foi realizada uma tabela paramétrica com finalidade de enxergar as alterações em outros fatores causados pela variação da temperatura. A Tabela 6.1 apresenta os valores encontrados.

Tabela 5.3a – Influência da Temperatura de Condensação R-717.

Temperatura de Condensação	Trabalho Compressor	Calor do Condensador	Calor do Evaporador	Coefficiente de Performance
31	147	527,2	380,2	2,587
32	147	525,6	378,6	2,576
33	147	523,9	377	2,565
34	147	522,3	375,3	2,554
35	147	520,6	373,7	2,542
36	147	519	372	2,531
37	147	517,3	370,3	2,52
38	147	515,7	368,7	2,509
39	147	514	367	2,497
40	147	512,3	365,4	2,486

Fonte: O Autor

Tabela 5.3b – Influência da Temperatura de Condensação R-134a.

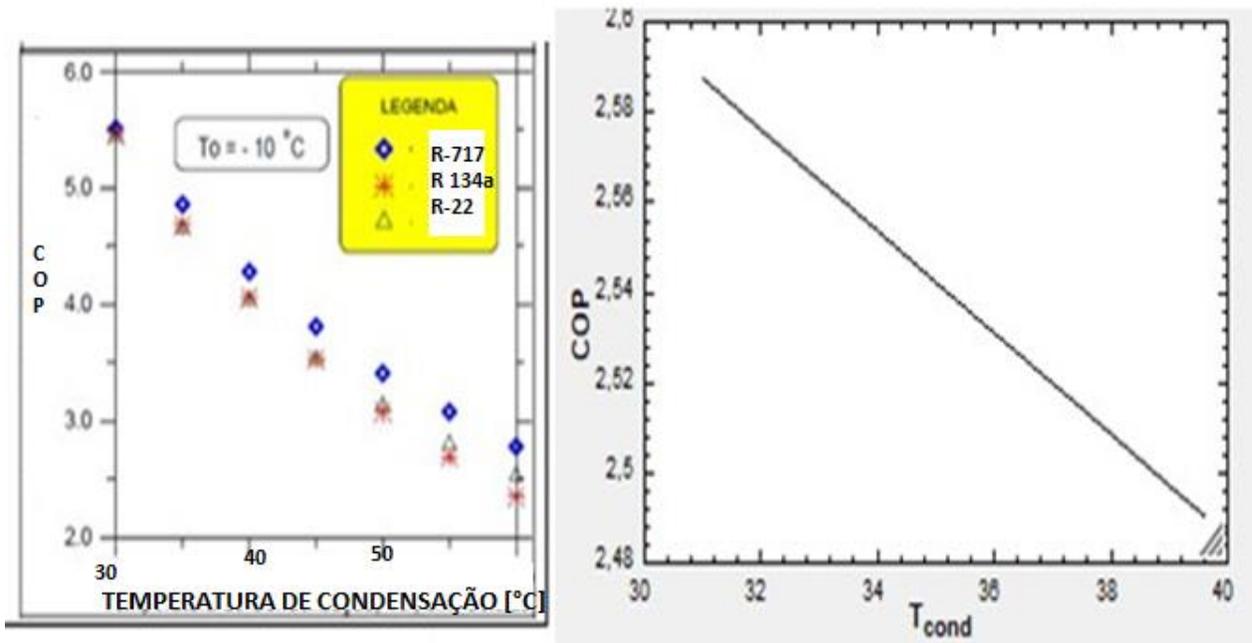
Temperatura de Condensação	Trabalho Compressor	Calor do Condensador	Calor do Evaporador	Coefficiente de Performance
31	156,4	619,9	463,4	2,962
32	156,4	615,9	459,4	2,937
33	156,4	611,8	455,4	2,911
34	156,4	607,8	451,4	2,886
35	156,4	603,8	447,4	2,86
36	156,4	599,8	443,3	2,834
37	156,4	595,7	439,3	2,808
38	156,4	591,7	435,3	2,782
39	156,4	587,6	431,1	2,756
40	156,4	583,5	427	2,73

Fonte: O Autor

Através dos dados apresentados na Tabela 6.1a e 6.1b podemos identificar a influência da temperatura de condensação. Como visto na literatura, o aumento da temperatura de condensação

causa uma diminuição no COP dos sistemas. Através da Figura 6.3, será feita uma comparação entre a influência da temperatura de condensação encontrada na literatura com a obtida nesse trabalho.

Figura 5.7 – Temperatura de condensação e o COP.



Fonte: (VENTURINI, adaptado, 2006)

Com a Figura 6.3 pode-se retirar que conforme encontrado na literatura, no projeto a relação da influência da temperatura de condensação no COP se manteve. Com os dados detalhados na Tabela 6.1a e 6.1b podemos fazer um cálculo simples para representar em termos práticos essa influência. O COP apresentou uma variação de 0,101 entre as temperaturas de 31 e 40°C para o R-717 e 0,231 para o R-134a.

A Equação 6.2 mostra essa variação do COP em termos de kWh por mês, para representar praticamente o quanto equivale em consumo elétrico.

R-717:

$$\text{Variação}_{COP} = \left[365,4 * 20 * \left(\frac{30}{2,486} \right) \right] - \left[365,4 * 20 * \left(\frac{30}{2,587} \right) \right] = 4.375,14 [kWh] = \\ R\$ 2.493,82 \quad (6.2a)$$

R-134a:

$$Variação_{COP} = \left[427 * 20 * \left(\frac{30}{2,962} \right) \right] - \left[427 * 20 * \left(\frac{30}{2,73} \right) \right] = 7.351,15 [kwh] =$$

R\$ 4.190,07 (6.2b)

É possível também, considerado um padrão linear, referenciar o COP do sistema em função da variação de 1°C na temperatura de condensação. Referentes aos dados analisados na Tabela 6.1, definiu-se que para cada aumento de 1°C na temperatura de condensação, há uma redução de 0,011 no COP do sistema para o R-717 e 0,025 para o R-134a.

Com isso vemos que trabalhando com valores menores para a temperatura de condensação é possível valores maiores para o COP, e conseqüentemente reduzir o consumo elétrico. Esse fato pode ser explicado através da formulação do COP, utilizando das Equações 5.10 e 4.18 e dos dados apresentados na Tabela 6.2a para o R-717.

Tabela 5.4a – Relação da temperatura de condensação e entalpias R-717.

Temperatura de Condensação	Entalpia Ponto 1	Entalpia Ponto 2	Entalpia Ponto 3	Entalpia Ponto 4
31	1452	1883	337,3	337,3
32	1452	1883	342,1	342,1
33	1452	1883	347	347
34	1452	1883	351,8	351,8
35	1452	1883	356,6	356,6
36	1452	1883	361,5	361,5
37	1452	1883	366,3	366,3
38	1452	1883	371,2	371,2
39	1452	1883	376,1	376,1
40	1452	1883	381	381

Fonte: O Autor.

Tabela 5.4b – Relação da temperatura de condensação e entalpias R-134a.

Temperatura de Condensação	Entalpia Ponto 1	Entalpia Ponto 2	Entalpia Ponto 3	Entalpia Ponto 4
31	256,4	311,9	92,17	92,15
32	256,4	311,9	93,59	93,57
33	256,4	311,9	95	95
34	256,4	311,9	96,43	96,43
35	256,4	311,9	97,87	97,87
36	256,4	311,9	99,3	99,3
37	256,4	311,9	100,7	100,7
38	256,4	311,9	102,2	102,2
39	256,4	311,9	103,6	103,6
40	256,4	311,9	105,1	105,1

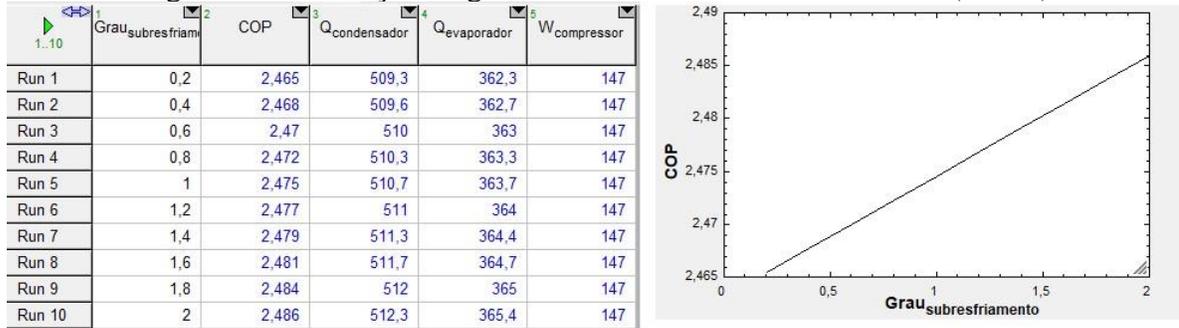
Fonte: O Autor.

Através da Tabela 6.2 podemos ver que para a entalpia na entrada do compressor ($h[1]$) e na saída do compressor ($h[2]$), não houve alteração com a variação da temperatura de condensação. Porém para a entalpia de saída do condensador ($h[3]$) e conseqüentemente após a válvula isentálpica ($h[4]$) houve um aumento do valor da entalpia. Com a Equação 4.15 podemos ver que o calor do evaporador tem relação direta com o valor da entalpia nos pontos 1 e 4, ou seja, como a entalpia do ponto 1 não varia e a entalpia do ponto 4 está aumentando com o aumento da temperatura de condensação, conseqüentemente o valor do $Q_{\text{evaporador}}$ será menor para valores maiores da temperatura de condensação, visto que a diferença de entalpia entre $h[1]$ e $h[4]$ diminui com o aumento da temperatura de condensação.

Sabe-se que o valor do $Q_{\text{evaporador}}$ diminui com o aumento da temperatura de condensação, e pela Equação 4.18 percebe-se que o COP é diretamente proporcional ao $Q_{\text{evaporador}}$, assim é possível explicar o aumento do COP proveniente da redução da temperatura de condensação.

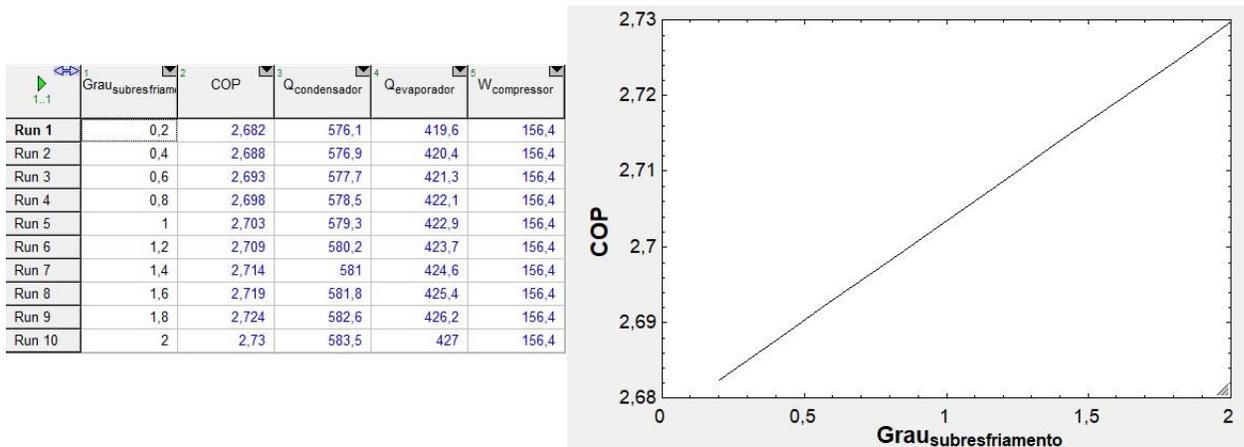
O grau de sub-resfriamento também tem interferência com o COP, no dimensionamento foi utilizado o valor de 2°C (fornecido pelo fabricante) e a fim de mencionar essa influência, foi criada uma tabela paramétrica para detalhar os valores encontrados, apresentados na Figura 6.4a para o R-717 e 6.4b para o R-134a.

Figura 5.8a – Relação do grau de sub-resfriamento com o COP (R-717).



Fonte: O Autor

Figura 5.8b – Relação do grau de sub-resfriamento com o COP (R-134a).



Fonte: O Autor

Podemos ver que com o aumento do grau de sub-resfriamento é possível obter um maior COP do sistema. Isso acontece pelo mesmo motivo da diminuição da temperatura de condensação, pois esses valores estão diretamente conectados. A temperatura do ponto 3 ($T[3]$) é dependente da temperatura de condensação e do grau de sub-resfriamento, como mostra a Equação 6.3.

$$T[3] = T_{cond} - \text{Grau}_{subresfriamento} \quad (6.3)$$

Pode-se definir que quanto menor for a temperatura de saída do condensador ($T[3]$), maior será o COP do sistema. Onde essa temperatura pode ser reduzida através de dois fatores, o primeiro seria com a redução da temperatura de condensação e o segundo com o aumento do grau de sub-resfriamento do sistema.

O grau de superaquecimento é outro fator que influencia no COP. Através da Figura 6.5 podemos ver como ele está relacionado com o COP. O grau de superaquecimento é fornecido pelo

catálogo do fabricante, onde apresenta um valor de $0,5^{\circ}\text{C}$. Mesmo com um valor baixo, é possível observar uma pequena variação do COP.

Figura 5.9 – Influência do grau de superaquecimento no COP (R-717).



Fonte: O Autor.

Como o grau de superaquecimento fornecido foi de $0,5^{\circ}\text{C}$ os dados apresentados na figura 6.4 são referentes à variação do grau de superaquecimento de $0,1^{\circ}\text{C}$ à $0,5^{\circ}\text{C}$, apresentado uma variação de 2,486 à 2,488, ou seja, um aumento de 0,002 no COP para uma redução de $0,4^{\circ}\text{C}$ na temperatura do grau de superaquecimento.

Para o sistema operando com R-134^a não houve alteração considerando 3 casas decimais, mantendo-se o valor para qualquer valor entre $0,1^{\circ}\text{C}$ à $0,5^{\circ}\text{C}$.

A variação da pressão de descarga e da pressão de sucção apresentaram uma diferença maior em relação ao COP do sistema. Foi criada uma tabela paramétrica variando a pressão de descarga de 2000 kPa até 2500 kPa para o sistema operando com R-717, conforme mostra a Tabela 6.3a. Foi necessário para cada valor da pressão de descarga encontrar o novo valor da Razão de compressão e através deles inserir os valores da eficiência do compressor respectivo a cada valor de pressão.

Tabela 5.5a – Variação da pressão de descarga e sua influência no COP.

Pressão de Descarga	Eficiência do Compressor	Razão de Compressão	COP
2000	0,745	6,798	2,734
2056	0,74	6,987	2,669
2111	0,739	7,716	2,621
2167	0,735	7,365	2,565
2222	0,73	7,553	2,509
2278	0,725	7,742	2,454
2333	0,72	7,931	2,402
2389	0,7	8,12	2,303
2444	0,69	8,309	2,24
2500	0,68	8,498	2,178

Fonte: O Autor

Para o sistema operando com R-134a, foi feita uma variação de 2585 kPa à 3385 kPa, conforme apresentado na Tabela 6.3b.

Tabela 5.5b – Variação da pressão de descarga e sua influência no COP

Pressão de Descarga	Eficiência do Compressor	Razão de Compressão	COP
2585	0,750	6,305	3
2674	0,744	6,522	2,934
2763	0,738	6,738	2,866
2852	0,733	6,955	2,802
2941	0,727	7,172	2,74
3029	0,722	7,389	2,682
3118	0,716	7,606	2,627
3207	0,711	7,822	2,574
3296	0,706	8,039	2,524
3385	0,700	8,256	2,475

Fonte: O Autor

Assim foi possível verificar que com a diminuição da pressão de descarga, conseqüentemente há uma redução na razão de compressão. Esse aumento da eficiência do compressor acarreta uma diminuição do trabalho realizado pelo equipamento. Sabe-se que o trabalho realizado pelo compressor é inversamente proporcional ao COP do sistema, ou seja, uma diminuição do trabalho realizado pelo compressor aumenta o valor do COP.

Essa analogia também pode ser feita através da pressão de sucção. Porém acontece o oposto, como é representado na Tabela 6.4. Foi realizado o mesmo procedimento feito para a pressão de descarga em termos da razão e da eficiência do compressor, como mostra a tabela 6.4a para o sistema com R-717.

Tabela 5.6a – Pressão de sucção e a sua influência no COP

Pressão de Descarga	Eficiência do Compressor	Razão de Compressão	COP
260	0,67	8,67	2,126
270	0,685	8,35	2,22
280	0,7	8,06	2,316
290	0,72	7,77	2,431
300	0,73	7,51	2,515
310	0,735	7,27	2,581
320	0,74	7,05	2,65
330	0,745	6,84	2,719
340	0,75	6,63	2,788
350	0,76	6,44	2,877

Fonte: O Autor

E para o R-134^a conforme está apresentado na Tabela 6.4b, com uma variação de 370 kPa a 460 kPa.

Tabela 5.6b – Pressão de sucção e a sua influência no COP (R-134a).

Pressão de Sucção	Eficiência do Compressor	Razão de Compressão	COP
370	0,695	8,068	2,435
380	0,702	7,855	2,502
390	0,709	7,654	2,569
400	0,716	7,463	2,638
410	0,723	7,28	2,707
420	0,731	7,107	2,777
430	0,738	6,942	2,848
440	0,745	6,784	2,92
450	0,752	6,633	2,993
460	0,76	6,489	3,067

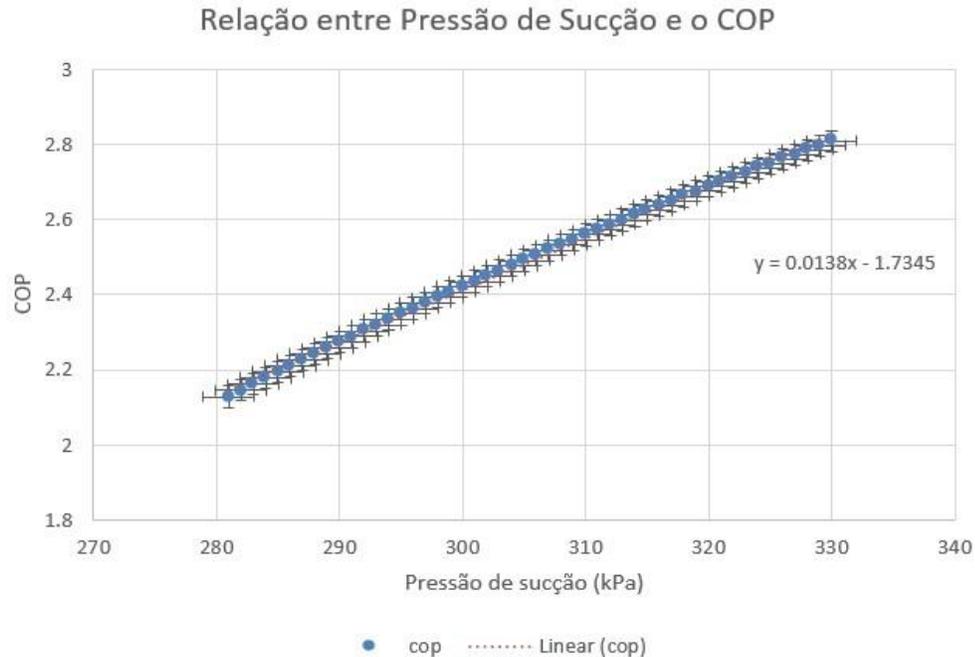
Fonte: O Autor

O aumento da pressão de sucção ocasiona uma redução no valor da razão da compressão e implicando em um aumento da eficiência do compressor. A explicação para isso é semelhante à resposta referente à pressão de descarga, onde com o aumento da eficiência do compressor, o trabalho realizado por esse é menor e isso resulta em um maior valor de COP.

Os valores do COP apresentados nas tabelas 6.3 e 6.4 mostram uma variação bastante significativa para o aumento do COP, chegando a um resultado similar para ambos. A redução da pressão de descarga e/ou o aumento da pressão de sucção ocasionam uma menor razão de compressor, aumentando até certo ponto a eficiência do compressor e consequentemente o COP dos sistemas.

Através de uma análise mais detalhada, foi possível encontrar uma variação do COP em relação ao aumento de 1 kPa na pressão de sucção. O padrão observado apresentava uma pequena concavidade, onde através da Figura 6.6 pode ser vista pela sequência em azul. Para obter um valor fixo, foi criada um erro padrão e criado um padrão linear. Com isso também obtivemos a equação linear da reta. Através desse procedimento foi encontrado que para cada aumento de 1 kPa na pressão de sucção, há um aumento de 0,014 no COP para o sistema usando R-717, enquanto para o sistema com R-134a foi encontrado um valor de 0,075. Sendo importante destacar que esses valores se limitam à esse projeto.

Figura 6.6 – Gráfico da relação entre o aumento da Pressão de Sucção e o COP (R-717).



Fonte: O Autor.

Através do dimensionamento do sistema da câmara fria utilizando o R-717 foi apresentado um excedente de 74,07 KW, sendo esse excedente a diferença entre a carga térmica necessária e a carga térmica que os evaporadores podem retirar. Isso representa 17,55% à mais do que é solicitado a câmara e conseqüentemente um consumo considerado desnecessário. Se considerarmos um excedente de 10% da carga térmica como fator de segurança sobre o sistema, e trabalharmos com a redução desses outros 7,55% é possível obter uma redução considerável no consumo, representado um consumo de 19.123 KWh por mês (R\$ 10.900,11).

Através do dimensionamento do sistema da câmara fria utilizando o R-134a foi apresentado um excedente de 74,07 KW, sendo esse excedente a diferença entre a carga térmica necessária e a carga térmica que os evaporadores podem retirar. Isso representa 17,55% à mais do que é solicitado a câmara e conseqüentemente um consumo considerado desnecessário. Se considerarmos um excedente de 10% da carga térmica como fator de segurança sobre o sistema, e trabalharmos com a redução desses outros 7,55% é possível obter uma redução considerável no consumo, representado um consumo de 19.123 KWh por mês.

Também podemos relacionar a carga térmica necessária com o valor que o sistema está realmente tirando do sistema, apresentando uma diferença de 16,32KW para o R-717. Essa

diferença representa quase 4% a mais do que o necessário, onde esse consumo de apenas 4% a mais representa um consumo de 9.792 KWh (R\$ 5.581,00) no final do mês. Para o caso do R-134 houve uma diferença de 75,2 kW, que significa 21% e resultando em 45.120 kWh no mês (R\$ 24.718,00).

6. CONCLUSÃO

Com o desenvolvimento do projeto, pode-se concluir que o dimensionamento foi realizado de maneira coerente, atribuindo considerações de projeto plausíveis e que possibilitou a validação dos dados encontrados. Obtendo valores próximos aos do ambiente real, possibilitando os estudos dos dados e busca por melhorias.

Com o cálculo da carga térmica explícito detalhadamente pode-se analisar fatores que são possíveis influenciadores e que acarretam um maior consumo de energia. Dentre esses fatores está o tempo em que a porta da câmara fica aberta, onde foi observado que para uma redução de 5 minutos diários gera uma redução de R\$ 3734,64 por mês.

Relacionando o COP do sistema com a temperatura de condensação foi encontrado uma relação linear, onde para cada aumento de 1°C na temperatura de condensação o COP do sistema tem seu valor reduzido em 0,011 para o R-717 e 0,025 para o R-134a e vice-versa. Uma redução de 0,101 no COP influenciada por redução da temperatura de condensação acarretou 4.375 kWh (R\$ 2.493,75) à menos por mês para o R-717, enquanto para o R-134a uma variação de 0,231 acarretou em 7.351,15 kWh (R\$ 4190,07) à menos por mês.

A influência do Grau de superaquecimento e sub resfriamento também pode ser aferida, e representada com parâmetros influenciadores. Para esses valores foi feita uma variação em relação ao valor fornecido pelo fabricante, e mesmo com uma variação limitada pode-se perceber a variação do COP em função desses parâmetros, como visto na literatura.

Dentre os parâmetros avaliados, o que melhor apresentou resultados foi a relação da pressão de sucção e pressão de descarga. Ambas se relacionam com a razão de compressão, que por sua vez influencia diretamente na eficiência do compressor e assim contribui diretamente para o aumento do COP. Pode-se inferir que para cada 1 kPa de aumento na pressão de sucção houve um aumento de 0,014 no COP, mantendo a pressão de descarga constante no sistema operando com R-717 e 0,075 para o R-134a.

Concluindo que existe a possibilidade de melhorias, sendo elas em parâmetros de operação, como alterar a pressão, ou em parâmetros de funcionamento do sistema, como reduzir o tempo que a porta fica aberta. Ressaltando a importância do Sistema de Gestão de Energia, onde através desse será possível alcançar novas melhorias e propiciar reduções no consumo, como também melhorar a qualidade do armazenamento. No local não há a presença de um sistema de gestão de energia, a

implementação dele teria que ser discutida com o responsável e em caso positivo, futuramente feita uma análise em relação às mudanças e melhorias. Como a visita ao lugar foi impossibilitada devido aos efeitos da pandemia, alguns parâmetros práticos não entraram na discussão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE. Refrigeration. Handbook. Atlanta: Tullie Circle, 2014.

ASSUMPCÃO, V. G. Estudo de viabilidade da recuperação de calor dos gases de exaustão em motores para refrigeração de cargas típicas em meios de transporte rodoviário. Dissertação (Mestrado) — Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2004

BARALDI, A. Análise, modelagem e otimização do ciclo de refrigeração de uma unidade de processamento de gás natural. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. Fundamentos da termodinâmica. 7. ed. São Paulo: Editora Blucher, 2010..

BP. Statistical review of world energy. 2020. Disponível em: <www.bp.com/statisticalreview>. Acesso em: 13 dez. 2020.

CABRAL, W. V. Avaliação da influência da pressão de condensação no desempenho de sistemas de refrigeração industrial. Monografia (Graduação) — Universidade de Rio Verde, Rio Verde, 2015..

CAÑIZARES-PENTÓN, G. et al. La gestión energética y su impacto en el sector industrial de la provincia de villa clara, cuba. Tecnología Química, Facultad de Ingeniería Química, v. 34, n. 1, p. 11–23, 2014..

CASTRO, J. Apostila de Refrigeração. Itajubá: Universidade Federal do Vale do São Francisco, 2006..

CLETO, T. Y. Instalações de Refrigeração Industrial Utilizando Amônia como Refrigerante—Parte II. [S.l.: s.n.], 2002..

COSTA, E. C. da. Refrigeração. [S.l.]: Editora Blucher, 1982.

EMBRAPA. Perdas e desperdício de alimentos. Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária, 2020. Disponível em: <[https://www.embrapa.br/tema-perdas-e-desperdicio-de-alimentos/ sobre-o-tema](https://www.embrapa.br/tema-perdas-e-desperdicio-de-alimentos/sobre-o-tema)>. Acesso em: 13 nov. 2020..

ESCOBAR, J. C. et al. Biofuels: environment, technology and food security. *Renewable and sustainable energy reviews*, Elsevier, v. 13, n. 6-7, p. 1275–1287, 2009. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2008.08.014>>. Acesso em: 13 dez. 2020..

FERZOLA, J. F. Análise global de um sistema de refrigeração industrial. Monografia (Graduação) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010..

FRIOPLUS. Evaporador de Ar Forçado Alto Perfil. NovoEvi, 2021. Disponível em: <<http://www.frioplus.com.br/catalogos/mipal/Novo-Evi.pdf>>. Acesso em: 10 mar. 2021.:

FROZZA, J. F. Eficiência energética em indústria frigorífica: desafios de implantação. Dissertação (Mestrado) — Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2013..

GENIÊR, F. S. et al. Ciclos de refrigeração: Conceitos e estudos de eficiência. Universidade Federal do Espírito Santo, Artigo de Revisão, Alegre, 2013.

Google Earth. [Http://mapas.google.com](http://mapas.google.com). 2021. Acesso em: 25 jan. 2021..

GOSNEY, W. B. Principles of refrigeration. Cambridge (UK) Cambridge Univ. Press, 1982..

InMet. Instituto Nacional de Meteorologia. 2021. Disponível em: <<https://tempo.inmet.gov.br/>>. Acesso em: 25 jan. 2021..

ISO PAINEL. Parede Lisa IPL 1000. 2021. Disponível em: <http://www.isopainel.co.ao/produtos.php?ID=8&ID_cat=2&lang=>>. Acesso em: 10 mar. 2021..

JABARDO, J. M. S.; STOECKER, W. F. Refrigeração industrial. 3. ed. São Paulo: Editora Blucher, 2018..

KHARSEH, M.; ALTORKMANY, L.; NORDELL, B. Global warming's impact on the performance of gshp. *Renewable energy*, Elsevier, v. 36, n. 5, p. 1485–1491, 2011. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.11.016>>. Acesso em: 13 dez. 2020.

LIMA, J. P. O. Eficiência Energética no Sistema de Refrigeração de uma cervejaria. Monografia (Graduação) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016. Disponível em: <<https://www.lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/147776/000999965.pdf>>. Acesso em: 15 jan. 2021.

MARTINELLI, C. L. Refrigeração e ar Condicionado. Monografia (Graduação) — UNIJUÍ, Ijuí, 2005.

OH, J.-S. et al. Improving the energy efficiency of industrial refrigeration systems. *Energy*, Elsevier, v. 112, p. 826–835, 2016. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.119>>. Acesso em: 13 dez. 2021.

OLIVEIRA MARCIO DE; PAIVA, V. T. Análise de desempenho das Câmaras frigoríficas do RU-EFES. Monografia (Graduação) — Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2016.

ONU. Fome Zero e Agricultura Sustentável. Agenda 2030, 2015. Disponível em: <<http://www.agenda2030.org.br/ods/2/>>. Acesso em: 13 nov. 2020.

PANESI, A. R. Q. O ciclo de refrigeração por compressão. *Revista SINERGIA: publicação semestral do Centro Federal de Educação Tecnológica de São Paulo*, São Paulo, v. 4, p. 57–62, 2003.

PEDERSEN, C. O. Simulation and optimization of thermal systems. Urbana, Air Conditioning and Refrigeration Center of University of Illinois, Urbana-Champaign, 1994..

PIÑERO, E. Future iso 50001 for energy management systems. Retrieved April, v. 2, p. 2010, 2011..

PIRANI, M. J. Refrigeração e Ar Condicionado. Itajubá: Apostila, 2007. 239 p.

PORTELA, T. T. Gestão de energia para a indústria frigorífica de aves - viabilidade técnica e econômica. Dissertação (Mestrado) — Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2015..

PROCEL. Resultados Procel 2015: ano base 2014. Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica: Centro brasileiro de informação de eficiência energética, 2015.

PROLAB. Tabela de condutividade térmica de materiais de construção. Laboratório de Propriedades Termofísicas e Prototipação, s.d. Disponível em: <<http://www.protolab.com.br/Tabela-Conductividade-Material-Construcao.htm>>. Acesso em: 25 jan. 2021..

SABROE. SABROE products. In: Compressor SABROE 106 L. USA: Johnson Controls,

2018. Disponível em: <https://www.johnsoncontrols.com/-/media/jci/global-capabilities/be/files/be_sabroe_products_2018.pdf>. Acesso em: 10 mar. 2021..

SAITO, D. N.; VELOSO, G. V. C. Projeto de uma câmara fria para manutenção organoléptica da semente de batata. Monografia (Graduação) — Universidade São Francisco, Itatiba, 2014..

SALVADOR, F. Projeto de um sistema de refrigeração industrial com 'set-point' variável. Dissertação (Mestrado) — Universidade de São Paulo, São Paulo, 1999..

SILVEIRA, R. G. d. Análise Térmica de Sistema de Refrigeração Direta em Fermentadores Cilíndricos. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2009..

STOECKER, W. F. Design of thermal systems. 3. ed. USA: McGraw Hill Book Company, 1989..

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. Refrigeração e ar condicionado. São Paulo: Makron, 1985. 481 p.

TASSOU, S. et al. Energy consumption and conservation in food retailing. Applied Thermal Engineering, Elsevier, v. 31, n. 2-3, p. 147–156, 2011. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.08.023>>. Acesso em: 13 dez. 2020.

TODESCHINI, A. Propostas de economia de energia em um sistema de refrigeração. Monografia (Graduação) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

TOIGO, Desenvolvimento do projeto de uma bancada didática de refrigeração por compressão de vapor. Monografia (Graduação) — Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2013. Disponível em: <<https://repositorio.ucs.br/xmlui/bitstream/handle/11338/1810/TCC%20Everton%20Toigo.pdf?sequence=1&isAllowed=y>>. Acesso em: 11 jan. 2021..

VENTURINI, O. J. Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial. Rio de Janeiro: PROCEL, 2005.1.

ÇENGEL YUNUS A.; BOLES, M. A. Termodinâmica. 5. ed. São Paulo: McGraw - Hill, 2006. 740 p..

ÇENGEL YUNUS A.; BOLES, M. A. Termodinâmica. 7. ed. São Paulo: McGraw - Hill, 2013. 1020 p.

APENDICE A - Programa desenvolvido no software EES

```

"PROJETO INTEGRADOR EM ENGENHARIA MECANICA"
"ORIENTADO POR DIMAS JOSE RUA OROZCO"
"DESENVOLVIDO POR KEVIN SANTOS TEIXEIRA CORREA - 201511090"
"DIMENSIONAMENTO E ANALISE PRATICA DE UM SISTEMA FRIGORIFICO"

"Calculo da entalpia do ar externo utilizando os parametros de
  temperatura do
  bulbo seco, taxa de umidade e pressao ambiente"

"Dados do Ambiente externo"
Temperatura_bulbo_seco_externa = 30      "maior valor registrado para
temperatura Inmet, 2020"
Taxa_umidade_externa = 27,04/1000      "Valor retirado do Psicrom"
Pressao_ambiente = 90,421              "Dados da pressao ambiente em
  Campo Belo -
  Minas Gerais"
Tempertura_bulbo_umido_externa=WetBulb(AirH2O;T=
  Temperatura_bulbo_seco_externa;
w=taxa_umidade_externa;P=Pressao_ambiente)

"Calculo da entalpia do ambiente externo"
h_externo=Enthalpy(AirH2O;T=Temperatura_bulbo_seco_externa;w=
  Taxa_umidade_externa;
P=Pressao_ambiente)

"Dados do ambiente interno"
Temperatura_interna = 0
Umidade_relativa_interna = 0,8

"Calculo da Taxa de umidade do ambiente interno"
Taxa_umidade_interna=HumRat(AirH2O;T=Temperatura_interna;

```

```

r=umidade_relativa_interna;P=Pressao_ambiente)

"Calculo da entalpia do Ambiente Interno"
h_ar_umido=Enthalpy (AirH2O;T=Temperatura_interna;w=
    Taxa_umidade_interna;
P=Pressao_ambiente)

"Calculo da temperatura de bulbo umido"
Tempertura_bulbo_umido_interno=WetBulb (AirH2O;T=Temperatura_interna;w=
    =taxa_umidade_interna;P=Pressao_ambiente)

"Calculo da Temperatura do Ponto de Orvalho do ambiente interno"
Temperatura_Orvalho_interno=DewPoint (AirH2O;T=Temperatura_interna;w=
    taxa_umidade_interna;P=Pressao_ambiente)

rho_interna=Density (AirH2O;T=Temperatura_interna;r=
    umidade_relativa_interna;P=Pressao_ambiente)
rho_externa=Density (AirH2O;T=Temperatura_bulbo_seco_externa;r=0,88;P=
    Pressao_ambiente)

"Calculo da Carga Termica"

"Carga Termica de Transmissao de Calor"

Resistencia_Termica = (1/a_ext*A_iso)+(L_a/K_a*A_iso)+(L_i/K_i*A_iso
    +(1/a_cam*A_iso)
Largura = 6,5 "metros"
Altura= 5,2 "metros"
Comprimento= 14 "metros"
A_iso = 2*(Comprimento*Altura+Largura*Altura)+(Comprimento * Largura
    "area total de isolamento"
a_ext = 21 "kcal/hm^2 C" "coeficiente de conveccao externo"
a_cam = 10 "kcal/hm^2 C" "coeficiente de conveccao interno"

```

```

L_a = 0,1 "metros" "espessura da alvenaria"
L_i= 0,1 "metros" "espessura do isolante"
K_a= 0,6 "W/m^2K" "condutividade termica da alvenaria"
K_i= 0,22 "W/m^2K" "condutividade termica do isolante"

delta_T = Temperatura_bulbo_seco_externa - Temperatura_interna "
    variacao de temperatura externa e interna"

Carga_termica_Transmissao = A_iso*delta_T/Resistencia_Termica "KW"

"Carga termica de infiltracao"

Carga_termica_infiltracao = Q_area_porta*D_t*D_f*(1-E_porta) "KW"
    {EQUACAO 4.6}
D_f = (Numero_de_abertura_portas*Tempo_abrir_fechar + (60*
    Tempo_total_aberta))/(3600*Periodo_aberta) {EQUACAO 4.7}
Numero_de_abertura_portas = 4
Tempo_abrir_fechar= 30 "segundos"
Tempo_total_aberta= 30*60 "segundos"
Periodo_aberta= 24 "horas"
D_t = 0,8
E_porta = 0,85 "efetividade do sistema de protecao de porta - Caso
    critico (retirado do manual da ASHRAE,2014)"
Q_area_porta = 0,221*A_porta*(h_externo-h_ar_umido)*rho_interna*((1-(
    rho_interna/rho_externa))^2) *(g*H)^(2)*F_m {EQUACAO 4.8}
g = 9,78 "m/s^2"
A_porta = 2 "m^2"
H = 2 "altura da porta"
F_m = (2/(1+(rho_interna/rho_externa))^(1/3))^(1/5) {EQUACAO 4.9} "
    fator de massa volumetrica"

```

```

Gm= 60000 "kg"
Temperatura_entrada = 15 "C"
Temperatura_congelamento= -1,7 "C"
Cp1 = 0,75 "kcal/kg"
Cp2 = 0,41 "kcal/kg"
h_cg = 56 "kcal/kg"
Temperatura_final = 0 "C"
G_t = 60000 "kg"
Q_resp = 0
Carga_termica_produto= (Gm*(Cp1*(Temperatura_entrada-
    Temperatura_congelamento)+h_cg+Cp2*(Temperatura_congelamento-
    Temperatura_final))+G_t*Q_resp)*0,001163/24 "0,001163/24 e para
    converter de Kcal/h para Kw" {EQUACAO 4.10}

```

"Carga Termica Iluminacao"

```

Area_teto = 91 "m^2"
Potencia = 10 "w/m^2"
Carga_termica_iluminacao = 10*Area_teto*Potencia/1000 " dividido
    por 1000 para transformar de W para KW"

```

"Carga termica devido a entrada de pessoas"

```

Tempo = 3 "horas"
Pessoas = 1
Carga_termica_pessoas = ((272 -6*Temperatura_interna)*Tempo*Pessoas
    *0,86/24)*0,001163 "KW"

```

"Carga Termica Equipamento"

```
Carga_termica_equipamento=0,10*(Carga_termica_Transmissao+
  Carga_termica_infiltracao+Carga_termica_produto+
  Carga_termica_iluminacao+Carga_termica_pessoas)  "KW"
```

"Carga Termica Ventiladores"

```
Carga_termica_ventiladores=(Carga_termica_equipamento+
  Carga_termica_Transmissao+Carga_termica_infiltracao+
  Carga_termica_produto+Carga_termica_iluminacao+
  Carga_termica_pessoas)*0,1  "KW"
```

"Carga Termica Total"

```
Carga_total = Carga_termica_Transmissao+Carga_termica_infiltracao+
  Carga_termica_produto+Carga_termica_iluminacao+
  Carga_termica_pessoas+Carga_termica_equipamento+
  Carga_termica_ventiladores
```

" Dimensionamento "

```
Pressao_succao = 294,2 "kPa"
```

```
Pressao_descarga = 2255,53 "kPa"
```

```
T_sat_succao=T_sat (R717;P=Pressao_succao)
```

```
T_sat_descarga=T_sat (R717;P=Pressao_descarga)
```

```
Variacao_temperatura = T_sat_succao - Temperatura_interna "C" "
  diferenca de temperatura entre a camara e o fluido refrigerante"
  " temperatura de saturacao da amonia para pressao de succao" "
  temperatura de condensacao atraves da pressao de descarga"
```

```

Grau_superaquecimento = 0,5 "C" "dados do fabricante"
Grau_subresfriamento = 2 "C" "dados do fabricante"

"evaporador inundado, nao ha superaquecimento na saida do evaporador"

T_evap = Temperatura_interna - variacao_temperatura "C" "
    temperatura da camara subtraido do Delta_t"
T_ec = T_sat_sucção + Grau_superaquecimento "temperatura de entrada
    no compressor"

"Encontrando o fluxo masico do sistema"
volume=Volume(R717;T=T_ec;P=Pressao_sucção)
Fluxo_Volumetrico = 509 "m^2/h" "fornecido pelo catalogo do
    compressor"
Vazao_massica = (Fluxo_volumetrico/volume)/3600 "convertido para Kg/s

T_cond = Temperatura_bulbo_seco_externa+10 "recomendado usar
    temperatura ambiente adicionado de 10"
P_sat_cond=P_sat(R717;T=T_cond)

Razao = Pressao_descarga/Pressao_sucção "razao de compressao"
n_comp = 0,73

"PONTO 1- entrada compressor "
T[1] = T_ec
P[1] = Pressao_sucção
h[1]=Enthalpy(R717;T=T[1];P=P[1])
s[1]=Entropy(R717;T=T[1];P=P[1])

"PONTO 2 - SAIDA DO COMPRESSOR"
s[1]=ss[2]

```

```

P[2] = Pressao_descarga
hs[2]=Enthalpy (R717;P=Pressao_descarga;s=ss[2])
n_comp = (hs[2] -h[1])/(h[2]-h[1])
s[2]=Entropy (R717;h=h[2];P=P[2])

```

"PONTO 3 - SAIDA DO CONDENSADOR"

```

P[3] = Pressao_descarga
T[3] = T_cond - Grau_subresfriamento
s[3]=Entropy (R717;T=T[3];P=P[3])
h[3]=Enthalpy (R717;T=T[3];P=P[3])

```

"PONTO 4 "

"ha uma valvula solenoide"

```

T[4] = T_evap
h[3]=h[4]
P[4]=Pressure (R717;T=T[4];h=h[4])

```

"BALANÇO DE ENERGIA"

```

{Q_evaporador = 355 "KW"}
Q_evaporador = Vazao_massica*(h[1]-h[4])

Q_condensador = Vazao_massica*(h[2]-h[3])

W_compressor = Vazao_massica*(h[2]-h[1])

COP = Q_evaporador/W_compressor

```

APENDICE B – Dados do catálogo do compressor SABROE 106L

Technical data																
Model	Number of cylinders	Swept volume		Nominal capacities * in kW at 1500 rpm				Nominal capacities * in kW at 1800 rpm				Unit dimensions in mm	Weight excluding motor	Sound pressure level		
		1500 rpm	1800 rpm	Single/high-stage		Booster		Single/high-stage		Booster				1500 rpm	1800 rpm	
		m ³ /h	m ³ /h	-10/+35°C	0/+40°C	-40/-10°C	-10/+35°C	0/+40°C	-40/-10°C	-10/+35°C	0/+40°C			-40/-10°C	L	W
SMC 104 S	4	226	271	127	195	35	153	235	42	2261-2865	1213	1229	1195	79	82	
SMC 104 L	4	283	339	165	250	47	198	300	57	2261-2865	1213	1229	1215	80	83	
SMC 104 E	4	339	N/A	203	306	58	N/A	N/A	N/A	2261-2865	1213	1229	1220	80	83	
SMC 106 S	6	339	407	191	293	53	229	352	64	2286-2890	1267	1247	1380	81	83	
SMC 106 L	6	424	509	247	375	71	297	450	85	2286-2890	1267	1247	1400	82	84	
SMC 106 E	6	509	N/A	304	459	87	N/A	N/A	N/A	2286-2890	1267	1247	1410	82	84	

APENDICE C – Dados do catálogo do fabricante EVI 1184

* Nominal capacities are based on:

1500 rpm at 50 Hz.

1800 rpm at 60 Hz or VSD.

Refrigerant: R717

Other refrigerants available on request.

For R717

2K liquid subcooling and 0.5K non-usable suction superheat.

Design pressure, HP side: 28 bar

Design pressure, LP side: 18 bar

Differential pressure: 21 bar

Sound pressure levels measured in free field, over reflecting plane and one metre distance from the compressor block.