

INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA

KELVIN HENRIQUE SALVADOR

**ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE UMA
PLANTA FRIGORÍFICA INDUSTRIAL**

XANXERÊ

2022

KELVIN HENRIQUE SALVADOR

**ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE UMA
PLANTA FRIGORÍFICA INDUSTRIAL**

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica do Câmpus Xanxerê do Instituto Federal de Santa Catarina para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Jean Monteiro de Pinho.

Coorientador: Prof. Dr. Carlos Boabaid Neto.

XANXERÊ

2022

S182a Salvador, Kelvin Henrique
Análise de desempenho de um sistema de refrigeração de uma planta
frigorífica industrial. / Kevin Henrique Salvador ; orientador : Jean
Monteiro de Pinho ; coorientador : Carlos Boabaid Neto. -- Xanxerê, SC,
2022.
67 f.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação)-Instituto Federal
de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, Curso de
Engenharia Mecânica.

Inclui bibliografias

1. Engenharia mecânica. 2. Refrigeração industrial. 3. Eficiência
energética. I. Pinho, Jean Monteiro de. II. Boabaid Neto, Carlos. III.
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina.
Curso de Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDD 620.1

KELVIN HENRIQUE SALVADOR

**ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE UMA
PLANTA FRIGORÍFICA INDUSTRIAL**

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do título em Engenharia Mecânica, pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, e aprovado na sua forma final pela comissão avaliadora abaixo indicada.

Xanxerê, 04 de março de 2022.



Prof. Jean Monteiro de Pinho, Dr.

Orientador

Instituto Federal de Santa Catarina



Prof. Carlos Boabaid Neto, Dr.

Coorientador

Instituto Federal de Santa Catarina



Prof. Julio Cezar Barcellos da Silva, Dr.

Instituto Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por ter me dado perseverança para chegar a esta etapa, a minha família pelo apoio necessário em todos os momentos, aos orientadores Jean e Carlos sempre muito prestativos e dedicados para a construção deste trabalho, e aos colaboradores da empresa onde foi desenvolvido o estudo pela clareza e disposição em ajudar e fornecer informações.

“Aprender é a única coisa que a mente nunca se cansa, nunca tem medo e nunca se arrepende”. (Leonardo da Vinci)

RESUMO

A refrigeração industrial é um processo de controle de temperatura amplamente utilizada na indústria alimentícia para a conservação de produtos perecíveis, o sistema de refrigeração por compressão de vapor é o mais utilizado para este fim, onde esse processo é responsável por uma parcela significativa no consumo de energia da instalação, por isso, é crescente o interesse em melhorar a eficiência energética para reduzir os gastos dos sistemas. O presente trabalho trata da análise de um sistema de refrigeração por compressão de vapor presente em uma empresa abatedora de aves da região oeste de Santa Catarina, Brasil, onde são abatidos aproximadamente 190.000 frangos ao dia. O sistema analisado utiliza amônia (R717) como fluido refrigerante, que, além de ser utilizado para refrigeração dos produtos, também é utilizado na climatização dos ambientes de produção, resfriamento da água e fabricação de gelo utilizados nos processos. O consumo de energia do sistema de refrigeração analisado representa cerca de 70% do total utilizado pela empresa. Foram obtidos dados do sistema em dois dias em que a temperatura ambiente estava elevada, para posteriormente realizar a análise do desempenho do sistema. A análise do sistema empregou a modelagem matemática e termodinâmica do sistema, implantada através do software de simulação CoolPack. Foram obtidos resultados de potência de refrigeração e a taxa de circulação de líquido nos evaporadores para o lado de baixa pressão/temperatura do sistema, e para o coeficiente de performance e energia consumida pelo sistema completo. Estimou-se a redução do consumo energético proporcionado pela redução da taxa de circulação, que se mostrou estar relativamente mais alta que a sugerida na literatura técnica. Foi demonstrado como pequenas alterações nas temperaturas de evaporação e condensação do sistema podem gerar grandes economias de energia para a empresa.

Palavras-Chave: Refrigeração industrial. Análise. CoolPack. Eficiência energética. Amônia (R717).

ABSTRACT

Industrial refrigeration is a temperature control process widely used in the food industry for the conservation of perishable products, the vapor compression refrigeration system is the most used for this purpose, being responsible for a significant fraction of the energy consumption in these facilities, therefore, there is a growing interest in improving energy efficiency to reduce system costs. This work deals with the analysis of a vapor compression refrigeration system, present in a poultry slaughtering company in the western region of Santa Catarina, Brazil, where approximately 190.000 chickens are slaughtered per day. The system uses ammonia (R717) as a refrigerant fluid, which, in addition to being used for product cooling, is also used in the air conditioning of the production environments, water cooling and ice making used in the meat processing. The energy consumption of the cooling system represents about 70% of the total used by the company. Data from the system were obtained in two working days when the ambient temperature was high, to later carry out the analysis of the performance of the system. The analysis of the system was performed through mathematical and thermodynamic modeling, employing the CoolPack simulation software. Results were obtained for the cooling power and the rate of liquid circulation in the evaporators in the low pressure side of the system, and for the coefficient of performance and the energy consumed by the entire system. The reduction of energy consumption produced by the reduction of the rate of liquid circulation was estimated, which proved to be relatively higher than the suggested. It was also demonstrated how small changes in the evaporation and condensation temperatures can generate great energy savings for the company.

Keywords: Industrial refrigeration. Analysis. CoolPack. Energy efficiency. Ammonia (R717).

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Ciclo de refrigeração simples.	17
Figura 2 - Sistema de compressores.	18
Figura 3 - Condensador evaporativo.	19
Figura 4 - Válvula de expansão.	20
Figura 5 - Evaporador.....	20
Figura 6- Ciclo de refrigeração com duplo estágio de compressão e dois níveis de temperatura.	24
Figura 7- Ciclo de refrigeração simplificado presente na unidade frigorífica estudada.....	25
Figura 8 - Circuito detalhado do sistema de refrigeração instalado na empresa.	27
Figura 9 - Condensador e compressor presentes na instalação.	28
Figura 10 – Dois dos evaporadores responsáveis pela climatização dos ambientes.	29
Figura 11 - Reservatórios de amônia líquida.....	29
Figura 12 - Coletor/distribuidor de amônia.	30
Figura 13 - Bomba utilizada para bombeamento da amônia aos evaporadores.	30
Figura 14 - Interface do sistema supervisor dos túneis de congelamento contínuo.	31
Figura 15 - Aspecto da tela inicial do software CoolPack.	33
Figura 16 - Software CoolPack: modelo termodinâmico para um sistema de refrigeração com duplo estágio de compressão e evaporadores sobrealimentados.	34
Figura 17 - Ciclo detalhado do sistema com os pontos disponibilizados pelo gráfico do software.	35
Figura 18 - Software CoolPack: detalhamento das condições operacionais do ciclo de refrigeração.....	35
Figura 19 - Software CoolPack: estados termodinâmicos do ciclo de refrigeração.....	37
Figura 20 - Software CoolPack: cálculos auxiliares associados à instalação de refrigeração..	37
Figura 21 - Software CoolPack: diagrama pressão-entalpia – simulação 01.	49
Figura 22 - Software CoolPack: detalhamento das condições operacionais – simulação 01...50	
Figura 23 - Software CoolPack: estados termodinâmicos do ciclo – simulação 01.....	50
Figura 24 - Software CoolPack: variáveis auxiliares – simulação 01.	51
Figura 25 - Software CoolPack: diagrama pressão-entalpia – simulação 02.	54
Figura 26 - Software CoolPack: detalhamento das condições operacionais – simulação 02...55	
Figura 27 - Software CoolPack: estados termodinâmicos do ciclo – simulação 02.....	55
Figura 28 - Software CoolPack: variáveis auxiliares – simulação 02.	56

Figura 29 - Software CoolPack: detalhamento das condições operacionais – simulação de comparação na temperatura de condensação.....	58
Figura 30 - Software CoolPack: variáveis auxiliares – simulação de comparação na temperatura de condensação.....	58
Figura 31 - Software CoolPack: detalhamento das condições operacionais – simulação de comparação na temperatura de evaporação.	60
Figura 32 - Software CoolPack: variáveis auxiliares – simulação de comparação na temperatura de evaporação.	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Modelo e capacidade dos compressores presentes na instalação frigorífica.	32
Tabela 2 - Capacidade dos evaporadores em cada subsistema da instalação.....	32
Tabela 3 - Dados dos compressores presentes na instalação.....	38
Tabela 4 - Dados nominais dos motores elétricos dos compressores.....	39
Tabela 5 – Especificações de bombas centrífugas de alimentação de amônia.....	40
Tabela 6 - Dados dos pontos do ciclo obtidos através da leitura na empresa – leitura 01.	46
Tabela 7 - Potência real calculada pela corrente medida nos compressores – leitura 01.....	47
Tabela 8 – Entalpias em pontos do sistema utilizado nos cálculos – leitura 01.....	48
Tabela 9 - Todos os parâmetros inseridos no software – simulação 01.	49
Tabela 10 – Principais parâmetros de saída do software – simulação 01.....	51
Tabela 11 - Dados dos pontos do ciclo obtidos através da leitura na empresa – leitura 02.	52
Tabela 12 - Potência real calculada pela corrente medida nos compressores – leitura 02.....	52
Tabela 13 - Entalpias em pontos do sistema utilizado nos cálculos – leitura 02.....	53
Tabela 14 - Todos os parâmetros inseridos no software – simulação 02.	54
Tabela 15 - Principais parâmetros de saída do software – simulação 02.	56
Tabela 16 – Custos para diferentes temperaturas de operação do regime de baixa.	61

LISTA DE SÍMBOLOS

$\cos\varphi$	Fator de potência
h	Entalpia [kJ/kg]
h_e	Entalpia na entrada [kJ/kg]
h_s	Entalpia na saída [kJ/kg]
I_n	Corrente [A]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
\dot{m}_c	Vazão mássica no compressor [kg/s]
\dot{m}_{cond}	Vazão mássica no condensador [kg/s]
\dot{m}_e	Vazão mássica na entrada [kg/s]
\dot{m}_s	Vazão mássica na saída [kg/s]
η	Rendimento do motor
η_{is}	Eficiência isentrópica
P	Potência [kW]
P_c	Potência de compressão [kW]
P_{cl}	Potência de compressão isentrópica [kW]
P_{cR}	Potência de compressão real [kW]
P_r	Potência de refrigeração dos evaporadores [kW]
Q_{cond}	Calor rejeitado no condensador [kW]
T_c	Taxa de circulação

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
1.1 Problema de pesquisa / justificativa	15
1.2 Objetivos.....	15
1.2.1 Objetivo geral	15
1.2.2 Objetivos específicos	15
2 REVISÃO DA LITERATURA	16
2.1 Refrigeração	16
2.2 O ciclo de refrigeração por compressão de vapor	16
2.2.1 Compressor	18
2.2.2 Condensador	19
2.2.3 Válvula de expansão	19
2.2.4 Evaporador	20
2.3 Análise termodinâmica para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	20
2.3.1 Potência de compressão.....	21
2.3.2 Capacidade de refrigeração	21
2.3.3 Calor rejeitado no condensador	22
2.4 Coeficiente de performance (COP)	22
2.5 Sistemas de múltiplos estágios de pressão	23
2.5.1 Compressão com duplo estágio e dois níveis de temperatura de evaporação	23
2.5.2 Compressão com dois estágios de compressão e três níveis de temperatura	24
2.6 Eficiência energética na refrigeração	25
3 METODOLOGIA.....	26
3.1 Identificação do sistema de refrigeração existente	26
3.2 Levantamento de informações básicas do sistema	30
3.3 Capacidades gerais dos componentes do sistema	31
3.4 Simulação do sistema no software.....	33
3.5 Processamento dos dados experimentais para simulação.....	38
3.6 Modelagem termodinâmica	41
3.6.1 Balanço de massa e energia.	41
3.6.2 Cálculo do coeficiente de performance (COP).....	43
3.6.3 Evaporadores sobrealimentados	44
4 RESULTADOS	46
4.1 Primeira simulação.....	46
4.2 Segunda simulação	52

5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	57
5.1 Coeficiente de performance (COP) e energia consumida	57
5.1.1 Diminuição da temperatura de condensação	57
5.1.2 Aumento da temperatura de evaporação.	60
5.2 Taxa de circulação	62
6 CONCLUSÕES.....	64
7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	65
8 REFERÊNCIAS	66

1 INTRODUÇÃO

O sistema de refrigeração por compressão de vapor é o método mais difundido para refrigeração, sendo utilizado em diversas aplicações na refrigeração doméstica, comercial, industrial e para climatização de ambientes. Este tipo de instalação caracteriza-se por apresentar elevado consumo de energia. Dada a necessidade de um consumo racional de energia, é crescente o interesse em melhorar a eficiência energética em sistemas de compressão de vapor, seja por meio da otimização no projeto de componentes, seja por meio de uma melhoria no funcionamento do sistema. Em qualquer caso, é conveniente que as instalações funcionem sem anomalias e degradações com um funcionamento energeticamente eficiente e mantendo a qualidade das condições de produção.

Modernamente, são inúmeras as aplicações da refrigeração, que é utilizada em praticamente todos os ramos da atividade humana (COSTA, 1982). Em ar condicionado, os sistemas por compressão de vapor são os mais utilizados. Eles são empregados na manutenção das condições do ar envolvendo o controle de temperatura, umidade, filtragem e limpeza; sendo usado em escritórios, lojas, supermercados, restaurantes, hotéis, casas e veículos. Na refrigeração doméstica, são empregadas em refrigeradores e *freezers* domésticos, utilizados principalmente para a preservação de alimentos, como parte integrante da cadeia do frio. Em estabelecimentos comerciais, além de refrigeradores e congeladores, existem máquinas e dispensadoras de gelados, máquinas de refrigerantes, câmaras frigoríficas, máquinas para produção de gelo, entre outros. Já na refrigeração industrial, as aplicações são maiores que as comerciais em tamanho e capacidade, e as aplicações típicas são em fábricas de gelo, frigoríficos, conservação e manuseio de alimentos, produção de calor, armazéns frigoríficos, cervejarias, entre outros (EUZÉBIO, 2013).

Desse modo, evidencia-se a multiplicidade de aplicações, e sua relevância em lugares e serviços indispensáveis. Por outro lado, as instalações de refrigeração por compressão de vapor são grandes consumidoras de energia, principalmente energia elétrica, e podem ter um elevado impacto econômico e ambiental. No momento em que muitas empresas estão agregando ao processo de gestão energética a preocupação da questão ambiental, através, por exemplo, da estimativa do nível de emissão de carbono decorrente de sua cadeia de produção (MARQUES; HADDAD; GUARDIA, 2007), o impacto energético e ambiental das tecnologias de refrigeração demandam uma crescente atenção.

A preocupação com a eficiência energética é um dos principais motivadores das pesquisas sobre sistemas de refrigeração, objetivando o aumento de performance dos sistemas,

obtendo-se conseqüentemente uma redução no consumo de energia. Neste sentido, o presente estudo tem por objetivo realizar uma análise em um sistema de refrigeração existente em uma empresa de produção de carnes (abatedouro de frangos), localizada na região oeste de Santa Catarina, região que se destaca pela grande presença no mercado neste segmento. A instalação frigorífica da empresa consiste em uma instalação industrial típica, que utiliza amônia (R717) como fluido refrigerante e o consumo de energia da casa de máquinas representa cerca de 70% do total consumido pela empresa. O estudo buscará identificar formas de incremento de eficiência energética no sistema de refrigeração da empresa, mediante modelagem matemática e análise termodinâmica do sistema, juntamente com a sua implementação no software de simulação CoolPack, onde variando parâmetros será apresentado mudanças que gerariam uma melhora no consumo de energia do sistema.

1.1 Problema de pesquisa / justificativa

O desenvolvimento deste trabalho pretende demonstrar e pôr em prática os conhecimentos obtidos durante a graduação, sendo aplicado em uma situação real da área e profissão de Engenheiro Mecânico. Será enfatizado a importância de um sistema de refrigeração e o seu dimensionamento e funcionamento correto, e mostrar o impacto econômico com uma possível redução no consumo de energia para a refrigeração em um frigorífico.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo geral analisar a eficiência energética de um sistema de refrigeração industrial, observando e identificando formas de melhoria, objetivando a redução do consumo de energia elétrica.

1.2.2 Objetivos específicos

- Desenvolver o circuito detalhado do sistema de refrigeração instalado na empresa.
- Realizar o levantamento de dados e informações da instalação;
- Estimar a eficiência energética do sistema e realizar simulações buscando o aumento;
- Identificar oportunidades para redução do consumo de energia elétrica focado no sistema de refrigeração da empresa.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo, serão abordados os conceitos relacionados ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor, de modo que seja possível o desenvolvimento de uma análise de eficiência e uma modelagem termodinâmica e em software para um sistema de refrigeração.

2.1 Refrigeração

Segundo Gosney (1982), define-se refrigeração como a arte ou a ciência relacionada à transferência contínua de energia térmica com o objetivo de resfriar sistemas para temperaturas inferiores às disponíveis em um determinado local e instante. Os primeiros experimentos com sistemas de refrigeração ocorreram na segunda metade do século XVIII, em 1755, quando William Cullen baixou a pressão do éter para promover a evaporação e acelerar o processo de remoção de calor de uma pequena quantidade de água, a temperatura baixou o suficiente para congelar a água e registrar a primeira produção de gelo artificial. Apesar disso, somente em meados do século XIX que foi construído o primeiro equipamento real, pelo britânico-australiano James Harrison, que é frequentemente lembrado como “pai da refrigeração”. O primeiro refrigerador doméstico em sua forma atual foi desenvolvido na segunda década do século XX e, desde essa época, a arte da refrigeração se tornou indispensável para todos (GOSNEY, 1982).

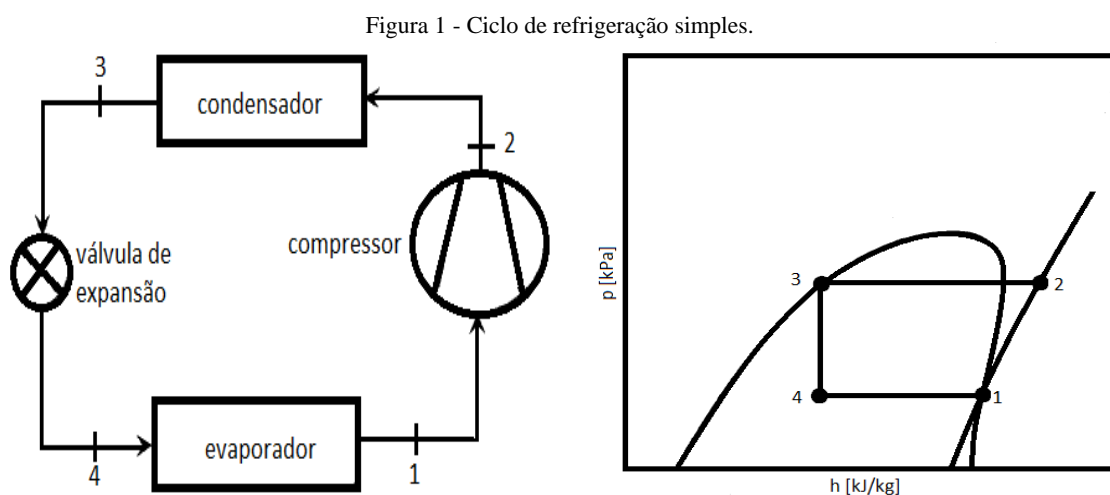
Dentre os tipos de sistemas de refrigeração conhecidos atualmente destacam-se: a refrigeração por compressão mecânica de vapor, a refrigeração por absorção, a refrigeração a ar, a refrigeração termoelétrica e a refrigeração termo-magnética (MARTINHO, 2013). Martinho (2013) ainda assevera que a maioria dos sistemas, sejam eles refrigeradores domésticos ou sistemas industriais de grande porte, utilizam a refrigeração mecânica de vapor para sistemas de refrigeração. Já os outros tipos de refrigeração são utilizados em circunstâncias especiais.

O foco do presente trabalho será o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, que é o sistema presente na instalação objeto do estudo.

2.2 O ciclo de refrigeração por compressão de vapor

Atualmente, o ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o mais utilizado em aplicações domésticas, comerciais e industriais de produção de frio, representando um considerável consumo de energia. Esse modelo de ciclo em seu modelo mais básico, é

geralmente composto por um compressor de velocidade fixa, um dispositivo de expansão, um condensador, um evaporador, um fluido refrigerante e um termostato, para controle da temperatura. O fluido refrigerante que opera neste ciclo, percorre os componentes realizando diversos processos para absorver calor e refrigerar o ambiente de interesse. Quando o fluido passa pelo interior do evaporador, calor é absorvido do ambiente a ser refrigerado, resultando na evaporação do fluido (SILVA, 2012). Continuando o ciclo, o vapor é succionado pelo compressor que, alimentado por uma fonte de energia, atua para elevar a sua pressão. Em seguida, o fluido, em estado de vapor superaquecido e alta pressão descarregado pelo compressor, é direcionado ao condensador, onde calor é removido do fluido, que deixa o condensador na condição de líquido saturado ou sub-resfriado, em alta pressão. Após deixar o condensador, o fluido segue para o dispositivo de expansão, onde a pressão e a temperatura são reduzidas ao nível da entrada do evaporador, completando assim o ciclo de refrigeração (SILVA, 2012).



A Figura 1 apresenta o ciclo simples de refrigeração por compressão de vapor, composto por um fluido refrigerante e pelos seguintes equipamentos: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. A Figura 1 apresenta ainda os quatro processos termodinâmicos básicos:

- 1-2 - compressão isentrópica do refrigerante até a pressão do condensador;
- 2-3 - rejeição de calor a pressão constante;
- 3-4 - expansão adiabática e reversível;
- 4-1 - remoção de calor isobárica de um ambiente.

Assim, uma instalação de refrigeração mecânica de vapor nada mais é que um conjunto de elementos ligados em circuito fechado, determinado a condensar o fluido refrigerante e possibilitar a sua vaporização contínua em condições de pressão adequadas (COSTA, 1982).

2.2.1 Compressor

O compressor é o responsável pela realização do trabalho de compressão do fluido refrigerante, elevando sua pressão e temperatura. A capacidade frigorífica e sua potência de acionamento são as características mais importantes de um compressor (STOECKER e JONES, 1985). Os compressores adotados na refrigeração mecânica por meio de vapores podem ser: alternativos, rotativos ou centrífugos (COSTA 1982).

Compressor rotativo: são escolhidos para os casos de fluidos refrigerantes que apresentem calor de vaporização volumétrico médio, ou como compressores de baixa pressão (compressores *booster*) nas grandes instalações onde o fluido refrigerante é a amônia (R717) ou R-22.

Compressor alternativo: são empregados para os casos de fluidos refrigerantes de calor de vaporização volumétrico elevado, como a amônia (R717). Neste tipo de compressor, um pistão ou êmbolo se desloca em movimento alternativo dentro de um cilindro.

Compressor centrífugo: são também bastante empregados em instalações de refrigeração industrial, devido a seu alto deslocamento volumétrico. É composto por vários rotores em série, um descarregando na sucção do outro, o que permite atingir pressões mais elevadas. Possui uma construção muito simples, pois não há válvulas, pistões e engrenagens, onde as únicas partes móveis são os rotores e o eixo na qual está fixado.

Figura 2 - Sistema de compressores.



Fonte: Allenge (2021).

2.2.2 Condensador

O condensador recebe o fluido refrigerante superaquecido que sai do compressor e, através da troca de calor com outro fluido (fluido de condensação, geralmente ar ou água), retira calor do fluido refrigerante, passando de sua forma gasosa para líquida, fornecendo calor para o fluido de condensação na forma latente. O condensador tem a função de recuperar o fluido refrigerante deixando em condições para repetir o ciclo (LIMA, 2016). A instalação em estudo possui um total de 9 torres de condensação evaporativa.

O condensador evaporativo consiste em uma combinação de uma serpentina condensadora com uma torre de arrefecimento de água com ar forçado, onde ao mesmo tempo o fluido refrigerante é condensado e a água usada para a sua condensação é resfriada (COSTA, 1982).

Figura 3 - Condensador evaporativo.



Fonte: Allenge (2021).

2.2.3 Válvula de expansão

O dispositivo de expansão tem a função de controlar o fluxo de refrigerante que entra no evaporador e provocar a expansão do fluido refrigerante causando uma queda de pressão e consequentemente uma redução na temperatura do fluido. Após a válvula de expansão o fluido apresenta-se como uma mistura de líquido e vapor saturados, em condições para vaporizar a baixas temperaturas, o que exige o isolamento do circuito de refrigeração na parte de baixa pressão.

Figura 4 - Válvula de expansão.



Fonte: Multifrio (2021).

2.2.4 Evaporador

No sistema frigorífico, o evaporador é o trocador de calor que transfere o calor do ambiente que se quer resfriar para o fluido refrigerante em ebulição (GUIMARÃES , 2012). É no evaporador onde ocorre a entrada de calor do ambiente, o refrigerante em mistura de líquido e vapor absorve calor na forma latente, evaporando e retirando calor do ambiente.

Figura 5 - Evaporador.



Fonte: Multifrio (2021).

2.3 Análise termodinâmica para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor

A análise termodinâmica se baseia na aplicação das leis de conservação, através da quantidade de massa e energia que entra e sai de um sistema determinado. A aplicação da lei de conservação de massa, em regime permanente, estipula que:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (2.1)$$

\dot{m}_e – vazão mássica que entra no componente;

\dot{m}_s – vazão mássica que sai do componente.

2.3.1 Potência de compressão

A quantidade de energia por unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante no compressor para se obter a elevação de pressão necessária ao ciclo é chamada de potência de compressão, (TASSINI, 2012).

De acordo com Moran et al. (2013), para um volume de controle que engloba um compressor, os balanços de massa e de energia se simplificam, como na Equação 2.2:

$$P_c = \dot{m}_c (h_s - h_e) \quad (2.2)$$

onde:

P_c – potência de compressão;

\dot{m}_c – vazão mássica, igual na entrada e saída do compressor;

h_s – entalpia na saída;

h_e – entalpia na entrada.

Segundo Tassini (2012), a potência real de compressão pode também ser razoavelmente estimada se a eficiência do compressor for corretamente estimada. Esses dados são fundamentais para o correto dimensionamento do sistema, e estão disponíveis em catálogos dos fabricantes de compressores.

2.3.2 Capacidade de refrigeração

A quantidade de calor, por unidade de tempo, que é retirada do meio, ou do produto que se quer resfriar, através do evaporador do sistema de refrigeração, é chamada de capacidade frigorífica (TASSINI, 2012), ou capacidade de refrigeração.

O mesmo do compressor se dá para o balanço energético nos evaporadores:

$$P_r = \dot{m}_e (h_s - h_e) \quad (2.3)$$

P_r – potência de refrigeração dos evaporadores;

\dot{m}_e – vazão mássica, igual na entrada e saída do evaporador;

h_s – entalpia na saída;

h_e – entalpia na entrada.

2.3.3 Calor rejeitado no condensador

O objetivo do condensador é transferir calor do fluido refrigerante para a água ou ar, dependendo qual seja o meio de resfriamento.

Assim, considerando o regime permanente a taxa de rejeição de calor no condensador é:

$$Q_{cond} = \dot{m}_{cond} (h_s - h_e) \quad (2.4)$$

Q_{cond} – taxa de rejeição de calor;

\dot{m}_{cond} – vazão mássica, igual na entrada e saída do condensador;

h_s – entalpia na saída;

h_e – entalpia na entrada.

2.4 Coeficiente de performance (COP)

O parâmetro mais relevante para quantificar o desempenho de um sistema de refrigeração é o chamado coeficiente de performance (COP). É de fundamental importância maximizar esse coeficiente do ciclo de refrigeração, o que requer um aprimoramento de seus componentes, principalmente do compressor. Assim, deve-se ter um conhecimento amplo sobre os processos envolvidos no compressor, a fim de se identificar e quantificar as perdas energéticas e, conseqüentemente, avaliar as melhores alternativas para o aumento do seu desempenho (SILVA, 2012). Quanto maior o COP, menor será a necessidade de trabalho para o processo, conseqüentemente resultando em menor consumo de energia e, por conseqüência, proporcionando redução dos custos com a operação do sistema. Por conta disso, estudos e análises para o aumento da eficiência dos sistemas de refrigeração são cada dia mais importantes.

O COP é definido como a razão entre a potência de refrigeração e a potência consumida pelo compressor.

$$\text{COP} = \frac{P_r}{P_c} \quad (2.5)$$

P_r – potência de refrigeração dos evaporadores;

P_c – potência de compressão.

2.5 Sistemas de múltiplos estágios de pressão

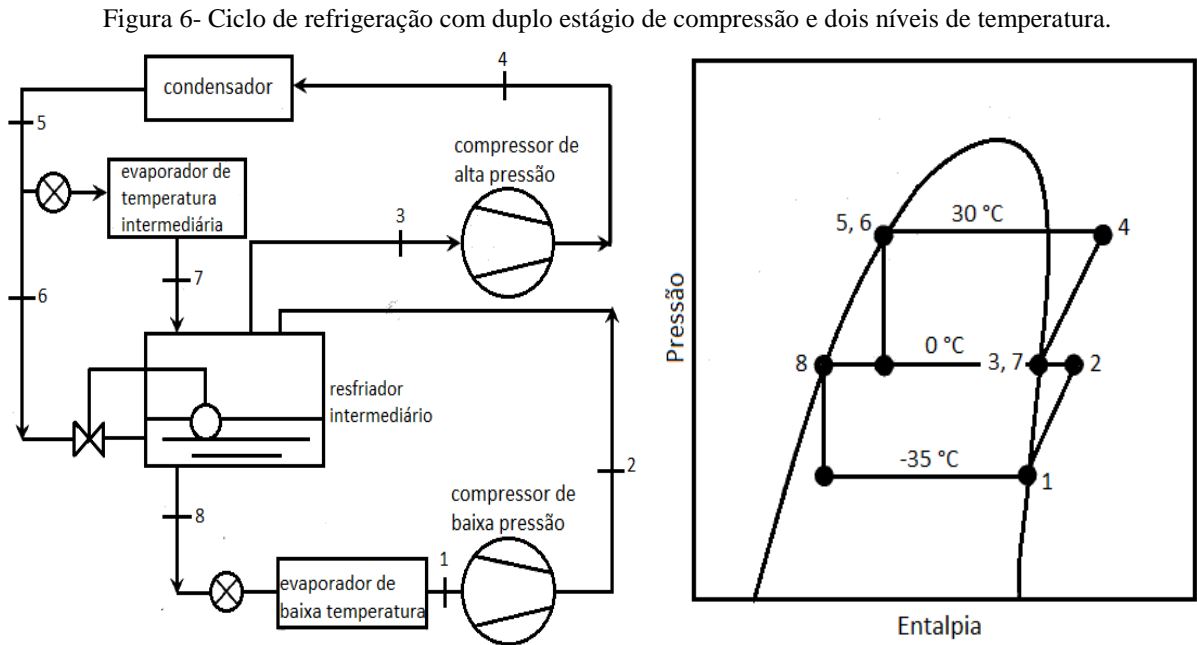
As condições de compressão em estágios múltiplos de pressão são aplicadas em instalações que operam entre temperaturas de evaporação e condensação cuja diferença varia entre 50°C e 80°C (STOECKER e JABARDO, 2002). Esse sistema ameniza alguns problemas decorrentes da elevada diferença de temperatura/pressão, além de reduzir a potência de compressão total.

Os sistemas de duplo estágio incorporam um resfriador intermediário e um separador do gás de “flash” em um vaso só (STOECKER e JABARDO, 2002). O resfriador intermediário (*intercooler*) resfria o refrigerante a uma pressão intermediária, a fim de reduzir o superaquecimento com que o mesmo deixa o estágio de baixa pressão. O assim chamado gás de “flash” nada mais é que o vapor resultante do processo de expansão e do processo de dessuperaquecimento, que não produzem efeito de refrigeração, mas que precisa ser recomprimido até a pressão de condensação para que complete novamente o ciclo de refrigeração.

Existem diferentes arranjos de sistemas com múltiplos estágios de pressão. Stoecker e Jabardo (2002) destacam dois arranjos típicos: compressão com duplo estágio e uma única temperatura de evaporação, e compressão com duplo estágio e dois níveis de temperatura de evaporação

2.5.1 Compressão com duplo estágio e dois níveis de temperatura de evaporação

Cada aplicação em instalações frigoríficas exige diferentes arranjos do sistema de refrigeração. Tal é o caso, por exemplo, de uma indústria de alimentos cujo evaporador de um túnel de congelamento opera a uma temperatura de evaporação de -35°C, e também precisa-se evaporadores operando a 0°C para o sistema de climatização de ambientes da produção, para mantê-los entre 10°C e 14°C. Nesta aplicação, para solucionar problemas de operação proveniente de um eventual ciclo de compressão com estágio simples é empregado um sistema envolvendo compressão com duplo estágio, conforme mostrado na Figura 6.

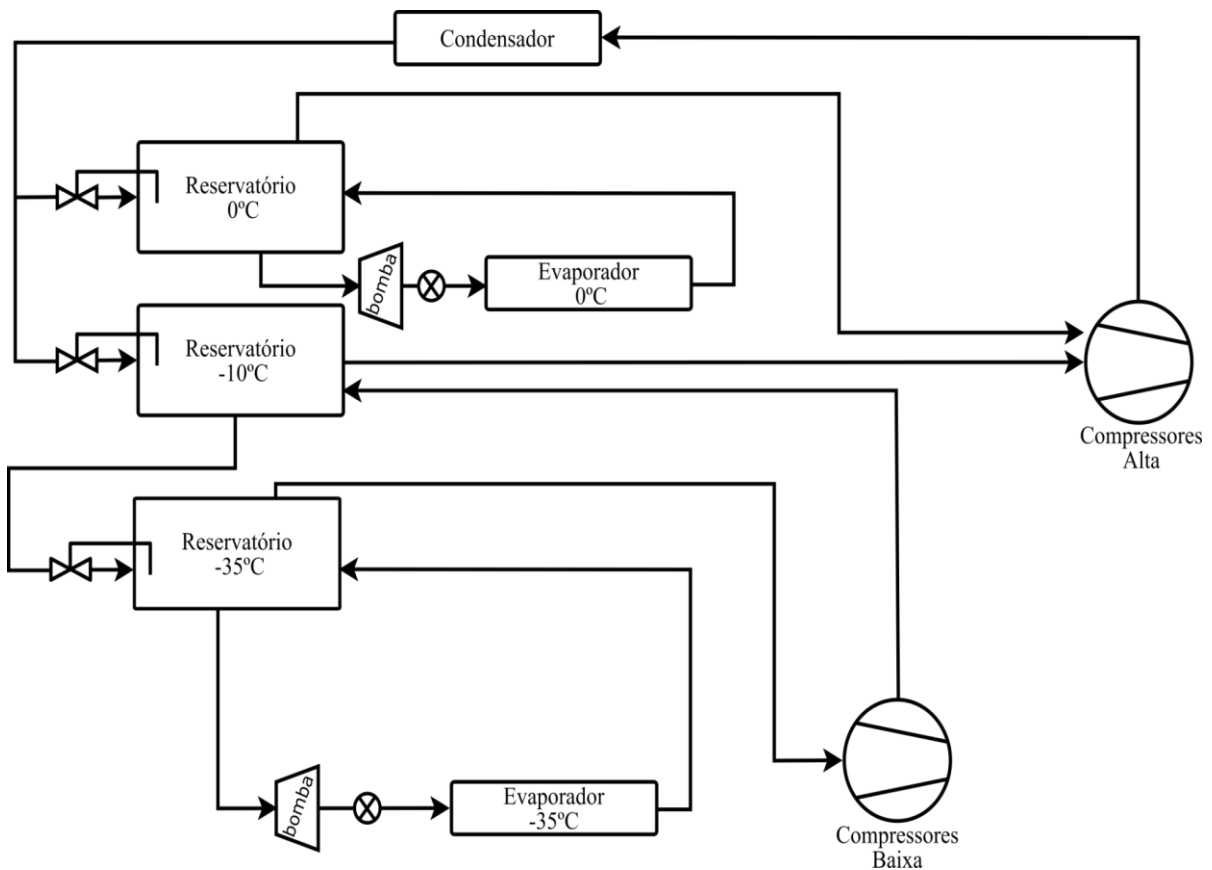


A Figura 6 mostra um ciclo de refrigeração com duplo estágio de compressão e duas temperaturas de evaporação, ilustrando a disposição e a direção dos componentes no ciclo e o gráfico pressão x entalpia. Nesse circuito, o vapor que deixa o evaporador de temperatura intermediária é enviado ao resfriador intermediário, de onde é aspirado pelo compressor do estágio de alta pressão. Neste caso, a pressão intermediária não pode ser livremente fixada, uma vez que o seu valor está associado à aplicação de alta temperatura, resultando de um compromisso entre as capacidades dos compressores dos estágios de alta e de baixa pressão (STOECKER e JABARDO, 2002).

2.5.2 Compressão com dois estágios de compressão e três níveis de temperatura

O sistema de refrigeração da instalação frigorífica em estudo conta com três níveis de temperaturas de evaporação: além dos níveis típicos de -35°C para os processos de congelamento e de -10°C como nível intermediário ótimo e que atende à fábrica de gelo, há um circuito operando no nível de 0°C destinado a atender os processos de climatização e outros processos auxiliares de resfriamento. Desta forma, o estágio de compressão de alta pressão opera entre a pressão correspondente à temperatura de evaporação de -10°C e a temperatura/pressão de condensação, porém atendendo também o nível de temperatura/pressão de 0°C , além da vazão resultante do estágio de compressão de baixa pressão. O *lay-out* esquemático simples da instalação da empresa está esboçado na Figura 7.

Figura 7- Ciclo de refrigeração simplificado presente na unidade frigorífica estudada.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

2.6 Eficiência energética na refrigeração

Procedimentos de melhoria de eficiência energética podem ser aplicados em diversos setores em uma instalação frigorífica, seja no sistema de refrigeração, no sistema de ar comprimido, sistema de produção e distribuição de vapor, iluminação, motores, entre diversos outros. Dentre estes setores, o sistema de refrigeração representa a maior parte do consumo de energia elétrica, resultando em um grande impacto econômico para as empresas, que podem ser ainda mais agravados por problemas na instalação e componentes, decorrentes de deficiências técnicas ou manutenção indevida.

Assim, dada a necessidade de um consumo racional de energia, é conveniente melhorar o funcionamento dos sistemas de compressão de vapor. Essas melhorias devem ser direcionadas tanto para a seleção de componentes quanto para uma operação eficiente e otimizada do sistema, livre de anomalias e degradações. Desse modo, para melhorar a operação e gerenciamento deste tipo de instalação, é conveniente dispor de um modelo de simulação do sistema, capaz de prever o seu funcionamento e avaliar o efeito de alterações nas condições de operação.

3 METODOLOGIA

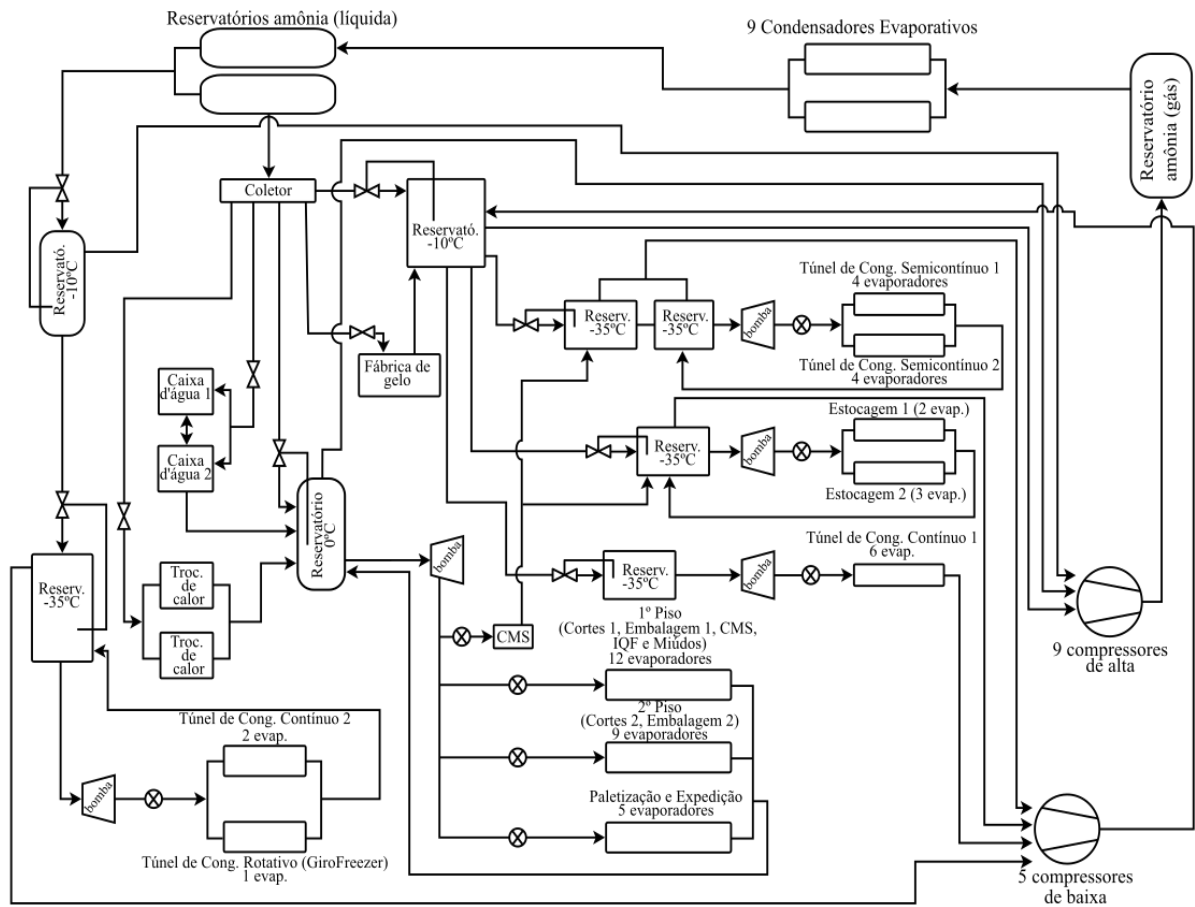
A metodologia adotada para a realização deste trabalho compreendeu: /a/ a definição do arranjo do ciclo de refrigeração existente na planta frigorífica em estudo, que é a base de todas as outras etapas; /b/ levantamento de informações básicas do sistema; /c/ identificação dos dados de capacidades gerais dos componentes do sistema; /d/ processamento dos dados experimentais para a simulação; /e/ modelação termodinâmica para definir alguns parâmetros necessários para a simulação; /f/ na modelagem do sistema em software; /g/ análise dos dados e diagnósticos do sistema.

3.1 Identificação do sistema de refrigeração existente

O sistema de refrigeração presente na instalação frigorífica consiste em um ciclo por compressão de vapor, tendo como fluido refrigerante a amônia (R717), garantindo o funcionamento de vários ambientes de produção. O sistema de refrigeração da planta é utilizado para manter os ambientes de produção climatizados, também é responsável por refrigerar os túneis de congelamento, os quais são ambientes responsáveis pela refrigeração de todos os produtos provenientes do frigorífico, além disso, a planta conta com duas câmaras de estocagem, que são refrigeradas, onde o produto fica armazenado até o seu carregamento. O sistema é ainda utilizado para a fabricação de carne mecanicamente separada (CMS), matéria prima destinada à fabricação de produtos embutidos e o sistema ainda utiliza refrigeração para resfriar água e fabricar gelo para utilização em processos de produção.

Com base nessas informações, buscou-se identificar o ciclo de refrigeração da instalação frigorífica, identificando-se todos os pontos em que a linha de amônia é direcionada com suas respectivas temperaturas de evaporação em cada ambiente. Elaborou-se um desenho esquemático ilustrando detalhadamente o ciclo de refrigeração e todos os componentes presentes na sala de máquinas da empresa, mostrado na Figura 8.

Figura 8 - Circuito detalhado do sistema de refrigeração instalado na empresa.



Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Pode-se observar que o sistema é totalmente interligado, onde todos os compressores atuam de forma síncrona para garantir a demanda de refrigeração e fazer com que o ciclo seja completado.

O sistema conta com 9 condensadores evaporativos e 14 compressores, onde 9 operam em regime de alta temperatura/pressão e 5 de baixa, onde assim dispostos, garantem o funcionamento da planta frigorífica. A Figura 9 mostra, acima um condensador evaporativo que está instalado na sala de máquinas da empresa e abaixo um dos compressores que está em funcionamento.

Figura 9 - Condensador e compressor presentes na instalação.



Fonte: Autor (2021).

A instalação dispõe de dois reservatórios de amônia a -10°C , que servem como reservatórios intermediários para novamente expandir a amônia aos reservatórios de -35°C , além de funcionarem como intercambiadores de calor, recebendo a vazão de fluido proveniente dos compressores do estágio de baixa pressão, antes de seguirem para os compressores do estágio de alta pressão.

Os quatro reservatórios a -35°C realizam a separação das fases, encaminhando o fluido refrigerante no estado de líquido saturado para os evaporadores sobrealimentados, por meio de bombeamento. Um dos reservatórios é responsável pela refrigeração do túnel de congelamento 2 e pelo túnel rotativo (girofreezer). Outro reservatório a -35°C armazena a amônia que é bombeada para os túneis de congelamento semicontínuos 1 e 2. O terceiro reservatório citado, é referente a amônia das câmaras de estocagem 1 e 2. Por fim, possui um reservatório que está localizado dentro do túnel de congelamento contínuo 1, que detém a amônia do mesmo, responsável por concentrar fluido bombeado aos evaporadores presentes nesse túnel.

O reservatório a 0°C armazena a amônia que é bombeada para todo o sistema de climatização do frigorífico e também para a máquina de CMS (Carne Mecanicamente Separada). A imagem abaixo mostra dois dos evaporadores presentes na planta frigorífica, responsáveis pela climatização dos ambientes.

Figura 10 – Dois dos evaporadores responsáveis pela climatização dos ambientes.



Fonte: Autor (2021).

O sistema conta com dois reservatórios de amônia em estado líquido com capacidade de 9.000 kg de amônia cada um, tendo uma capacidade total de 18.000 kg, onde é descarregado todo o fluido proveniente dos condensadores evaporativos. Esses dois reservatórios estão sendo mostrados na Figura 11.

Figura 11 - Reservatórios de amônia líquida.



Fonte: Autor (2021).

O coletor, explicitado na Figura 8, recebe o fluido dos reservatórios de amônia líquida e o encaminha para os trocadores de calor, para as caixas de água (que possuem trocadores de calor responsáveis por manter a água refrigerada) e para as fábricas de gelo. Imediatamente à montante de cada um desses componentes citados, há um dispositivo de expansão para reduzir a pressão e temperatura do fluido refrigerante.

Do coletor, o fluido refrigerante é direcionado e expandida em um reservatório com

temperatura de 0°C, de onde é bombeado para os evaporadores de climatização dos ambientes de produção e para a máquina de CMS (carne mecanicamente separada).

O coletor/distribuidor está sendo mostrado na Figura 12.

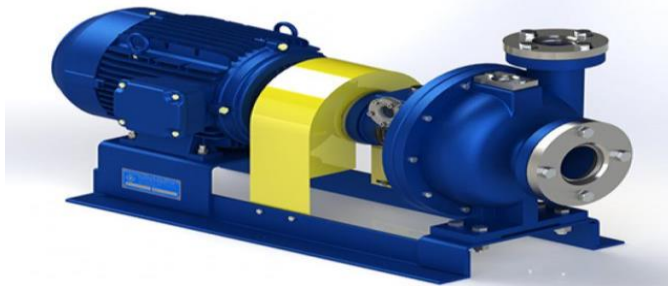
Figura 12 - Coletor/distribuidor de amônia.



Fonte: Autor (2021).

O líquido saturado presente nos reservatórios é encaminhado para os evaporadores por meio de bombeamento, onde as bombas utilizadas estão ilustradas na Figura 13. Cada conjunto de bomba mostrado na Figura 8, representa duas bombas instaladas na planta.

Figura 13 - Bomba utilizada para bombeamento da amônia aos evaporadores.



Fonte: Frigostrella (2021).

3.2 Levantamento de informações básicas do sistema

Após a confecção do diagrama esquemático detalhado do ciclo de refrigeração da instalação, foi dada ênfase ao levantamento das informações básicas do sistema, necessárias para posterior análise e modelação termodinâmica e implantação no software.

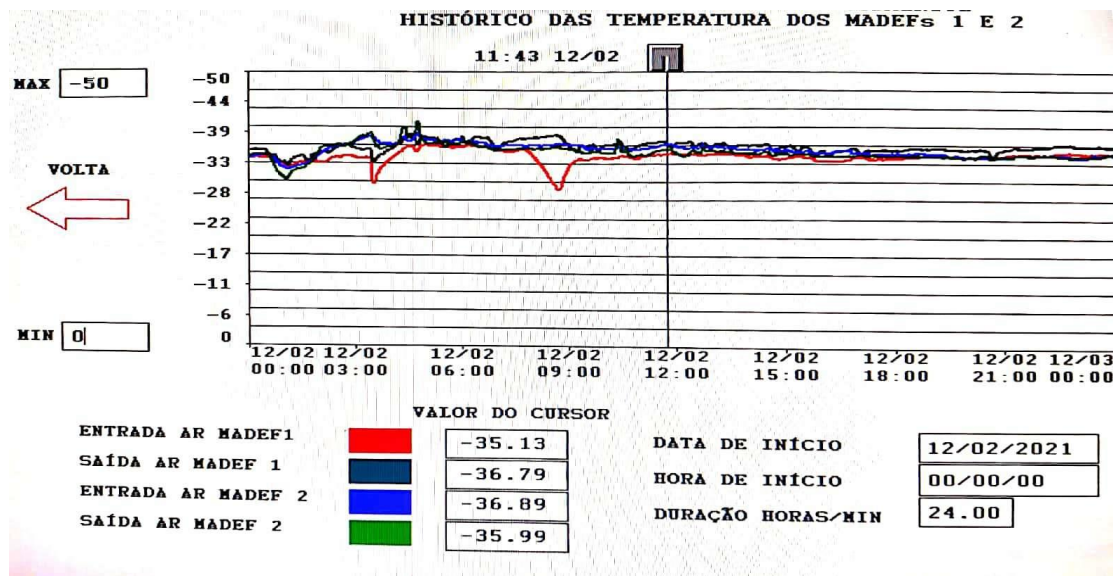
Foram identificados os pontos e locais do sistema em que possuem medição de temperatura e pressão da amônia. Constatou-se que o sistema apresenta medições de pressão

em todos os pontos onde a amônia é bombeada para os evaporadores, bem como em seus retornos, e também na maioria das linhas de sucção e descarga dos compressores. A medição da temperatura é possível na descarga de todos os compressores, mas na sucção somente em alguns.

Através de um sistema supervisorio que mede as temperaturas na entrada e saída de cada subsistema em tempo real, onde esses dados ficam armazenados pelo prazo de sete dias, foi analisado em que período do dia seria realizada a leitura das temperaturas e pressões, de forma a fornecer esses dados para a simulação do sistema no software e modelação termodinâmica.

A interface desse sistema supervisorio é mostrado na Figura 14. Onde as linhas representam o histórico de temperaturas de entrada e saída dos túneis de congelamento contínuo 1 e 2.

Figura 14 - Interface do sistema supervisorio dos túneis de congelamento contínuo.



Fonte: Autor (2021).

3.3 Capacidades gerais dos componentes do sistema

O sistema de refrigeração em estudo conta, atualmente com um total de 14 compressores em funcionamento, sendo que 5 estão operando no estágio de compressão de baixa pressão ($-35^{\circ}\text{C}/-10^{\circ}\text{C}$) e 9 no estágio de compressão de alta pressão ($-10^{\circ}\text{C}/+35^{\circ}\text{C}$). Todos os compressores estão interligados, os de alta atendem simultaneamente aos circuitos de temperaturas de evaporação de 0°C e -10°C , e os de baixa as temperaturas de -35°C . A Tabela 1 apresenta todos os compressores em funcionamento presentes no frigorífico, juntamente com sua capacidade de compressão nominal (em kcal/h) e o seu regime de funcionamento.

Tabela 1 – Modelo e capacidade dos compressores presentes na instalação frigorífica.

Nº.	Modelo	Capacidade (kcal/h)	0°C	-10°C	-35°C
1	MADEF 6C 23x13	272.000			272.000
2	MADEF 6C 16x11	447.400	447.400		
3	MADEF 6C 16x11	447.400	447.400		
4	MADEF WRV 255/110/3.6.39	1.079.000		1.079.000	
6	MYCOM 250 LUD ME	1.600.000		1.600.000	
7	MYCOM 200 LUD L	788.000	788.000		
8	GHH SKK 255 D N 25171	513.000			513.000
10	MADEF WRV 255/220/2.6/174	685.000			685.000
11	MADEF WRV 204/165/3.6/1062	819.000		819.000	
12	MADEF WRV 321/1.65/3.6	1.040.000			1.040.000
13	MADEF WRV 255/1.1/3.6	1.079.000		1.079.000	
14	HOWDEN 204 WRV	549.000		549.000	
15	MADEF 06 C 20x13	196.800			196.800
17	SABROE TIPO SMC	8.100	8.100		

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Os 9 condensadores evaporativos responsáveis pela condensação de toda a amônia utilizada na instalação possuem uma capacidade de condensação quando todos funcionando simultaneamente de cerca de 11.730.000 kcal/h.

Os evaporadores estão alocados em cada ambiente que precisa ser refrigerado, e as capacidades totais referentes a cada ambiente refrigerado estão mostrados na Tabela 2.

Tabela 2 - Capacidade dos evaporadores em cada subsistema da instalação.

Local	Capacidade de refrigeração (kcal/h)
Túnel de cong. contínuo 1	2.955.450
Túnel de cong. contínuo 2	2.955.450
Túnel de cong. semicontínuo 1	88.000
Túnel de cong. semicontínuo 2	88.000
Câmaras de estocagem 1	88.000
Câmaras de estocagem 2	88.000
Resfriador de CMS	60.000
Túnel rotativo (GiroFreezer)	88.000
Fábricas de gelo	375.630
Refrigerar água	1.000.000
Climatização	455.990

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

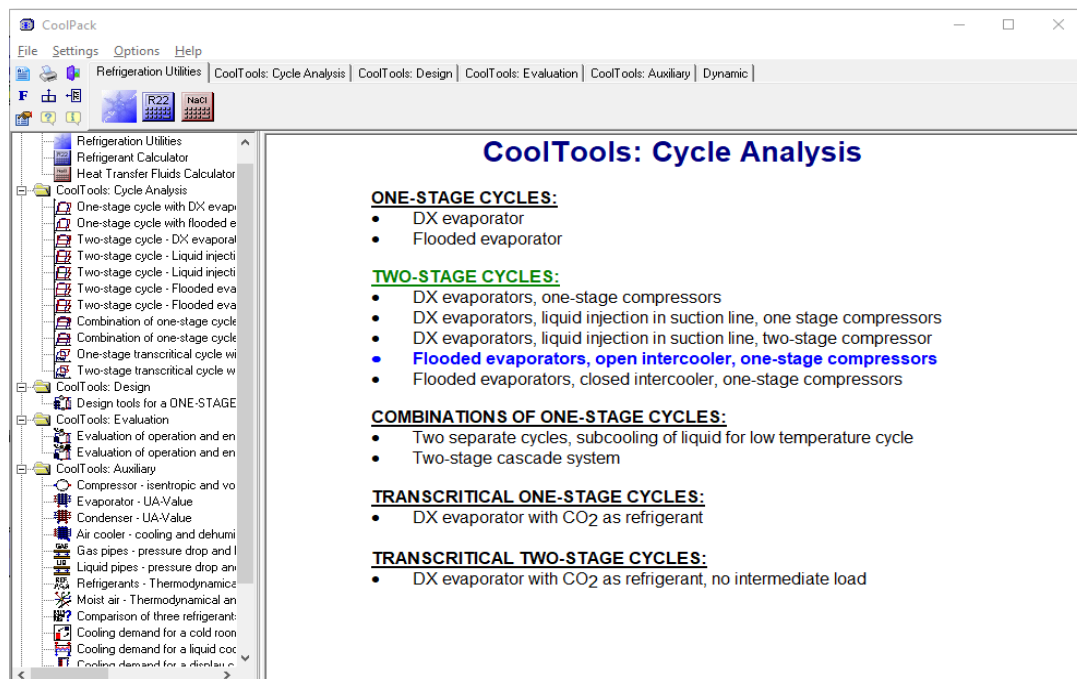
A climatização, fábricas de gelo e refrigeração de água que somam 1.831.620 kcal/h ou 2.130 kW são referentes ao regime de alta temperatura/pressão, e o restante ao regime de baixa temperatura/pressão.

3.4 Simulação do sistema no software

Para uma análise global do desempenho do sistema, foi utilizado o software CoolPack (CoolPack, 2021). Este software consiste em uma coleção de ferramentas de simulação que podem ser usadas para projetar, dimensionar, analisar e otimizar equipamentos e sistemas de refrigeração. O programa CoolPack é *freeware* e pode ser distribuído gratuitamente. O desenvolvimento do CoolPack foi inicialmente financiado pela Agência de Energia Dinamarquesa e, desde janeiro de 2000, o desenvolvimento tem sido financiado pelo Departamento de Engenharia Mecânica, DTU (Technical University of Denmark) (DTU, 2021) e os próprios desenvolvedores do programa (Team CoolPack).

Como mostrado na Figura 15, o software disponibiliza várias ferramentas de simulação, para diferentes análises de componentes e sistemas de refrigeração, além de uma base de dados de cálculo de propriedades termodinâmicas e termofísicas para vários fluidos refrigerantes.

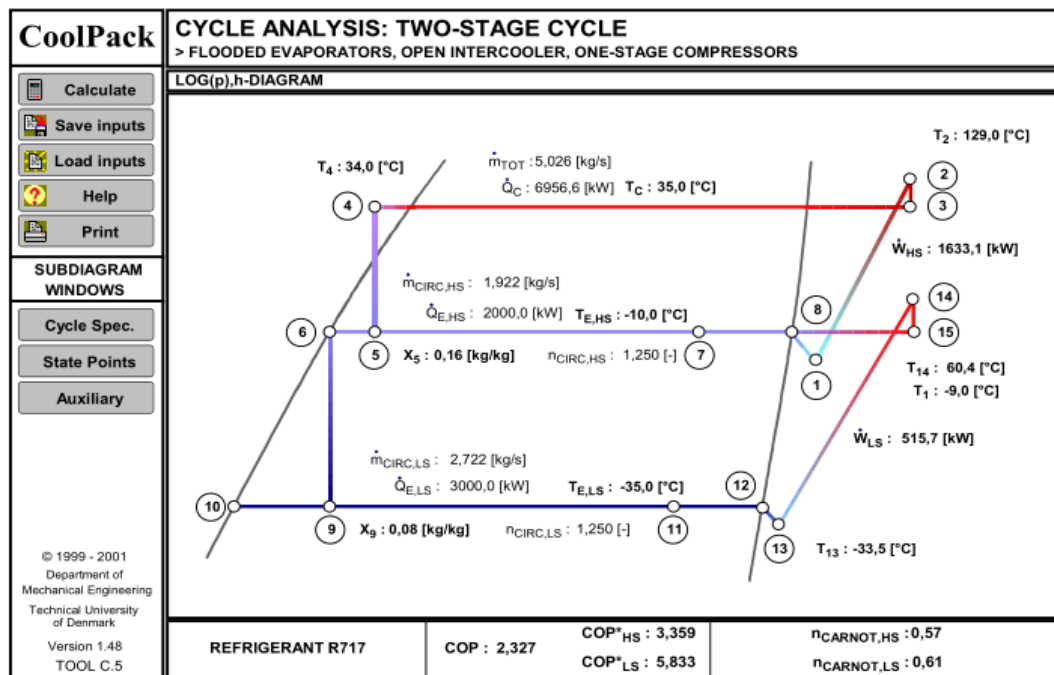
Figura 15 - Aspecto da tela inicial do software CoolPack.



Fonte: Autor (2021)

As simulações disponíveis no CoolPack são padronizadas. São disponibilizadas várias arquiteturas de sistemas de refrigeração típicas, tanto para equipamentos de pequeno porte quanto para sistemas de médio e grande porte. Para uma instalação de refrigeração industrial típica, com 2 estágios de compressão e evaporadores sobrealimentados, o software disponibiliza a configuração ilustrada na Figura 16.

Figura 16 - Software CoolPack: modelo termodinâmico para um sistema de refrigeração com duplo estágio de compressão e evaporadores sobrealimentados.

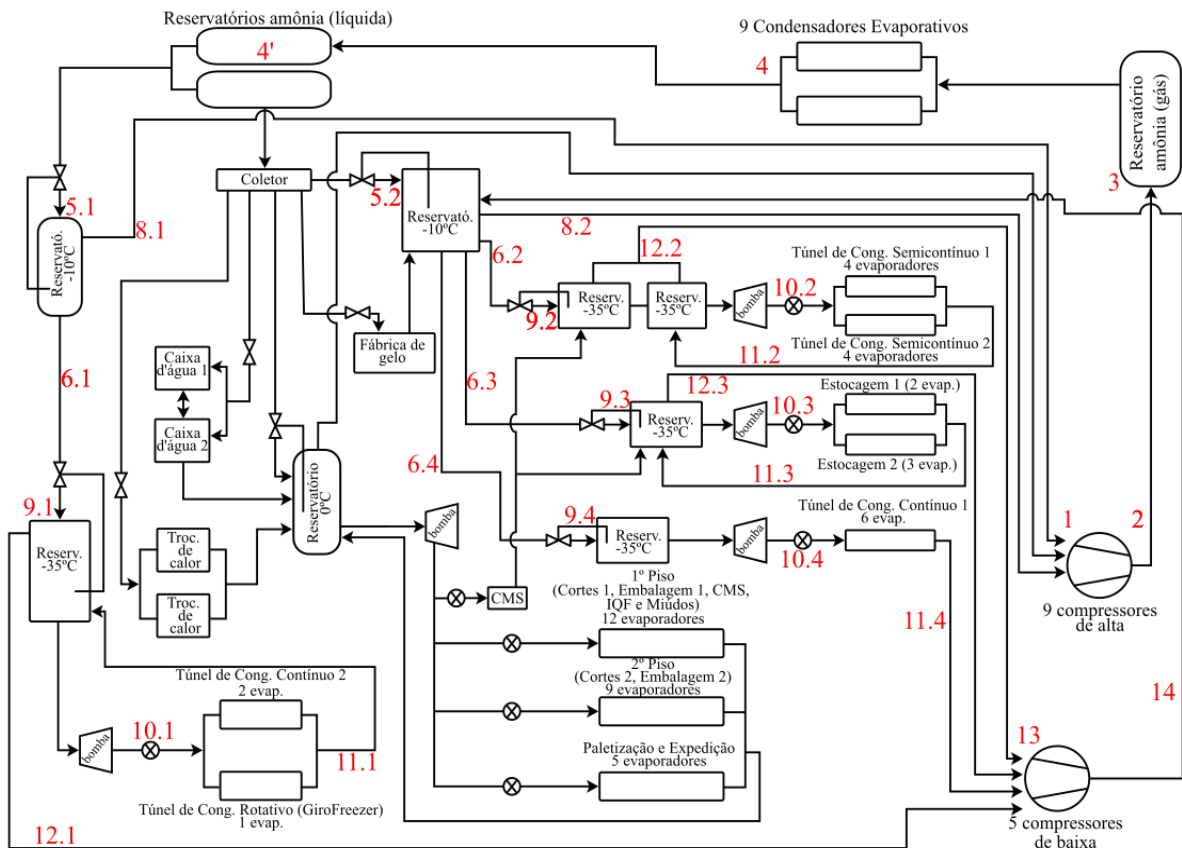


. Fonte: Autor (2021).

Pode-se constatar que a configuração disponibilizada pelo software reproduz o *lay-out* de sistema ilustrado na Figura 6 com a diferença de que os evaporadores são modelados como sobrealimentados (ASHRAE, 2014).

Desta forma, a instalação real da empresa (Figura 8) foi simulada de forma simplificada, onde a totalidade da capacidade nominal dos evaporadores de média e baixa temperatura serviram como dados de entrada para um único evaporador em cada nível. De forma idêntica, os 9 condensadores evaporativos foram modelados como um único condensador, assim como os 9 compressores do estágio de alta pressão/temperatura e os 5 compressores do estágio de baixa pressão/temperatura. Assim sendo, está disposto na Figura 17 o ciclo detalhado presente na empresa contendo os pontos nos locais de acordo com o gráfico pressão-entalpia disponibilizado pelo software CoolPack, apresentado na Figura 16.

Figura 17 - Ciclo detalhado do sistema com os pontos disponibilizados pelo gráfico do software.



Fonte: Autor (2021).

As Figuras 18, 19 e 20 ilustram os recursos de cálculo disponibilizados pelo software.

Figura 18 - Software CoolPack: detalhamento das condições operacionais do ciclo de refrigeração.

CYCLE SPECIFICATION				
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		REFRIGERANT
HS : $T_{E,HS}$ [°C]	-10,0	n_{CIRC} [-]	2	R717
LS : $T_{E,LS}$ [°C]	-35,0	n_{CIRC} [-]	2	
T_C [°C]	35,0	ΔT_{SC} [K]	1,0	
$\Delta p_{SL,HS}$ [K]		$\Delta p_{SL,LS}$ [K]		
$\Delta p_{DL,HS}$ [K]		$\Delta p_{DL,LS}$ [K]		
CYCLE CAPACITY				
HS : Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]	2000	$\dot{Q}_{E,HS}$: 2000,0 [kW]	\dot{m}_{HS} : 5,026 [kg/s]	$\dot{V}_{S,HS}$: 7666,0 [m ³ /h]
LS : Cooling capacity $\dot{Q}_{E,LS}$ [kW]	3000	$\dot{Q}_{E,LS}$: 3000,0 [kW]	\dot{m}_{LS} : 2,370 [kg/s]	$\dot{V}_{S,LS}$: 10590,3 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE				
HS : Isentropic efficiency $\eta_{IS,HS}$ [-]	0,7	$\eta_{IS,HS}$: 0,700 [-]	\dot{W}_{HS} : 1633,1 [kW]	\dot{W}_{TOT} : 2148,8 [kW]
LS : Isentropic efficiency $\eta_{IS,LS}$ [-]	0,7	$\eta_{IS,LS}$: 0,700 [-]	\dot{W}_{LS} : 515,7 [kW]	
COMPRESSOR HEAT LOSS				
HS : Heat loss factor $f_{Q,HS}$ [%]	10	$f_{Q,HS}$: 10,0 [%]	T_2 : 129,0 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,HS}$: 163,3 [kW]
LS : Heat loss factor $f_{Q,LS}$ [%]	10	$f_{Q,LS}$: 10,0 [%]	T_{14} : 60,4 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,LS}$: 51,6 [kW]
SUCTION LINES				
HS : Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,HS}$ [K]	1,0	$\dot{Q}_{SL,HS}$: 13334 [W]	T_1 : -9,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,HS}$: 1,0 [K]
LS : Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,LS}$ [K]	1,5	$\dot{Q}_{SL,LS}$: 8066 [W]	T_{13} : -33,5 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,LS}$: 1,5 [K]
Calculate		Print		Help
Auxiliary		State Points		COP : 2,327 COP* _{HS} : 3,359 COP* _{LS} : 5,833

Fonte: Autor (2021).

Os parâmetros mais relevantes do software, indicados na Figura 18, são listados a seguir.

No quadro “*temperature levels*”:

- $T_{e,hs}$ – temperatura de evaporação do regime de alta pressão/temperatura;
- $T_{e,ls}$ – temperatura de evaporação do regime de baixa pressão/temperatura;
- T_c – temperatura de condensação;
- n_{circ} – taxa de circulação.

No quadro “*cycle capacity*”:

- $\dot{Q}_{e,hs}$ – capacidade de refrigeração no regime de alta [kW];
- $\dot{Q}_{e,ls}$ – capacidade de refrigeração no regime de baixa [kW];
- \dot{m}_{hs} – vazão mássica de fluido no regime de alta [kg/s];
- \dot{m}_{ls} – vazão mássica de fluido no regime de baixa [kg/s];
- $\dot{V}_{s,hs}$ – vazão volumétrica de fluido no regime de alta [m³/h];
- $\dot{V}_{s,ls}$ – vazão volumétrica de fluido no regime de baixa [m³/h].

No quadro “*compressor performance*”:

- $\eta_{is,hs}$ – eficiência isentrópica no regime de alta;
- $\eta_{is,ls}$ – eficiência isentrópica no regime de baixa;
- \dot{W}_{hs} – potência de compressão no regime de alta [kW];
- \dot{W}_{ls} – potência de compressão no regime de baixa [kW];
- \dot{W}_{tot} – potência de compressão total [kW].

No quadro “*compressor heat loss*”:

- $f_{q,hs}$ – energia consumida perdida como calor no regime de alta [%];
- $f_{q,ls}$ – energia consumida perdida como calor no regime de baixa [%];
- $\dot{Q}_{loss,hs}$ – energia consumida perdida como calor no regime de alta [kW];
- $\dot{Q}_{loss,ls}$ – energia consumida perdida como calor no regime de baixa [kW];
- T_2 – Temperatura de descarga do regime de alta;
- T_{14} – Temperatura de descarga do regime de baixa.

No quadro “*compressor suction lines*”:

- T_1 – Temperatura de sucção do regime de alta;
- T_{13} – Temperatura de sucção do regime de baixa.

Figura 19 - Software CoolPack: estados termodinâmicos do ciclo de refrigeração.

STATE POINTS						
	STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	Additional information
HIGH PRESSURE	2	129,0	1361,7	1729,2	7,3	$POPTIMUM = \sqrt{P_2 \cdot P_{13}}$ POPTIMUM : 353,9 [kPa] TSAT,OPTIMUM : -5,1 [°C]
	3	129,0	1353,9	1729,4	7,2	
	4	34,0	1353,9	345,4	588,9	
INTERMEDIATE PRESSURE	5	-10,0	290,9	345,4	-	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 4,719 Pressure ratio (p_{14} / p_{13}) : 3,189
	6	-10,0	290,9	133,2	651,9	
	7	-10,0	290,9	1173,9	-	
	8	-10,0	290,9	1434,1	2,4	$T_{2,IS} : 103,6$ [°C] $T_{2,W} : 141,8$ [°C] $T_{14,IS} : 41,5$ [°C] $T_{14,W} : 70,0$ [°C]
	1	-9,0	288,6	1436,8	2,4	
	15	60,4	290,9	1598,1	1,8	
	14	60,4	293,3	1598,0	1,8	
LOW PRESSURE	9	-35,0	92,9	133,2	-	T_{IS} is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
	10	-35,0	92,9	21,3	683,4	
	11	-35,0	92,9	1123,3	-	T_{W} is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
	12	-35,0	92,9	1398,8	0,8	
	13	-33,5	92,0	1402,2	0,8	

Calculate	Print	Help	Cycle Spec.	Auxiliary	COP : 2,327	COP ^{HS} : 3,359	COP ^{LS} : 5,833
-----------	-------	------	-------------	-----------	-------------	---------------------------	---------------------------

Fonte: Autor (2021).

Figura 20 - Software CoolPack: cálculos auxiliares associados à instalação de refrigeração.

AUXILIARY						
VOLUMETRIC EFFICIENCY						
HS : Volumetric efficiency $\eta_{VOL,HS}$ [-]	0,7	$\eta_{VOL,HS} : 0,700$ [-]	$\dot{V}_{S,HS} : 7666,0$ [m ³ /h]	$\dot{V}_{D,HS} : 10951,5$ [m ³ /h]		
LS : Volumetric efficiency $\eta_{VOL,LS}$ [-]	0,7	$\eta_{VOL,LS} : 0,700$ [-]	$\dot{V}_{S,LS} : 10590,3$ [m ³ /h]	$\dot{V}_{D,LS} : 15129,0$ [m ³ /h]		
UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER						
Temperature increase ΔT_{WATER} [K]	20,00	$\Delta T_{WATER} : 20,00$ [K]	$\dot{V}_{WATER} : 56,2$ [m ³ /h]	$\dot{Q}_{DSH} : 1295$ [kW]		
			$T_{DL,HS,OUT} : 129,0$ [°C]	$T_C : 35,0$ [°C]		
<small>Water in the desuperheating heat exchanger can only be heated to discharge temperature $T_{DL,HS,OUT}$. \dot{Q}_C in the main diagram window includes both the heat load for desuperheating and condensing of the refrigerant.</small>						
ENERGY CONSUMPTION						
Hours of operation [h] :	8760	Energy consumption : 18823378 [kWh]				
PIPE DIMENSIONS						
PIPE SECTION	VELOCITY	PIPE DIAMETER (Internal)		Condition corresponds to		
	[m/s]	[mm]				
HS Suction line	10,0	520,7		State Point #1		
LS Suction line	10,0	612,0		State Point #13		
HS Discharge line	12,0	270,7		State Point #2		
LS Discharge	12,0	369,8		State Point #14		
HS Liquid line	0,6	134,6		State Point #4		
LS Liquid line	0,6	87,8		State Point #6		

Calculate	Print	Help	State Points	Cycle Spec.	COP : 2,327	COP ^{HS} : 3,359	COP ^{LS} : 5,833
-----------	-------	------	--------------	-------------	-------------	---------------------------	---------------------------

Fonte: Autor (2021).

A simulação do sistema completo permite avaliar quantitativamente a eficiência global do sistema (como pode ser observado na Figura 18), o que, mediante comparação com valores típicos encontrados na literatura, permite identificar a contribuição relativa dos diversos processos e componentes para a ineficiência global, indicando desta forma possíveis modificações que contribuam para o incremento da eficiência e redução do consumo de energia.

Como mostrado na Figura 20, o software calcula a energia consumida pelo sistema, em kWh, para um tempo de funcionamento estipulado, sendo possível, a partir do custo da energia consumida, estimar o custo do sistema e a economia que poderia ser gerada a partir de alterações no sistema.

Além disso, como se pode constatar na Figura 15, o software CoolPack também apresenta diversos modelos de análise dos vários componentes do ciclo de refrigeração, que possibilitarão uma análise detalhada, conforme a necessidade.

3.5 Processamento dos dados experimentais para simulação

Por se tratar de um sistema complexo, com todos os componentes interligados, o sistema foi modelado de forma que seja possível realizar as simulações no software.

Os 9 compressores do estágio de alta pressão/temperatura foram modelados como sendo um único componente, o mesmo acontecendo com os 5 compressores do estágio de baixa pressão/temperatura. As informações disponibilizadas pela empresa ou obtidas em catálogos de fabricantes serão utilizadas como dado de entrada para o software, ou para comparação com os resultados fornecidos pelo software.

A Tabela 3 e a Tabela 4 apresentam os dados gerais dos compressores presentes na instalação estudada.

Tabela 3 - Dados dos compressores presentes na instalação.

N°	Regime	Capacidade (kcal/h)			Desloc. Volumétrico [m ³ /h]			Rend. (η)
		0°C	-10°C	-35°C	0°C	-10°C	-35°C	
1	Baixa			272.000			1.458	0,935
2	Alta	447.400			594			0,938
3	Alta	447.400			594			0,941
4	Alta		1.079.000			1.855		0,954
6	Alta		1.600.000			2840		0,964
7	Alta	788.000			1460			0,900
8	Baixa			513.000			2800	0,945
10	Baixa			685.000			3796	0,950
11	Alta		819.000			1452		0,953
12	Baixa			1.040.000			5684	0,954
13	Alta		1.079.000			1887		0,953
14	Alta		549.000			964		0,953
15	Baixa			196.800			1458	0,938
17	Alta	8.100			10			0,935
Total		1.690.900	5.126.000	2.706.800	2.658	8.998	15.196	0,944
		6.816.900		2.706.800	11.656	15.196		

Fonte: Elaborado pelo Autor (2021).

Tabela 4 - Dados nominais dos motores elétricos dos compressores.

N°	Corrente (A)	Fat. Pot. (Cos φ)	Tensão (V)	Potência nominal	
				[CV]	[kW]
1	148	0,87	380	100	74
2	179	0,86	380	125	92
3	212	0,87	380	150	110
4	696	0,88	380	500	368
6	850	0,87	380	650	478
7	850	0,86	380	350	257
8	337	0,86	380	250	184
10	387	0,88	380	300	221
11	520	0,88	380	400	294
12	556	0,88	380	450	331
13	652	0,88	380	500	368
14	405	0,87	380	300	221
15	405	0,87	380	125	92
17	148	0,87	380	100	74

Fonte: Elaborado pelo autor (2021).

Os valores de rendimento, fatores de potência e capacidades foram obtidos com informações disponibilizadas pela empresa, o deslocamento volumétrico foi obtido em catálogos dos fabricantes por não estarem disponíveis nos documentos da empresa.

Como o valor da potência dos compressores disponível na Tabela 4 indica o valor nominal, como dado de entrada para as simulações foram utilizados os valores de potência instantânea nos compressores, a partir da medição da corrente elétrica de acionamento, simultaneamente com os demais dados retirados do sistema.

A Equação 3.1 apresenta o cálculo da potência instantânea de compressão:

$$I_n = \frac{P}{V \sqrt{3} \cos(\varphi) \eta} \quad (3.1)$$

onde:

I_n – corrente;

P – potência;

V – tensão;

$\cos(\varphi)$ – fator de potência;

η – rendimento do motor.

O fator de potência e o rendimento dos motores estão representados na Tabela 3. A tensão utilizada foi sempre de 380 V. O valor da corrente foi obtido experimentalmente, com o uso de um amperímetro alicate.

Os demais dados utilizados obtidos no sistema foram os valores de pressão e temperatura da amônia, que foram obtidos através da leitura realizada nos manômetros e termômetros presentes no sistema.

Os condensadores também foram modelados como um único componente, onde possui 9 funcionando em conjunto, com uma capacidade de troca de calor instalada em torno de 11.730.000 kcal/h.

As bombas instaladas para alimentar os evaporadores do sistema são da marca Frigostrella, modelo ZM-5, e estão instaladas logo após os reservatórios de amônia (Figura 8 e Figura 17). Cada conjunto de bomba representado nas figuras possui duas bombas desse modelo, sendo uma de reserva, utilizada em caso de manutenção da principal ou em casos específicos para regular a pressão do sistema, ou seja, em termos de modelação para o trabalho, o nível de 0 °C possui uma vazão de 30 m³/h, podendo a chegar a 60 m³/h e para o nível de -35°C a vazão somada das bombas é 120 m³/h, podendo a chegar a 240 m³/h se todas as bombas secundárias forem ligadas. A Tabela 5 a seguir apresenta as características dos modelos de bombas da marca Frigostrella.

Tabela 5 – Especificações de bombas centrífugas de alimentação de amônia.

Marca	Modelo	Vazão nom. [m ³ /h]	Pressão		Potência nom.		Rotação [rpm]
			[m.c.a]	[kPa](média)	[HP]	[kW]	
Frigostrella	ZM-1	5	30-40	343,2	4	2,98	3.500
	ZM-2	10	30-40	343,2	5	3,73	3.500
	ZM-3	15	30-40	343,2	6	4,47	3.500
	ZM-4	20	30-40	343,2	7,5	5,59	3.500
	ZM-5	30	30-40	343,2	10	7,46	3.500
	ZM-6	40	30-40	343,2	12,5	9,32	3.500

Fonte: Elaborado pelo autor com base no catálogo da Frigostrella (2021).

3.6 Modelagem termodinâmica

A modelagem termodinâmica do sistema foi realizada mediante a aplicação dos princípios de conservação de massa e energia aos diversos componentes do sistema, utilizando-se as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante, baseados nas grandezas físicas medidas no sistema real.

Esta modelagem termodinâmica se faz necessária para o entendimento da modelagem utilizada no software, de forma a se identificar os dados de entrada necessários ao software, e também para comparação com os resultados fornecidos pelo software.

As propriedades termodinâmicas para a amônia utilizadas neste trabalho são as apresentadas por Stoecker e Jabardo (2002).

3.6.1 Balanço de massa e energia.

Por não estarem disponíveis dados seguros da capacidade de refrigeração dos evaporadores do regime de baixa pressão/temperatura, foi estimada a capacidade instantânea de refrigeração nesses evaporadores de acordo com os procedimentos listados a seguir

Os pontos e propriedades termodinâmicas utilizados neste roteiro estão de acordo com as Figura 16 e 17.

/i/ com o valor da potência elétrica, obtida pela corrente medida nos compressores, e calculada pela Equação 3.1, arbitrando uma eficiência isentrópica, calcula-se a potência de compressão isentrópica pela Equação 3.2,

$$\eta_{is} = \frac{P_{CI}}{P_{CR}} \quad (3.2)$$

onde:

P_{CI} – potência de compressão isentrópica;

P_{CR} – potência de compressão real;

η_{is} – eficiência isentrópica.

/ii/ em seguida, são calculadas as entalpias de sucção (pontos 1 e 13) e descarga (pontos 2 e 14) dos compressores, para a condição de compressão isentrópica;

As entalpias na sucção dos compressores são obtidas a partir das tabelas de propriedades termodinâmicas da amônia em função da temperatura de sucção medida.

As entalpias na descarga são obtidas a partir da condição de compressão isentrópica, e com base na pressão de descarga do fluido.

/iii/ a partir das entalpias de sucção e descarga dos compressores e da potência de compressão isentrópica, pelo balanço de massa no compressor, descrito pela Equação 3.3, calcula-se a vazão mássica nos compressores:

$$P_{cl} = \dot{m}_{14} (h_{14} - h_{13}) \quad (3.3)$$

/iv/ a vazão bombeada para o evaporador pelas bombas é definida pelo catálogo do fabricante para o modelo presente na instalação, e está disponível na Tabela 5, onde é somado a vazão de todas as bombas ligadas simultaneamente na instalação.

/v/ através do balanço energético no reservatório de -35°C , calcula-se a entalpia na saída dos evaporadores de baixa (h_{11}), o balanço de energia está descrito na Equação 3.4.

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{13} h_{13} \quad (3.4)$$

Evidenciando h_{11} :

$$h_{11} = \frac{\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_9 h_9}{\dot{m}_{11}} \quad (3.5)$$

onde:

- $\dot{m}_9 = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$ – já definidos anteriormente;
- h_{13} – já definido anteriormente;
- $\dot{m}_{11} = \dot{m}_{10}$ – vazão mássica bombeada pelo sistema de baixa pressão;
- $h_9 = h_6$ – definidos com base na tabela de propriedades termodinâmicas para a amônia saturada a temperatura de evaporação no estágio de alta;
- h_{10} – definidos com base na tabela de propriedades termodinâmicas para a amônia saturada a temperatura de evaporação no estágio de baixa.

/vi/ com a entalpia na saída dos evaporadores de baixa e a vazão bombeada ao sistema, calcula-se a potência de refrigeração do sistema de evaporação do regime de baixa com um balanço de energia no evaporador, o qual está descrito na Equação 3.6:

$$P_r = \dot{m}_{11} (h_{11} - h_{10}) \quad (3.6)$$

/vii/ para a conferência dos resultados, realizando um balanço energético no reservatório de -35 °C, entre os pontos 9 e 13, o resultado de potência de refrigeração será o mesmo:

$$P_r = \dot{m}_9 (h_{13} - h_9) \quad (3.7)$$

3.6.2 Cálculo do coeficiente de performance (COP)

O COP é definido como a razão entre a taxa de calor removida pelo evaporador do ambiente refrigerado, ou capacidade de refrigeração (P_r), e a potência consumida pelo compressor (P_c).

$$COP = \frac{P_r}{P_c} \quad (3.8)$$

O coeficiente de performance do sistema de duplo estágio de pressão é definido pela razão do somatório das capacidades de refrigeração dos evaporadores de alta e baixa pressão/temperatura pelo somatório das potências consumidas pelos compressores, e pode ser calculado pela Equação 3.9,

$$COP = \frac{P_{ra} + P_{rb}}{P_{ca} + P_{cb}} \quad (3.9)$$

Onde, P_{ra} e P_{rb} são respectivamente a capacidade de refrigeração dos evaporadores de alta e de baixa pressão/temperatura, e P_{ca} e P_{cb} são as potências consumidas pelos compressores de alta e de baixa pressão/temperatura respectivamente.

3.6.3 Evaporadores sobrealimentados

Observando-se a Figura 8, pode-se constatar que todos os evaporadores, tanto de baixa quanto de média temperatura/pressão, são sobrealimentados (com exceção do sistema que atende a fábrica de gelo e os resfriadores de água do processo). Em um sistema de sobrealimentação de líquido, o número ou taxa de circulação é a razão entre a massa do líquido bombeado (isto é, entregue ao evaporador) e a quantidade de líquido vaporizado. A quantidade de líquido vaporizado é baseada no calor latente para o refrigerante na temperatura do evaporador. A taxa de sobrealimentação é a proporção de líquido para vapor que retorna ao receptor de baixa pressão. Quando o vapor deixa um evaporador em condições de vapor saturado sem líquido em excesso, a taxa de circulação é 1 e a taxa de sobrealimentação é 0. Com uma taxa de circulação igual à 4, a taxa de sobrealimentação em carga total é 3. Os sistemas são de fluxo constante, ou seja, as bombas possuem rotação fixa e vazão volumétrica constante. Como as condições de carga térmica variam continuamente, observam-se flutuações nas temperaturas fora e dentro do evaporador. Assim, as capacidades dos evaporadores variam consideravelmente; como o fluxo de refrigerante para os evaporadores é constante, a taxa de sobrealimentação flutua (ASHRAE, 2014).

Então, para cada evaporador, existe uma taxa de circulação ideal para cada condição de carregamento que dá a melhor eficiência do evaporador. Em geral, é muito difícil prever taxas de circulação ideais ou projetar uma planta para ajuste automático das taxas para se adequar a cargas flutuantes. A taxa ideal pode variar de acordo com a carga de calor, o diâmetro do tubo, o comprimento do circuito e o número de circuitos paralelos para obter o melhor desempenho. Altas taxas de circulação podem causar quedas de pressão excessivamente altas nos evaporadores e nas linhas de retorno. O dimensionamento da linha de retorno pode afetar as taxas ideais.

Muitos fabricantes de evaporadores especificam as taxas de circulação recomendadas para seus equipamentos. Para evaporadores de amônia, alimentados pelo topo (tubos de maior diâmetro) são recomendadas taxas de circulação mínimas de 6 a 7; já para evaporadores alimentados pelo fundo (tubos de menor diâmetro), são recomendadas taxas de circulação mínimas de 2 a 4 (ASHRAE, 2014).

Desta forma, fica evidente que a determinação das taxas de circulação dos evaporadores dos diversos sistemas é muito importante para avaliar o desempenho deste. As taxas de circulação podem ser estimadas a partir da vazão volumétrica nominal das bombas de alimentação e da capacidade de refrigeração nominal de cada evaporador.

A determinação experimental destas taxas pode ser feita a partir da medição da vazão volumétrica na saída dos evaporadores, que permite o cálculo da fração mássica de vapor da mistura líquido-vapor e, conseqüentemente, da taxa de circulação real. Caso seja possível em termos de tempo e custos, pretende-se realizar a determinação experimental das taxas de circulação, visando inicialmente a validação da estimativa teórica.

Utilizando-se a simulação, a influência da taxa de circulação sobre a eficiência global do sistema pode ser quantificada, buscando-se determinar uma taxa de circulação ótima.

Como a taxa de circulação é a razão entre a vazão mássica do líquido efetivamente bombeado ao evaporador e a vazão mássica que seria necessária caso o fluido se evaporasse completamente (fração mássica de vapor na saída igual a 100%), através da Equação 3.10 pode-se calcular a taxa de circulação de amônia nos evaporadores de baixa pressão/temperatura.

$$T_c = \frac{(h_{12} - h_{10})}{(h_{11} - h_{10})} \quad (3.10)$$

onde:

T_c – taxa de circulação

4 RESULTADOS

Todas as informações necessárias para a realização deste trabalho foram obtidas na empresa estudada, por meio de fotos, planilhas, leitura de dados dos manômetros dos equipamentos do sistema e diálogo com os operadores da sala de máquina.

Visualizando os gráficos de temperatura dos ambientes refrigerados e com base na temperatura climática momentânea, foi definido que as leituras dos dados no sistema iria ser feito nos períodos com a temperatura mais elevada do dia e que estivesse com o maior número de compressores simultaneamente em funcionamento.

Os dados buscados para leitura foram os dos pontos que estão ilustrados na Figura 17 que foram definidos com base no gráfico pressão-entalpia da Figura 16.

4.1 Primeira simulação

A primeira leitura dos dados na empresa ocorreu em um dia em que a temperatura ambiente marcava 29°C, e no momento da leitura, os compressores que estavam desligados eram somente os de número 1, 3 e 17.

Os dados de pressão e temperatura obtidos para cada ponto estão dispostos na Tabela 6, onde nos pontos que possuem várias medições foi elaborado uma média aritmética entre os valores, o símbolo (-), indica que no local não possui medições.

Tabela 6 - Dados dos pontos do ciclo obtidos através da leitura na empresa – leitura 01.

	Pressão (Kgf/cm²)	Temperatura (°C)
Ponto 1 - Sucção dos compressores de alta	2,14	-9
Ponto 2 - Descarga dos compressores de alta	11,325	56,6
Ponto 3 - Reservatório de Amônia (gás)	11	-
Ponto 4 - Saída condensadores / Reserv. Líquido	10,9	30,09
Ponto 5 - Reservatório -10°C	2	-9,43
Ponto 9 - Reservatório -35°C	-0,33	-36,1
Ponto 10 - Após a bomba do reservatório -35°C	0,16	-
Ponto 13 - Sucção dos compressores de baixa	-	-36
Ponto 14 - Descarga dos compressores de baixa	2,6	55,6

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Nota-se que a temperatura de descarga dos compressores do regime de alta encontram-se relativamente baixas, isso ocorre pois possui resfriamento com amônia. Por meio de

informações obtidas na empresa, com base em como era antes da instalação desse resfriamento, esse sistema é capaz de resfriar a amônia entre 30 e 35°C.

A leitura da corrente dos compressores foi realizada visualizando os amperímetros dispostos na sala de máquinas da empresa e também com o auxílio de um amperímetro alicate para leitura nos compressores que não possuem o amperímetro instalado.

A Tabela 7 exhibe os valores medidos para a corrente e a potência calculada pela Equação 3.1,

Tabela 7 - Potência real calculada pela corrente medida nos compressores – leitura 01.

Nº	Regime	Corrente (A)	Fat. Pot. (Cos ϕ)	Tensão (V)	Potência [kW]	
1	BAIXA	Desligado	0,87	380	-	
2	ALTA	128	0,86	380	72	
3	ALTA	Desligado	0,87	380	-	
4	ALTA	540	0,88	380	313	
6	ALTA	715	0,87	380	409	
7	ALTA	496	0,86	380	281	
8	BAIXA	255	0,86	380	144	
10	BAIXA	348,4	0,88	380	202	
11	ALTA	415,4	0,88	380	241	
12	BAIXA	515	0,88	380	298	
13	ALTA	450	0,88	380	258	
14	ALTA	390	0,87	380	226	
15	BAIXA	107,8	0,87	380	62	
17	ALTA	Desligado	0,87	380	-	
POTÊNCIA					ALTA (kW)	1799
TOTAL					BAIXA (kW)	706

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Com as potências no momento da medição definidas, o próximo passo foi calcular a capacidade de refrigeração dos compressores de regime de baixa pressão/temperatura e a taxa de circulação de líquido nos evaporadores do regime de baixa, utilizando balanço de massa e energia do sistema e considerando um sistema de compressão isentrópica. Os cálculos foram realizados com base nas Equações 3.2 a 3.10, e os valores encontrados foram os seguintes:

De acordo com Groll (2012) para compressores abertos de grande porte em plena carga os valores para eficiência isentrópica são da ordem de 0,6 à 0,8. Então, considerando a eficiência isentrópica 0,7 e potência de compressão real 706 kW, mostrada na Tabela 7, a potência de compressão isentrópica encontrada pela Equação 3.2 foi de 494 kW.

Os valores de entalpias encontrados com base nas tabelas termodinâmicas e através de cálculos considerando o sistema isentrópico estão exibidos na Tabela 8.

Tabela 8 – Entalpias em pontos do sistema utilizado nos cálculos – leitura 01.

Pontos	kJ/kg
h_1	1.451,9
h_2	1.643,6
h_5	342,24
h_6	156,75
h_9	156,75
h_{10}	36,44
h_{11}	212,43
h_{12}	1.413,95
h_{13}	1.414,1
h_{14}	1.568,82

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Com a potência de compressão e as entalpias definidas, pela Equação 3.3 foi determinado a vazão mássica nos compressores, onde o valor encontrado foi: $\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = 3,2$ kg/s.

A vazão mássica bombeada pela bomba foi calculada com base na vazão volumétrica da bomba de modelo ZM-5 informada na Tabela 5, somando a vazão das bombas em funcionamento e utilizando a densidade da amônia líquida de $684,8 \text{ kg/m}^3$ foi calculado: $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = 22,84 \text{ kg/s}$.

Pela Equação 3.5 foi determinado que: $h_{11} = 212,43 \text{ kJ/kg}$.

Com todos os dados e valores necessários, o valor de potência de refrigeração do lado de baixa foi calculado pelas Equações 3.6 e 3.7 ($P_r = 4017,3 \text{ kW}$).

Com a Equação 3.10 foi definida a taxa de circulação para o regime de baixa ($T_c = 7,83$).

A potência de refrigeração para o regime de alta utilizado foi o valor somado das capacidades dos evaporadores de alta, disponível na Tabela 2. O total somado para climatização, fábricas de gelo e refrigeração de água foi de $1.831.620 \text{ kcal/h}$, em kW o valor utilizado no software foi de 2.130 kW .

Os outros parâmetros inseridos no software são:

- as temperaturas de sucção e descarga dos dois estágios de compressão;
- as temperaturas médias da amônia que se expande aos reservatórios para posteriormente ser bombeada aos evaporadores;
- a temperatura de condensação do refrigerante.

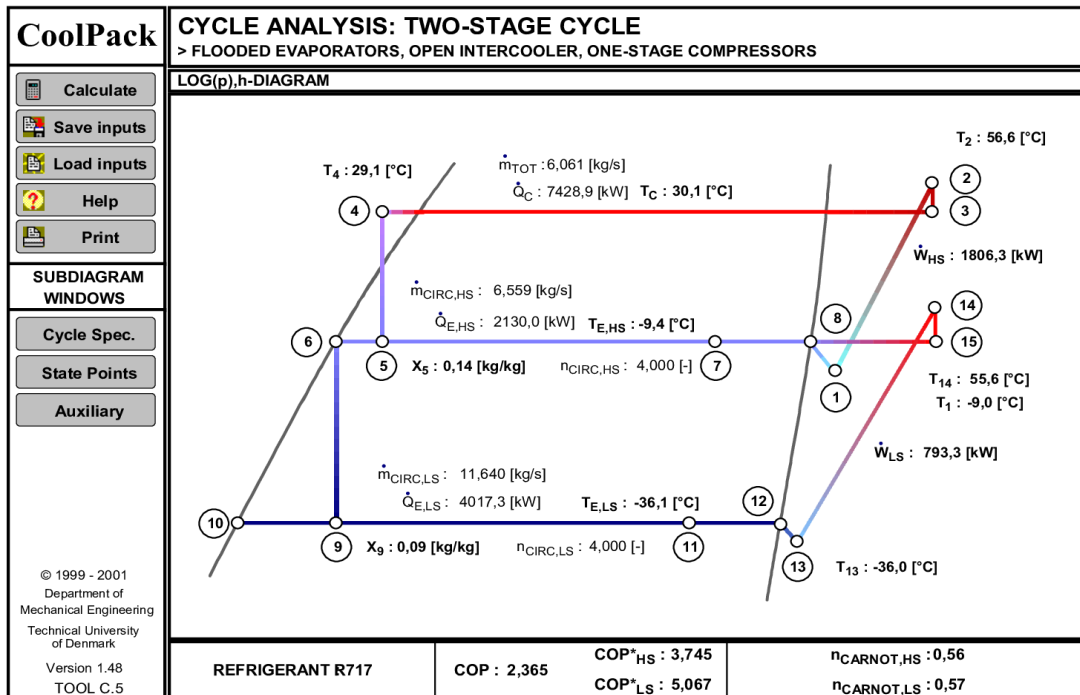
Tabela 9 - Todos os parâmetros inseridos no software – simulação 01.

Parâmetros	Valor
Temperatura reservatório -10 °C - [°C]	-9,4
Temperatura reservatório -35 °C - [°C]	-36,1
Temperatura de condensação - [°C]	30,1
Taxa de circulação (ideal 2 a 4)	4
Eficiência isentrópica	0,7
Capacidade de refrigeração de alta - [kW]	2.130
Capacidade de refrigeração de baixa - [kW]	4.017,3
Temperatura de sucção compressores de alta (T ₁) - [°C]	-9
Temperatura de descarga compressores de alta (T ₂) - [°C]	56,6
Temperatura de sucção compressores de baixa (T ₁₃) - [°C]	-36
Temperatura de descarga compressores de baixa (T ₁₄) - [°C]	55,6

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

As Figuras 21, 22, 23 e 24 mostram os resultados para a simulação no software com os valores descritos acima.

Figura 21 - Software CoolPack: diagrama pressão-entalpia – simulação 01.



Fonte: Autor (2022).

Figura 22 - Software CoolPack: detalhamento das condições operacionais – simulação 01.

CYCLE SPECIFICATION									
TEMPERATURE LEVELS				PRESSURE LOSSES				REFRIGERANT	
HS : $T_{E,HS}$ [°C] :	-9,4	η_{CIRC} [-]	4	$\Delta P_{SL,HS}$ [K] :	1	$\Delta P_{SL,LS}$ [K] :	1	R717	
LS : $T_{E,LS}$ [°C] :	-36,1	η_{CIRC} [-]	4	$\Delta P_{DL,HS}$ [K] :	1	$\Delta P_{DL,LS}$ [K] :	1		
T_C [°C] :	30,1	ΔT_{sc} [K] :	1,0						
CYCLE CAPACITY									
HS : Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]	2130	$\dot{Q}_{E,HS}$: 2130,0 [kW]	\dot{m}_{HS} : 6,061 [kg/s]	$\dot{V}_{S,HS}$: 9324,8 [m ³ /h]					
LS : Cooling capacity $\dot{Q}_{E,LS}$ [kW]	4017	$\dot{Q}_{E,LS}$: 4017,3 [kW]	\dot{m}_{LS} : 3,185 [kg/s]	$\dot{V}_{S,LS}$: 15556,4 [m ³ /h]					
COMPRESSOR PERFORMANCE									
HS : Isentropic efficiency $\eta_{IS,HS}$ [-]	0,7	$\eta_{IS,HS}$: 0,700 [-]	\dot{W}_{HS} : 1806,3 [kW]	\dot{W}_{TOT} : 2599,6 [kW]					
LS : Isentropic efficiency $\eta_{IS,LS}$ [-]	0,7	$\eta_{IS,LS}$: 0,700 [-]	\dot{W}_{LS} : 793,3 [kW]						
COMPRESSOR HEAT LOSS									
HS : Discharge temperature T_2 [°C]	56,6	$f_{Q,HS}$: 63,8 [%]	T_2 : 56,6 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,HS}$: 1152,9 [kW]					
LS : Discharge temperature T_{14} [°C]	55,6	$f_{Q,LS}$: 24,4 [%]	T_{14} : 55,6 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,LS}$: 193,6 [kW]					
SUCTION LINES									
HS : Outlet temperature T_1 [°C]	-9,0	$\dot{Q}_{SL,HS}$: 13026 [W]	T_1 : -9,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,HS}$: 0,4 [K]					
LS : Outlet temperature T_{13} [°C]	-36,0	$\dot{Q}_{SL,LS}$: 2541 [W]	T_{13} : -36,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,LS}$: 0,1 [K]					
<input type="button" value="Calculate"/> <input type="button" value="Print"/> <input type="button" value="Help"/>				<input type="button" value="Auxiliary"/> <input type="button" value="State Points"/>		COP : 2,365 COP* _{HS} : 3,745 COP* _{LS} : 5,067			

Fonte: Autor (2022).

Figura 23 - Software CoolPack: estados termodinâmicos do ciclo – simulação 01.

STATE POINTS						
	STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	Additional information
HIGH PRESSURE	2	56,6	1208,9	1544,8	8,3	$P_{OPTIMUM} = \sqrt{p_2 \cdot p_{13}}$ $P_{OPTIMUM} : 317,5$ [kPa] $T_{SAT,OPTIMUM} : -7,8$ [°C]
	3	56,6	1173,7	1546,7	8,0	
	4	29,1	1173,7	321,0	596,5	
INTERMEDIATE PRESSURE	5	-9,4	298,1	321,0	-	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 4,224 Pressure ratio (p_{14} / p_{13}) : 3,723 $T_{2,IS} : 94,4$ [°C] $T_{2,W} : 129,7$ [°C] $T_{14,IS} : 49,5$ [°C] $T_{14,W} : 82,1$ [°C]
	6	-9,4	298,1	136,0	651,1	
	7	-9,4	298,1	460,7	-	
	8	-9,4	298,1	1434,9	2,4	
	1	-9,0	286,2	1437,0	2,3	
LOW PRESSURE	15	55,6	298,1	1586,7	1,9	T_{IS} is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression T_{W} is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
	14	55,6	310,4	1586,2	2,0	
	9	-36,1	87,8	136,0	-	
	10	-36,1	87,8	16,6	684,8	
	11	-36,1	87,8	361,7	-	
	12	-36,1	87,8	1397,1	0,8	
	13	-36,0	83,4	1397,9	0,7	
<input type="button" value="Calculate"/> <input type="button" value="Print"/> <input type="button" value="Help"/>				<input type="button" value="Cycle Spec."/> <input type="button" value="Auxiliary"/>		COP : 2,365 COP* _{HS} : 3,745 COP* _{LS} : 5,067

Fonte: Autor (2022).

Figura 24 - Software CoolPack: variáveis auxiliares – simulação 01.

AUXILIARY			
VOLUMETRIC EFFICIENCY			
HS : Volumetric efficiency $\eta_{VOL,HS}$ [-]	<input type="text" value="0,7"/>	$\eta_{VOL,HS} : 0,700$ [-]	$\dot{V}_{S,HS} : 9324,8$ [m ³ /h] $\dot{V}_{D,HS} : 13321,2$ [m ³ /h]
LS : Volumetric efficiency $\eta_{VOL,LS}$ [-]	<input type="text" value="0,7"/>	$\eta_{VOL,LS} : 0,700$ [-]	$\dot{V}_{S,LS} : 15556,4$ [m ³ /h] $\dot{V}_{D,LS} : 22223,4$ [m ³ /h]
UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER			
Temperature increase ΔT_{WATER} [K]	<input type="text" value="20,00"/>	$\Delta T_{WATER} : 20,00$ [K]	$\dot{V}_{WATER} : 20,2$ [m ³ /h] $\dot{Q}_{DSH} : 467,6$ [kW]
		$T_{DL,HS,OUT} : 56,6$ [°C]	$T_C : 30,1$ [°C]
<small>Water in the desuperheating heat exchanger can only be heated to discharge temperature $T_{DL,HS,OUT}$. \dot{Q}_C in the main diagram window includes both the heat load for desuperheating and condensing of the refrigerant.</small>			
ENERGY CONSUMPTION			
Hours of operation [h] :	<input type="text" value="24"/>	Energy consumption : 62390 [kWh]	
PIPE DIMENSIONS			
PIPE SECTION	VELOCITY	PIPE DIAMETER (Internal)	Condition corresponds to
	[m/s]	[mm]	
HS Suction line	<input type="text" value="10,0"/>	574,3	State Point #1
LS Suction line	<input type="text" value="10,0"/>	741,8	State Point #13
HS Discharge line	<input type="text" value="12,0"/>	278,9	State Point #2
LS Discharge	<input type="text" value="12,0"/>	413,2	State Point #14
HS Liquid line	<input type="text" value="0,6"/>	146,8	State Point #4
LS Liquid line	<input type="text" value="0,6"/>	101,9	State Point #6
<input type="button" value="Calculate"/> <input type="button" value="Print"/> <input type="button" value="Help"/>		<input type="button" value="State Points"/> <input type="button" value="Cycle Spec."/>	
COP : 2,365 COP [*] _{HS} : 3,745 COP [*] _{LS} : 5,067			

Fonte: Autor (2022).

A Tabela 10 está ilustrando os principais parâmetros resultantes da simulação no software.

Tabela 10 – Principais parâmetros de saída do software – simulação 01.

Parâmetros	Valor
\dot{m}_{hs} – vazão mássica de fluido no regime de alta [kg/s]	6,0661
\dot{m}_{ls} – vazão mássica de fluido no regime de baixa [kg/s]	3,185
\dot{W}_{hs} – potência de compressão no regime de alta [kW]	1.806,3
\dot{W}_{ls} – potência de compressão no regime de baixa [kW]	793,3
$f_{q,hs}$ – energia consumida perdida como calor, regime de alta [%]	63,8
$f_{q,ls}$ – energia consumida perdida como calor, regime de baixa [%]	24,4
Coefficiente de performance do regime de alta	3,745
Coefficiente de performance do regime de baixa	5,067
Coefficiente de performance total do sistema	2,365
Energia consumida [kWh]	62.390

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Pode-se observar que os valores de potência de compressão, mostrados na Figura 22 se assemelham aos calculados, disponíveis na Tabela 7, e a pequena diferença se dá pela perda de pressão e pelas diferenças de entalpias adotadas pelo software.

4.2 Segunda simulação

A segunda leitura dos dados para a análise do sistema ocorreu também em um momento de elevada temperatura ambiente, no qual fazia 31°C e os compressores desligados, como na primeira leitura eram os de número 1, 3 e 17.

Na Tabela 11 é apresentado os dados de pressão e temperatura retirados do sistema na segunda leitura. Lembrando que os pontos foram baseados na Figura 17, com base no diagrama disposto pelo software representado na Figura 16.

Tabela 11 - Dados dos pontos do ciclo obtidos através da leitura na empresa – leitura 02.

	Pressão (Kgf/cm²)	Temperatura (°C)
Ponto 1 - Sucção dos compressores de alta	2,3	-8
Ponto 2 - Descarga dos compressores de alta	11,725	57
Ponto 3 - Reservatório de Amônia (gás)	11,4	-
Ponto 4 - Saída condensadores / Reserv. Líquido	11,3	31,21
Ponto 5 - Reservatório -10°C	2,1	-8,23
Ponto 9 - Reservatório -35°C	-0,33	-36,4
Ponto 10 - Após a bomba do reservatório -35°C	0,07	-
Ponto 13 - Sucção dos compressores de baixa	-	-36
Ponto 14 - Descarga dos compressores de baixa	2,5	55,33

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

A Tabela 12 está exibindo os valores medidos para a corrente e a potência calculada pela Equação 3.1,

Tabela 12 - Potência real calculada pela corrente medida nos compressores – leitura 02.

Nº	Regime	Corrente (A)	Fat. Pot. (Cos φ)	Tensão (V)	Potência [kW]
1	BAIXA	Desligado	0,87	380	-
2	ALTA	137	0,86	380	78
3	ALTA	Desligado	0,87	380	-
4	ALTA	575	0,88	380	333
6	ALTA	722	0,87	380	413
7	ALTA	523	0,86	380	296
8	BAIXA	264	0,86	380	149
10	BAIXA	360,8	0,88	380	209
11	ALTA	436	0,88	380	253
12	BAIXA	527	0,88	380	305
13	ALTA	490	0,88	380	284
14	ALTA	458	0,87	380	262
15	BAIXA	115	0,87	380	66
17	ALTA	Desligado	0,87	380	-
			POTÊNCIA	ALTA (kW)	1919
			TOTAL	BAIXA (kW)	729

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Os valores das entalpias encontradas em tabelas de propriedades termodinâmicas e através de cálculos foram as seguintes:

Tabela 13 - Entalpias em pontos do sistema utilizado nos cálculos – leitura 02.

Pontos	kJ/kg
h_1	1.453,1
h_2	1.638,66
h_5	347,62
h_6	162,11
h_9	162,11
h_{10}	34,97
h_{11}	215,79
h_{12}	1.413,45
h_{13}	1.414,1
h_{14}	1.568,82

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Adotando novamente uma eficiência isentrópica de 0,7, e potência real, mostrada na Tabela 12, de 729 kW, pela Equação 3.2, o valor da potência isentrópica encontrado foi de 510,3 kW.

Com a Equação 3.3 o valor da vazão mássica nos compressores encontrado: $\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = 3,3$ kg/s.

A vazão mássica bombeada pela bomba foi calculada com base na vazão volumétrica da bomba de modelo ZM-5 informada na Tabela 5, somando a vazão das bombas em funcionamento e utilizando a densidade da amônia líquida de 684,8kg/m³, foi calculado: $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = 22,84$ kg/s.

Utilizando a Equação 3.5 foi obtida a entalpia no ponto 11: $h_{11} = 215,8$ kJ/kg.

Com as Equações 3.6 e 3.7 calculou-se o valor de potência de refrigeração do lado de baixa pressão ($P_r = 4129,3$ kW).

Com a Equação 3.10 foi definida a taxa de circulação para o regime de baixa ($T_c = 7,62$).

A potência de refrigeração para o regime de alta utilizado foi, como na primeira simulação, o valor somado das capacidades dos evaporadores de alta, disposto na Tabela 2. O total utilizado foi de 2.130 kW.

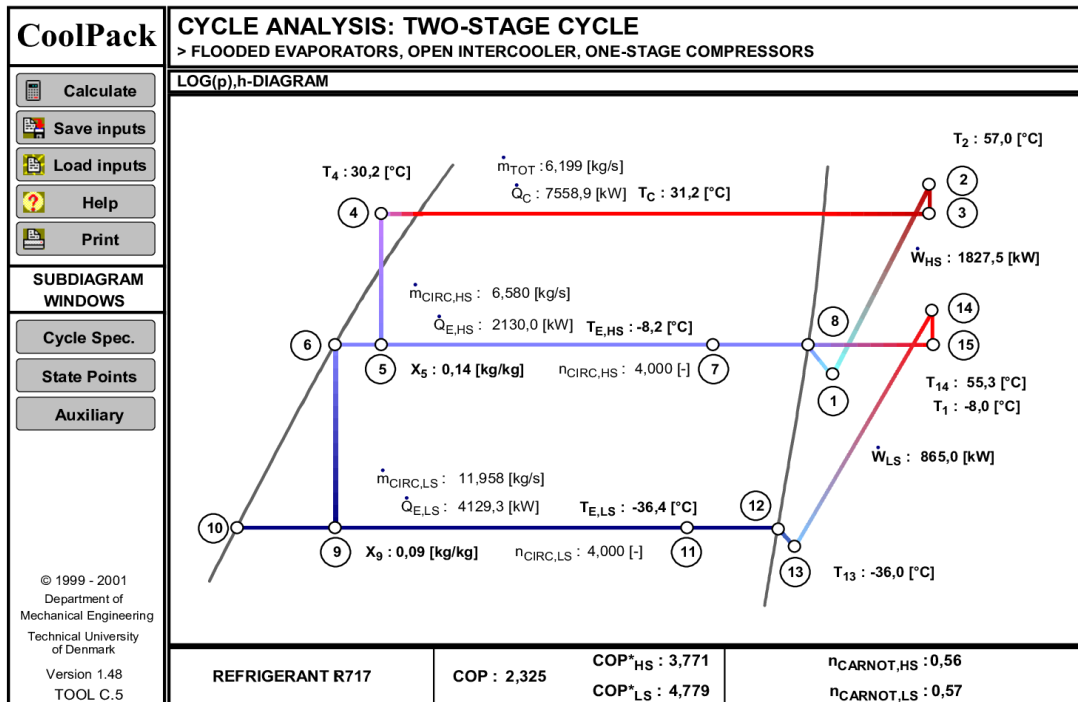
Tabela 14 - Todos os parâmetros inseridos no software – simulação 02.

Parâmetros	Valor
Temperatura reservatório -10 °C - [°C]	-8,23
Temperatura reservatório -35 °C - [°C]	-36,4
Temperatura de condensação - [°C]	31,2
Taxa de circulação (ideal 2 a 4)	4
Eficiência isentrópica	0,7
Capacidade de refrigeração de alta - [kW]	2.130
Capacidade de refrigeração de baixa - [kW]	4.129,3
Temperatura de sucção compressores de alta (T ₁) - [°C]	-8
Temperatura de descarga compressores de alta (T ₂) - [°C]	57
Temperatura de sucção compressores de baixa (T ₁₃) - [°C]	-36
Temperatura de descarga compressores de baixa (T ₁₄) - [°C]	55,3

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Os resultados obtidos através do software estão disponíveis nas Figuras 25, 26, 27 e 28:

Figura 25 - Software CoolPack: diagrama pressão-entalpia – simulação 02.



Fonte: Autor (2022).

Figura 26 - Software CoolPack: detalhamento das condições operacionais – simulação 02.

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		REFRIGERANT	
HS : $T_{E,HS}$ [°C] :	-8,2	n_{CIRC} [-]	4	$\Delta p_{SL,HS}$ [K] :	1
LS : $T_{E,LS}$ [°C] :	-36,4	n_{CIRC} [-]	4	$\Delta p_{SL,LS}$ [K] :	1
T_C [°C] :	31,2	ΔT_{SC} [K] :	1,0	$\Delta p_{DL,HS}$ [K] :	1
				$\Delta p_{DL,LS}$ [K] :	1
R717					
CYCLE CAPACITY					
HS : Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]	2130	$\dot{Q}_{E,HS}$: 2130,0 [kW]	\dot{m}_{HS} : 6,199 [kg/s]	$\dot{V}_{S,HS}$: 9111,3 [m ³ /h]	
LS : Cooling capacity $\dot{Q}_{E,LS}$ [kW]	4129	$\dot{Q}_{E,LS}$: 4129,3 [kW]	\dot{m}_{LS} : 3,290 [kg/s]	$\dot{V}_{S,LS}$: 16324,7 [m ³ /h]	
COMPRESSOR PERFORMANCE					
HS : Isentropic efficiency $\eta_{IS,HS}$ [-]	0,7	$\eta_{IS,HS}$: 0,700 [-]	\dot{W}_{HS} : 1827,5 [kW]	\dot{W}_{TOT} : 2692,6 [kW]	
LS : Isentropic efficiency $\eta_{IS,LS}$ [-]	0,7	$\eta_{IS,LS}$: 0,700 [-]	\dot{W}_{LS} : 865,0 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
HS : Discharge temperature T_2 [°C]	57	$f_{Q,HS}$: 64,1 [%]	T_2 : 57,0 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,HS}$: 1171,5 [kW]	
LS : Discharge temperature T_{14} [°C]	55,3	$f_{Q,LS}$: 29,0 [%]	T_{14} : 55,3 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,LS}$: 250,8 [kW]	
SUCTION LINES					
HS : Outlet temperature T_1 [°C]	-8,0	$\dot{Q}_{SL,HS}$: 11001 [W]	T_1 : -8,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,HS}$: 0,2 [K]	
LS : Outlet temperature T_{13} [°C]	-36,0	$\dot{Q}_{SL,LS}$: 4750 [W]	T_{13} : -36,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,LS}$: 0,4 [K]	
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;"> <div> Calculate Print Help </div> <div> Auxiliary State Points </div> <div> COP : 2,325 COP*_{HS} : 3,771 COP*_{LS} : 4,779 </div> </div>					

Fonte: Autor (2022).

Figura 27 - Software CoolPack: estados termodinâmicos do ciclo – simulação 02.

STATE POINTS						
	STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	Additional information
HIGH PRESSURE	2	57,0	1248,6	1543,9	8,6	$P_{OPTIMUM} = \sqrt{p_2 \cdot p_{13}}$ $P_{OPTIMUM} : 320,1$ [kPa] $T_{SAT,OPTIMUM} : -7,6$ [°C]
	3	57,0	1212,5	1545,8	8,3	
	4	30,2	1212,5	326,5	594,8	
INTERMEDIATE PRESSURE	5	-8,2	312,6	326,5	-	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 4,159 Pressure ratio (p_{14} / p_{13}) : 3,963
	6	-8,2	312,6	141,4	649,6	
	7	-8,2	312,6	465,1	-	
	8	-8,2	312,6	1436,3	2,6	$T_{2,IS} : 94,5$ [°C] $T_{2,W} : 129,3$ [°C] $T_{14,IS} : 54,1$ [°C] $T_{14,W} : 88,4$ [°C]
	1	-8,0	300,2	1438,1	2,4	
	15	55,3	312,6	1585,4	2,0	
	14	55,3	325,3	1584,8	2,1	
LOW PRESSURE	9	-36,4	86,5	141,4	-	T_{IS} is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression T_{W} is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
	10	-36,4	86,5	15,3	685,1	
	11	-36,4	86,5	360,6	-	
	12	-36,4	86,5	1396,6	0,8	
	13	-36,0	82,1	1398,1	0,7	
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;"> <div> Calculate Print Help </div> <div> Cycle Spec. Auxiliary </div> <div> COP : 2,325 COP*_{HS} : 3,771 COP*_{LS} : 4,779 </div> </div>						

Fonte: Autor (2022).

Figura 28 - Software CoolPack: variáveis auxiliares – simulação 02.

AUXILIARY				
VOLUMETRIC EFFICIENCY				
HS : Volumetric efficiency $\eta_{VOL,HS}$ [-]	<input type="text" value="0,7"/>	$\eta_{VOL,HS} : 0,700$ [-]	$\dot{V}_{S,HS} : 9111,3$ [m ³ /h]	$\dot{V}_{D,HS} : 13016,1$ [m ³ /h]
LS : Volumetric efficiency $\eta_{VOL,LS}$ [-]	<input type="text" value="0,7"/>	$\eta_{VOL,LS} : 0,700$ [-]	$\dot{V}_{S,LS} : 16324,7$ [m ³ /h]	$\dot{V}_{D,LS} : 23321,0$ [m ³ /h]
UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER				
Temperature increase ΔT_{WATER} [K]	<input type="text" value="20,00"/>	$\Delta T_{WATER} : 20,00$ [K]	$\dot{V}_{WATER} : 20,3$ [m ³ /h]	$\dot{Q}_{DSH} : 469,4$ [kW]
		$T_{DL,HS,OUT} : 57,0$ [°C]	$T_C : 31,2$ [°C]	
<small>Water in the desuperheating heat exchanger can only be heated to discharge temperature $T_{DL,HS,OUT}$. \dot{Q}_C in the main diagram window includes both the heat load for desuperheating and condensing of the refrigerant.</small>				
ENERGY CONSUMPTION				
Hours of operation [h] : <input type="text" value="24"/>	Energy consumption : 64622 [kWh]			
PIPE DIMENSIONS				
PIPE SECTION	VELOCITY	PIPE DIAMETER (Internal)	Condition corresponds to	
	[m/s]	[mm]		
HS Suction line	<input type="text" value="10,0"/>	567,7	State Point #1	
LS Suction line	<input type="text" value="10,0"/>	759,8	State Point #13	
HS Discharge line	<input type="text" value="12,0"/>	277,3	State Point #2	
LS Discharge	<input type="text" value="12,0"/>	409,8	State Point #14	
HS Liquid line	<input type="text" value="0,6"/>	148,7	State Point #4	
LS Liquid line	<input type="text" value="0,6"/>	103,7	State Point #6	
<input type="button" value="Calculate"/> <input type="button" value="Print"/> <input type="button" value="Help"/>		<input type="button" value="State Points"/> <input type="button" value="Cycle Spec."/>		COP : 2,325 COP* _{HS} : 3,771 COP* _{LS} : 4,779

Fonte: Autor (2022).

A Tabela 15 indica os principais valores resultantes da simulação no software.

Tabela 15 - Principais parâmetros de saída do software – simulação 02.

Parâmetros	Valor
\dot{m}_{hS} – vazão mássica de fluido no regime de alta [kg/s]	6,199
\dot{m}_{lS} – vazão mássica de fluido no regime de baixa [kg/s]	3,29
\dot{W}_{hS} – potência de compressão no regime de alta [kW]	1.827,5
\dot{W}_{lS} – potência de compressão no regime de baixa [kW]	865
$f_{q,hS}$ – energia consumida perdida como calor, regime de alta [%]	64,1
$f_{q,lS}$ – energia consumida perdida como calor, regime de baixa [%]	29
Coefficiente de performance do regime de alta	3,771
Coefficiente de performance do regime de baixa	4,779
Coefficiente de performance total do sistema	2,325
Energia consumida [kWh]	64.622

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Nota-se que em ambas as leituras de dados os compressores desligados eram os mesmos, 1, 3 e 17, isso ocorre pois pretende-se operar a sala de máquinas idealmente, com pressões entre 1,8 e 2 kgf/cm². O compressor 17 é ligado quando a pressão de sucção do regime de alta está muito elevada, em torno de 2,5 kgf/cm², com o objetivo de normalizar e baixar a pressão da rede. Os compressores 1 e 3 estavam desativados por não necessitar, no momento, maior carga no sistema.

A sequência desse capítulo será dividido em subcapítulos para apresentar detalhadamente cada posição tomada e imposta nos resultados do trabalho.

5.1 Coeficiente de performance (COP) e energia consumida

Os coeficientes de performance do sistema calculados pelo software para as simulações 01 e 02 foram de 2,365 e 2,325, respectivamente.

Com base nas simulações, a energia consumida pelo sistema, mostrada nas Figuras 24 e 28, para os dias que foram realizados as simulações foram de 62.390 kWh para a simulação 01, e 64.622 kWh para a simulação 02. Esses valores podem variar, pois para a simulação, foi considerada que o sistema operou o dia todo com os mesmos parâmetros. Para ter um resultado mais próximo ao real, deveria ser feito simulações em diferentes horários do dia e obter uma média aritmética dos valores.

O valor do COP está diretamente ligado ao valor da energia consumida, pois quanto melhor for a eficiência do sistema, menor vai ser o consumo da instalação.

Analisando e alterando parâmetros da simulação no software, as alterações que mais geram resultados na eficiência e consumo de energia é a diminuição da temperatura de condensação, ou seja, o aumento da quantidade de calor que o fluido refrigerante trocar no condensador e o aumento da temperatura de evaporação do regime de baixa. Esses são os fatores principais para o aumento da eficiência e diminuição do consumo de energia da instalação.

5.1.1 Diminuição da temperatura de condensação

As Figuras 29 e 30 mostram uma simulação com os mesmos valores utilizados para a primeira simulação, que está apresentada da Figura 21 até a 24, somente alterando a temperatura de condensação de 30,1°C para 29,1°C, o seja, diminuindo apenas 1°C.

Figura 29 - Software CoolPack: detalhamento das condições operacionais – simulação de comparação na temperatura de condensação.

CYCLE SPECIFICATION				
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		REFRIGERANT
HS : $T_{E,HS}$ [°C] : -9,4	n_{CIRC} [-] : 4	$\Delta P_{SL,HS}$ [K] : 1	$\Delta P_{SL,LS}$ [K] : 1	R717
LS : $T_{E,LS}$ [°C] : -36,1	n_{CIRC} [-] : 4	$\Delta P_{DL,HS}$ [K] : 1	$\Delta P_{DL,LS}$ [K] : 1	
T_C [°C] : 29,1 ΔT_{SC} [K] : 1,0				
CYCLE CAPACITY				
HS : Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW] : 2130	$\dot{Q}_{E,HS}$: 2130,0 [kW]	\dot{m}_{HS} : 6,034 [kg/s]	$\dot{V}_{S,HS}$: 9283,6 [m ³ /h]	
LS : Cooling capacity $\dot{Q}_{E,LS}$ [kW] : 4017	$\dot{Q}_{E,LS}$: 4017,3 [kW]	\dot{m}_{LS} : 3,185 [kg/s]	$\dot{V}_{S,LS}$: 15556,4 [m ³ /h]	
COMPRESSOR PERFORMANCE				
HS : Isentropic efficiency $\eta_{IS,HS}$ [-] : 0,7	$\eta_{IS,HS}$: 0,700 [-]	\dot{W}_{HS} : 1755,4 [kW]	\dot{W}_{TOT} : 2548,7 [kW]	
LS : Isentropic efficiency $\eta_{IS,LS}$ [-] : 0,7	$\eta_{IS,LS}$: 0,700 [-]	\dot{W}_{LS} : 793,3 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS				
HS : Discharge temperature T_2 [°C] : 56,6	$f_{Q,HS}$: 62,3 [%]	T_2 : 56,6 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,HS}$: 1093,8 [kW]	
LS : Discharge temperature T_{14} [°C] : 55,6	$f_{Q,LS}$: 24,4 [%]	T_{14} : 55,6 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,LS}$: 193,6 [kW]	
SUCTION LINES				
HS : Outlet temperature T_1 [°C] : -9,0	$\dot{Q}_{SL,HS}$: 12969 [W]	T_1 : -9,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,HS}$: 0,4 [K]	
LS : Outlet temperature T_{13} [°C] : -36,0	$\dot{Q}_{SL,LS}$: 2541 [W]	T_{13} : -36,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,LS}$: 0,1 [K]	

Calculate	Print	Help	Auxiliary	State Points	COP : 2,412	COP* _{HS} : 3,853	COP* _{LS} : 5,067
-----------	-------	------	-----------	--------------	-------------	----------------------------	----------------------------

Fonte: Autor (2022).

Figura 30 - Software CoolPack: variáveis auxiliares – simulação de comparação na temperatura de condensação.

AUXILIARY				
VOLUMETRIC EFFICIENCY				
HS : Volumetric efficiency $\eta_{VOL,HS}$ [-] : 0,7	$\eta_{VOL,HS}$: 0,700 [-]	$\dot{V}_{S,HS}$: 9283,6 [m ³ /h]	$\dot{V}_{D,HS}$: 13262,2 [m ³ /h]	
LS : Volumetric efficiency $\eta_{VOL,LS}$ [-] : 0,7	$\eta_{VOL,LS}$: 0,700 [-]	$\dot{V}_{S,LS}$: 15556,4 [m ³ /h]	$\dot{V}_{D,LS}$: 22223,4 [m ³ /h]	
UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER				
Temperature increase ΔT_{WATER} [K] : 20,00	ΔT_{WATER} : 20,00 [K]	\dot{V}_{WATER} : 20,7 [m ³ /h]	\dot{Q}_{DSH} : 479,3 [kW]	
		$T_{DL,HS,OUT}$: 56,6 [°C]	T_C : 29,1 [°C]	
<small>Water in the desuperheating heat exchanger can only be heated to discharge temperature $T_{DL,HS,OUT}$. \dot{Q}_C in the main diagram window includes both the heat load for desuperheating and condensing of the refrigerant.</small>				
ENERGY CONSUMPTION				
Hours of operation [h] : 24		Energy consumption : 61168 [kWh]		
PIPE DIMENSIONS				
PIPE SECTION	VELOCITY	PIPE DIAMETER (Internal)		Condition corresponds to
	[m/s]	[mm]		
HS Suction line	10,0	573,0		State Point #1
LS Suction line	10,0	741,8		State Point #13
HS Discharge line	12,0	282,9		State Point #2
LS Discharge	12,0	413,2		State Point #14
HS Liquid line	0,6	146,3		State Point #4
LS Liquid line	0,6	101,9		State Point #6

Calculate	Print	Help	State Points	Cycle Spec.	COP : 2,412	COP* _{HS} : 3,853	COP* _{LS} : 5,067
-----------	-------	------	--------------	-------------	-------------	----------------------------	----------------------------

Fonte: Autor (2022).

Na primeira simulação, com a temperatura de condensação em 30,1°C a energia consumida em um dia foi de 62.390 kWh. Alterando esta temperatura para 29,1°C, a energia consumida foi de 61.168 kWh, resultando uma diferença de 1.222 kWh por dia. Como o custo da energia para a empresa atualmente é de R\$0,44 por kWh, essa pequena diferença de temperatura geraria uma economia de aproximadamente R\$540,00 por dia. Anualmente, considerando 300 dias, para compensar os finais de semana, esse valor ultrapassaria R\$160.000,00 (aproximadamente 1,9% de economia).

As ações propostas como alternativas com o objetivo de reduzir a temperatura de condensação são as seguintes:

- *instalação de um novo condensador no sistema:* um modelo moderno e mais eficiente de condensador evaporativo permitiria o aumento da capacidade de condensação do sistema;
- *diminuição da temperatura da água que circula no condensador evaporativo:* essa alternativa faz com que a troca de calor entre a água e amônia seja maior. Pode ser feita com a instalação de um equipamento independente do sistema de refrigeração para diminuir a temperatura da água que entra no condensador, possível por exemplo mediante a instalação de resfriadores evaporativos.

Também é de extrema importância o controle e acompanhamento das seguintes ações que influenciam na temperatura de condensação:

- *realizar periodicamente a limpeza e manutenção dos condensadores evaporativos:* a capacidade total dos condensadores leva em consideração os equipamentos limpos, sem a presença de incrustações nas bacias, tubulações ou bicos aspersores, e com seu sistema de ventilação, bombeamento e dispersão de água operando normalmente, livre de qualquer anomalia que possa reduzir significativamente a eficiência dos condensadores (TASSINI, 2012); assim, ações regulares de limpeza e manutenção fazem com que as propriedades dos condensadores evaporativos sejam mantidas, maximizando seu rendimento;
- *garantir um eficiente tratamento da água dos condensadores evaporativos:* um tratamento eficiente na água direcionada aos condensadores garante um aumento considerável na vida útil do equipamento, deixando o equipamento livre de degradações

permanentes, além de garantir a capacidade esperada do equipamento, pela presença de anti-incrustantes, anti-corrosivos e biocidas; deve-se assegurar que a concentração de sais não exceda os limites máximos e mínimos, respectivamente, de ciclos de concentração estabelecidos (TASSINI, 2012).

- *purga de incondensáveis do sistema*: manter o circuito de refrigeração sem a presença de ar ou gases incondensáveis é fundamental para obter um aumento na eficiência do sistema. A existência de incondensáveis no sistema de amônia causa uma série de consequências, entre elas, as mais prejudiciais à eficiência energética do sistema são:
 - o aumento da pressão de condensação;
 - a redução no coeficiente de troca térmica do condensador.

5.1.2 Aumento da temperatura de evaporação.

A variação do parâmetro de temperatura de evaporação tem o objetivo principal de demonstrar a diferença e o impacto no consumo de energia causado por uma pequena variação na temperatura de operação do regime de baixa pressão.

Foi utilizado novamente a simulação 01 para comparação, a qual está apresentada da Figura 21 até a 24, no qual a temperatura de evaporação marcava -36°C . Onde, alterando essa temperatura para -35°C , o resultado está ilustrado nas Figuras 31 e 32.

Figura 31 - Software CoolPack: detalhamento das condições operacionais – simulação de comparação na temperatura de evaporação.

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		REFRIGERANT	
HS : $T_{E,HS}$ [$^{\circ}\text{C}$]	-9,4	n_{CIRC} [-]	4	R717	
LS : $T_{E,LS}$ [$^{\circ}\text{C}$]	-35,1	n_{CIRC} [-]	4		
T_C [$^{\circ}\text{C}$]	30,1	ΔT_{SC} [K]	1,0		
		$\Delta P_{SL,HS}$ [K]	1	$\Delta P_{SL,LS}$ [K]	1
		$\Delta P_{DL,HS}$ [K]	1	$\Delta P_{DL,LS}$ [K]	1
CYCLE CAPACITY					
HS : Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]	2130	$\dot{Q}_{E,HS}$: 2130,0 [kW]	\dot{m}_{HS} : 6,056 [kg/s]	$\dot{V}_{S,HS}$: 9316,8 [m ³ /h]	
LS : Cooling capacity $\dot{Q}_{E,LS}$ [kW]	4017	$\dot{Q}_{E,LS}$: 4017,3 [kW]	\dot{m}_{LS} : 3,181 [kg/s]	$\dot{V}_{S,LS}$: 14801,6 [m ³ /h]	
COMPRESSOR PERFORMANCE					
HS : Isentropic efficiency $\eta_{IS,HS}$ [-]	0,7	$\eta_{IS,HS}$: 0,700 [-]	\dot{W}_{HS} : 1804,8 [kW]	\dot{W}_{TOT} : 2563,5 [kW]	
LS : Isentropic efficiency $\eta_{IS,LS}$ [-]	0,7	$\eta_{IS,LS}$: 0,700 [-]	\dot{W}_{LS} : 758,7 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
HS : Discharge temperature T_2 [$^{\circ}\text{C}$]	56,6	$f_{Q,HS}$: 63,8 [%]	T_2 : 56,6 [$^{\circ}\text{C}$]	$\dot{Q}_{LOSS,HS}$: 1151,9 [kW]	
LS : Discharge temperature T_{14} [$^{\circ}\text{C}$]	55,6	$f_{Q,LS}$: 21,7 [%]	T_{14} : 55,6 [$^{\circ}\text{C}$]	$\dot{Q}_{LOSS,LS}$: 164,9 [kW]	
SUCTION LINES					
HS : Outlet temperature T_1 [$^{\circ}\text{C}$]	-9,0	$\dot{Q}_{SL,HS}$: 13015 [W]	T_1 : -9,0 [$^{\circ}\text{C}$]	$\Delta T_{SH,SL,HS}$: 0,4 [K]	
LS : Outlet temperature T_{13} [$^{\circ}\text{C}$]	-35,0	$\dot{Q}_{SL,LS}$: 2598 [W]	T_{13} : -35,0 [$^{\circ}\text{C}$]	$\Delta T_{SH,SL,LS}$: 0,1 [K]	
Calculate		Print		Help	
Auxiliary		State Points		COP : 2,398 COP [*] _{HS} : 3,745 COP [*] _{LS} : 5,298	

Fonte: Autor (2022).

Figura 32 - Software CoolPack: variáveis auxiliares – simulação de comparação na temperatura de evaporação.

AUXILIARY				
VOLUMETRIC EFFICIENCY				
HS : Volumetric efficiency $\eta_{VOL,HS}$ [-]	<input type="text" value="0,7"/>	$\eta_{VOL,HS} : 0,700$ [-]	$\dot{V}_{S,HS} : 9316,8$ [m ³ /h]	$\dot{V}_{D,HS} : 13309,8$ [m ³ /h]
LS : Volumetric efficiency $\eta_{VOL,LS}$ [-]	<input type="text" value="0,7"/>	$\eta_{VOL,LS} : 0,700$ [-]	$\dot{V}_{S,LS} : 14801,6$ [m ³ /h]	$\dot{V}_{D,LS} : 21145,2$ [m ³ /h]
UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER				
Temperature increase ΔT_{WATER} [K]	<input type="text" value="20,00"/>	$\Delta T_{WATER} : 20,00$ [K]	$\dot{V}_{WATER} : 20,2$ [m ³ /h]	$\dot{Q}_{DSH} : 467,2$ [kW]
		$T_{DL,HS,OUT} : 56,6$ [°C]	$T_C : 30,1$ [°C]	
<small>Water in the desuperheating heat exchanger can only be heated to discharge temperature $T_{DL,HS,OUT}$. \dot{Q}_C in the main diagram window includes both the heat load for desuperheating and condensing of the refrigerant.</small>				
ENERGY CONSUMPTION				
Hours of operation [h] :	<input type="text" value="24"/>	Energy consumption : 61524 [kWh]		
PIPE DIMENSIONS				
PIPE SECTION	VELOCITY	PIPE DIAMETER (Internal)	Condition corresponds to	
	[m/s]	[mm]		
HS Suction line	<input type="text" value="10,0"/>	574,0	State Point #1	
LS Suction line	<input type="text" value="10,0"/>	723,5	State Point #13	
HS Discharge line	<input type="text" value="12,0"/>	278,8	State Point #2	
LS Discharge	<input type="text" value="12,0"/>	413,0	State Point #14	
HS Liquid line	<input type="text" value="0,6"/>	146,8	State Point #4	
LS Liquid line	<input type="text" value="0,6"/>	101,8	State Point #6	
<input type="button" value="Calculate"/> <input type="button" value="Print"/> <input type="button" value="Help"/> <input type="button" value="State Points"/> <input type="button" value="Cycle Spec."/> COP : 2,398 COP [*] _{HS} : 3,745 COP [*] _{LS} : 5,298				

Fonte: Autor (2022).

Na simulação 01, o consumo de energia foi de 62.390 kWh por dia, e na simulação para a comparação, aumentando a temperatura de evaporação em 1°C, foi de 61.524 kWh. Resultando em uma diferença de 866 kWh ao dia. Uma grande variação, que se for levar em consideração a diferença anual geraria grandes impactos aos cofres da empresa.

A Tabela 16 foi elaborada para demonstrar essa simulação, apresentando a diferença no consumo de energia e o custo diário e anual, (considerando 300 dias de funcionamento no ano, para compensar finais de semana e feriados) para várias outras temperaturas de evaporação.

Tabela 16 – Custos para diferentes temperaturas de operação do regime de baixa.

Temperatura de operação [°C]	Consumo de energia ao dia [kWh]	Custo diário [R\$]	Custo anual [R\$]	Variação [%]
-33	59.835,0	26.327,4	7.898.220,0	-4,1
-34	60.672,0	26.695,7	8.008.704,0	-2,75
-35	61.524,0	27.070,6	8.121.168,0	-1,39
-36	62.390,0	27.451,6	8.235.480,0	0
-37	63.272,0	27.839,7	8.351.904,0	+1,41
-38	64.170,0	28.234,8	8.470.440,0	+2,85
-39	65.084,0	28.637,0	8.591.088,0	+4,32

Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Podemos retirar da tabela, que se a temperatura de operação for apenas 1°C inferior a temperatura ideal de trabalho, e essa margem se manter durante um ano, por exemplo, a empresa estaria desperdiçando uma quantia superior a R\$110.000,00 (aproximadamente 1,4%) em excesso de refrigeração. Trabalhando com margem de 2°C, o excesso de refrigeração em reais seria superior a R\$230.000,00, ou seja, 2,85% de energia desperdiçada.

Com isso, afirma-se o impacto econômico causado pela temperatura de evaporação do regime de baixa pressão, resultando evidente a importância do monitoramento e controle rigoroso desta temperatura para operar o mais próximo possível da temperatura ideal.

5.2 Taxa de circulação

A taxa de circulação de líquido nos evaporadores calculada para as duas leituras de dados para o lado de baixa pressão foram 7,83 e 7,62 respectivamente. Como já citado, para evaporadores sobrealimentados a taxa de circulação recomendada é entre 2 e 4, concluindo-se que, em princípio, poder-se-ia reduzir pela metade a vazão de líquido bombeada aos evaporadores pelas bombas, do que resultaria uma menor potência utilizada pelas bombas e uma economia de consumo de energia na instalação.

Essa diminuição da vazão de líquido pode ser realizada das seguintes maneiras:

- alterando o modelo de bomba utilizada no sistema para uma com menor capacidade de vazão volumétrica; a de modelo ZM-3 atenderia esse quesito;
- instalando um inversor de frequência no motor para controlar a sua vazão.

Um inversor de frequência de 10 CV tem um custo atualmente em torno de R\$5.500,00. Para a bomba ZM-3, com base em um orçamento solicitado ao fabricante, o custo é de R\$20.156,36. Assim, o menor custo inicial seria a instalação de um inversor de frequência.

Para se estimar a economia gerada com essa alteração da vazão volumétrica, foi realizado uma relação entre o modelo de bomba presente no sistema (ZM-5) e a alternativa de menor vazão (ZM-3), que possui metade da vazão da primeira, que em princípio seria suficiente para proporcionar a taxa de circulação ideal.

De acordo com a Tabela 5, as bombas utilizadas no sistema (modelo ZM-5) possuem uma potência de 7,46 kW, enquanto o modelo ZM-3 possui potência de 4,47 kW, indicando uma diferença de 2,99 kW.

Realizando uma simulação com um consumo mensal, considerando 25 dias (para compensar os finais de semana) e 24 horas por dia de trabalho, tem-se um total de 600 horas por mês de funcionamento das bombas. Multiplicando pela diferença de potência para uma menor vazão volumétrica, consegue-se uma economia de 1.794 kWh, ou -0,11% (se comparado com a primeira simulação, Figura 24) por mês, por bomba, e considerando as quatro bombas do sistema, 7.176 kWh de economia mensal.

Levando em consideração que o preço da energia elétrica atualmente pago pela empresa é de R\$0,44/kWh, a alteração geraria uma economia de R\$789,40 por mês por bomba e, considerando as quatro bombas, a economia seria de R\$3.157,00 por mês, resultando em um *payback* de 7 meses.

6 CONCLUSÕES

É crescente a busca por melhoria da eficiência energética nas instalações de refrigeração industriais, tanto pela redução do consumo energético global, como pelo aumento dos resultados econômicos das empresas.

No presente trabalho, foi realizado um estudo de um sistema de refrigeração de um frigorífico abatedouro de aves. Foi aplicada a análise termodinâmica do sistema, mediante simulações no software CoolPack, para estimar alternativas que possam proporcionar uma redução no consumo de energia da instalação.

A partir disso, foram obtidas as seguintes conclusões com base nos resultados:

O software se mostrou muito confiável, com resultados coincidentes e próximos ao real, como o de potência consumida pelos compressores e a energia total consumida pelo sistema, que são parâmetros de fácil comparação com o real. Com isso garantindo a sua eficiência e assegurando a qualidade na sua utilização neste trabalho.

Os custos provenientes de pequenas diferenças na temperatura de evaporação no regime de baixa pressão/temperatura podem chegar a valores extremamente elevados, por isso a grande importância de operar o sistema com essa temperatura a mais próxima possível da ideal.

Também há uma grande oportunidade de economia baseado na temperatura de condensação do sistema, com isso, conclui-se que o monitoramento para garantir a realização de ações básicas, como a limpeza periódica dos condensadores, tratamento correto da água e purga de incondensáveis do sistema podem resultar em um notável aumento da eficiência dos condensadores.

Outro ponto com uma grande oportunidade de redução no consumo de energia é em relação a taxa de circulação nos evaporadores do regime de baixa pressão/temperatura, pois como calculado, essa taxa se mostrou estar maior que o necessário para atender a instalação. E como essa taxa de circulação é a razão entre a massa do líquido bombeado (o que é entregue ao evaporador) e a quantidade de líquido vaporizado, pode-se assim, diminuir a vazão de líquido bombeado ao sistema, e, conseqüentemente reduzir a energia consumida pelas bombas.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Por meio das análises realizadas neste trabalho, e pelos conhecimentos obtidos na sua elaboração, sugere-se para complementação e aprimoramento dos resultados obtidos a realização das seguintes pesquisas:

- Viabilidade e *payback* do aumento da capacidade de condensação de um sistema de refrigeração.
- Simular e projetar um sistema de controle da taxa de circulação.
- Projetar um sistema para o monitoramento da entalpia em um sistema de refrigeração.

8 REFERÊNCIAS

- ALLENGE. **Condensador Evaporativo**. Porto Alegre. Disponível em: <http://www.allenge.com.br/produtos/condensador-evaporativo/>. Acesso em: 17 ago. 2021.
- ALLENGE. **Sala de Máquinas para Amônia**. Porto Alegre. Disponível em: <http://www.allenge.com.br/produtos/sala-de-maquinas-para-amonia/>. Acesso em: 17 ago. 2021.
- ASHRAE. **ASHRAE Handbook – Refrigeration**. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2014.
- COOLPACK v.1.5.0. Lyngby: Department of Mechanical Engineering, DTU, 2021. Disponível em: <https://www.ipu.dk/products/coolpack/>. Acesso em: 11 ago. 2021.
- COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3 ed. São Paulo: Ed. Edgar Blucher Ltda, 1982.
- DTU - Technical University of Denmark. Disponível em: <https://www.dtu.dk/english>. Acesso em: 11 ago. 2021.
- EUZÉBIO, M. **Uma visão geral da experiência obtida da aplicação do CO₂ na refrigeração de supermercados no Brasil**. XIII Conbrava, São Paulo – SP, Brasil, 17-20 setembro, 2013.
- FRIGOSTRELLA. **Bomba centrífuga de amônia / freon**. Vargem Grande Paulista – SP. Disponível em: <https://frigostrella.com.br/bombacentrifuga.html>. Acesso em: 27 set. 2021.
- GOSNEY, W.B., **Principles of Refrigeration**, London, Cambridge University Press, 1982.
- GROLL, E. A. **Idealized compressor**. West Lafayette, Indiana: Herrick Laboratories – Purdue University, 2012.
- GUIMARÃES, C. R. **Dimensionamento de um sistema de refrigeração para uma máquina fabricadora de gelo**. 2012. 60 f. Monografia (Graduação) - Engenharia Mecânica – Automação e Sistemas, Universidade São Francisco, São Paulo, Campinas, 2019.
- LIMA, J. P. O. **ESTUDO DE CASO: Eficiência Energética no Sistema de Refrigeração de uma cervejaria**. 2016. 52 f. Trabalho de diplomação (Graduação) – Engenharia de Materiais, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rio Grande do Sul, 2016.
- MARQUES, M. C. S.; HADDAD, J.; GUARDIA, E. C. **Eficiência Energética: Teoria e Prática**. Itajubá, MG: FUPAI, 2007.
- MARTINHO, L. C. S. **Modelagem, simulação e otimização de refrigeradores por absorção**. Tese de doutorado. Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2013.
- MORAN, M.J. *et al.* **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2015.

MULTIFRIO. **Evaporador Industrial de Amônia**. São Sebastião do Paraíso. Disponível em: <https://www.multifrio.com.br/conteudo/evaporador-industrial-de-amonia.html>. Acesso em: 17 ago. 2021.

MULTIFRIO. **Válvula de Expansão AKV 20 - Danfoss**. São Sebastião do Paraíso. Disponível em: <https://www.multifrio.com.br/conteudo/valvula-de-expansao-akv20-danfoss.html>. Acesso em: 17 ago. 2021.

SILVA, G. L. M. **Transferência de calor em componentes de um compressor de refrigeração doméstica durante transientes térmicos**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. 2. ed. São Paulo: Graw-Hill do Brasil, 1985.

STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. 2. ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 2002.

TASSINI, J. O. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial: Estudo de caso**. 2012. Dissertação (Mestrado) – Mestre em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, São Paulo, 2012.