



UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CARLOS EDUARDO DA SILVA ALBUQUERQUE

**AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO DE UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Campina Grande, PB
2017

CARLOS EDUARDO DA SILVA ALBUQUERQUE

**AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO DE UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Dissertação apresentada a Universidade Federal de Campina Grande, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica do programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte e Energia

Orientador: Prof. Dr. Celso Rosendo Bezerra Filho

Campina Grande, PB
2017

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

A345a Albuquerque, Carlos Eduardo da Silva.
Avaliação do comportamento energético e exergético de um sistema de refrigeração por compressão de vapor / Carlos Eduardo da Silva Albuquerque. – Campina Grande, 2017.
150 f. : il. color.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, 2017.
"Orientação: Prof. Dr. Celso Rosendo Bezerra Filho".
Referências.

1. Chiller. 2. Análise Exergética. 3. Análise Energética. 4. COP. 5. Eficiência Exergética. 6. Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor. I. Bezerra Filho, Celso Rosendo. II. Título.

CDU 621 (043)

“AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR”.

CARLOS EDUARDO DA SILVA ALBUQUERQUE

Dissertação Aprovada em 17/03/2017 pela Banca Examinadora constituída dos seguintes membros:

Dr. Celso Rosendo Bezerra Filho
Orientador
PPGEM/UAEM/CCT/UFCG

Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima
Examinador Interno
PPGEM/UAEM/CCT/UFCG

Dr. Francisco José Simões
Examinador Externo
UAEM/UFCG

DEDICATÓRIA

A Deus em primeiro lugar, por ter me dado força e sabedoria para conseguir alcançar meus objetivos. A minha mãe que sempre me apoiou; sem ela tudo isso não seria possível.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela sua presença em todos os meus caminhos, me dando força e sabedoria para contornar todos os momentos difíceis da minha vida.

A minha mãe, Josefa, por ser meu exemplo de vida, minha estrutura, a pessoa que sempre está ao meu lado, que me apoia e que torna possível todos os meus sonhos. A minha namorada Thays pela atenção, compreensão, apoio e incentivo durante essa jornada.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Celso Rosendo Bezerra Filho, pela oportunidade, confiança e transmissão de conhecimentos.

Ao Prof. Antonio Gilson Barbosa de Lima, pelo apoio concedido durante a elaboração do trabalho, permitindo o uso dos equipamentos e softwares do Laboratório Computacional de Térmica e Fluidos.

Ao Prof. Dr. Enivaldo Santos Barbosa por todo auxílio, de livros a conselhos, prestado durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Engenheiro Germano Pordeus, gerente e responsável pela central de água gelada, onde o equipamento avaliado se encontra, e a toda sua equipe, pelo apoio, atenção e paciência no desenvolvimento do trabalho.

Aos colegas e amigos do Laboratório Computacional de Térmica e Fluidos e, em especial, aos integrantes do grupo de estudo especialista em simulação numérica do LCTF.

À banca examinadora.

À Universidade Federal de Campina Grande, à Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica e ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da UFCG, pela oportunidade de realização do curso de mestrado.

Ao CNPq pela concessão da bolsa de mestrado e pelo apoio financeiro para a realização dessa pesquisa.

A todos que de alguma forma colaboraram com a elaboração desse trabalho.

A vereda dos justos é como a luz da aurora, que vai brilhando cada vez mais até a plena iluminação do dia.

Provérbios 4:8

RESUMO

ALBUQUERQUE, C. E. S. **Avaliação do Comportamento Energético e Exergético de um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor**. 2017. Dissertação (Mestrado) – Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2017.

Esta pesquisa apresenta uma análise energética e exergética de uma unidade de refrigeração de água gelada de grande porte, chamada chiller. O refrigerador em estudo realiza o ciclo termodinâmico de refrigeração com auxílio de um compressor mecânico, usualmente acionado por um motor elétrico, de forma a aumentar a pressão em determinada fase do ciclo termodinâmico do sistema, o que gera um alto consumo de energia elétrica. Com avanço da tecnologia, a cada dia surgem novos tipos de compressores que possuem um menor consumo de energia e melhoram o desempenho da unidade como um todo. O objetivo deste trabalho é avaliar os comportamentos energético e exergético, baseados respectivamente na primeira lei e na segunda lei da termodinâmica, de um chiller que fornece água gelada e trabalha com um compressor tipo parafuso. Este estudo foi realizado baseando-se no comportamento real de um chiller de compressão de vapor, instalado em um shopping da região de João Pessoa-PB. Através de simulação numérica, foi possível avaliar o comportamento do equipamento com a mudança de alguns dos parâmetros normais de trabalho, como pressões de condensação e evaporação, temperaturas de condensação e evaporação e fluido refrigerante. Neste estudo, são apresentados dados do desempenho do equipamento em função das pressões do evaporador e do compressor, da temperatura de evaporação, entre outros parâmetros. Os resultados das simulações, realizadas com auxílio do software EES, mostraram que o desempenho da unidade melhora ao diminuir a variação de pressão entre o condensador e o evaporador e que as eficiências energética e exergética sofrem um acréscimo com o aumento da temperatura de evaporação e uma redução com a elevação da temperatura de condensação.

Palavras chaves: Chiller, Análise exergética, Análise energética, COP, Eficiência exergética.

ABSTRACT

ALBUQUERQUE, C. E. S. **Evaluation of the Energy and Exergetic Behavior of a Steam Compression Refrigeration System**. 2017. Dissertation – Academic Unit of Mechanical Engineering, Federal University of Campina Grande, Campina Grande, 2017.

This research presents energetic and exergetic analysis of a water refrigeration unit, called Chiller. The Chiller under study performs the thermodynamic cycle of the refrigeration with the assistance of a mechanical compressor, usually triggered by an electric motor, in order to increase the pressure in a certain stage on the thermodynamic cycle of the system, which generates high energy consumption. However, with the advance of the technology, every day emerges new types of compressors that have lowest energy consumption and improves the performance of the unit as a whole. The purpose of this work is to evaluate both energetic and exergetic behavior, of a chiller that provides cold water and works with a screw type compressor, based on the first and second laws of thermodynamics. This study was based on the actual behavior of a steam compression chiller from a mall in the city of João Pessoa-PB. Through numerical simulation, it was possible to evaluate the behavior of the equipment with the change of some of the normal parameters of work, as condensation and evaporation pressures, condensation and evaporation temperature and refrigerant fluid. In this study, the performance of the equipment data is presented as a function of the evaporator and compressor pressures, the evaporation temperature and other parameters. The results of the simulations, that were realized with support of software EES, showed that the unit performance was improved by decreasing the pressure variation between condenser and the evaporator and also has proved that the energetic and exergetic efficiencies are increased by raising the evaporation temperature and a reduction happens by increasing the condensation temperature.

Keywords: Chiller, Energy analysis, Exergy analysis, COP, Exergy efficiency

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1:	Sistema típico de água gelada.	24
Figura 2.1:	Ciclo de absorção de amônia.	37
Figura 2.2:	Esquema do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.	38
Figura 2.3:	Diagrama pressão versus entalpia do ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor.	39
Figura 2.4:	Diferença entre os ciclos padrão e real de refrigeração por compressão de vapor.	41
Figura 3.1:	Esquema de um sistema aberto.	42
Figura 4.1:	Conjunto Motor-Compressor.	55
Figura 4.2:	Fusos de um compressor de parafuso de duplo rotor.	56
Figura 4.3:	Conjunto tri rotor.	57
Figura 4.4:	Motor-Compressor do Chiller estudado.	57
Figura 4.5:	Trocador de calor casco tubo em U.	59
Figura 4.6:	Válvula de expansão de alta pressão.	60
Figura 4.7:	Placas de orifício em serie.	59
Figura 5.1:	Etapas desenvolvidas durante a análise do sistema.	60
Figura 5.2:	Central de água gelada onde o equipamento se encontra.	63
Figura 5.3:	Diagrama esquemático da CAG onde o equipamento estudado está instalado.	64
Figura 5.4:	Unidade de refrigeração avaliada.	65
Figura 5.5:	Esquema do fluxo de refrigerante.	66
Figura 5.6:	Ciclo termodinâmico estudado.	67
Figura 5.7:	Tela Padrão do ICVC.	69
Figura 5.8:	Tela do ICVC do equipamento estudado.	70
Figura 5.9:	Evaporador como volume de controle.	72
Figura 5.10:	Evaporador volume de controle nas tubulações de água gelada.	73
Figura 5.11:	Compressor como volume de controle.	75
Figura 5.12:	Condensador como volume de controle.	77
Figura 5.13:	Volume de controle do lado da água de condensação.	78
Figura 5.14:	Exemplo de gráfico e representação de componente feita no	

software EES.	82
Figura 6.1: Destruição de exergia para os principais elementos do sistema, caso de avaliação do modelo.	86
Figura 6.2: Diagrama demonstrativo da redução de entalpia com aumento da pressão a temperatura constante.	89
Figura 6.3: Vazão mássica em função da pressão do condensador, pressão no evaporador constante.	92
Figura 6.4: Vazão mássica em função da pressão do evaporador, pressão no condensador constante.	92
Figura 6.5: Comparação entre as eficiências exergéticas. a) caso 2; b) caso 3	95
Figura 6.6: Comparativo da eficiência exergética do ciclo com aumento da pressão do evaporador	98
Figura 6.7: Comparativo da eficiência exergética do condensador com aumento da pressão do evaporador.	99
Figura 6.8: Gráfico do COP da unidade em função da pressão do condensador, mantendo a pressão do evaporador e vazão mássica constantes.	100
Figura 6.9: Relação entre a variação da vazão mássica e a potência elétrica consumida pelo compressor	102
Figura 6.10: Relação entre a variação da vazão mássica e o COP.	103
Figura 6.11: Comportamento das eficiências exergéticas de cada componente estudado com a variação da vazão mássica de refrigerante, caso 8.	104
Figura 6.12: Comparativo COP versus eficiência mecânica para os casos de avaliação das eficiências mecânica e elétricas do conjunto motor-compressor.	105
Figura 6.13: Destruição de exergia no compressor versus eficiência mecânica.	106
Figura 6.14: Eficiência exergética do ciclo versus eficiência mecânica.	107
Figura 6.15: Comparação entre a destruição de exergia total do sistema na melhor e na pior condição de trabalho, casos 07 a 11.	108
Figura 6.16: Efeito da variação da temperatura de evaporação nas pressões absolutas do evaporador e do condensador.	110

Figura 6.17: Efeito da temperatura de evaporação na potência elétrica consumida pelo motor elétrico compressor.	111
Figura 6.18: Eficiência exergética dos principais componentes versus temperatura de evaporação.	112
Figura 6.19: Exergia fornecida e destruição de exergia total do ciclo versus temperatura de evaporação.	113
Figura 6.20: Efeito da temperatura de condensação nas pressões absolutas do evaporador e do condensador.	114
Figura 6.21: Efeito da temperatura de condensação na potência consumida pelo compressor.	115
Figura 6.22: Eficiência exergética dos principais componentes versus temperatura de condensação.	116
Figura 6.23: Exergia fornecida e destruição de exergia total do ciclo versus temperatura de condensação.	118
Figura 6.24: COP versus a temperatura de evaporação para diversos fluidos refrigerantes.	122
Figura 6.25: Eficiência exergética do ciclo versus a temperatura de evaporação para diversos fluidos refrigerantes.	123
Figura 6.26: Destruição de exergia total versus a temperatura de evaporação para diversos fluidos refrigerantes.	124

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Classificação dos refrigerantes segundo os padrões de segurança da norma.	35
Tabela 6.1: Dados usados na validação	84
Tabela 6.2: Resultados da simulação de avaliação do modelo.	85
Tabela 6.3: Comparação entre os dados obtidos na avaliação do modelo com os apresentados por Cavalcanti (2016).	87
Tabela 6.4: Dados do COP para variação da pressão absoluta do condensador fixando a pressão absoluta do evaporador em 366,10 kPa	88
Tabela 6.5: Eficiências exergéticas com a variação da pressão absoluta do condensador, mantendo a do evaporador constante de 366,10 kPa.	90
Tabela 6.6: Destruição de exergia em cada componente mantendo a pressão do evaporador constante em 366,10 kPa e variando a do condensador.	91
Tabela 6.7: Dados do COP com a redução da pressão absoluta do evaporador fixando a pressão absoluta do condensador em 931,10 kPa	93
Tabela 6.8: Eficiências exergéticas com a redução da pressão absoluta do evaporador, fixando a pressão absoluta do condensador em 931,10 kPa.	94
Tabela 6.9: Resultados obtidos com variação de pressão condensador-evaporador constante de 555 kPa e pressões absolutas do condensador e evaporador variando.	96
Tabela 6.10: Dados de eficiências exergéticas obtidas no caso 4.	97
Tabela 6.11: Eficiências exergéticas para a pressão do evaporador e vazão mássica constantes.	101
Tabela 6.12: COPs obtidos na análise da influência da temperatura de evaporação.	109
Tabela 6.13: COPs obtidos na análise da influência da temperatura de condensação.	114

Tabela 6.14: Valores das eficiências exergéticas dos principais componentes versus temperatura de condensação.	117
Tabela 6.15: Condições impostas na simulação para todos os fluídos refrigerantes avaliados	119
Tabela 6.16: Comparação entre as eficiências energéticas e exergéticas do ciclo obtidas nos casos: padrão, 14, 15, 16, 17 e 18.	119
Tabela 6.17: Exergia fornecida para cada fluido refrigerante avaliado.	120
Tabela 6.18: Destruição de exergia nos principais componentes estudados, casos 14 a 18.	121

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CAG	Central de Água Gelada
CEEETA	Centro de Estudos em Economia da Energia, dos Transportes e do Ambiente. Tecnologias de Micro-Geração e Sistemas Periféricos
CFC	Cloro, Flúor e Carbono
COP	Coeficiente de performance
EES	Engineering Equation Solver
HCFC	Hidrogênio, Cloro, Flúor e Carbono
HFC	Hidrogênio, Flúor e Carbono
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
ICVC	Controlador visual do resfriador internacional
NBR	Norma Brasileira
NIST	National Institute of Standards
ODP	Potencial de Destruição do Ozônio
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
SAE	Society of Automotive Engineers
VFD	Variador de frequência

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{m}_e	Fluxo de massa que entra no volume de controle	(kg/s)
\dot{m}_s	Fluxo de massa que sai no volume de controle	(kg/s)
$\frac{dm_{VC}}{dt}$	Taxa temporal de variação de massa no volume de controle	(kg/s)
$\frac{dE_{VC}}{dt}$	Taxa temporal de variação da energia no interior do volume de controle	(kJ/s)
\dot{Q}_{VC}	Taxa temporal de transferência de calor para o volume de controle	(kJ/s)
\dot{W}_{VC}	Trabalho por unidade de tempo realizado pelo volume de controle	(kJ/s)
h	Entalpia específica	(kJ/kg)
u	Energia interna específica	(kJ/kg)
v	Volume específico	(m ³ /kg)
V	Velocidade	(m/s)
T	Temperatura	(K)
P	Pressão	(Pa)
g	Gravidade	(m/s ²)
z	Altura	(m)
$\frac{dS_{VC}}{dt}$	Taxa temporal de variação de entropia no interior do volume de controle	(kJ/K.s)
s	Entropia	(kJ/K)
$\dot{\sigma}_{ger}$	Taxa temporal de geração de entropia	(kJ/K.s)
P_0	Pressão no estado morto	(Pa)
T_0	Temperatura no estado morto	(K)
h_0	Entalpia específica no estado morto	(kJ/kg)
u_0	Energia interna específica no estado morto	(kJ/kg)
s_0	Entropia específica no estado morto	(kJ/kg.K)

E	Energia total do sistema	(J)
U	Energia interna	(J)
EC	Energia cinética	(J)
EP	Energia potencial	(J)
∇	Volume	(m ³)
x_{ec}	Exergia associada à energia cinética por unidade de massa	(J/kg)
x_{ep}	Exergia associada à energia potencial por unidade de massa	(J/kg)
x_u	Exergia associada à energia interna por unidade de massa	(J/kg)
x_{pv}	Exergia associada com o trabalho de fluxo	(J/kg)
x_h	Exergia associada com a entalpia específica	(J/kg)
x_f	Exergia de fluxo por unidade de massa	(J/kg)
X	Exergia	(J)
ΔX	Varição de exergia	(J)
X_d	Exergia destruída	(J)
\mathcal{E}	Eficiência exergética	(-)
\mathcal{E}_{evap}	Eficiência exergética do evaporador	(-)
$\mathcal{E}_{compressor}$	Eficiência exergética do compressor	(-)
\mathcal{E}_{cond}	Eficiência exergética do condensador	(-)
\mathcal{E}_{flasc}	Eficiência exergética da flasc	(-)
$\mathcal{E}_{Unid_refrigera\c{c}ao}$	Eficiência exergética da unidade de refrigeração	(-)
X	Titulo	(-)
T_{e1}	Temperatura de entrada de água gelada	(°C)
T_{e2}	Temperatura de saída de água gelada	(°C)
T_2	Temperatura do refrigerante no estado 2	(°C)
P_{e1}	Pressão de entrada da água gelada	(kPa)
P_{e2}	Pressão de saída da água gelada	(kPa)

P_1	Pressão do refrigerante no estado 1	(kPa)
P_2	Pressão do refrigerante no estado 2	(kPa)
P_3	Pressão do refrigerante no estado 3	(kPa)
P_4	Pressão do refrigerante no estado 4	(kPa)
P_5	Pressão do refrigerante no estado 5	(kPa)
P_6	Pressão do refrigerante no estado 6	(kPa)
P_7	Pressão do refrigerante no estado 7	(kPa)
P_8	Pressão do refrigerante no estado 8	(kPa)
P_{flasc}	Pressão da câmara flasc	(kPa)
h_{e1}	Entalpia entrada da água gelada	(kJ/kg)
h_{e2}	Entalpia saída da água gelada	(kJ/kg)
\dot{m}_{ref}	Vazão mássica de refrigerante	(kg/s)
\dot{m}_{agua_evap}	Vazão mássica de água para refrigerar	(kg/s)
x_{fe1}	Exergia específica de fluxo de entrada da água gelada	(kJ/kg)
x_{fe2}	Exergia específica de fluxo de saída da água gelada	(kJ/kg)
$\dot{W}_{compressor}$	Potência consumida no compressor	(kJ/s)
h_{2s}	Entalpia isentrópica no estado 2	(kJ/s)
$\dot{W}_{elétrico}$	Potência elétrica consumida pelo compressor	(kJ/s)
$\eta_{mecânica}$	Eficiência mecânica do compressor	(-)
$\eta_{elétrica}$	Eficiência elétrica do motor elétrico do compressor	(-)
$\dot{Q}_{refrigeração}$	Calor por unidade de tempo retirado da água	(kJ/s)
$(\dot{W}_{compressor})_{2s}$	Potência consumida no compressor isoentrópico	(kJ/s)
T_{c1}	Temperatura de entrada água de condensação	(°C)
T_{c2}	Temperatura de saída água de condensação	(°C)
P_{c1}	Pressão de entra da água de condensação	(kPa)
P_{c2}	Pressão de saída da água de condensação	(kPa)
h_{c1}	Entalpia específica de entrada da água de condensação	(kJ/kg)
h_{c2}	Entalpia específica de saída da água de condensação	(kJ/kg)

x_{fc1}	Exergia específica de fluxo de entrada da água de condensação	(kJ/kg)
x_{fc2}	Exergia específica de fluxo de saída da água de condensação	(kJ/kg)
h_{flasc}	Entalpia específica da água de condensação após passar pela câmara flasc	(kJ/kg)
$\dot{Q}_{sub_resfriamento}$	Calor por unidade tempo de subresfriamento	(kJ/s)
x_{f_flasc}	Exergia específica de fluxo de entrada da água de condensação	(kJ/kg)
$\dot{X}_{d_evaporador}$	Taxa temporal de exergia destruída no evaporador	(kJ/s)
$\dot{X}_{d_compressor}$	Taxa temporal de exergia destruída no compressor	(kJ/s)
$\dot{X}_{d_condensador}$	Taxa temporal de exergia destruída no condensador	(kJ/s)
$\dot{X}_{d_cam_boia}$	Taxa temporal de exergia destruída da câmara bóia	(kJ/s)
$\dot{X}_{d_placa_O1}$	Taxa temporal de exergia destruída na placa de orifício 1	(kJ/s)
$\dot{X}_{d_placa_O2}$	Taxa temporal de exergia destruída na placa de orifício 2	(kJ/s)
$\dot{X}_{d_red_flasc}$	Taxa temporal de exergia destruída no orifício redutor de pressão da câmara flasc	(kJ/s)
\dot{X}_{d_total}	Taxa temporal de exergia destruída total	(kJ/s)

SUMÁRIO

Página

1	INTRODUÇÃO	23
1.1	Objetivos	26
1.1.1	Objetivo geral	26
1.1.2	Objetivo específico	26
1.2	Justificativa	27
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	28
2.1	Refrigeração e condicionamento de ar	28
2.2	Fluídos refrigerantes	30
2.2.1	Classificação dos fluídos refrigerantes	31
2.2.2	Principais tipos e características dos fluidos refrigerantes mais usados	33
2.2.2.1	CFC	33
2.2.2.2	HCFC	34
2.2.2.3	HFC	34
2.2.3	Segurança na utilização e manuseio de refrigerantes	34
2.3	Ciclos de refrigeração	36
2.3.1	Ciclo de refrigeração por absorção	36
2.3.2	Ciclo de refrigeração por compressão de vapor	38
2.3.2.1	Ciclo teórico ou padrão de refrigeração por compressão de vapor	39
2.3.2.2	Ciclo real de compressão de vapor	40
3	LEIS DA TERMODINÂMICA	42
3.1	Lei da conservação da massa para volume de controle	43
3.2	Lei da conservação de energia para volumes de controle	43
3.3	Segunda lei da termodinâmica	44
3.4	Exergia	45
3.4.1	Exergia associada a diferentes formas de energia	46
3.4.2	Exergia associada com as energias cinética e potencial	47
3.4.3	Exergia associada com a energia interna	47
3.4.4	Exergia associada com o trabalho de fluxo	48
3.4.5	Exergia associada com a entalpia	48

3.4.6	Exergia de fluxo	49
3.5	Balanço de exergia para sistema fechado	50
3.5.1	O princípio do decréscimo de exergia e a destruição de exergia	50
3.6	Balanço de exergia para volume de controle	51
3.7	Eficiência exergética	53
4	UNIDADES RESFRIADORAS DE LÍQUIDOS (CHILLERS)	54
4.1	Conjunto motor – compressor	55
4.1.1	Motor gaiola de indução	55
4.1.2	Compressor tipo parafuso	56
4.1.2.1	Triplo rotor	57
4.2	Evaporador e condensador tipo casco e tubo	58
4.3	Válvula de expansão tipo boia	59
4.4	Placa de orifício	60
5	METODOLOGIA	62
5.1	Descrição do problema físico	63
5.2	Descrição do ciclo de refrigeração desenvolvido pelo equipamento	66
5.3	Reconhecimento e identificação dos parâmetros de funcionamento do equipamento em estudo	68
5.4	Obtenção dos parâmetros de trabalho do equipamento	70
5.5	Modelagem matemática	71
5.5.1	Evaporador	72
5.5.2	Compressor	75
5.5.3	Condensador	77
5.5.4	Elementos de expansão	80
5.5.4.1	Válvula de expansão do tipo boia	80
5.5.4.2	Placas de orifício 1 e 2	80
5.5.5	Eficiência exergética da unidade	80
5.6	Casos estudados	81
5.7	Software Engineering Equation Solver (EES)	81
6	RESULTADOS	84
6.1	Validação do modelo matemático	84
6.2	Avaliação da variação de pressão entre o evaporador e condensador	88

6.2.1	Mantendo a pressão constante no evaporador	88
6.2.2	Mantendo a pressão constante no condensador	91
6.2.3	Variação de pressão entre o condensador e o evaporador constante em 555,00 kPa	96
6.2.4	Pressão absoluta do evaporador e vazão mássica constante	100
6.3	Análise da variação da vazão mássica de refrigerante, mantendo a variação de pressão evaporador-condensador ótimo de 555,00 kPa	102
6.4	Estudo das eficiências mecânica e elétrica do conjunto motor compressor	105
6.5	Estudo da influência da temperatura de evaporação nas eficiências energética e exergética	109
6.6	Estudo da influência da temperatura de condensação nas eficiências energéticas e exergética	111
6.7	Análise da mudança do fluido refrigerante usado no processo	119
7	CONCLUSÕES	125
8	SUGESTÕES PARA FUTURAS PESQUISAS	127
9	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	128
ANEXO I		133
ANEXO II		137
ANEXO III		142
ANEXO IV		146

1. INTRODUÇÃO

Registros históricos mostram a importância da refrigeração e que alguns meios de refrigeração já estavam presentes para o homem na época das mais antigas civilizações. Pode-se citar a civilização chinesa que, muitos séculos antes do nascimento de Cristo, utilizava o gelo natural (colhido nas superfícies dos rios e lagos congelados e conservado com grandes cuidados, em poços cobertos com palha e cavados na terra) com a finalidade de conservar o chá que consumiam (UNESCO, 2013). As civilizações gregas e romanas também aproveitavam o gelo colhido no alto das montanhas, para o preparo de bebidas e alimentos gelados (SOUZA, 2007). Esse contexto histórico mostra que, por muito tempo, o homem esteve diretamente dependente da natureza para a obtenção do gelo, que só se formava no inverno e/ou nas regiões de clima bastante frio. Mesmo nestas regiões, havia limitações de estocagem, só podendo ser feita por períodos relativamente curtos. Por esse motivo, engenheiros e pesquisadores voltaram-se para a busca de meios e processos que permitissem manter um objeto ou ambiente refrigerado artificialmente (BENEDETTI, 2010).

Atualmente, o foco dos engenheiros e pesquisadores não é somente manter um objeto ou ambiente refrigerado artificialmente, mas sim fazer isso da maneira mais eficiente possível. Sendo assim, a economia de energia está recebendo maior atenção por parte dos projetistas destes sistemas.

Alguns estudos técnicos e econômicos mostram que grande parte da energia é desperdiçada pelos sistemas de condicionamento de ar, por apresentarem uma série de ineficiências (CHUMIOQUE, 2004). Além disso, Pereira (2015) cita em um de seus trabalhos alguns autores como Lombart et al. (2011), Elahee (2014), Walker et al. (2014) e Hitchin et al. (2015) que demonstram que um sistema de ar condicionado é um grande consumidor de energia elétrica.

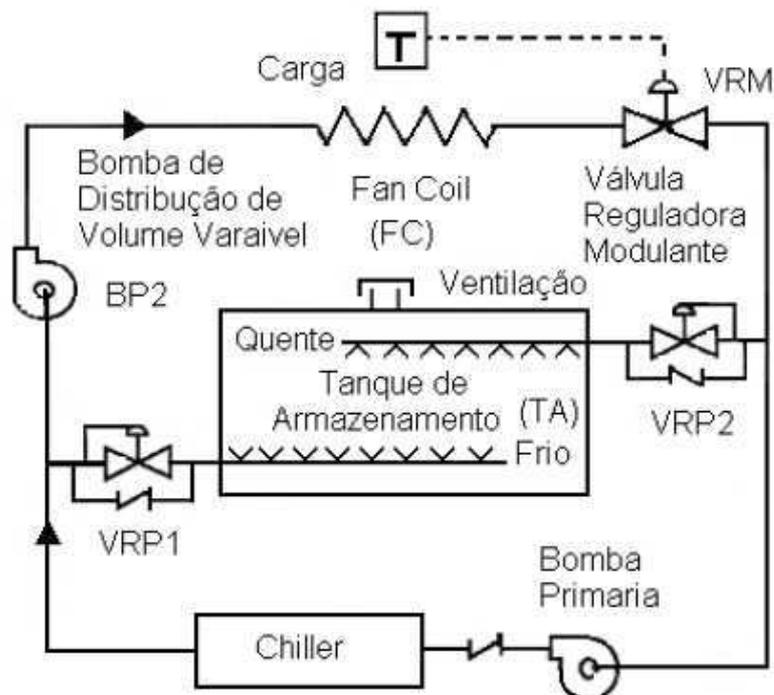
Existem diversas técnicas usadas para melhoria dessas deficiências, entre as quais pode-se citar a otimização do projeto, via simulação numérica.

A simulação numérica para o desenvolvimento e otimização de sistemas de refrigeração é uma ferramenta que possibilita, através de modelos matemáticos, prever o comportamento dos sistemas quando estes são submetidos a condições diferentes das condições ótimas, para as quais os mesmos foram projetados. Tal

método utiliza-se de um conjunto de equações agrupadas em linguagem computacional e um conjunto de dados obtidos experimentalmente. Desta maneira, torna-se possível à obtenção de resultados com uma margem de erro segura. A simulação numérica é realizada através de softwares que auxiliam na obtenção de propriedades e resolução de equações. Como exemplo destes pode-se citar: GateCycle, Aspen Plus, IPSEpro, Cycle-Tempo e EES (Engineering Equation Solver), sendo o último usado nesse trabalho.

O sistema de refrigeração estudado nessa pesquisa utiliza um fluido secundário, geralmente água ou salmoura, para transportar a carga térmica de refrigeração por longas distâncias. Os chillers podem ser muitas vezes usados em plantas que utilizam tanques de termoacumulação. A Figura 1.1 mostra um esquema simplificado típico desse tipo de sistema.

Figura 1.1: Sistema típico de água gelada.



Fonte: Chumioque (2004).

Em todo projeto de condicionamento de ar de grande porte, o chiller sempre figura entre os outros componentes, como o que mais contribui para o custo de investimento de operação (CHUMIOQUE, 2004).

Em edifícios comerciais, operações com chiller consomem cerca de 30 a 50% do total da eletricidade do edifício (SATHTHASIVAM et al., 2010).

Um dos objetivos da termodinâmica é estabelecer critérios gerais a fim de valorizar o funcionamento e desempenho de sistemas industriais no qual a energia tem um papel importante (SOTOMONTE, 2009; MORAN & SHAPIRO, 2006; YUCER & HEPBASLI, 2011). E uma das maneiras pela qual a termodinâmica estabelece esses critérios é a análise exergética, pois o método da análise exergética é particularmente apropriado para maximizar o alcance do objetivo de um uso mais eficiente da energia, já que ele permite a determinação de rejeitos e perdas em termos de sua localização, tipo e valores reais (MORAN & SHAPIRO, 2006).

Diferentes autores usaram a primeira e a segunda leis da termodinâmica para analisar a performance de sistemas de refrigeração, mecânica e de absorção, com objetivo ao conforto térmico, entre eles: Bayrakci e Özgür (2009), Ahamed et al. (2010), Kabul et al. (2008), Kalaiselvan et al. (2009), Keçebas (2013), Jain et al. (2013), Attar et al. (2014), Lin et al. (2014) e Cavalcante et al. (2016). Este trabalho é direcionado nessa linha de pesquisa.

Essa pesquisa é baseada no estudo dos Chillers de compressão que utilizam um compressor mecânico, usualmente acionado por um motor elétrico, de forma a aumentar a pressão em determinada fase do ciclo termodinâmico do sistema. A desvantagem deste processo reside no seu relativamente elevado consumo energético.

Dessa forma, nesse trabalho é realizado um estudo energético e exergético de um sistema de refrigeração de compressão de vapor do tipo chiller utilizando as leis da termodinâmica.

1.1 Objetivos

Diante do exposto, este trabalho tem como objetivos:

1.1.1 Objetivo geral

Apresentar uma avaliação energética e exergética de uma unidade de refrigeração integrante de sistemas de condicionamento de ar de grandes estabelecimentos.

1.1.2 Objetivos específicos

- a) Descrever os componentes da unidade e avaliar a influência de diversos parâmetros no funcionamento do equipamento.
- b) Levantar e apresentar dados do comportamento desse tipo de equipamento em relação às pressões e temperaturas de trabalho.
- c) Desenvolver um modelo que represente de maneira adequada dentro das limitações o comportamento do ciclo de refrigeração da unidade estudada
- d) Simular o comportamento do equipamento através do software EES
- e) Avaliar as eficiências energética e exergética da unidade e dos seus principais componentes em diversas condições de operação com auxílio do software EES.

1.2 Justificativa

Apesar de a matriz energética brasileira ser aproximadamente 46% renovável, valor muito superior à média mundial de 12%, ainda há muito que se fazer no que se refere à economia de energia. Basta recordarmos de crises como a de 2001, quando a ausência de chuvas limitou a produção das hidrelétricas e, conseqüentemente, levou o país a um longo período de racionamento de energia elétrica, influenciando direta e indiretamente todos os setores da economia e da política brasileira (VICHI & MANSOR, 2009).

Passou-se por uma nova crise energética em decorrência da falta de chuvas. No Brasil, mais de 90% da energia é produzida nas hidrelétricas, que dependem de água em níveis adequados em seus reservatórios para gerar energia. Infelizmente, no ano de 2015, a ausência de chuvas foi uma das maiores das últimas décadas, prejudicando a oferta de energia.

Em São Paulo, há meses já está sendo anunciada a redução do nível dos reservatórios do Cantareira. Essa redução do nível de água também já atinge as hidrelétricas, como Itaipu, ainda que num nível menor, de 16 a 17%. No Rio de Janeiro, o cenário está cada vez mais semelhante, com o reservatório de Paraibuna, maior do estado, atingindo o volume morto e tendo o menor nível desde 1978 (SOARES, 2015).

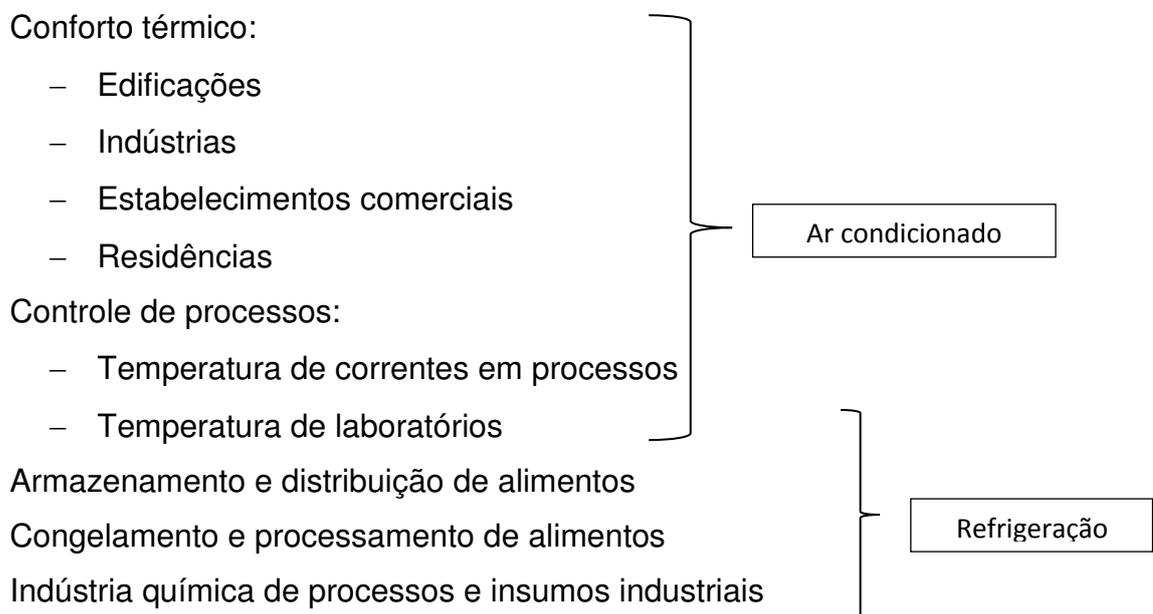
Estes fatos mostram que a utilização mais eficiente da energia é um assunto atual, de extensa pesquisa nas universidades e de grande interesse nas empresas devido à utilização mais consciente dos recursos naturais disponíveis e do ganho financeiro proporcionado com a economia. Dentre tais estudos, destacam-se as pesquisas voltadas para sistemas de refrigeração, nos quais a economia energética está diretamente ligada à eficiência de funcionamento dos seus componentes.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Refrigeração e condicionamento de ar

As áreas de refrigeração e ar condicionado são correlatas, embora cada uma tenha seu campo específico de atuação. A aplicação mais disseminada da refrigeração é, sem dúvida alguma, o ar condicionado, embora outras áreas possam ser citadas, tais como a refrigeração industrial, que inclui o processamento e conservação de alimentos, a remoção de calor de substâncias em indústrias químicas, de petróleo e petroquímica e, muitas outras aplicações em indústrias de construção e manufatura (STOEKER, 1985).

O ar condicionado também possui aplicações distintas ao conforto térmico, a qual é mais difundida. De maneira resumida os possíveis campos de atuação da refrigeração e do ar condicionado são:



O foco de estudo desse trabalho é uma unidade de refrigeração para condicionamento de ar que se enquadra na área de conforto térmico.

Segundo Bueno (2007), o condicionamento de ar para conforto térmico pode ser definido como o processo de tratamento do ar de modo a controlar simultaneamente temperatura, umidade, pureza e distribuição do mesmo, de modo a atender as necessidades do recinto, ou, proporcionar conforto aos ocupantes do ambiente condicionado.

Além dos campos de atuação e das definições de condicionamento de ar, é importante conhecermos como são classificados os tipos de sistemas de ar condicionados que existem.

Quanto ao tipo de expansão podem ser classificados em:

- Sistemas de expansão ou evaporação direta. Nesse sistema a serpentina do evaporador recebe diretamente do recinto ou através de dutos a carga de ar quente a ser condicionada;
- Sistemas de expansão indireta. Sistema onde o evaporador retira carga térmica de um meio intermediário (água ou salmoura), o qual posteriormente é usado no condicionamento de ar do ambiente onde se deseja condicionar.

Quanto ao tipo de condensação, os sistemas são classificados em:

- A ar, em circulação natural ou forçada; nesse caso a temperatura admitida para o fluido frigorífico deve ser superior à de bulbo seco do ar exterior considerado nos cálculos;
- A água, que pode ser sem retorno, usando água corrente, ou com recirculação, utilizando uma torre de resfriamento. Nesse caso, a temperatura de bulbo úmido do ar exterior deve ser inferior à temperatura da água de circulação para que haja transferência de calor da água para o ar exterior;
- Evaporativa, nesse caso também a temperatura de bulbo úmido do ar exterior deve ser inferior à estabelecida para o fluido frigorífico.

2.2 Fluidos refrigerantes

O fluido refrigerante, ou simplesmente refrigerante, é o fluido de trabalho utilizado para absorver e transmitir calor em um sistema de refrigeração. Os refrigerantes absorvem calor a baixa temperatura e pressão e liberam calor a uma temperatura e pressão mais elevada (WANG, 2001).

Em relação às propriedades desejáveis, não há um fluido refrigerante que reúna todas, de modo que, um refrigerante considerado bom para ser aplicado em determinado tipo de instalação frigorífica nem sempre é recomendado para ser utilizado em outra. O bom refrigerante é aquele que reúne o maior número possível de boas qualidades relativamente a um determinado fim (FERRAZ, 2008). As principais características de um bom refrigerante são:

- Pressão de vaporização não muito baixa.
É desejável que o refrigerante apresente uma pressão correspondente a uma temperatura de vaporização não muito baixa.
- Pressão de condensação não muito elevada.
Quanto menor for a pressão de condensação do refrigerante, menor será a relação de compressão e, portanto, melhor o desempenho do compressor. Além disso, se a pressão no lado de alta pressão do ciclo de refrigeração for relativamente baixa, esta característica favorece a segurança da instalação.
- Calor latente de vaporização elevado.
Um alto calor latente na vaporização implica em uma menor vazão mássica de refrigerante necessária para obter uma determinada capacidade de refrigeração.
- Volume específico reduzido.
Se o refrigerante apresentar um alto valor do calor latente de vaporização e um pequeno volume específico, na fase de vapor, a vazão em volume no compressor será pequena e o tamanho da unidade de refrigeração será menor, para uma dada capacidade de refrigeração.
- O refrigerante utilizado deve gerar um coeficiente de performance elevado pois o custo de operação está essencialmente relacionado a este coeficiente.

- Condutibilidade térmica elevada.

Um valor elevado da condutibilidade térmica do refrigerante é importante na melhoria das propriedades de transferência de calor.

- Baixa viscosidade na fase líquida e gasosa.

Devido ao pequeno atrito fluido dos refrigerantes pouco viscosos, as perdas de carga serão menores.

- Baixa constante dielétrica, grande resistência elétrica e característica de não-corrosão dos materiais isolantes elétricos.

- Devem ser estáveis e inertes, ou seja, não devem reagir e corroer os materiais metálicos da instalação de refrigeração.

- Não devem ser poluentes.

- Não devem ser tóxicos ou excessivamente estimulantes.

Apesar dos circuitos frigoríficos se constituírem em sistemas fechados, a possibilidade de vazamentos impõe que os compostos utilizados como refrigerantes apresentem nível reduzido de toxicidade.

- Não devem ser inflamáveis ou explosivos.

A possibilidade de vazamentos também impõe que os refrigerantes não sejam inflamáveis, devido ao risco de incêndio e explosão.

- Devem ser de detecção fácil quando houver vazamentos.

A facilidade de detecção do refrigerante é importante nas instalações de grande porte. A rápida detecção pode evitar a perda completa da carga de refrigerante da instalação.

- Devem ser de preços moderados e facilmente disponíveis.

A disponibilidade comercial do refrigerante está intimamente associada a seu preço. O uso de um refrigerante ideal que apresente um custo elevado torna-se impraticável.

2.2.1 Classificação dos fluidos refrigerantes

O “National Institute of Standards - NIST” dos EUA realizou uma pesquisa examinando mais de 800 fluidos industriais quanto ao potencial para uso como refrigerante devendo ser satisfeitas as seguintes condições termodinâmicas (STOECKER & JABORDO, 2002):

1. Temperatura de fusão inferior a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$
2. Temperatura crítica superior a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$
3. Pressão de saturação a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ inferior a 50 MPa

As condições 1 e 2 visam à eliminação de fluidos com ponto de fusão e temperatura crítica próximas da faixa de operação típica de aplicações frigoríficas. A condição 3 visa à eliminação de fluidos excessivamente voláteis, associados a pressões excessivamente elevadas. A pesquisa revelou que as condições impostas foram satisfeitas por 51 compostos, cujos perfis são apresentados abaixo:

- 15 hidrocarbonetos
- 05 compostos oxigenados (éteres e aldeídos, etc.)
- 05 compostos nitrogenados (NH_3 , metilamina, etc.)
- 03 compostos de enxofre (SO_2 , etc)
- 04 miscelâneas
- 19 hidrocarbonetos hidrogenados (R12, R22, R11, etc.)

Não foram envolvidas na pesquisa as misturas, que se tornaram populares nos últimos anos devido à necessidade de refrigerantes alternativos aos CFCs para satisfazer determinadas condições operacionais (STOECKER, 2002). Segundo Stoecker & Jabardo (2002), levando em conta as misturas, os refrigerantes podem ser classificados nas seguintes categorias:

- Hidrocarbonetos halogenados;
- Misturas não azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados;
- Misturas azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados;
- Compostos orgânicos;
- Compostos inorgânicos.

Refrigerantes da família dos hidrocarbonetos halogenados têm como característica moléculas com átomos dos halogênios flúor, cloro e eventualmente bromo, além de carbono e hidrogênio (CASTRO, 2014).

Segundo Wang (2001), uma mistura azeotrópica é uma mistura de vários componentes voláteis (refrigerantes) que evaporam e condensam como uma única

substância, não alterando a sua composição volumétrica ou temperatura de saturação, quando evaporam ou condensam a uma pressão constante.

Os componentes de uma mistura azeotrópica não podem ser separados por destilação. As propriedades da mistura azeotrópica usada como refrigerante são totalmente diferentes das dos seus componentes. A mistura pode ser convenientemente tratada como um único composto químico (WANG, 2001).

As misturas não azeotrópicas são misturas de refrigerantes que se comportam como uma mistura binária. A concentração da fase vapor é distinta da fase líquida quando ambas ocorrem a uma dada pressão e temperatura.

Os compostos inorgânicos são aqueles designados com: 700 + peso molecular, por exemplo: NH_3 (Amônia), R-717; CO_2 (Dióxido de carbono), 744; H_2O (Água), R-718; SO_2 (Dióxido de enxofre), R-764. Os orgânicos são designados por 600 + peso molecular (STOECKER & JABORDO, 2002). As séries 400 e 500 designam as misturas não azeotrópicas e azeotrópicas, respectivamente (STOECKER & JABORDO, 2002).

2.2.2 Principais tipos e características dos fluidos refrigerantes mais usados

2.2.2.1 CFC

São moléculas formadas pelos elementos cloro, flúor e carbono (Exemplos: R-11, R-12, R-502 e etc.). São mais utilizados para ar condicionado automotivo, refrigeração comercial, refrigeração doméstica (refrigeradores e freezers) etc (STOECKER & JABORDO, 2002).

Os CFC's destroem a camada de ozônio. A camada de ozônio danificada permite que raios ultravioleta (UV) do sol alcancem a superfície da Terra. As indústrias químicas nacionais cessaram a produção de CFC's e a importação destas substâncias virgens está controlada. Para converter ou substituir um equipamento operado com CFC foram criados dois tipos de refrigerantes alternativos: HCFC's e HFC's (STOECKER & JABORDO, 2002).

2.2.2.2 HCFC

Alguns átomos de cloro são substituídos por hidrogênio (Exemplos: R-22, R-141b, etc.). Sua maior utilização: ar condicionado de janela, split, câmaras frigoríficas, etc.

2.2.2.3 HFC

Nos HFC's todos os átomos de cloro são substituídos por hidrogênio (Ex: R-134a, R-404A, R-407C, etc.). Suas aplicações principais são: ar condicionado automotivo, refrigeração comercial, refrigeração doméstica (refrigeradores e freezers), etc.

O R-134a (Tetrafluoretano) tem propriedades físicas e termodinâmicas similares ao R-12. Pertence ao grupo dos HFC's Fluorcarbonos parcialmente halogenados, com potencial de destruição do ozônio (ODP) igual a zero e, devido ao menor tempo de vida na atmosfera, apresenta uma redução no potencial de efeito estufa de 90% quando comparado ao R-12. Além disso, é não inflamável, não tóxico, possui alta estabilidade térmica e química, tem compatibilidade com os materiais utilizados e tem propriedades físicas favoráveis ao uso como fluido frigorífico.

2.2.3 Segurança na utilização e manuseio de refrigerantes

A segurança na utilização e no manuseio de refrigerantes está relacionada a quatro aspectos básicos (STOECKER & JABORDO, 2002):

- Toxicidade;
- Potencial cancerígeno;
- Potencial mutagênico;
- Inflamabilidade.

A norma ASHRAE 34-92 classifica os refrigerantes de acordo com seu nível de toxicidade e inflamabilidade. Cada refrigerante recebe uma designação composta por dois caracteres alfa numéricos: o primeiro é uma letra maiúscula que caracteriza seu nível de toxicidade; o segundo é um algarismo que indica seu grau de inflamabilidade. Dependendo do grau de toxicidade para concentrações abaixo de 400 ppm, os compostos são classificados em dois grupos (STOECKER & JABORDO, 2002):

- Classe A - Compostos cuja toxicidade não foi identificada.
- Classe B - Foram identificadas evidências de toxicidade.

Quanto ao nível de inflamabilidade, os refrigerantes são classificados em três grupos:

- Classe 1 - Não se observa propagação de chama em ar a 18 °C e 101,325 kPa.
- Classe 2 - Limite inferior de inflamabilidade (LII) superior a 0,10 kg/m³ a 21 °C e 101,325 kPa, Poder Calorífico inferior a 19.000 kJ/kg.
- Classe 3 - Inflamabilidade elevada, caracterizando-se por LII inferior ou igual a 0,10 kg/m³ a 21 °C e 101,325 kPa, Poder Calorífico superior a 19.000 kJ/kg.

A classificação de alguns refrigerantes quanto a sua toxicidade e inflamabilidade é apresentada na Tabela 2.1. Como pode ser observado, os refrigerantes CFCs são do grupo A1, não inflamáveis e não tóxicos. O R123, um HCFC substituto do R11, é classificado como B1, requerendo cuidados no seu manuseio. Os HFCs, substitutos dos CFCs, não são tóxicos, porém, podem apresentar um certo grau de inflamabilidade. A amônia, classificada como B2, é tóxica e apresenta grau médio de inflamabilidade.

Entre os refrigerantes industriais, a amônia é o mais tóxico.

Tabela 2.1: Classificação dos refrigerantes segundo os padrões de segurança da norma.

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

Fonte: Ashrae (1996)

2.3 Ciclos de refrigeração

Um sistema de refrigeração realiza o efeito de refrigeração através de um ciclo termodinâmico, o qual envolve um procedimento para a obtenção de refrigeração de maneira contínua. Tal procedimento consiste em fazer com que um fluido refrigerante passe por uma série de processos, retornando ao estado inicial. Um desses processos envolve a remoção de calor de um ambiente a baixa temperatura (STOECKER, 2002). A remoção de calor descrita como um dos processos fornece o efeito de refrigeração.

Os principais ciclos de refrigeração são:

- Ciclo de refrigeração por absorção;
- Ciclo de refrigeração por ejeção de vapor;
- Ciclo de refrigeração por adsorção;
- Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Os ciclos de refrigeração por compressão de vapor e de absorção são os mais utilizados em equipamentos frigoríficos para produção de frio, para conforto térmico ambiente e para resfriamento e congelamento de produtos. Esses ciclos serão abordados de forma sucinta adiante. Ciclo de refrigeração por compressão de vapor terá um detalhamento maior, pois o sistema estudado neste trabalho opera através de um ciclo de refrigeração desse tipo.

2.3.1 Ciclo de refrigeração por absorção

O ciclo de refrigeração por absorção configura um dos mais antigos métodos de refrigeração. Esses sistemas utilizam dois fluidos na sua operação, geralmente amônia-água ou água-brometo de lítio, um atuando como refrigerante e outro como absorvente (MENNA, 2008).

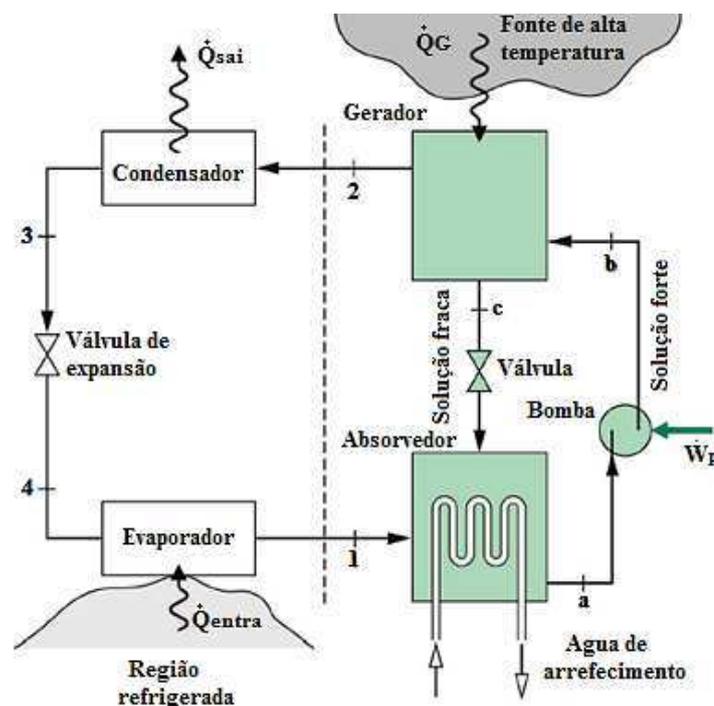
Esse ciclo se assemelha ao de compressão, porém se diferencia em dois detalhes importantes (MORAN & SHAPIRO, 2006):

➤ Um deles é a natureza do processo de compressão. Em vez de usar um compressor para elevar pressão do vapor superaquecido do evaporador para o condensador, esse vapor é absorvido por uma substância secundária, chamada absorvente, de modo à forma uma solução líquida. Essa solução líquida então é

bombeada a uma pressão mais elevada. Como o volume específico médio da solução é menor que o do vapor, é necessário menos trabalho para elevar a pressão.

➤ A outra é que algum mecanismo deve ser introduzido nos sistemas de absorção para a retirada do vapor de refrigerante da solução líquida antes de entrar no condensador. Isso envolve uma transferência de calor de uma fonte que esteja a uma temperatura relativamente alta. O vapor que seria jogado no ambiente pode ser útil a esse propósito. O gás natural ou outro combustível pode ser usado para fornecer esse calor. A Figura 2.1 mostra um arranjo esquemático dos elementos essenciais deste ciclo, e abaixo da figura segue uma descrição da função de cada um.

Figura 2.1: Ciclo de absorção de amônia.



Fonte: Moran & Shapiro (2006)

No absorvedor, o vapor de amônia vindo do evaporador no estado 1 é absorvido pela água líquida. A formação dessa solução líquida é exotérmica. Como a quantidade de amônia que pode ser dissolvida em água aumenta à medida que a temperatura da solução decresce, faz-se com que a água de arrefecimento circule pelo absorvedor para remover a energia liberada conforme a amônia se torna uma solução e para manter a temperatura no absorvedor tão baixa quanto possível. A

solução forte de amônia e água deixa o absorvedor em um ponto 'a' e entra na bomba, onde sua pressão é elevada até a pressão do gerador (MORAN & SHAPIRO, 2006).

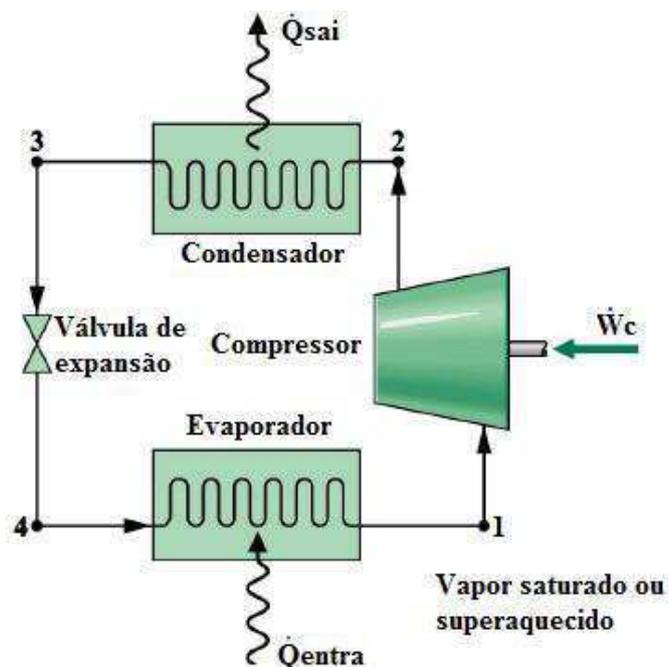
No gerador, uma transferência de calor de uma fonte a uma temperatura alta extrai vapor de amônia da solução (processo endotérmico), deixando uma solução fraca de amônia e água nesse equipamento. O vapor liberado passa ao condensador no estado 2, e a solução fraca em 'c' recircula até o absorvedor através de uma válvula (MORAN & SHAPIRO, 2006).

No condensador, o vapor de amônia libera energia, em forma de calor, para meio externo, levando-o à condensação. Em seguida, depois de condensado, é direcionado para a válvula de expansão, que reduz a pressão da amônia à pressão do evaporador, onde absorverá calor do ambiente a refrigerar (MORAN & SHAPIRO, 2006).

2.3.2 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

A Figura 2.2 mostra o esquema do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Figura 2.2: Esquema do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

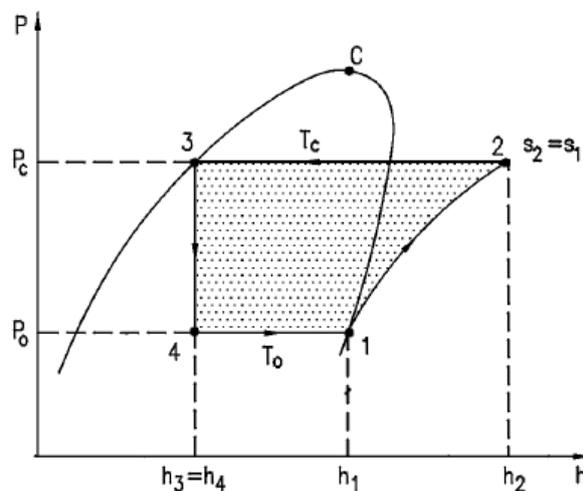


A refrigeração por compressão de vapor é a mais usada no condicionamento de ar de ambientes, resfriamento e congelamento de produtos, e em equipamentos frigoríficos. Neste sistema, o fluido refrigerante entra no evaporador a baixa pressão (Estado 4), na forma de mistura de líquido mais vapor, e retira energia do meio interno enquanto passa para o estado de vapor. O vapor entra no compressor onde é comprimido e bombeado (Estado 1), tornando-se vapor superaquecido e deslocando-se para o condensador (Estado 2), que tem a função de liberar a energia retirada do ambiente. O fluido, ao liberar energia, passa do estado de vapor superaquecido para líquido (condensação) e finalmente entra no dispositivo de expansão (Estado 3), onde tem sua pressão reduzida, para novamente ingressar no evaporador e repetir assim o ciclo (FERRAZ, 2008).

2.3.2.1 Ciclo teórico ou padrão de refrigeração por compressão de vapor

Um ciclo térmico real qualquer deveria ser comparado com o ciclo de Carnot por este ser o ciclo de maior rendimento térmico possível (FERRAZ, 2008). Entretanto, dadas as peculiaridades do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, define-se um outro ciclo que é chamado de ciclo teórico ou padrão, no qual os processos são mais próximos aos do ciclo real e, portanto, torna-se mais fácil comparar o ciclo real com este ciclo teórico. A Figura 2.3 mostra o ciclo teórico construído sobre um diagrama de Mollier, no plano P-h.

Figura 2.3: Diagrama pressão versus entalpia do ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: Stoecker (1985).

Este ciclo teórico ideal é aquele que terá melhor desempenho operando nas mesmas condições do ciclo real.

Os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico em seus respectivos equipamentos são:

a) Processo 1→2. Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico, como mostra a Figura 2.3. O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_o) e com título igual a 1 ($x=1$). O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação (P_c) e, ao sair do compressor está superaquecido à temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação T_C .

b) Processo 2→3. Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição de calor do refrigerante para o meio de resfriamento à pressão constante. Neste processo o fluido frigorífico é resfriado da temperatura T_2 até a temperatura de condensação T_C e, a seguir, condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual à temperatura T_C .

c) Processo 3→4. Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível a entalpia constante (processo isoentálpico) desde líquido saturado ($x=0$) e a pressão P_c , até a pressão de vaporização (P_o). Observe que o processo é irreversível e, portanto, a entropia do refrigerante na saída do dispositivo de expansão (s_4) será maior que a entropia do refrigerante na sua entrada (s_3).

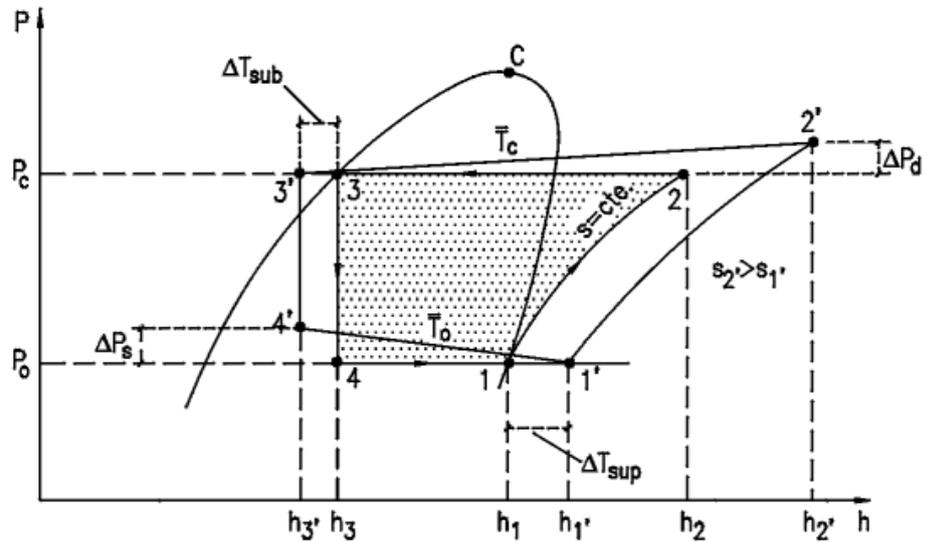
d) Processo 4→1. Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor a pressão constante (P_o), conseqüentemente a temperatura constante (T_o), desde vapor úmido (estado 4), até atingir o estado de vapor saturado seco ($x=1$). Observe que o calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda seu título.

2.3.2.2 Ciclo real de compressão de vapor

O ciclo real de compressão de vapor leva em consideração as irreversibilidades do processo e por esse motivo possui um rendimento menor que o ideal.

As diferenças principais entre o ciclo real e o ciclo teórico estão mostradas na Figura 2.4, as quais serão descritas a seguir. Uma das diferenças entre o ciclo real e o teórico é a queda de pressão nas linhas de descarga e de sucção assim como no condensador e no evaporador.

Figura 2.4: Diferença entre os ciclos padrão e real de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: Stoecker (1985)

Outra diferença é o sub-refriamento do refrigerante na saída do condensador (nem todos os sistemas são projetados com sub-refriamento), e o superaquecimento na sucção do compressor, sendo este também um processo importante que tem a finalidade de evitar a entrada de líquido no compressor.

Outro processo importante é o processo de compressão, que no ciclo real é politrópico e no processo teórico é isentrópico. Devido ao superaquecimento e ao processo politrópico de compressão, a temperatura de descarga do compressor (T_2) pode ser muito elevada, tornando-se um problema para os óleos lubrificantes usados nos compressores frigoríficos. A temperatura de descarga não deve ser superior a 130°C , o que, por vezes, exige o resfriamento forçado do cabeçote dos compressores, principalmente quando são utilizados os refrigerantes R717 e R22 (com baixas temperaturas de evaporação). Muitos outros problemas de ordem técnica, dependendo do sistema e sua aplicação, podem introduzir diferenças significativas além das citadas aqui.

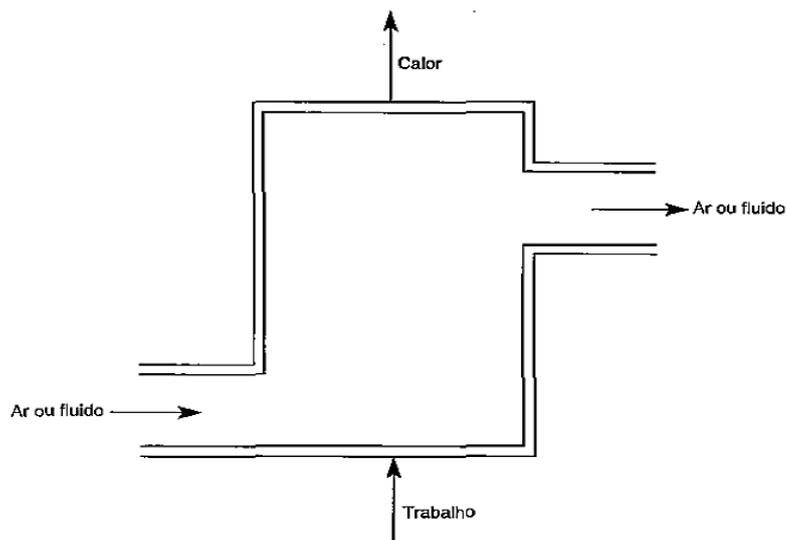
3. LEIS DA TERMODINÂMICA

Para maior entendimento do assunto ou para realizar qualquer estudo relacionado à refrigeração e condicionamento de ar, é necessário conhecer as leis que regem os fenômenos físicos presentes nos processos que essas unidades realizam. Essas leis são as leis da Termodinâmica, que serão utilizadas para modelar o ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Antes de abordar as leis da termodinâmica, é importante ter conhecimento de que, para qualquer estudo termodinâmico, é necessário definir qual é o objeto de estudo. O elemento de estudo pode ser definido como o sistema termodinâmico, a partir de fronteiras bem definidas que delimitem o que é o sistema e o que está fora do mesmo. O sistema pode ser aberto ou fechado. O sistema fechado é aquele onde não há passagem de massa através das fronteiras, já o aberto é aquele em que ocorre a passagem de massa através das fronteiras do sistema e é denominado como Volume de Controle. Uma instalação de ar condicionado pode ser considerada com um sistema aberto (Volume de Controle).

A Figura 3.1 mostra um esquema de um sistema aberto de refrigeração, onde o ar entra com temperatura e umidade ambiente, na parte inferior esquerda, e sai condicionado, na abertura superior direita.

Figura 3.1: Esquema de um sistema aberto.



Fonte: Hélio (2004)

Além da instalação de ar condicionado, cada componente do sistema é considerado um volume de controle na análise. Dessa forma, adiante serão apresentadas as leis da termodinâmica para volumes de controle.

3.1 Lei da conservação da massa para volume de controle

A lei da conservação de massa para um volume de controle afirma que o fluxo líquido de massa através da superfície de controle é igual à taxa de variação da massa no interior do mesmo. Matematicamente, esta lei é escrita, segundo Moran (2006) como:

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = \frac{dm_{VC}}{dt} \quad (3.1)$$

onde:

$\sum \dot{m}_e$ é o fluxo de massa que entra no volume de controle ;

$\sum \dot{m}_s$ é o do fluxo de massa que sai do volume de controle;

$\frac{dm_{VC}}{dt}$ Representa a taxa temporal de variação de massa no volume de controle.

3.2 Lei da conservação de energia para volumes de controle

A lei da conservação da energia é conhecida como primeira lei da termodinâmica. Esta lei lida com a quantidade de energia e assegura que a energia não pode ser criada ou destruída, apenas transformada. Para um volume de controle, a mesma é expressa, segundo Moran & Shapiro (2006), da seguinte forma:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (3.2)$$

onde:

$\frac{dE_{VC}}{dt}$ é a taxa temporal de variação da energia no interior do volume de controle;

\dot{Q}_{VC} é a taxa temporal de transferência de calor para o volume de controle;

\dot{W}_{VC} é o trabalho por unidade de tempo realizado pelo volume de controle.

$\sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right)$ é o somatório das energias que entram no volume de controle

devido aos fluxos de massa que atravessam a superfície de controle (h_e é a entalpia específica, $\frac{V_e^2}{2}$ e gz_e são as energias cinéticas e potencial específica nas entradas).

$\sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right)$ é o somatório das energias que saem no volume de controle

devido aos fluxos de massa que atravessam a superfície de controle (h_s é a entalpia específica, $\frac{V_s^2}{2}$ e gz_s são as energias cinéticas e potencial específica nas saídas).

3.3 Segunda lei da termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica quantifica a energia enquanto a segunda lei da termodinâmica mostra que a energia tem qualidade e que os processos ocorrem sempre no sentido da degradação da energia. Mais especificamente, ela está interessada na degradação de energia durante um processo, a geração de entropia, e as perdas de oportunidades para realizar trabalho (MORAN & SHAPIRO, 2006).

Segundo Moran & Shapiro (2006) a mesma pode ser expressa matematicamente utilizando-se a entropia como mostra a Equação 3.3 para um volume de controle.

$$\frac{dS_{VC}}{dt} = \sum \left(\frac{\dot{Q}_{VC}}{T} \right) + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma}_{ger} \quad (3.3)$$

onde:

$\frac{dS_{VC}}{dt}$ é a taxa temporal de variação de entropia no interior do volume de controle;

$\sum \dot{m}_e s_e$ e $\sum \dot{m}_s s_s$ são, respectivamente, os somatórios dos fluxos de entropia que entram e saem do volume do controle devido aos fluxos de massa que atravessam

a superfície de controle;

$\sum \left(\frac{\dot{Q}_{VC}}{T} \right)$ é o fluxo de entropia devido a transferência de calor através do volume de controle ;

$\dot{\sigma}_{ger}$ é a taxa de geração de entropia, que é nula para processos reversíveis e positiva para processos irreversíveis.

3.4 Exergia

Define-se a exergia como o maior trabalho teórico possível de ser obtido de um sistema quando ele, num dado estado, interage com o ambiente até atingir o equilíbrio termodinâmico com o mesmo (MORAN & SHAPIRO, 2006). A exergia também foi definida por Torío et al. (2009), como uma medida do potencial de um fluxo de energia para ser transformada em energia de alta qualidade.

Para utilizar de maneira adequada os conceitos da exergia, usam-se os parâmetros ambientais como o estado de referência (estado morto). Um sistema é dito estar no estado morto quando ele está em equilíbrio termodinâmico com o ambiente em que se encontra. No estado morto, um sistema está na temperatura e pressão de seu meio ambiente (em equilíbrio térmico e mecânico); ele não tem energia cinética ou potencial relativo ao ambiente (velocidade zero e elevação zero acima do nível de referência); e ele não reage com o ambiente (quimicamente inerte). Também, não há desbalanceamento magnético, efeitos elétricos e de tensão superficial entre o sistema e sua vizinhança se estes são relevantes para situação em mãos. As propriedades do sistema no estado morto são denotadas com o subscrito zero, por exemplo, P_0 , T_0 , h_0 , u_0 , e s_0 . Um sistema tem disponibilidade zero no estado morto.

A propriedade exergia é uma ferramenta valiosa na determinação da qualidade da energia e permite-nos comparar os potenciais de trabalho de diferentes fontes de energia ou sistemas. A exergia de um sistema num estado especificado depende tanto das condições do ambiente quanto das propriedades do sistema.

A definição matemática de exergia é apresentada na Equação 3.4, que é obtida a partir da aplicação de balanços de energia e de entropia a um sistema interagindo com o meio ambiente.

$$X = (E - U_0) + P_0(\nabla - \nabla_0) - T_0(S - S_0) \quad (3.4)$$

Na equação acima, os símbolos E ($U+EC+EP$), ∇ e S denotam respectivamente, a energia, o volume e a entropia do sistema num estado específico e U_0 , ∇_0 e S_0 são os valores das mesmas propriedades se o sistema estivesse no estado morto. Essa equação permite calcular a exergia de um sistema em certo estado, relativa ao ambiente de referência especificado (MORAN & SHAPIRO, 2006).

É importante salientar que a exergia não representa a quantidade de trabalho realizada por um dispositivo, mas o limite superior para a quantidade de trabalho produzida sem violar qualquer lei da termodinâmica. Haverá sempre uma diferença, grande ou pequena, entre a exergia e o trabalho real produzido por um dispositivo. Esta diferença representa o espaço que os engenheiros têm para realizar melhorias. E a análise exérgica é um ponto de partida para realizar essas melhorias (MORAN & SHAPIRO, 2006).

Quando é realizada uma análise exérgica, a confirmação de pontos onde num processo poderão ocorrer perdas será identificada com certa facilidade, visto que são nestes pontos onde ocorre a maior destruição da exergia. Esta destruição de exergia é função das irreversibilidades do processo ou da degradação da qualidade dos recursos energéticos (KOTAS, 1985).

3.4.1 Exergia associada à diferentes formas de energia

A energia pode existir em numerosas formas e a soma dessas constitui a energia total de um sistema. Sendo a exergia o potencial de trabalho útil da energia, a exergia de um determinado sistema é soma da exergia de diferentes formas de energia que o mesmo contém. Portanto, a determinação da exergia de um sistema requer a identificação das diferentes formas de energia contida no sistema junto com as relações da exergia para cada forma de energia. Uma vez que elas estejam disponíveis, a exergia do sistema em um estado especificado é determinada simplesmente acrescentando as exergias de cada forma de energia que o sistema possui. A seguir, serão apresentadas algumas relações para exergia contida em diversas formas de energia como: energia cinética, potencial, interna, e de fluxo, e entalpia num ambiente na temperatura T_0 e pressão P_0 (ÇENGEL, 2013).

3.4.2 Exergia associada com as energias cinética e potencial

A energia cinética e potencial é uma forma de energia ordenada, e assim ela pode ser convertida completamente em trabalho (KOTAS, 1985). Conseqüentemente, o potencial de trabalho ou exergia da energia cinética de um sistema é igual à própria energia cinética. A equação de exergia por unidade de massa, da energia cinética, é descrita por Çengel (2013) e tem como expressão:

$$x_{ec} = \frac{V^2}{2} \quad (3.5)$$

onde V é a velocidade do sistema relativa ao meio.

De forma semelhante, também apresentada por Çengel (2013), tem-se que a exergia da energia potencial por unidade de massa é:

$$x_{ep} = gz \quad (3.6)$$

onde g e z são respectivamente a aceleração da gravidade e a elevação do sistema relativa a um nível de referência no meio.

3.4.3 Exergia associada com a energia interna

Em geral, a energia interna consiste das energias sensível, latente, química e nuclear. Na ausência de reações químicas e nucleares, a energia interna consiste apenas das energias sensível e latente que podem ser transferidas para ou do sistema como calor, se existe uma diferença de temperatura através da fronteira do sistema. A segunda lei da Termodinâmica declara que o calor não pode ser completamente convertido para trabalho, e assim o potencial de trabalho da energia interna deve ser menor que a própria energia interna (MORAN & SHAPIRO, 2006). Assim, a exergia da energia interna de um sistema por unidade de massa é:

$$x_u = \frac{W_{total,util}}{m} = (u - u_0) + P(v - v_0) + T(s - s_0) \quad (3.7)$$

Na Equação 3.7, u_0 , v_0 e s_0 são propriedades do sistema avaliadas no estado morto.

A exergia da energia interna é sempre uma quantidade positiva ou nula. Mesmo um sistema que está a uma temperatura inferior à do meio contém exergia, desde que o mesmo seja usado como um sorvedouro de calor para uma máquina térmica operar absorvendo calor do meio à temperatura T_0 , realizando trabalho e rejeitando calor para o sistema a temperatura T (inferior a T_0).

3.4.4 Exergia associada com o trabalho de fluxo

O trabalho de fluxo é a energia necessária para empurrar uma unidade de massa para dentro ou para fora do volume de controle, ou para manter o fluxo num tubo ou duto.

O trabalho de fluxo é essencialmente um trabalho de fronteira feito pelo fluido sobre a corrente fluida. Assim, a exergia do trabalho de fluxo é equivalente a exergia do trabalho de fronteira, que é o excesso de trabalho feito contra o ar atmosférico a P_0 para deslocá-lo de um volume \forall . Notando que o trabalho de fluxo é $P\forall$ e o trabalho feito contra a atmosfera é $P_0\forall$, o potencial de trabalho útil por unidade de massa ou exergia por unidade de massa é:

$$x_{Pv} = P\forall - P_0\forall = (P - P_0)\forall \quad (3.8)$$

onde P é a pressão e \forall é o volume específico do fluido.

3.4.5 Exergia associada com a entalpia

A exergia total de diferentes formas de energia é a soma das exergias das energias individuais. Sendo a entalpia a soma da energia interna e o produto Pv , a exergia da entalpia para uma unidade de massa é dada por (ÇENGEL, 2013):

$$x_h = x_u + x_{Pv} = (u - u_0) + P(v - v_0) + T(s - s_0) + (P - P_0)v \quad (3.9)$$

reordenando e igualando as variáveis semelhantes, temos:

$$x_h = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.10)$$

Na Equação 3.10, h_0 e s_0 são, respectivamente, a entalpia e entropia do fluido no estado morto.

3.4.6 Exergia de fluxo

O conceito de exergia de fluxo é importante para formulação do balanço de exergia para um volume de controle. Ele representa a soma da exergia que acompanha o fluxo de massa e da exergia que acompanha o trabalho de fluxo. A exergia específica de fluxo leva em conta essas duas transferências e é dada por (ÇENGEL, 2013):

$$x_f = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.11)$$

onde h e s representam, respectivamente, a entalpia e a entropia específicas, na entrada e na saída em análise; h_0 e s_0 representam os respectivos valores dessas propriedades quando avaliadas no estado morto.

A mudança de exergia quando uma corrente fluida sofre um processo do estado 1 para o estado 2 é dada por (ÇENGEL, 2013):

$$x_2 - x_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (3.12)$$

A mudança de exergia numa corrente de fluido representa a quantidade máxima de trabalho útil que pode ser feita (ou mínima quantidade de trabalho útil que precisa

ser fornecido se ele é negativo) quando o sistema muda do estado 1 para o estado 2 num ambiente especificado, e representa o trabalho reversível.

3.5 Balanço de exergia para sistema fechado

A variação de exergia de um sistema durante um processo não é necessariamente igual à transferência líquida de exergia, já que a mesma pode ser destruída se irreversibilidades estiverem presentes durante a mudança de estado. Os conceitos de variação, transferência e destruição de exergia estão relacionados através do balanço de exergia para um sistema fechado, e são, apresentado a seguir (MORAN & SHAPIRO, 2006).

$$X_2 - X_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \delta Q - [W - P_0(\nabla_2 - \nabla_1)] - T_0\sigma \quad (3.13)$$

Essa equação representa o balanço de exergia e declara que: a variação de exergia de um sistema fechado é igual à transferência de exergia associada ao calor, menos a transferência de exergia associada ao trabalho, menos a destruição de exergia provocada pelas irreversibilidades no interior do sistema.

Onde:

$\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \delta Q$ é a transferência de exergia associada ao calor.

$[W - P_0(\nabla_2 - \nabla_1)]$ é a transferência de exergia associada ao trabalho.

$T_0\sigma$ é a destruição de exergia devido as irreversibilidades no interior do sistema.

3.5.1 O princípio do decréscimo de exergia e a destruição de exergia

Nenhuma interação de calor ou trabalho com a vizinhança pode ocorrer em um sistema isolado, e assim não existem transferências de exergia entre o sistema e sua vizinhança. Desta forma, o balanço de exergia para um sistema isolado se reduz a:

$$\Delta X]_{isol} = -X_d]_{isol} \leq 0 \quad (3.14)$$

Sendo a destruição de exergia sempre positiva ou nula em qualquer situação, os únicos processos que podem ocorrer em um sistema isolado são aqueles nos quais a exergia do mesmo decresce ou, no caso limite de um processo reversível, permanece constante. Isto é conhecido como o princípio do decréscimo de exergia.

As irreversibilidades tais como atrito, reações químicas, transferência de calor através de uma diferença de temperatura finita, expansão não-resistiva, compressão ou expansão brusca sempre geram entropia, e qualquer coisa que gere entropia sempre destrói exergia. A exergia destruída é proporcional a entropia gerada e é expressa por:

$$X_d = T_0 \sigma \quad (3.15)$$

O princípio do decréscimo de exergia não implica que a exergia de um sistema não pode aumentar. A mudança de exergia de um sistema pode ser positiva ou negativa durante um processo, mas exergia destruída não pode ser negativa. O princípio do decréscimo de exergia pode ser resumido como segue:

$$X_d \left\{ \begin{array}{l} >0 \text{ processo irreversível.} \\ =0 \text{ processo reversível.} \\ < \text{ Impossível.} \end{array} \right.$$

Esta relação serve como um critério alternativo para determinar se um processo é reversível, irreversível ou impossível.

3.6 Balanço de exergia para volume de controle

O balanço de exergia para volume de controle deve levar em conta, além das transferências de exergia consideradas para sistema fechado, a exergia associada ao escoamento da massa e ao trabalho de fluxo.

A relação para o balanço geral de exergia de um volume de controle é dada por (MORAN & SHAPIRO, 2006):

$$(X_2 - X_1)_{VC} = (X_{Calor} - X_{Trabalho}) + (X_{Massa,entra} - X_{Massa,sai}) - X_{Destruída} \quad (3.16)$$

Na forma de taxa, o balanço de exergia para volume de controle é (MORAN & SHAPIRO, 2006):

$$\frac{dX_{VC}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{VC} - P_0 \frac{dV}{dt}\right) + \sum_e \dot{m}x_{fe} - \sum_s \dot{m}x_{fs} - \dot{X}_d \quad (3.17)$$

onde:

$\frac{dX_{VC}}{dt}$: é a taxa temporal de variação da exergia no interior do volume de controle;

$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_j$: é a taxa temporal de transferência de exergia associada à

transferência de calor para o volume de controle numa região da fronteira do mesmo onde a temperatura é T_j ;

\dot{W}_{VC} : é a taxa temporal de transferência de exergia associada ao trabalho realizado pelo volume de controle excluindo-se o trabalho de fluxo;

$\frac{dV}{dt}$: é a taxa temporal de variação do volume de controle;

$\sum_e \dot{m}x_{fe}$: é a taxa temporal de transferência de exergia associada ao escoamento; da massa que entra no volume de controle;

$\sum_s \dot{m}x_{fs}$: é a taxa temporal de transferência de exergia associada ao escoamento da massa que sai no volume de controle;

\dot{X}_d : é a taxa temporal de destruição de exergia associada às irreversibilidades no interior do volume de controle.

3.7 Eficiência exergetica

Todos os processos reais são acompanhados de irreversibilidades, cujo efeito é sempre a diminuição do rendimento dos dispositivos. Em uma análise de engenharia, é interessante se dispor de parâmetros que possibilitem ao analista medir a degradação da energia nestes dispositivos.

A eficiência exergetica, também conhecida como eficiência da segunda lei da termodinâmica, serve como uma medida da aproximação de uma operação reversível, e assim seu valor deve variar de zero, no pior caso (destruição completa da exergia), a um, no melhor caso (nenhuma destruição de exergia). Com isto em mente, define-se a eficiência baseada na segunda lei para um sistema durante um processo como (ÇENGEL, 2013):

$$\varepsilon = \frac{\textit{Exergia Recuperada}}{\textit{Exergia Fornecida}} = 1 - \frac{\textit{Exergia Destruída}}{\textit{Exergia Fornecida}} \quad (3.18)$$

Para compressores e bombas, que são dispositivos que consomem energia, a exergia fornecida é o trabalho fornecido e a exergia recuperada é o aumento de exergia do fluxo, ou da corrente de fluido.

Para um trocador de calor com correntes de fluidos que não se misturam, normalmente, a exergia fornecida é a diminuição na exergia da corrente fluida em temperatura mais alta e a exergia recuperada é o aumento da exergia da corrente de fluido de temperatura mais baixa.

4 UNIDADES RESFRIADORAS DE LÍQUIDOS (CHILLERS)

Os chillers são unidades resfriadoras de líquido que, através de um ciclo termodinâmico de refrigeração, arrefecem água ou outro tipo de líquido para diversas aplicações. Esses equipamentos são usados em grandes plantas de refrigeração, onde há necessidade que o fluido refrigerado percorra grandes distâncias.

A classificação dos chillers se dá pelo tipo de ciclo termodinâmico utilizado por eles. Os tipos mais comumente usados são chiller de absorção e chiller de compressão ou elétrico (CEEETA, 2001).

Chiller de absorção: Como o nome já indica, esse tipo de chiller trabalha com o ciclo termodinâmico de refrigeração por absorção.

Os chillers de compressão trabalham através de um ciclo de refrigeração de compressão de vapor. Eles utilizam um compressor mecânico, usualmente acionado por um motor elétrico, de forma a aumentar a pressão em determinada fase do ciclo termodinâmico do sistema. Dentre os chillers de compressão, os mais usados são:

- Chiller scroll: Que opera com compressor scroll, também conhecido como caracol excêntrico. Esse tipo possui uma alta eficiência energética e trabalha bem sobre diversas variações de temperaturas e relações de compressão.
- Chiller centrífugo: Utiliza compressor centrífugo e é o mais silencioso encontrado na indústria. Alguns possuem inversor de frequência proporcionando uma partida ainda mais suave com baixa corrente, além de permitir que o motor-compressor varie sua velocidade e obtenha muito mais eficiência em cargas parciais.
- Chiller parafuso: Usa compressor do tipo parafuso para realizar a compressão do refrigerante. Pode ser duplo ou tri-rotor. Esse tipo será o analisado na pesquisa.

Os principais componentes existentes no chiller de compressão, avaliado nessa pesquisa, são apresentados em seguida.

4.1 Conjunto motor - compressor

Esse conjunto mantém as diferenças de temperatura e pressão, entre o condensador e o evaporador, e leva o refrigerante aquecido do evaporador para o condensador (CARRIER, 2008).

O motor elétrico do compressor usado nesse trabalho é do tipo gaiola de indução, de 380 V, trifásico, frequência de 60 Hz e resfriado por refrigerante líquido. O motor é hermeticamente vedado. A refrigeração é realizada pela pulverização de refrigerante líquido nos enrolamentos do motor.

O compressor é do tipo parafuso com rotor triplo de deslocamento positivo e velocidade variável de alto desempenho. O avançado compressor de rotor triplo possui uma geometria balanceada e comprimento menor do parafuso, o que resulta em cargas reduzidas nos mancais do compressor, proporcionando uma vida mínima nos rolamentos do compressor de 500.000 horas (CARRIER, 2008).

O compressor e o motor são hermeticamente vedados em um conjunto comum. A Figura 4.1 exibe uma ilustração desse conjunto.

Figura 4.1: Conjunto Motor-Compressor.



Fonte: Site CROWN PUBLICATIONS.

4.1.1 Motor gaiola de indução

Esse tipo de motor elétrico é o mais usado na indústria. Comparando com o motor de corrente contínua, o motor de indução tem como vantagem a sua simplicidade, que se traduz em baixo custo e máxima eficácia com manutenção mínima. O rendimento é elevado para média e máxima carga, e pode-se assegurar um bom fator de potência com uma seleção correta (PROCEL, 2009).

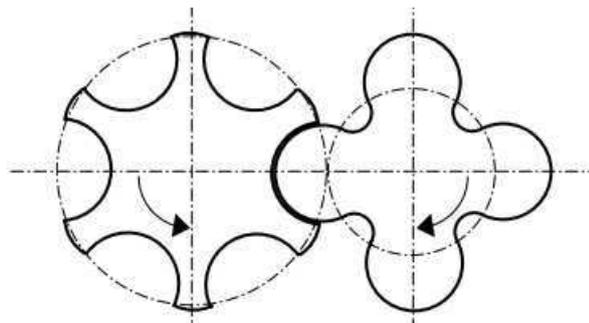
4.1.2 Compressor tipo parafuso

Por volta de 1950, surgiram os primeiros compressores por parafusos produzidos em escala industrial. Porém, estes ainda tinham uma eficiência inferior aos compressores recíprocos (alternativos), por causa dos parafusos com perfis simétricos. Nos anos 60, surgiram os primeiros compressores a parafuso com perfil assimétrico, apresentando eficiência similar aos compressores recíprocos (PROCEL, 2009).

O compressor de parafuso é um compressor que se enquadra na categoria dos compressores volumétricos rotativos. São classificados conforme o número de rotores. Os mais conhecidos são os tipos simples e duplo, porém existem compressores com mais rotores, como exemplo o compressor usado na unidade de refrigeração estudada nesse trabalho, que é do tipo parafuso com rotor triplo de velocidade variável.

Os compressores de parafusos são geralmente constituídos por rotores helicoidais chamados de rotor macho (convexo) e rotor fêmea (côncavo). A Figura 4.2 abaixo ilustra um conjunto de parafusos macho e fêmea.

Figura 4.2: Fusos de um compressor de parafuso de duplo rotor



Fonte: Castro (2014).

Geralmente, o rotor macho é acionado por um motor e a transmissão é feita por meio de engrenagens, obtendo-se assim uma elevada velocidade do rotor macho. O gás penetra no espaçamento entre os filetes dos rotores e, através do “engrenamento” desses, vai sendo progressivamente comprimido e transportado até a abertura de descarga (ALMEIDA, 2002).

4.1.2.1 Triplo rotor

O funcionamento dos elementos de compressão é semelhante ao apresentado anteriormente, porém o rotor macho está axialmente alinhado e em comunicação com dois rotores fêmeas. O rotor macho é impulsionado por um motor. O rotor macho tem uma pluralidade de lóbulos, que engrenam com uma pluralidade de estrias em cada um dos rotores do sexo feminino. A Figura 4.3 apresenta um conjunto de parafusos tri-rotor.

Figura 4.3: Conjunto tri rotor.



Fonte: Jacobs (2006).

Na Figura 4.4 abaixo está ilustrado o compressor que a unidade de refrigeração estudada usa, onde são mostrados os detalhes de sucção e descarga.

Figura 4.4: Motor-Compressor do Chiller estudado.



Fonte: Jacobs (2006)

4.2 Evaporador e condensador tipo casco e tubo

O evaporador é um trocador de calor usado no ciclo de compressão de vapor que é mantido a baixa temperatura/pressão a fim de que o refrigerante que evapora dentro dele possa retirar o calor do ambiente que se deseja resfriar, ou, como no caso estudado, da água ou outro líquido que passa por seus tubos internos. Já o condensador é um trocador de calor que opera numa temperatura/pressão mais alta que a do evaporador e da água que passa pelos seus tubos internos para retirar calor do refrigerante.

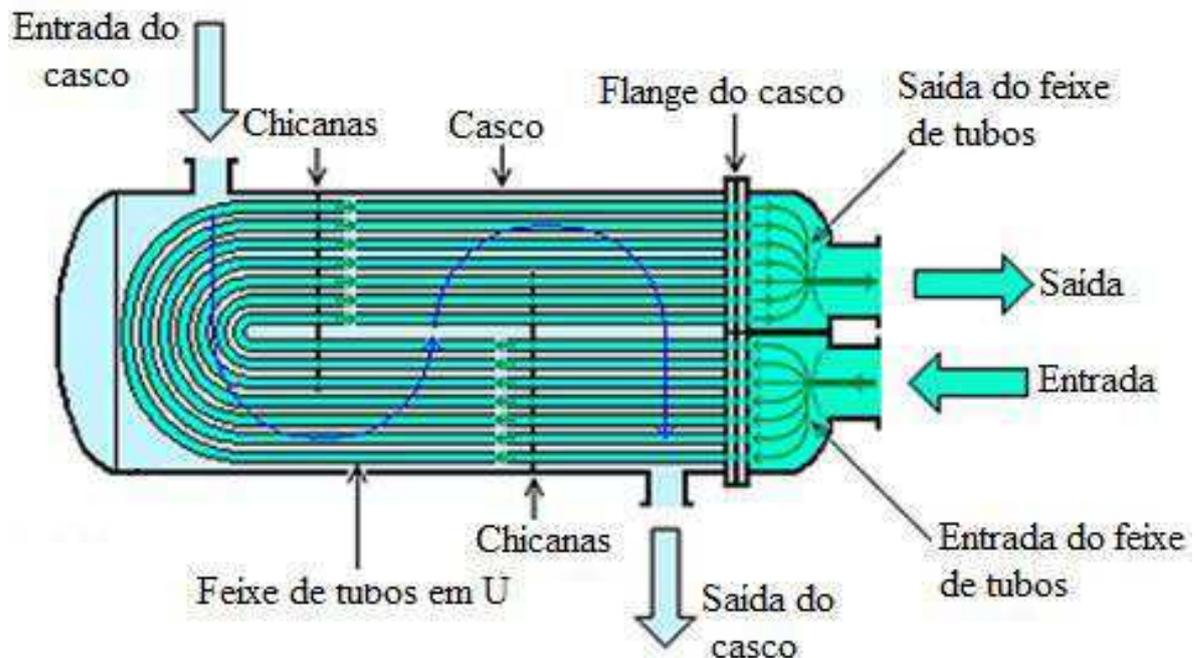
Segundo o manual do equipamento, os trocadores usados no evaporador e no condensador devem ser do tipo casco e tubo, em cascos independentes (CARRIER, 2008).

Os trocadores de calor casco e tubos são trocadores amplamente utilizados em processos industriais (aquecimento, resfriamento, evaporação ou vaporização e condensação de todas as espécies de fluidos) quando se necessita de grandes áreas para transmissão de calor (WANG, 2001). Este tipo de trocador de calor consiste em um casco alongado exterior com um feixe de tubos com diâmetros menores localizados no interior. Um tipo de fluido escoia internamente através dos tubos de menor diâmetro, e outro flui externamente ao longo dos tubos e internamente ao casco para transferir o calor entre os dois fluidos. O conjunto de tubos é chamado de feixe de tubos, e pode ser composto por vários tipos de tubos; redondo, longitudinalmente com aletas, dependendo da aplicação particular e dos fluidos envolvidos.

A Figura 4.5 mostra um exemplo de um trocador de calor tipo casco e tubo semelhante ao usado no equipamento em estudo nesse trabalho.

O casco do condensado do equipamento estudado, segundo Carrier (2008) deve incluir um FLASC (Subresfriamento) que esfria o refrigerante líquido condensado até uma temperatura reduzida, aumentando assim a eficiência de ciclo de refrigeração. O refrigerante condensado passa pelos orifícios da câmara FLASC que está com uma pressão mais baixa que a do condensador, parte do refrigerante líquido vaporiza-se, então refrigerando o restante do líquido. O vapor FLASC é recondensado nos tubos que estão resfriados pela água de condensação que entra. O líquido drena para a câmara da válvula de boia entre a câmara FLASC e o cooler (CARRIER, 2008).

Figura 4.5: Trocador de calor casco tubo em U



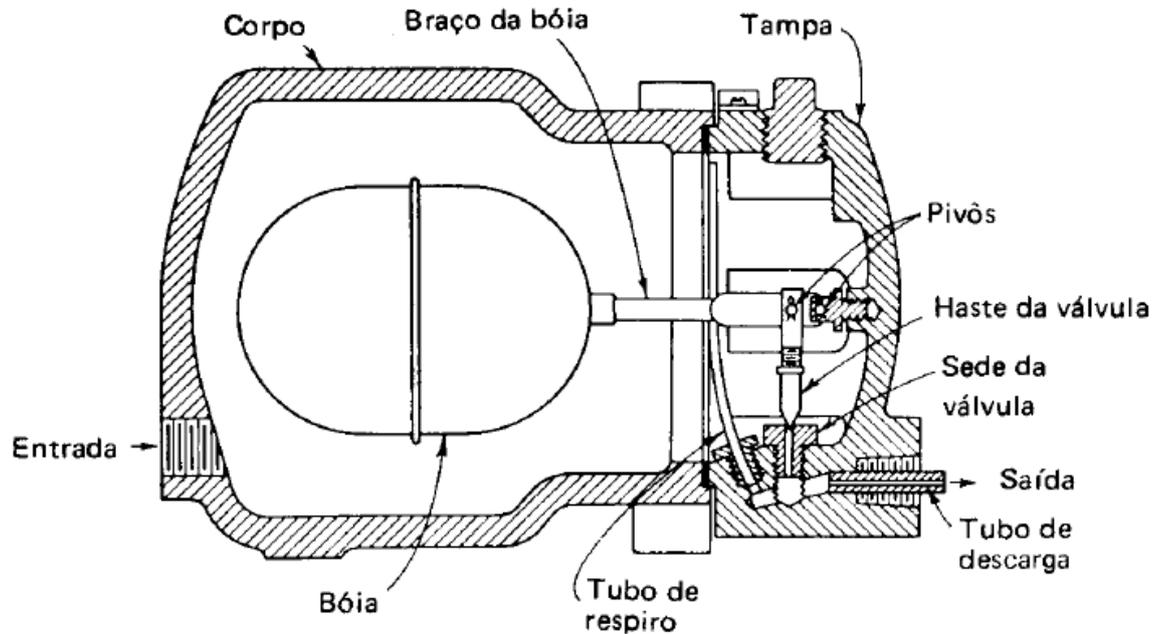
Fonte: Site KVA Stainless (2014).

4.3 Válvula de expansão tipo boia

A válvula de boia é um tipo de válvula de expansão que mantém constante o nível de líquido em um recipiente, diretamente no evaporador ou nos separadores de líquido (FERRAZ, 2008).

Existem basicamente dois tipos de válvulas de expansão tipo boia: a válvula de expansão de boia do lado de baixa pressão e a do lado de alta pressão. Nessa pesquisa a usada pela unidade de refrigeração avaliada é a de alta pressão. Seu funcionamento, que é semelhante ao de um tubo capilar bem dimensionado, caracteriza-se por manter o condensador isento de líquido e exigir uma determinada carga de fluido frigorífero para funcionar bem. Para tal, as válvulas de expansão tipo boia de alta pressão devem ser instaladas em nível inferior ao do condensador e dispensam depósito de líquido (WANG, 2001). A Figura 4.6 apresenta uma representação de uma válvula de expansão tipo boia.

Figura 4.6: Válvula de expansão de alta pressão.



Fonte: Ferraz (2008)

Quando o nível de refrigerante líquido aumenta, ela então é aberta, transferindo o refrigerante para o evaporador, não deixando passar o refrigerante em forma de vapor.

4.4 Placa de orifício

Placas de orifício (dispostas em série) ou válvulas flutuantes são utilizadas como dispositivos de estrangulamento em chillers centrífugos que empregam alimentação inundado de refrigerante (WANG, 2001).

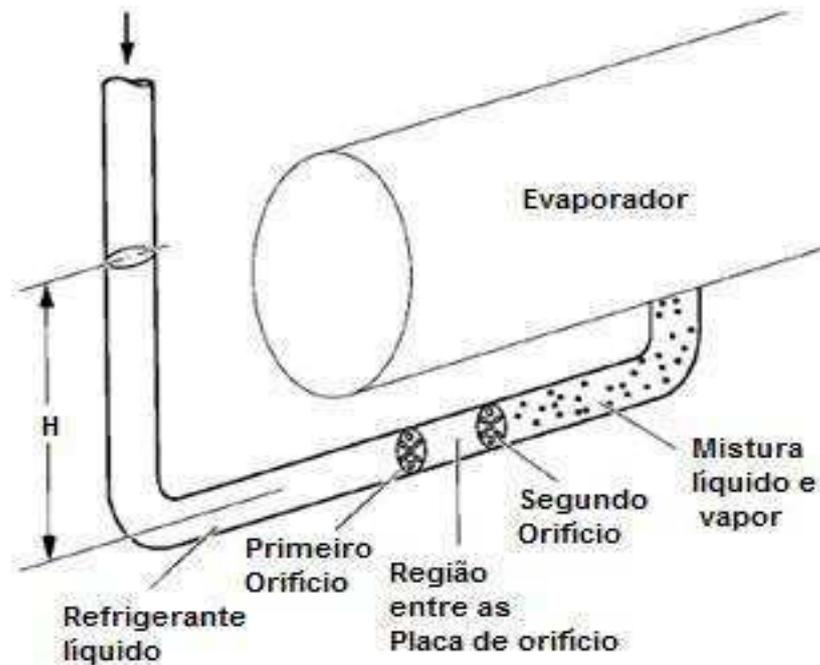
A utilização de múltiplos orifícios como um dispositivo de estrangulamento é mostrada na Figura 4.7.

Este dispositivo controla a quantidade de alimentação de refrigerante líquido para o arrefecedor de acordo com a pressão do refrigerante líquido no condensador.

Durante o funcionamento a plena carga, certa pressão do líquido é mantida antes da primeira placa de orifício. Quando o refrigerante líquido flui através da primeira placa de orifício, sofre uma queda de pressão. No entanto, a pressão do fluido entre

as duas placas de orifício é ainda mais elevada do que a pressão de saturação do líquido. Não ocorre a formação de vapor na região entre as placas perfuradas. Na segunda placa de orifício, o fluxo é máximo e a pressão é reduzida novamente, ocasionando a formação de vapor (WANG, 2001).

Figura 4.7: Placas de orifício em série.



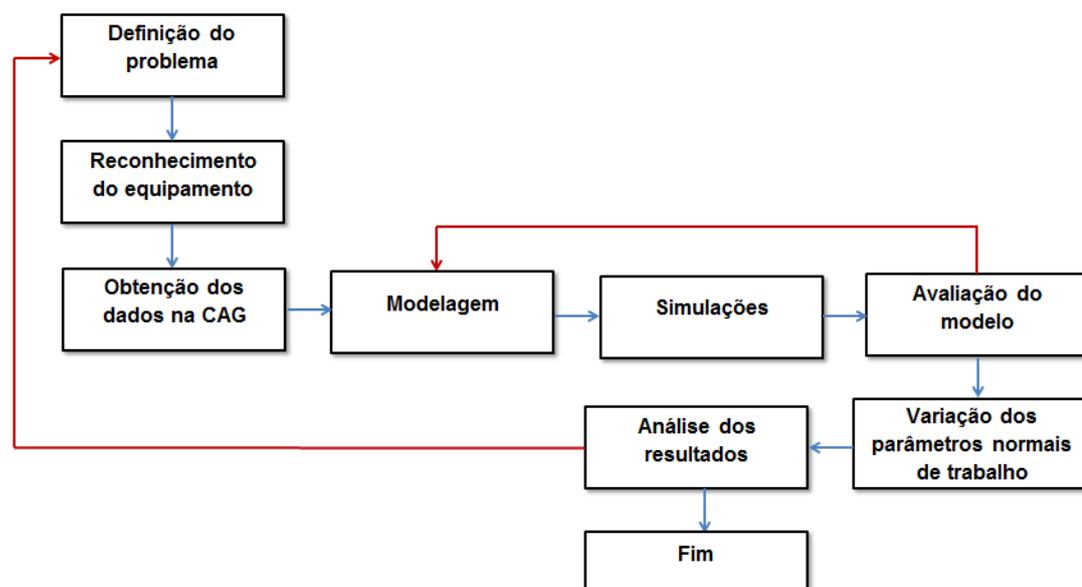
Fonte: Wang (2001).

À medida que a carga de refrigeração diminui no chiller, menos fluido refrigerante é fornecido para o condensador e o evaporador, resultando numa pressão de condensação inferior e uma pressão mais elevada de evaporação. Isto reduz a pressão exercida sobre o líquido de refrigeração no condensador, devido à redução da pressão de condensação. Neste caso, por causa da queda de pressão através a primeira placa de orifício, a pressão do fluido entre as placas de orifício é inferior à pressão de saturação do refrigerante líquido, então, a formação de vapor ocorre. Tanto o líquido como o vapor escoam através da segunda placa de orifício. Consequentemente, a taxa de fluxo de massa do escoamento de refrigerante é reduzida (WANG, 2001).

5. METODOLOGIA

O dispositivo em estudo encontra-se em operação em uma grande unidade comercial e é usado para produzir água gelada. Algumas Informações deste equipamento, para condições de operação em regime permanente, foram colhidas no próprio dispositivo que se encontra bem instrumentado. Uma vez modelada à unidade com as devidas simplificações, as informações colhidas na central de monitoramento do chiller, referentes à condição de operação permanente, foram usadas como dados de entrada nas simulações. Os resultados obtidos após a simulações foram comparados com casos semelhantes apresentados na literatura, com informações fornecidas pelos responsáveis da manutenção e funcionamento do sistema e com dados de desempenho obtidos no manual do equipamento, avaliando assim, a modelagem. Posteriormente a esta validação, simulou-se o seu comportamento para outras condições de operação, oferecendo assim a possibilidade de estudo do desempenho desse equipamento em relação às mudanças de alguns parâmetros de trabalho do ciclo de refrigeração do equipamento. A Figura 5.1 apresenta um fluxograma da metodologia usada nesse trabalho.

Figura 5.1: Etapas desenvolvidas durante a análise do sistema.



Fonte: Autoria própria.

A seguir, serão apresentadas algumas características da central onde a unidade em estudo está instalada e uma descrição de como foi realizada a modelagem do sistema.

5.1 Descrição do problema físico

A pesquisa consiste em avaliar e estudar as eficiências energética e exergética em relação à variação de algumas propriedades do ciclo de refrigeração de um chiller de compressão que, como dito anteriormente, representa um dos principais componentes das Centrais de Água Gelada (CAG) que são compostas também por bombas, torres de resfriamento, válvulas, quadros elétricos e etc. A CAG onde o equipamento está instalado é mostrada na Figura 5.2.

Figura 5.2: Central de água gelada onde o equipamento se encontra.



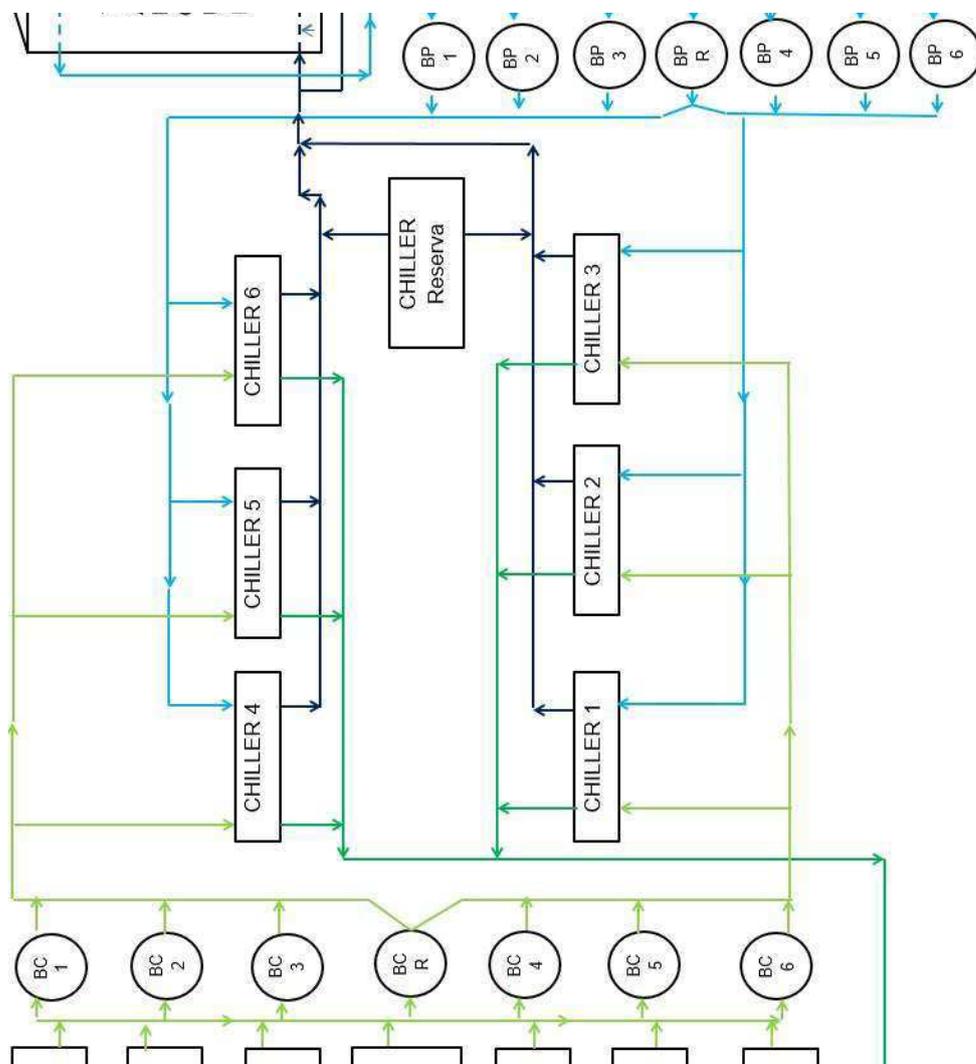
Fonte: Autoria própria

Essa CAG possui 7 chillers (6 trabalhando em paralelo e 1 de reserva) com auxílio de 7 bombas primárias, 7 bombas secundárias, 7 bombas de condensação, 7 torres de resfriamento e um tanque de acumulação de água gelada.

De maneira simplificada, a Figura 5.3 apresenta um esquema dessa CAG. Nesse diagrama, as linhas em azul escuro estão representando as tubulações de água gelada, em azul claro, as de água a refrigerar, em verde claro, a de água de condensação que entra nos chillers e, em verde escuro, a água de condensação que sai. As siglas BP, BS e BC representam, respectivamente, bomba primária, bomba

secundária e bomba de condensação. As bombas que apresentam um R em vez de um número são as bombas reservas.

Figura 5.3: Diagrama esquemático da CAG onde o equipamento estudado está instalado.



Fonte: Autoria própria.

A unidade estudada faz parte da composição da CAG apresentada anteriormente.

O equipamento avaliado possui uma capacidade nominal de 530 TR (1863 kW) e, como mostrado no diagrama da Figura 5.3, trabalha em paralelo com outros dispositivos com as mesmas características de funcionamento e desempenho.

A unidade de refrigeração examinada é mostrada na Figura 5.4.

Figura 5.4: Unidade de refrigeração avaliada.



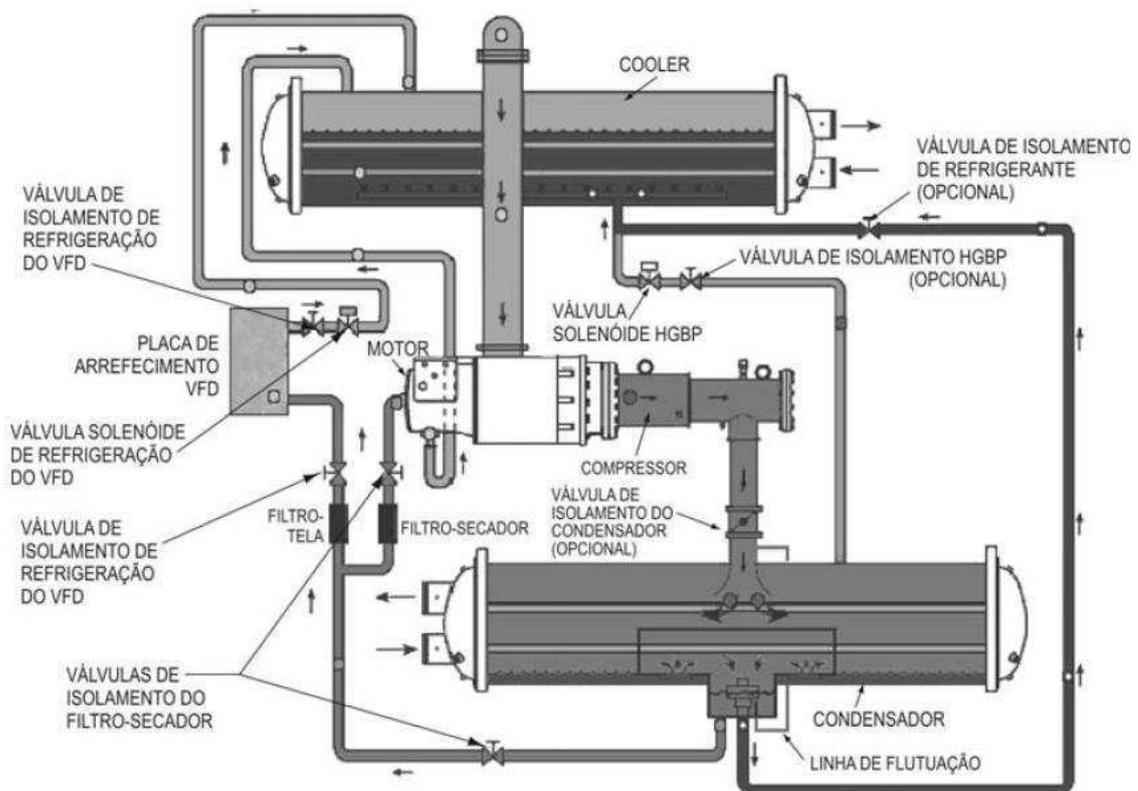
Fonte: Autoria própria.

Essa imagem foi obtida no local de trabalho onde o equipamento está instalado. Nela é possível ver a unidade de controle do equipamento, que será descrito adiante, de onde foram retiradas as propriedades do ciclo de refrigeração, as tubulações em verde escuro e claro de água de condensação conectadas ao condensador, e ao fundo as tubulações de água gelada.

5.2 Descrição do ciclo de refrigeração desenvolvido pelo equipamento

Segundo o manual do equipamento, o ciclo que o refrigerante faz é como apresentado na Figura 5.5 abaixo.

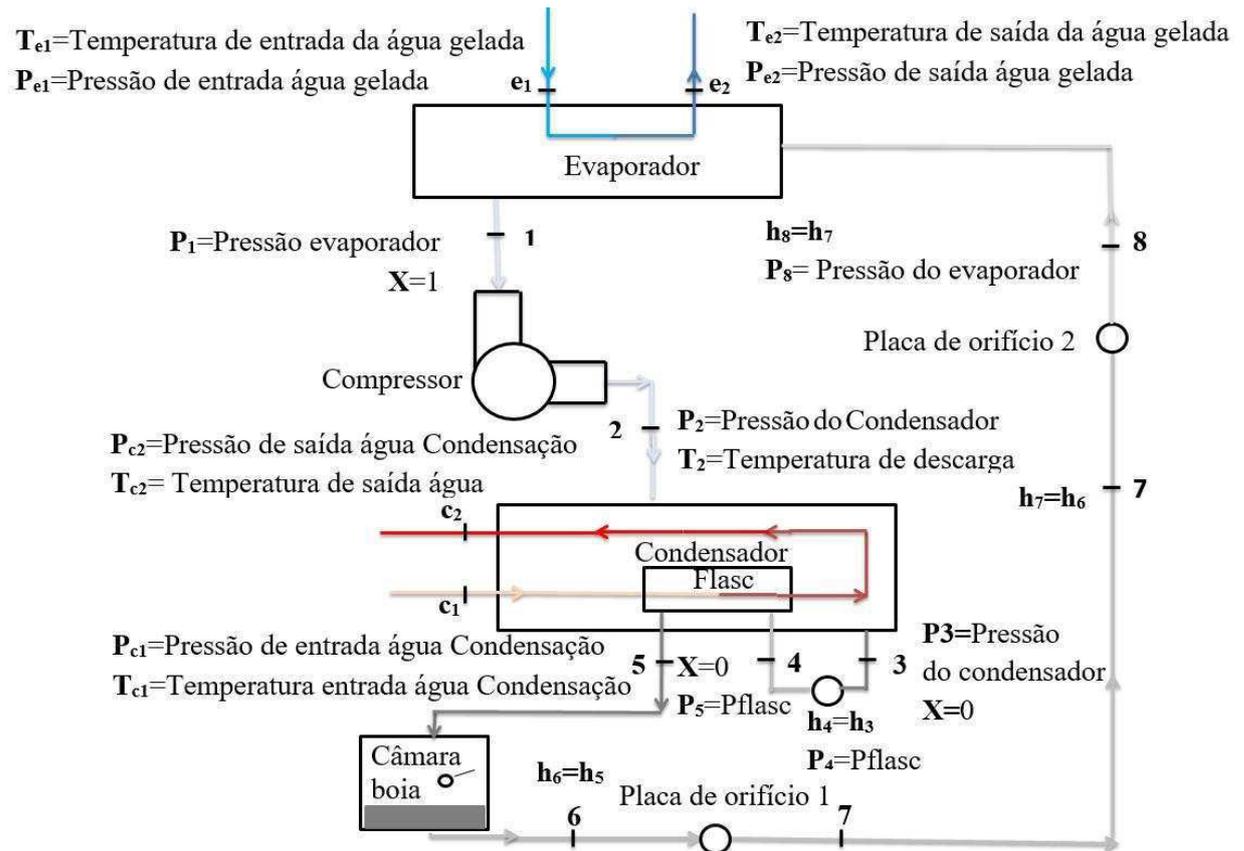
Figura 5.5: Esquema do fluxo de refrigerante.



Fonte: CARRIER (2008).

O refrigerante que sai do condensador, localizado na parte inferior da figura, é fracionado em dois caminhos distintos: um que leva direto ao evaporador e outro que segue para arrefecer o motor do compressor e a placa do VFD (Variador de frequência). Nesses caminhos, o fluido encontra algumas válvulas e filtros como mostra a Figura 5.5. No evaporador, essas frações se misturam e evaporam através da troca de calor com a água a refrigerar; o vapor é succionado pelo compressor que envia novamente o refrigerante ao condensador. Para realizar um estudo detalhado do ciclo de refrigeração desenvolvido pela unidade, é necessário uma gama de informações sobre como o refrigerante se comporta em cada processo. Porém, devido à carência de informações sobre alguns componentes, o ciclo de refrigeração do equipamento foi simplificado, para possibilitar o desenvolvimento do estudo, limitando-se apenas ao ciclo de refrigeração padrão e excluindo a refrigeração do motor do compressor e da placa do variador de frequência. O ciclo estudado é apresentado na Figura 5.6.

Figura 5.6: Ciclo termodinâmico estudado.



Fonte: Autoria própria.

O compressor (trecho 1-2 da Figura 5.6) retira um grande volume de gás do evaporador. Quando a sucção do compressor reduz a pressão no evaporador, o refrigerante restante entra em ebulição a uma temperatura baixa. A energia necessária para a ebulição é obtida da água que passa pelos tubos do evaporador. Depois de retirar o calor da água, o vapor de refrigerante é comprimido. A compressão acrescenta mais calor e o refrigerante aumenta sua temperatura (tipicamente, de 32 a 54 °C), quando então é descarregado do compressor no condensador. A água fria passa pelos tubos do condensador, retira o calor do refrigerante e o gás liquefaz-se. O refrigerante líquido passa pelos orifícios da câmara flasc (Subresfriamento). Já que a câmara está com pressão baixa, parte do refrigerante líquido vaporiza-se, então refrigerando o restante do líquido. O vapor flasc é recondensado nos tubos que estão resfriados pela água de condensação que entra. O líquido é drenado para a câmara da boia entre a câmara flasc e o evaporador. Aqui, a válvula de boia forma um selo líquido, evitando que o vapor da câmara flasc entre no evaporador. Após passar pela câmara da boia, o refrigerante é direcionado para as

placas de orifício. Estes dispositivos controlam a quantidade de alimentação de refrigerante líquido para o arrefecedor de acordo com a pressão do refrigerante líquido no condensador. Durante o funcionamento a plena carga, certa pressão do líquido é mantida antes da primeira placa de orifício. Quando o refrigerante líquido flui através da primeira placa de orifício (trecho 6-7 da Figura 5.6), sofre uma queda de pressão. No entanto, a pressão do fluido entre as duas placas de orifício é ainda mais elevada do que a pressão de saturação do líquido. Então, na segunda placa de orifício (trecho 7-8 da Figura 5.6), a velocidade do refrigerante é elevada novamente, pela redução da secção da mesma, e a pressão é reduzida outra vez a pressão do evaporador, fechando o ciclo.

5.3 Reconhecimento e identificação dos parâmetros de funcionamento do equipamento em estudo

Para possibilitar o estudo e aproximação do comportamento real do equipamento em funcionamento, foi necessário primeiro identificar quais parâmetros o equipamento fornece. Foi feito um estudo detalhado através de artigos e do manual de instalação e manutenção do equipamento.

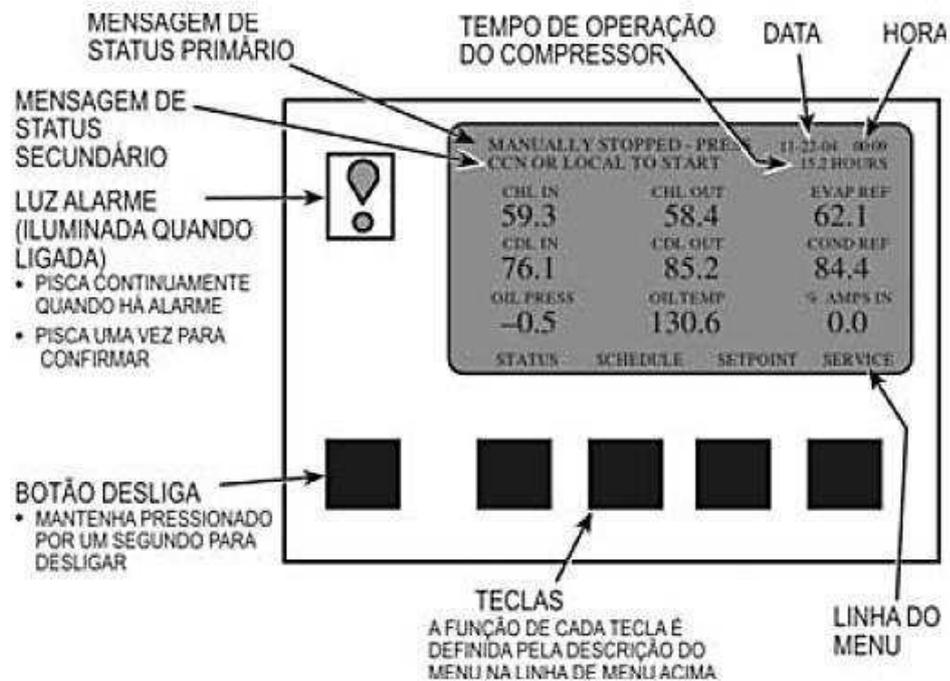
O equipamento possui uma interface de controle que regula a capacidade exigida da unidade, a fim de manter a temperatura certa na saída de água, controlando:

- Registros das pressões dos sistemas de lubrificação, condensação e evaporação;
- As condições operacionais do resfriador de líquido e as condições de desligamento do alarme;
- Registros do total de horas de operação da unidade;
- A sequência da partida, parada e reciclo da unidade por controle do microprocessador;

A unidade de controle também possui um display denominado “controlador visual do resfriador internacional” ou ICVC. Esse módulo contém todo o software operacional necessário ao controle da máquina. Ele é montado no painel de controle e é o local onde se digitam todos os setpoints, programações, funções configuráveis e opções. O ICVC tem um botão de desligamento, uma luz de alarme, quatro botões para entradas lógicas e um display iluminado. O ICVC fica montado na porta do centro de controle. Através desse display, é possível obter alguns dados de

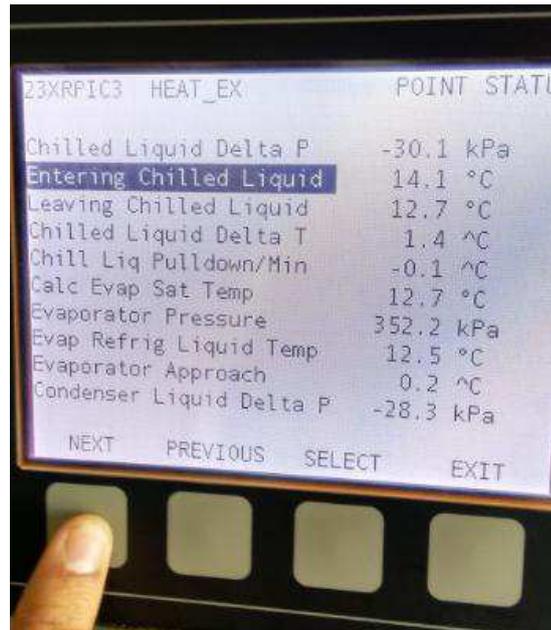
funcionamento essenciais para o desenvolvimento do estudo. A partir dos dados conhecidos, foi possível definir os limites de trabalho. A Figura 5.7 apresenta a tela principal desse display.

Figura 5.7: Tela Padrão do ICVC



A Figura 5.8 apresenta a tela do controlador visual do resfriador (ICVC) do equipamento estudado. Essa tela apresenta algumas informações sobre a água a refrigerar, pressão do evaporador, entre outras informações. Nessa imagem, o equipamento está desligado.

Figura 5.8: Tela do ICVC do equipamento estudado



Fonte: Autoria própria.

Por intermédio desse display, é possível obter algumas informações sobre o compressor, os trocadores de calor e o consumo de potência do equipamento. Cada componente desse possui uma tela específica. Tabelas resumidas dos dados fornecidos nessas telas podem ser verificadas no anexo I.

5.4 Obtenção dos parâmetros de trabalho do equipamento

Depois de realizado o estudo e da identificação dos parâmetros possíveis de serem fornecidos pelo equipamento, as medições então tiveram início. Foram feitas no período de 1 mês. O início foi apenas uma espécie de treinamento, onde foi possível se familiarizar com o equipamento, com o acompanhamento de um supervisor treinado. Com o auxílio do mesmo, foi possível aferir alguns dados e avaliar a melhor maneira de se obter as informações que seriam usadas posteriormente no estudo. Após o período de adaptação, foram realizadas as aferições, através do ICVC, das pressões do evaporador, do condensador, da água que entra no evaporador e no condensador, assim como as temperaturas da água a ser gelada, da água de condensação e do refrigerante no evaporador e no condensador.

5.5 Modelagem matemática

A modelagem de um sistema é a fase preparatória para a simulação propriamente dita, a qual é feita sob a análise e formulação de todos os componentes presentes do sistema a ser modelado.

No desenvolvimento do modelo matemático utilizado para simular o funcionamento do ciclo de refrigeração estudado, considerou-se:

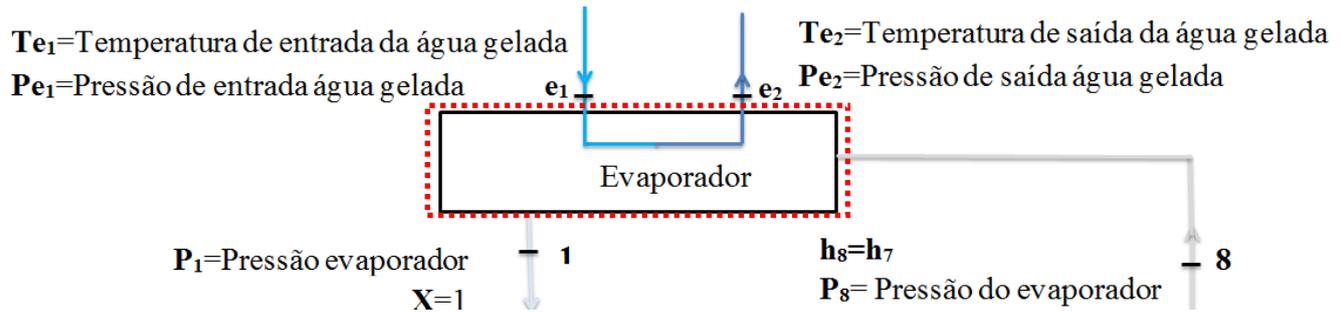
- I. O Chiller operando em regime permanente;
- II. Que as propriedades termodinâmicas do refrigerante (R134a) e da água estejam uniformemente distribuídas nas seções de entrada e saída dos volumes de controle;
- III. Os ganhos de calor nas tubulações do refrigerante desprezíveis;
- IV. No evaporador, o refrigerante absorve calor a pressão e temperatura constantes;
- V. No condensador, o refrigerante rejeita calor a uma pressão constante;
- VI. Que não ocorre troca de calor para o meio externo no evaporador e no condensador as trocas ocorrem entre a água e o refrigerante;
- VII. O processo de estrangulamento através dos dispositivos de expansão são isentálpicos;
- VIII. As vazões de água de condensação e de água gelada são constantes;
- IX. As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis;
- X. Quedas de pressão do evaporador, do condensador e das tubulações são desconsideradas.

O modelo matemático usado nesse trabalho é baseado nas primeira e segunda leis da termodinâmica. Para modelar o sistema, foram feitos balanços energéticos e exergéticos em cada componente do ciclo termodinâmico de refrigeração da unidade. Esses balanços são demonstrados e detalhados a seguir.

5.5.1 Evaporador

Tomando o evaporador como volume de controle, como mostrado na Figura 5.9, tem-se:

Figura 5.9: Evaporador como volume de controle.



Fonte: Autoria própria.

Levando em conta as condições citadas anteriormente, o balanço de energia apresentado na Equação 2, toma a seguinte forma para o evaporador:

$$\dot{m}_{\text{agua_evap}}(h_{e1} - h_{e2}) + \dot{m}_{\text{ref}}(h_8 - h_1) = 0 \quad (5.1)$$

O termo $\dot{m}_{\text{agua_evap}}$ é a vazão mássica de água a refrigerar, ou, também conhecida como vazão mássica de água gelada, e o termo \dot{m}_{ref} representa a vazão mássica de refrigerante. Isolando a vazão mássica de refrigerante tem-se:

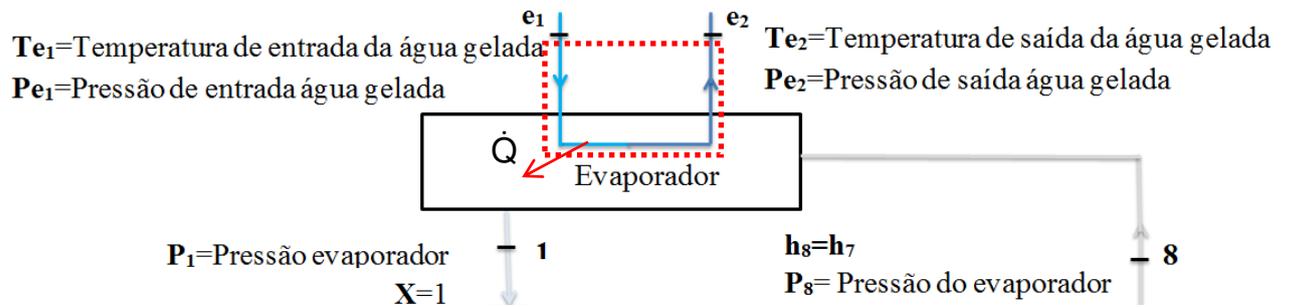
$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{m}_{\text{agua_evap}}(h_{e2} - h_{e1})}{(h_8 - h_1)} \quad (5.2)$$

Através da equação acima é possível estimar a vazão mássica de refrigerante, dado esse que o equipamento não fornece.

A unidade de controle do dispositivo fornece um número vasto de informações sobre a água gelada. Devido esse fato, foi realizado o balanço de energia no

evaporador, agora tendo como volume de controle as tubulações de água gelada, como mostrado na Figura 5.10.

Figura 5.10: Evaporador volume de controle nas tubulações de água gelada



Fonte: Autoria própria.

Seguindo os conceitos apresentados por Moran & Shapiro (2006), que diz que o sinal do calor cedido é negativo, e sabendo-se que água perder calor para o refrigerante no evaporador, tem-se que:

$$-\dot{Q} + \dot{m}_{\text{agua_evap}}(h_{e1} - h_{e2}) = 0 \quad (5.3)$$

onde Q representa a capacidade frigorífica. Logo, pode-se escrever:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{agua_evap}}(h_{e1} - h_{e2}) \quad (5.4)$$

ou

$$\dot{Q}_{\text{refrigeração}} = \dot{m}_{\text{agua_evap}}(h_{e1} - h_{e2}) \quad (5.5)$$

O balanço exergético para o evaporador é realizado usando o evaporador como um todo para volume de controle, como apresentado na Figura 5.10. Nesse caso, seguindo as considerações e simplificações apresentadas anteriormente, a Equação 3.17 para o evaporador se torna:

$$(\dot{m}_{agua_evap} x_{fe1} + \dot{m}_{ref} x_{f8}) - (\dot{m}_{agua_evap} x_{fe2} + \dot{m}_{ref} x_{f1}) - \dot{X}_{d_evaporador} = 0 \quad (5.6)$$

ou

$$\dot{m}_{ref} (x_{f8} - x_{f1}) + \dot{m}_{agua_evap} (x_{fe1} - x_{fe2}) - \dot{X}_{d_evaporador} = 0 \quad (5.7)$$

onde:

x_f : Representa a exergia específica de fluxo.

O sub-índice “e1” e “e2” são usados para representar a entrada e a saída de água gelada do evaporador, respectivamente. Os números representam os estados do ciclo de refrigeração.

A variação de exergia para o refrigerante no evaporador, desconsiderando efeitos de movimento e gravidade, é dada por:

$$(x_{f8} - x_{f1}) = (h_8 - h_1) - T_0 (s_8 - s_1) \quad (5.8)$$

E para a água gelada:

$$(x_{fe1} - x_{fe2}) = (h_{e1} - h_{e2}) - T_0 (s_{e1} - s_{e2}) \quad (5.9)$$

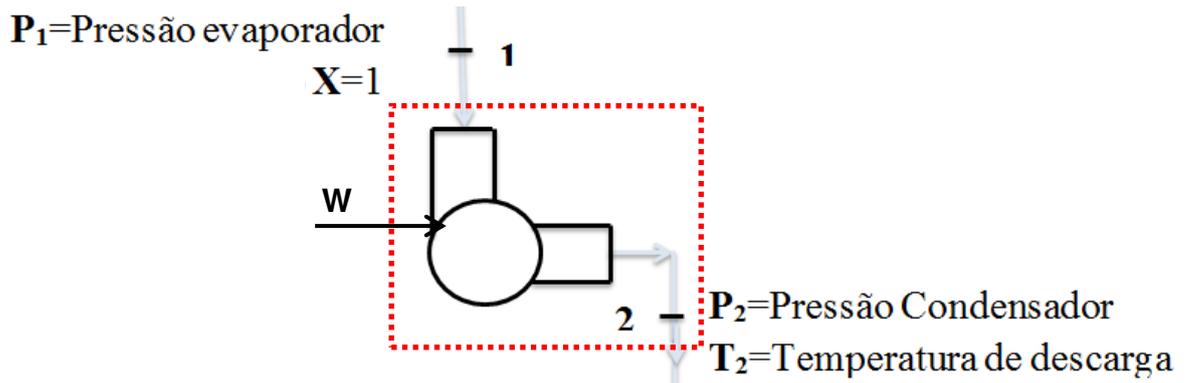
A eficiência exérgica para o evaporador é obtida através da Equação 3.18, onde a exergia fornecida é considerada como sendo a exergia de fluxo do refrigerante no evaporador.

$$\varepsilon_{evap} = 100 \cdot \left(1 - \frac{\text{Exergia Destruída}}{\text{Exergia Fornecida}} \right) = 100 \cdot \left(1 - \frac{\dot{X}_{d_evaporador}}{\dot{m}_{ref} (x_{f8} - x_{f1})} \right) \quad (5.10)$$

5.5.2 Compressor

No compressor o balanço de energia e de exergia são feitos tomando o compressor como volume de controle, conforme mostra a Figura 5.11.

Figura 5.11: Compressor como volume de controle



Fonte: Autoria própria.

Realizando o balanço para esse volume de controle tem-se que:

$$-\dot{W} + \dot{m}_{ref} (h_1 - h_2) = 0 \quad (5.11)$$

ou

$$\dot{W}_{compressor} = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_2) \quad (5.12)$$

A potência isentrópica é dada por:

$$(\dot{W}_{compressor})_{2s} = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_{2s}) \quad (5.13)$$

onde h_{2s} é a entalpia admitida para o processo isentrópico no estado dois, obtida supondo que a entropia do estado dois é igual à do estado 1. Dessa forma, a eficiência isentrópica do compressor pode ser calculada por:

$$\eta_{iso} = \frac{(h_1 - h_{2s})}{(h_1 - h_2)} \quad (5.14)$$

Para possibilitar a análise de eficiência dos componentes mecânicos e elétricos do sistema motor-compressor, foi usada uma relação já utilizada por alguns estudiosos da área, como Ahamed et al. (2010) e Kabul et al. (2008). Essa relação leva em consideração o motor elétrico do compressor no volume de controle, ou seja, a potência elétrica necessária para o funcionamento do conjunto motor-compressor, levando assim em consideração as perdas de eficiência do motor elétrico e dos componentes mecânicos do compressor. Segundo Ahamed et al. (2010) e Kabul et al. (2008), essa é descrita como:

$$\dot{W}_{eletrico} = \frac{\dot{W}_{compressor}}{\eta_{mecânica} \cdot \eta_{elétrica}} \quad (5.15)$$

onde :

$\eta_{mecânica}$ representa a eficiência mecânica do compressor e varia de 0 a 1

$\eta_{elétrica}$ representa a eficiência elétrica do motor elétrico do compressor e varia de 0 a 1.

Usando esse conceito é feito a análise do coeficiente de performance do equipamento, o COP, como mostrado a Equação 5.16.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{refrigeração}}{\dot{W}_{elétrico}} \quad (5.16)$$

O balanço exergético envolvendo todo o conjunto motor-compressor, se torna:

$$-\dot{W}_{eletrico} + \dot{m}_{ref} (x_{f1} - x_{f2}) - \dot{X}_{d_compressor} = 0 \quad (5.17)$$

$$\dot{m}_{\text{agua_cond}}(h_{c1} - h_{c2}) + \dot{m}_{\text{ref}}[(h_2 - h_5) + (h_3 - h_4)] = 0 \quad (5.20)$$

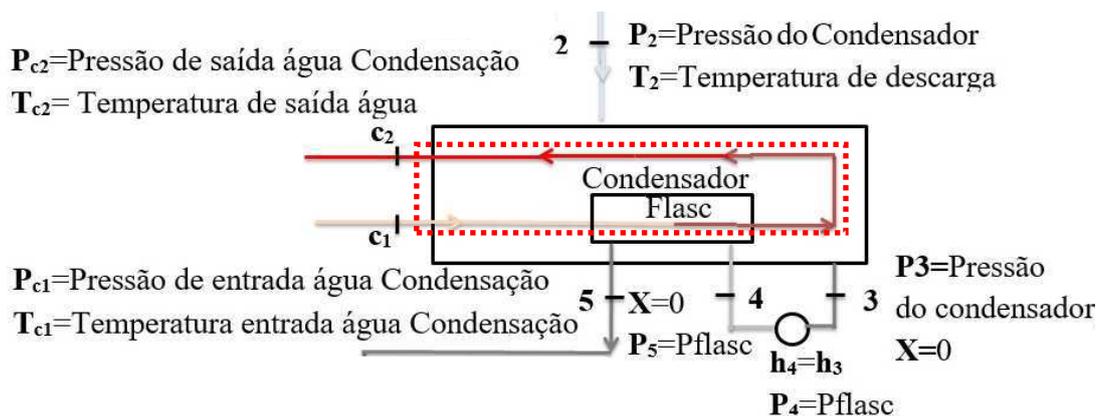
O termo $\dot{m}_{\text{agua_cond}}$ é a vazão mássica de água de condensação. Isolando a entalpia do estado 5 e levando em consideração que $h_3 = h_4$, pois foi admitido que acessórios de estrangulamento possuem comportamento isoentálpico, a Equação 36 toma a seguinte forma:

$$h_5 = h_2 + \frac{\dot{m}_{\text{agua_cond}}}{\dot{m}_{\text{ref}}}(h_{c1} - h_{c2}) \quad (5.21)$$

A entalpia do estado 5 será usada como um meio de encontrar a pressão na câmara flasc, dado que o equipamento não nos fornece.

Tomando outro volume de controle, ao qual se refere somente as tubulações da água de condensação como elemento de estudo, pode-se obter o calor de condensação. Esse volume controle é mostrado na Figura 5.13.

Figura 5.13: Volume de controle do lado da água de condensação



Fonte: Autoria própria.

Nesse caso o balanço de energia nos fornece

$$\dot{Q}_{\text{condensação}} + \dot{m}_{\text{agua_cond}}(h_{c1} - h_{c2}) = 0 \quad (5.22)$$

Isolando o calor de condensação, que representa a capacidade de condensação do trocador de calor, tem-se que:

$$\dot{Q}_{condensação} = \dot{m}_{agua_cond} (h_{c2} - h_{c1}) \quad (5.23)$$

Já o balanço de exergia para o condensador como um todo é dado por:

$$(\dot{m}_{agua_cond} x_{fc1} + \dot{m}_{ref} x_{f2}) - (\dot{m}_{agua_cond} x_{fc2} + \dot{m}_{ref} x_{f5}) - \dot{X}_{d_condensador} = 0 \quad (5.24)$$

ou, ordenando os termos semelhantes, obtém-se:

$$\dot{m}_{ref} (x_{f2} - x_{f5}) + \dot{m}_{agua_cond} (x_{fc1} - x_{fc2}) - \dot{X}_{d_condensador} = 0 \quad (5.25)$$

Como dito anteriormente, x_f , representa a exergia específica de fluxo. Para o refrigerante, é dada por:

$$(x_{f2} - x_{f5}) = (h_2 - h_5) - T_0 (s_2 - s_5) \quad (5.26)$$

Para o fluxo de água de condensação:

$$(x_{fc1} - x_{fc2}) = (h_{c1} - h_{c2}) - T_0 (s_{c1} - s_{c2}) \quad (5.27)$$

A eficiência exergética do condensador então, é definida por:

$$\varepsilon_{cond} = 100 \cdot \left(1 - \frac{\text{Exergia Destruída}}{\text{Exergia Fornecida}} \right) = 100 \cdot \left(1 - \frac{\dot{X}_{d_condensador}}{\dot{m}_{ref} (x_{fc1} - x_{fc2})} \right) \quad (5.28)$$

5.5.4 Elementos de expansão

Segundo Çengel (2013), os acessórios de estrangulamento possuem a exergia fornecida igual à exergia destruída, ou seja, a eficiência exergética desses componentes é igual a zero. As exergias destruídas para os componentes de estrangulamento que o sistema possui são avaliadas através das seguintes equações:

5.5.4.1 Válvula de expansão do tipo boia

A exergia destruída na válvula do tipo boia é obtida através da Equação 5.29.

$$\dot{X}_{d_cam_boia} = \dot{m}_{ref}(T_0)(s_6 - s_5) \quad (5.29)$$

5.5.4.2 Placas de orifício 1 e 2

As placas de orifício 1 e 2, descritas no ciclo termodinâmico, também são elementos de estrangulamento e suas exergias destruídas foram estimada através da Equação 5.30 e 5.31, respectivamente. Estas equações são apresentadas abaixo.

$$\dot{X}_{d_placa_O1} = \dot{m}_{ref}(T_0)(s_7 - s_6) \quad (5.30)$$

e

$$\dot{X}_{d_placa_O2} = \dot{m}_{ref}(T_0)(s_8 - s_7) \quad (5.31)$$

5.5.5 Eficiência exergética da unidade

A eficiência exergética da unidade com todos os seus elementos é estimada através da Equação 5.32, mostrada a seguir.

$$\varepsilon_{Unid_refrigeração} = 100 \cdot \left(1 - \frac{\text{Exergia Destruída}}{\text{Exergia Fornecida}} \right) = 100 \cdot \left(1 - \frac{\dot{X}_{d_total}}{\dot{W}_{eletrico}} \right) \quad (5.32)$$

onde o termo \dot{X}_{d_total} representa a exergia destruída em todo o processo de refrigeração, e é composta pela soma das exergias destruídas em cada acessório da unidade de refrigeração em estudo como mostrado na Equação 5.33.

$$\begin{aligned} \dot{X}_{d_total} = & \dot{X}_{d_evaporador} + \dot{X}_{d_compressor} + \dot{X}_{d_condensador} + \\ & + \dot{X}_{d_cam_boia} + \dot{X}_{d_placa_O1} + \dot{X}_{d_placa_O2} \end{aligned} \quad (5.33)$$

5.6 Casos estudados

No anexo II, são apresentados, de maneira resumida, os casos estudados nesta pesquisa, com suas particularidades. Geralmente, o número de variações dos parâmetros escolhidos para estudo (Pressão do condensador, Pressão do evaporador, Vazão mássica de refrigerante, Eficiência mecânica, Eficiência Elétrica, Temperatura de evaporação, Temperatura de condensação e Fluido refrigerante) é de 10 a 20. Assim, cada caso possui um intervalo com informações diferentes de 10 a 20 variações de algum parâmetro de interesse para o estudo. Foram analisados 18 casos diferentes.

5.7 Software Engineering Equation Solver (EES)

O Software escolhido para ser usado na avaliação da unidade em estudo, como dito anteriormente foi o EES (Engineering Equation Solver). É um solver de equação geral que pode resolver milhares de equações acopladas não lineares algébricas e diferenciais.

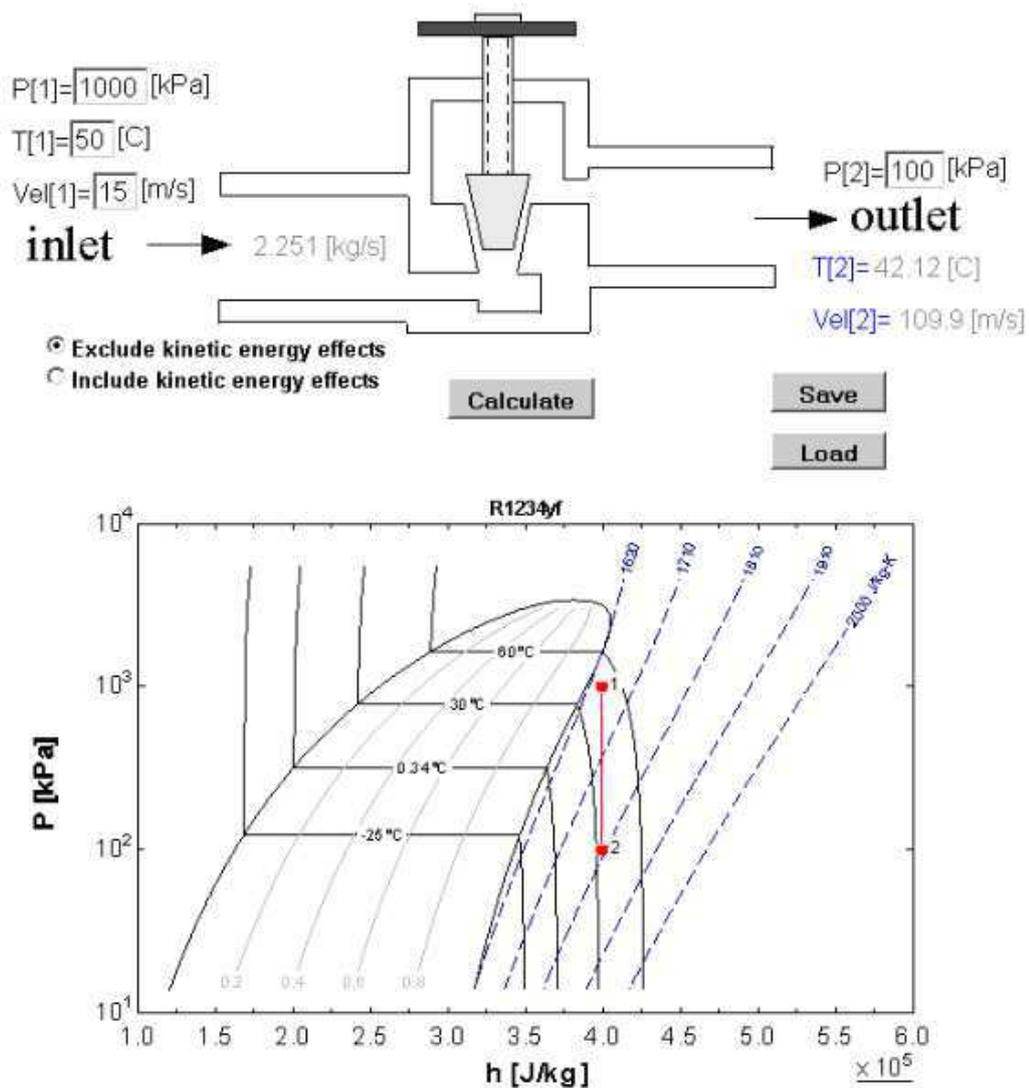
Desenvolvido pela F-Chart Software, o software Engineering Equation Solver (EES), tem como função básica resolver um conjunto de equações algébricas,

incluindo equações não-lineares, equações diferenciais, e integrais e equações com variáveis complexas (PEREIRA, 2013).

O programa também é capaz de fazer otimizações, obter regressões lineares e não-lineares, gerar gráficos de alta qualidade para publicações, simplificar análises de incertezas e fazer animações (PEREIRA, 2013).

A Figura 5.14 exibe uma representação de uma válvula expansão e o diagrama pressão entalpia para o processo de estrangulamento gerados através de simulação numérica utilizando o programa Engineering Equation Solver.

Figura 5.14: Exemplo de gráfico e representação de componente feita no software EES.



Fonte: F-Chart website.

O EES foi desenvolvido para rodar em qualquer uma das versões do sistema operacional Windows, tanto 32 quanto 64 bits, e pode ser utilizado nos sistemas operacionais Linux e Macintosh através de programas emuladores (PEREIRA, 2013).

Existem duas principais diferenças entre o EES e os demais programas de resolução de equações numéricas (PEREIRA, 2013):

- I. O EES identifica e agrupa automaticamente as equações que devem ser resolvidas simultaneamente, o que simplifica o processo para o usuário e assegura que o solver sempre operara com máxima eficiência.
- II. O EES contém uma biblioteca embutida com várias funções matemáticas e propriedades termo físicas para centenas de substâncias, extremamente úteis para cálculos de engenharia. Como exemplo, pode-se obter qualquer propriedade termodinâmica de uma substância através do uso de funções em termos de duas outras propriedades. Além disso, se necessário, o usuário pode adicionar relações funcionais.

O uso do EES se mostra muito útil, por exemplo, para as disciplinas de engenharia da área térmica, nas quais deve-se resolver problemas que exigem consultas de tabelas de propriedades e domínio de técnicas de solução de equações. Entretanto, uma vez que o estudante esteja familiarizado com essas dificuldades, não há sentido em continuar usando tempo para consultar tabelas e resolver equações, pois esse tempo poderia ser utilizado para o estudo e compreensão de particularidades dos problemas. Dessa forma, o EES permite que o usuário se concentre mais no projeto, libertando-o das tarefas mundanas básicas.

O EES usado nessa pesquisa tem sua licença devidamente válida e foi obtido pelo Laboratório Computacional de Térmica e Fluidos (LCTF) da Universidade Federal de Campina Grande, coordenado pelo Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima. Vale ressaltar que o desenvolvedor atualiza o EES uma vez por ano, em julho. Para manter o software funcionando e evitar o cancelamento da licença, o usuário deve instalar a atualização antes do dia 1º de setembro.

Exemplo do modelo feito com auxílio desse software pode ser visto no Anexo III.

6. RESULTADOS

6.1 Validação do modelo matemático

Para avaliar o modelo matemático, nesse tópico algumas informações colhidas na central de água gelada e no manual do equipamento são comparadas com dados obtidos via simulação numérica. Essa simulação foi realizada tendo como valores de entrada dados reais e condições idênticas ao funcionamento da unidade. A Tabela 6.1 apresenta dados usados na validação.

Tabela 6.1: Dados usados na validação.

Propriedade	Entrada	Saída
Temperatura ambiente (°C)	28,00	
Pressão absoluta do evaporador (kPa)	366,10	366,10
Pressão absoluta do condensador (kPa)	931,10	931,10
Temperatura do refrigerante no condensador (°C)	37,30	-
Temperatura da água no evaporador (°C)	15,60	06,50
Temperatura da água no condensador (°C)	30,60	35,60
Pressão da água evaporador (kPa)	483,10	434,10
Pressão da água condensador (kPa)	258,00	209,00
Vazão mássica de água no condensador (kg/s)	94,40	
Vazão mássica de água no evaporador (kg/s)	44,70	
Consumo do motor elétrico do compressor (kW)	275,00	

A potência consumida pelo motor elétrico foi um dos dados obtidos na CAG e usado no cálculo do COP apresentado na Tabela 6.2, que mostra a comparação dos dados obtidos via simulação com os colhidos na CAG e no manual do equipamento. Porém, nas simulações posteriores a esta, esse dado não é mais usado para o cálculo do COP, mas sim a potência elétrica calculada pela Equação 5.15.

Na Tabela 6.2 tem-se o COP calculado e apresentado pelo engenheiro gerente de manutenção e operação da unidade de refrigeração em estudo, calculado pela relação entre a capacidade térmica da unidade (kW) e o consumo de energia em

(kW), e o COP fornecido pelo fabricante do equipamento. Os cálculos realizados, a pedido da fabricante do equipamento, pelo engenheiro responsável, apresentaram um COP de 6,42; valor muito próximo ao obtido via simulação de 6,46; assim como o fornecido pelo fabricante de 6,39.

Tabela 6.2: Resultados da simulação de avaliação do modelo.

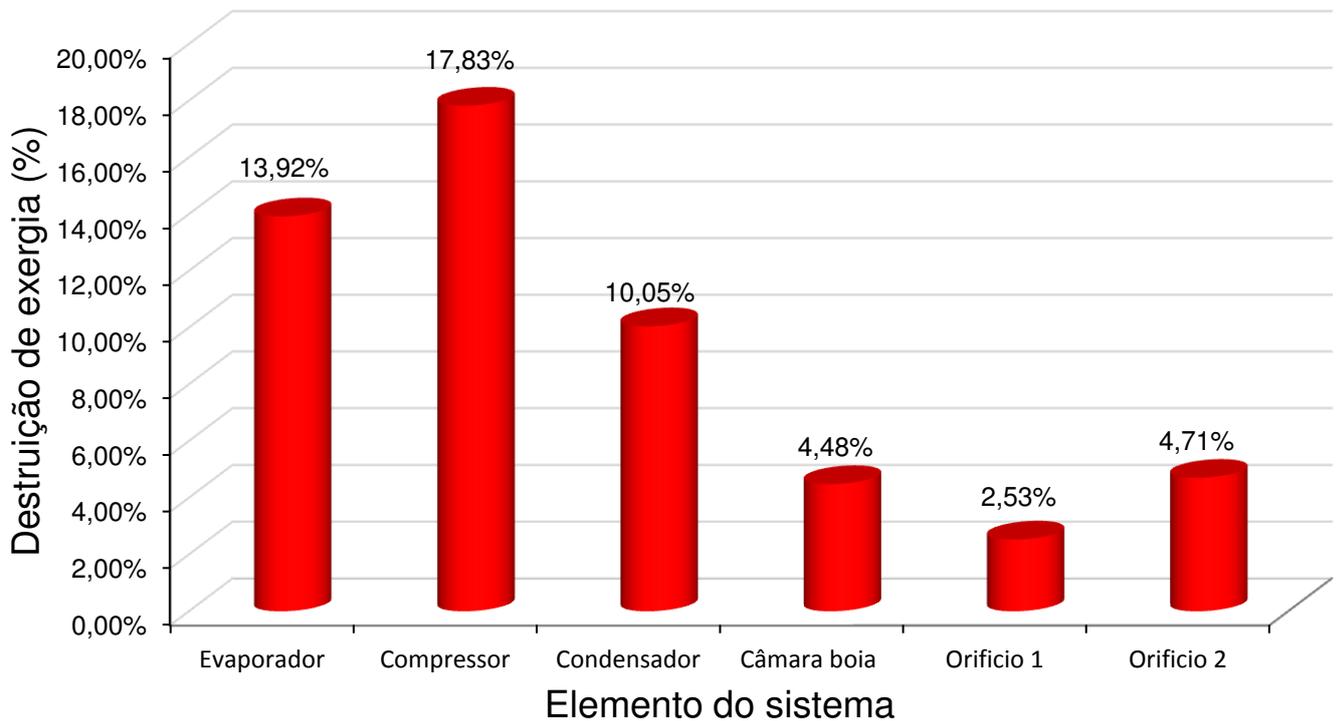
Dados	Simulação	Dados do Fabricante	Dados do Engenheiro responsável
Potência consumida pelo motor elétrico (kW)	275,00	292,00	259,00
Capacidade de refrigeração (KW)	1778,00	1863,00	1663,54
Capacidade de condensação (kW)	1970,00	-	-
COP (-)	6,46	6,39	6,42

Na avaliação do comportamento do modelo em relação aos dados exergéticos, obtidos via simulação, foram feitas algumas comparações com trabalhos existentes na literatura. Uma delas foi em relação a um modelo computacional baseado numa análise exérgica apresentado por Yumrutas et al. (2002) , em que foram investigados os efeitos das temperaturas de evaporação e condensação sobre a destruição de exergia, eficiência da segunda lei e coeficiente de desempenho (COP) de um ciclo de resfriamento por compressão de vapor. Foi verificado que as maiores taxas de destruição de exergia se concentraram no evaporador e no condensador, enquanto que nos demais componentes ficaram abaixo de 10%. Caso semelhante ao

encontrado no modelo apresentado nesse trabalho, diferenciando apenas no compressor que apresentou alta destruição de exergia.

A Figura 6.1 apresenta a destruição de exergia em porcentagem, calculada pela relação entre a destruição de exergia de cada elemento e a exergia fornecida igual à potência elétrica fornecida de 275 kW.

Figura 6.1: Destruição de exergia para os principais elementos do sistema, caso de avaliação do modelo.



Fonte: Autoria própria.

Outro trabalho estudado foi o de Cavalcante & Moreira (2016) que apresenta uma análise comparativa, sob o ponto de vista energético e exergético, entre duas unidades de refrigeração por compressão de vapor de um shopping em Teresina-PI. Os equipamentos avaliados por Cavalcante & Moreira (2016) possuem capacidade frigorífica e condições análogas ao dispositivo estudado nessa pesquisa. Os resultados apresentados no artigo, escrito por Cavalcante & Moreira (2016), são analisados de maneira comparativa com os obtidos nessa pesquisa na Tabela 6.3.

Analisando os resultados apresentados na Tabela 6.3, pode-se confirmar que os valores de COP e eficiências exergética do ciclo e de cada componente se assemelham proporcionalmente. Ocorre uma divergência no condensador, devido à

consideração de que as temperaturas da fonte quente e do ambiente foram consideradas iguais por Cavalcante & Moreira (2016), diferente do que foi considerado nesse trabalho. A fonte quente, nessa pesquisa, foi considerada a temperatura média da água de condensação, que está acima da temperatura do ambiente de referência devido o fato dela não liberar para o ambiente todo o calor absorvido nas trocas de calores anteriores com o fluido refrigerante.

Tabela 6.3: Comparação entre os dados obtidos na avaliação do modelo com os apresentados por Cavalcante & Moreira (2016).

Parâmetro	Chiller avaliado nesse trabalho	Chiller York modelo YKECERQ7-EPG Cavalcante et al. (2016)	Chiller York modelo YSEAEAS4-CPC Cavalcante et al. (2016)
COP (-)	6,46	6,04	5,22
Eficiência exegética do ciclo (%)	46,46	47,78	41,28
Eficiência exegética do evaporador (%)	72,04	68,06	68,20
Eficiência exegética do compressor (%)	82,18	85,70	86,46
Eficiência exegética do condensador (%)	51,34	0,00	0,00

6.2 Avaliação da variação de pressão entre o evaporador e condensador

O equipamento em estudo trabalha com uma variação de pressão entre o condensador e evaporador bem definida; os valores variam de 555 a 570 kPa. Valores muito distintos dessa faixa geram reduções no rendimento da unidade.

Com intuito de conhecer melhor o comportamento do dispositivo em relação a essa diferença de pressão entre o condensador e o evaporador (D_p), nesse tópico são apresentados dados gerados através de simulações nas quais se impôs a pressão do evaporador constante enquanto que a do condensador variou, e também um caso no qual a pressão do condensador foi mantida constante e a do evaporador variou.

6.2.1 Mantendo a pressão constante no evaporador

Os resultados expostos a seguir foram obtidos por meio da variação de pressão entre o condensador e evaporador, fixando a pressão absoluta do evaporador em 366,10 kPa, pressão normal de trabalho do evaporador da unidade, e variando a pressão do condensador. A Tabela 6.4 mostra o comportamento da vazão mássica e do COP da unidade para diversos valores de pressão do condensador.

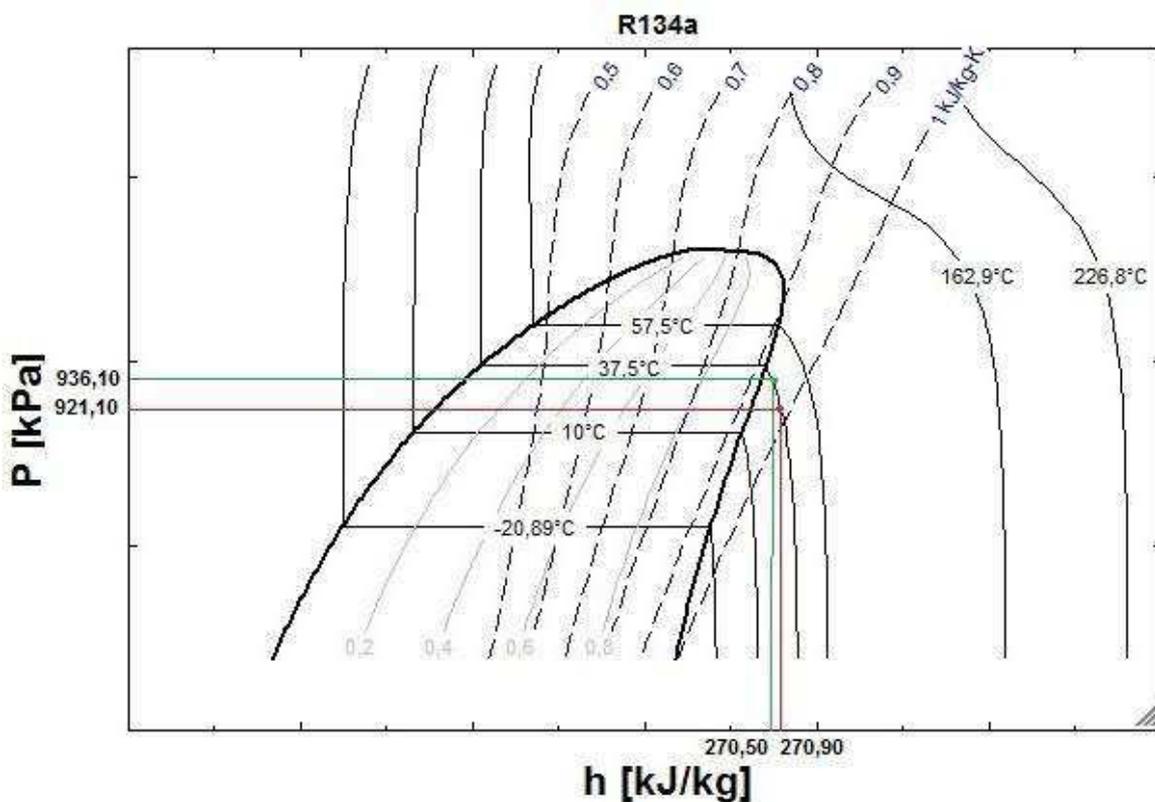
Tabela 6.4: Dados do COP para variação da pressão absoluta do condensador fixando a pressão absoluta do evaporador em 366,10 kPa.

Pressão do condensador (kPa)	D_p (kPa)	Vazão mássica de refrigerante (kg/s)	COP (-)
921,10	555,00	11,66	6,50
922,80	556,70	11,67	6,52
924,40	558,30	11,68	6,53
926,10	560,00	11,69	6,54
927,80	561,70	11,70	6,55
929,40	563,30	11,71	6,57
931,10	565,00	11,72	6,58
932,80	566,70	11,73	6,59
934,40	568,30	11,74	6,60
936,10	570,00	11,75	6,62

O primeiro comportamento importante observado foi o aumento da vazão de refrigerante apresentada pelo equipamento.

Avaliando ainda a tabela, é possível constatar também que o COP apresentou um aumento. Esse fato é explicado pela maneira como se obteve as propriedades na simulação: na saída do compressor (Estado 2); foi imposto que ocorreria um aumento de pressão devido à elevação da pressão do condensador, porém a temperatura permaneceria a mesma 37,50 °C, o que ocasiona uma redução da entalpia nesse estado, como mostrado na Figura 6.2, e assim uma redução do trabalho consumido pelo compressor.

Figura 6.2 Diagrama demonstrativo da redução de entalpia com aumento da pressão a temperatura constante.



Fonte: Autoria própria.

A Tabela 6.5 exibe as eficiências da segunda lei ou eficiências exergéticas do ciclo inteiro e dos principais componentes.

Tabela 6.5: Eficiências exergéticas com a variação da pressão absoluta do condensador, mantendo a do evaporador constante de 366,10 kPa.

Pressão do condensador (kPa)	Dp (kPa)	Eficiência exergética Ciclo (%)	Eficiência exergética Evaporador (%)	Eficiência exergética Compressor (%)	Eficiência exergética Condensador (%)
921,10	555,00	47,30	72,21	81,49	53,62
922,80	556,70	47,46	72,20	81,84	53,23
924,40	558,30	47,63	72,19	82,20	52,84
926,10	560,00	47,80	72,17	82,55	52,45
927,80	561,70	47,97	72,16	82,91	52,08
929,40	563,30	48,14	72,15	83,27	51,71
931,10	565,00	48,31	72,13	83,64	51,34
932,80	566,70	48,48	72,12	84,00	50,98
934,40	568,30	48,65	72,10	84,37	50,63
936,10	570,00	48,82	72,09	84,74	50,28

Na tabela 6.5, pode-se notar o aumento da eficiência exergética do ciclo com o aumento da pressão do condensador, mantendo a pressão do evaporador constante. Também é verificado que a eficiência exergética do condensador apresenta um valor relativamente baixo em relação aos outros componentes, mostrando a necessidade de se trabalhar para o aperfeiçoamento desses componentes.

Em termos de exergia destruída, foi possível avaliar cada componente separadamente. A Tabela 6.6 mostra os valores da exergia destruída dos componentes do ciclo estudado.

Examinando a Tabela 6.6, é possível averiguar que o componente que possui a maior perda de exergia é o compressor e que o aumento da variação de pressão absoluta entre o condensador e evaporador, mantendo a pressão absoluta do evaporador constante, provoca uma redução da destruição de exergia nesse componente, porém um aumento na dos outros componentes do ciclo, como evaporador e condensador.

Tabela 6.6: Destruição de exergia em cada componente mantendo a pressão do evaporador constante em 366,10 kPa e variando a do condensador.

Dp (kPa)	Exergia destruída (kJ/kg)					
	Evaporador	Compressor	Condensador	Válvula Boia	Placa de orifício1	Placa de orifício 2
555,00	37,95	50,49	25,22	12,20	6,90	12,18
556,70	37,98	49,44	25,62	12,22	6,91	12,31
558,30	38,00	48,39	26,02	12,24	6,92	12,43
560,00	38,03	47,34	26,43	12,27	6,93	12,56
561,70	38,05	46,28	26,83	12,29	6,94	12,69
563,30	38,08	45,23	27,23	12,31	6,95	12,82
565,00	38,10	44,17	27,63	12,33	6,96	12,94
566,70	38,13	43,11	28,03	12,36	6,97	13,07
568,30	38,16	42,05	28,43	12,38	6,99	13,20
570,00	38,18	40,99	28,83	12,40	7,00	13,33

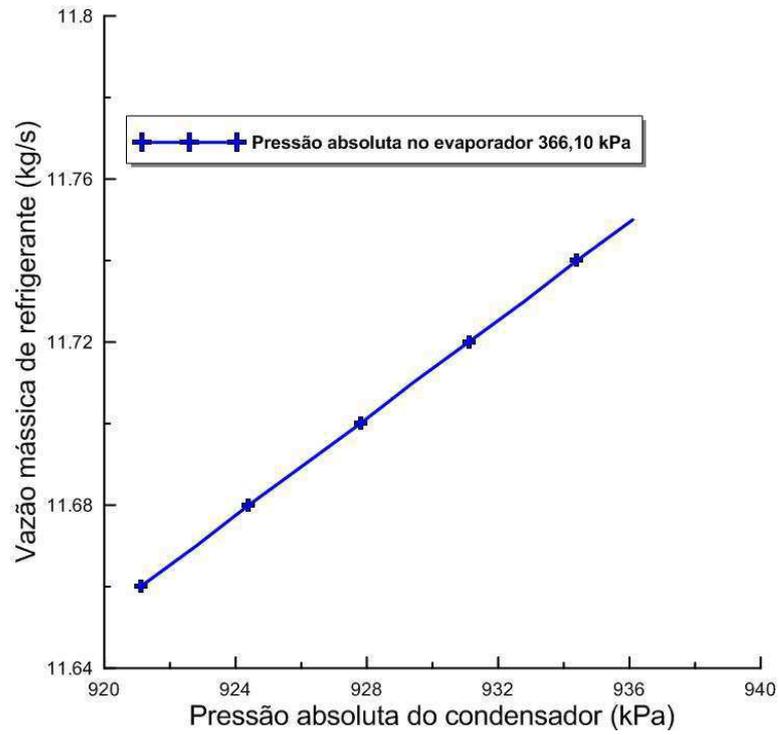
6.2.2 Mantendo a pressão constante no condensador

Agora, fixando-se a pressão absoluta do condensador em 931,10 kPa, a pressão padrão de trabalho do condensador da unidade, e variando-se a pressão do evaporador são obtidos os resultados apresentados a seguir.

A Figura 6.3 exibe o gráfico da vazão mássica de refrigerante versus a pressão do condensador, mantendo a pressão do evaporador constante. Na Figura 6.4, é apresentado o gráfico da vazão mássica de refrigerante em função da pressão do evaporador, mantendo a pressão do condensador constante.

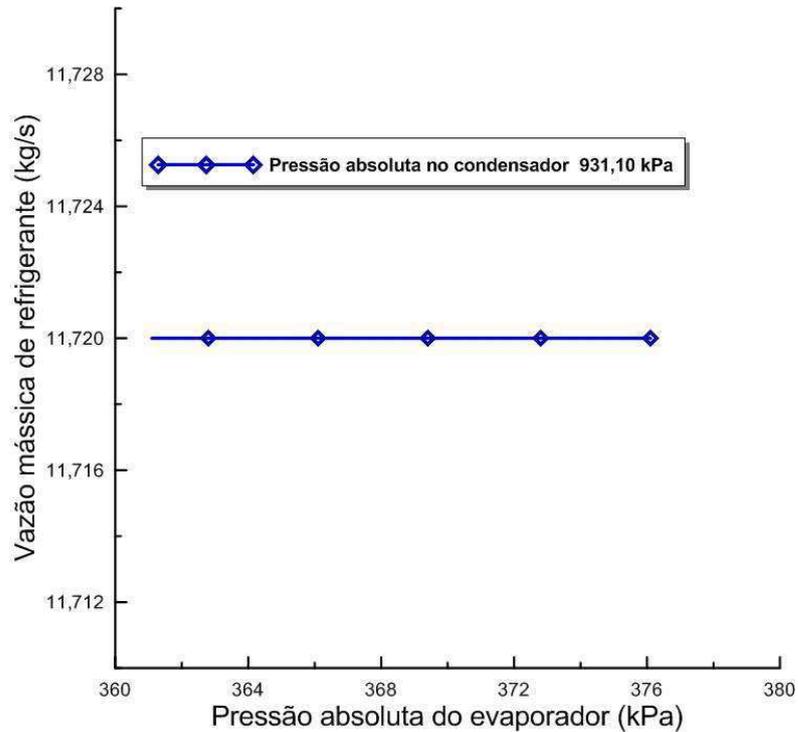
Esses gráficos mostram que o aumento de pressão absoluta do condensador provoca um aumento da vazão mássica de fluido refrigerante no sistema, porém o aumento da pressão absoluta do evaporador não gera uma variação considerável da vazão mássica de fluido de arrefecimento, esse fato é explicado devido à maneira como se modelou o problema. Na realidade, as alterações de pressões do evaporador ou condensador provocam sim alterações no fluxo de refrigerante, pois são sistemas interligados. Na simulação, não foi possível representar esse comportamento de maneira real, devido às simplificações e limitações de informações.

Figura 6.3: Vazão mássica em função da pressão do condensador, pressão no evaporador constante.



Fonte: Autoria própria.

Figura 6.4: Vazão mássica em função da pressão do evaporador, pressão no condensador constante.



Fonte: Autoria própria.

A Tabela 6.7 exibe os valores obtidos para o COP com a variação da pressão absoluta do evaporador, fixando a pressão absoluta do condensador em 931,10 kPa. Nela, se constata que o COP do equipamento apresenta uma redução no seu valor com o decréscimo da pressão do evaporador. Esse fato ocorre devido ao distanciamento das pressões. Carnot afirmou que, no ciclo ideal de refrigeração, a aproximação das pressões do evaporador e do condensador reduz o trabalho consumido pelo sistema, aumentando assim sua eficiência. Logo, podemos afirmar que mantendo a pressão do condensador constante e reduzindo a pressão do evaporador, a eficiência da unidade reduziria, como mostrado na Tabela 6.7.

Tabela 6.7: Dados do COP com a redução da pressão absoluta do evaporador fixando a pressão do condensador em 931,10 kPa.

Pressão do evaporador (kPa)	Dp (kPa)	Vazão mássica de refrigerante (kg/s)	COP (-)
376,10	555,00	11,72	6,78
374,40	556,70	11,72	6,75
372,80	558,30	11,72	6,71
371,10	560,00	11,72	6,68
369,40	561,70	11,72	6,65
367,80	563,30	11,72	6,61
366,10	565,00	11,72	6,58
364,40	566,70	11,72	6,55
362,80	568,30	11,72	6,51
361,10	570,00	11,72	6,48

Os resultados da análise das eficiências exergéticas obtidos nesse caso, com as considerações já mencionadas, são apresentados na Tabela 6.8. Nesse caso, assim como o COP, a eficiência exergética da unidade apresentou uma redução com o decréscimo da pressão do evaporador.

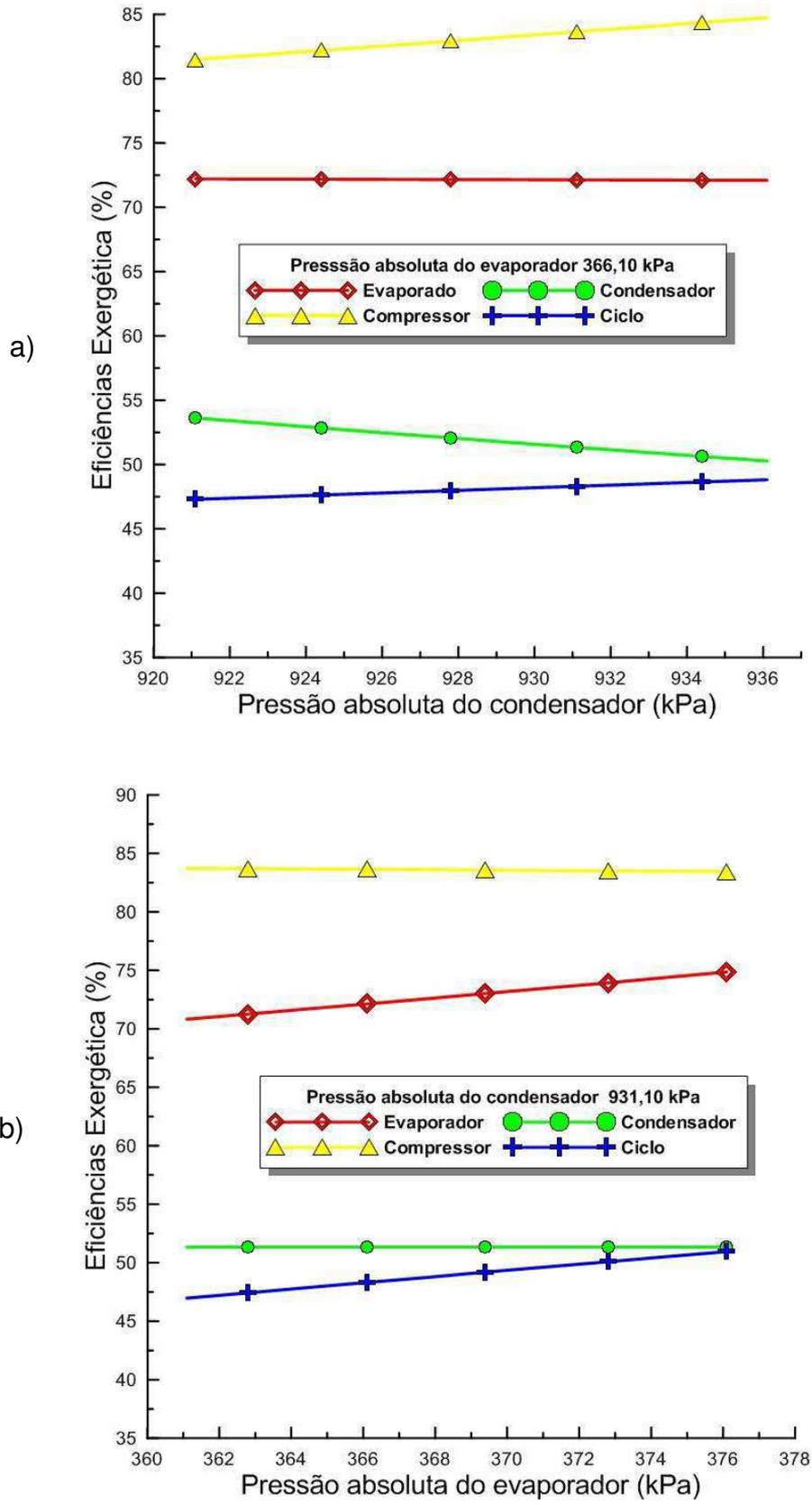
Analisando as eficiências exergéticas dos componentes em separado, a do evaporador apresentou reduções, a do compressor apresentou um pequeno aumento e a do condensador se manteve constante.

Tabela 6.8: Eficiências exergéticas com a redução da pressão absoluta do evaporador, fixando a pressão absoluta do condensador em 931,10 kPa.

Pressão do evaporador (kPa)	Dp (kPa)	Eficiência exergética do Ciclo (%)	Eficiência exergética do Evaporador (%)	Eficiência exergética do Compressor (%)	Eficiência exergética do Condensador (%)
376,10	555,00	50,95	74,86	83,45	51,34
374,40	556,70	50,51	74,39	83,48	51,34
372,80	558,30	50,08	73,93	83,51	51,34
371,10	560,00	49,64	73,48	83,54	51,34
369,40	561,70	49,20	73,02	83,57	51,34
367,80	563,30	48,75	72,58	83,61	51,34
366,10	565,00	48,31	72,13	83,64	51,34
364,40	566,70	47,86	71,69	83,67	51,34
362,80	568,30	47,42	71,26	83,70	51,34
361,10	570,00	46,97	70,82	83,73	51,34

O gráfico da Figura 6.5a mostra os comportamentos das eficiências exergéticas desses componentes mantendo a pressão do evaporador constante (Caso 2), e a Figura 6.5b, mantendo a pressão do condensador constante (Caso 3). Fazendo uma análise comparativa dos dois gráficos, nota-se, que no caso 2, a eficiência exergética do compressor se apresenta abaixo de 82,00 %, no início da faixa de pressão estudada, porém se recupera e alcança valores de até 84,74 %. Já no caso 3, a eficiência exergética do compressor se mantém entre 83,45 a 83,73 %. Caso semelhante pode ser observado também com a eficiência exergética do evaporador que, no caso 2, se mantém na faixa de 72,00 % enquanto que, no caso 3, varia de 70,82 a 74, 86 %. Observando ainda os gráficos da Figura 6.5, nota-se que a eficiência exergética do condensador não apresentou grandes variações tanto no caso 2 quanto no caso 3.

Figura 6.5: Comparação entre as eficiências exergéticas. a) caso 2; b) caso 3.



Fonte: Autoria própria.

6.2.3 Variação de pressão entre o condensador e o evaporador constante em 555,00 kPa

Até o momento, os resultados apresentados foram obtidos fixando-se a pressão absoluta de um elemento do ciclo de refrigeração da unidade, condensador ou evaporador, e variando a do outro. Nesse tópico, são apresentados resultados obtidos variando-se as pressões absolutas do condensador e do evaporador, porém mantendo uma variação constante de pressão entre eles. Como dito anteriormente, esse procedimento se assemelha à maneira como o equipamento trabalha: ele busca manter uma diferença de pressão permanente entre o condensador e o evaporador.

O valor da variação de pressão entre o condensador e evaporador escolhido para ser mantido constante nessa simulação foi de 555,00 kPa, pois foi o que apresentou melhores resultados energéticos e exergéticos nas análises feitas nos tópicos 6.2.1 e 6.2.2. Tomou-se como base a pressão do evaporador variando de 305,00 a 390,00 kPa, pois valores acima desse intervalo geram exergia destruída negativa em alguns componentes, e a baixo desse valor COP muito reduzido da unidade. A Tabela 6.9 exhibe os resultados energéticos obtidos dessa simulação.

Tabela 6.9: Resultados obtidos com variação de pressão condensador-evaporador constante de 555 kPa e pressões absolutas do condensador e evaporador variando

Pressão absoluta do condensador (kPa)	Pressão absoluta do evaporador (kPa)	Dp (kPa)	Vazão mássica de refrigerante (Kg/s)	COP (-)
860,00	305,00	555,00	11,31	5,16
869,40	314,40	555,00	11,36	5,33
878,90	323,90	555,00	11,42	5,52
888,30	333,30	555,00	11,47	5,72
897,80	342,80	555,00	11,53	5,93
907,20	352,20	555,00	11,58	6,15
916,70	361,70	555,00	11,63	6,39
926,10	371,10	555,00	11,69	6,64
935,60	380,60	555,00	11,74	6,91
945,00	390,00	390,00	11,80	7,20

Ao observar a Tabela 6.9, constata-se que, mantendo a variação de pressão condensador- evaporador (D_p) constante, o aumento da pressão do evaporador e, conseqüentemente, a do condensador, provoca um acréscimo do COP e da vazão mássica de trabalho da unidade.

Os resultados exergéticos para esse caso são apresentados na Tabela 6.10. Na mesma, pode-se notar que a eficiência exergética da maioria dos componentes do sistema apresenta um acréscimo com o aumento da pressão do evaporador e do condensador, mantendo-se um D_p permanente entre elas, porém a eficiência exergética do condensador se reduz.

Tabela 6.10: Dados de eficiências exergéticas para o caso 4.

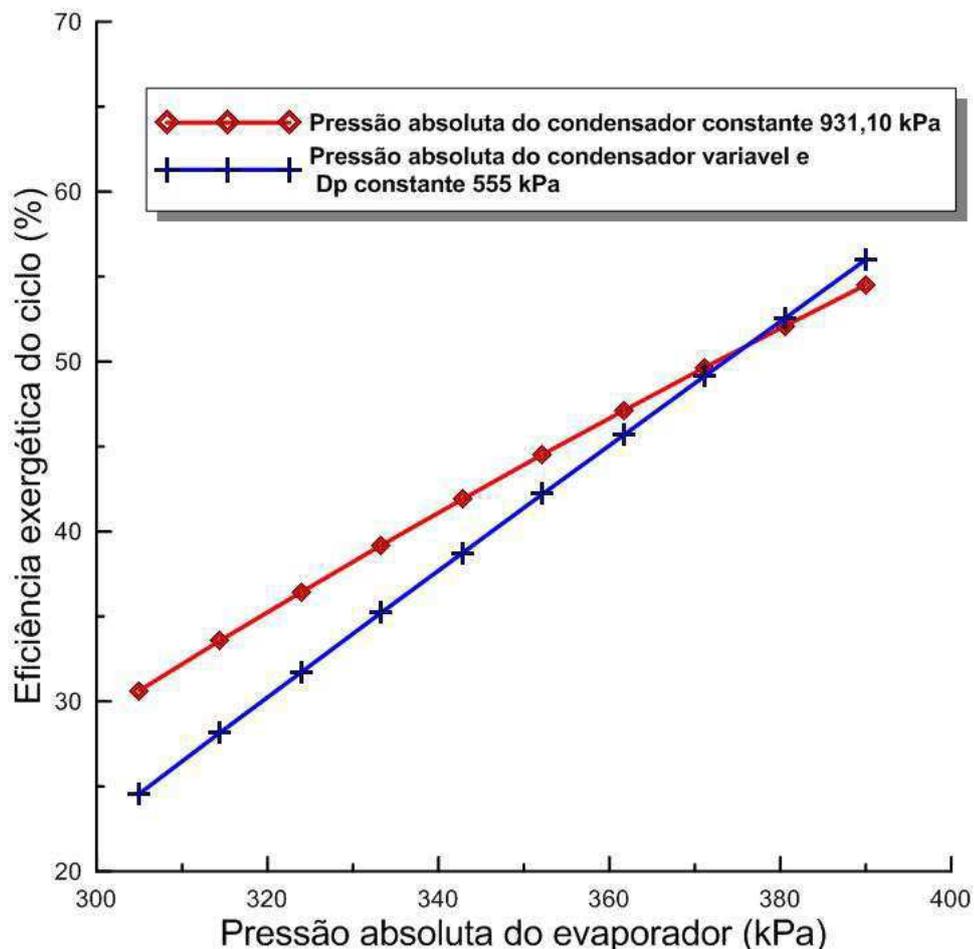
Pressão do evaporador	Eficiência exergética do ciclo	Eficiência exergética do evaporador	Eficiência exergética do compressor	Eficiência exergética do condensador
(kPa)	(%)	(%)	(%)	(%)
305,00	24,57	58,57	72,59	74,48
314,40	28,15	60,44	73,68	70,17
323,90	31,70	62,39	74,86	66,35
333,30	35,22	64,42	76,14	62,96
342,80	38,73	66,54	77,52	59,92
352,20	42,21	68,76	79,03	57,19
361,70	45,68	71,08	80,67	54,71
371,10	49,13	73,52	82,45	52,45
380,60	52,57	76,08	84,39	50,39
390,00	56,00	78,77	86,50	48,50

A Figura 6.6 apresenta em forma de curvas o comportamento das eficiências exergéticas do ciclo em relação ao aumento da pressão do evaporador com uma variação de pressão condensador- evaporador (D_p) constante de 555,00 kPa, linha azul; nesse caso de D_p constante, o aumento da pressão absoluta do evaporador gera uma elevação da pressão absoluta do condensador, e na linha vermelha em relação ao aumento da pressão do evaporador com a variação de pressão

condensador- evaporador variável, o que permite manter a pressão absoluta do condensador constante em 931,10 kPa.

Analisando-se o gráfico da Figura 6.6, pode-se verificar que o aumento da pressão do evaporador nos dois métodos analisados, variação de pressão condensador- evaporador (D_p) fixa com pressão do condensador variável e D_p variável com pressão do condensador constante, geram melhorias na eficiência exergética do ciclo, e, a pressões mais elevadas, manter a variação de pressão entre o condensador e evaporador constante se mostra mais eficiente.

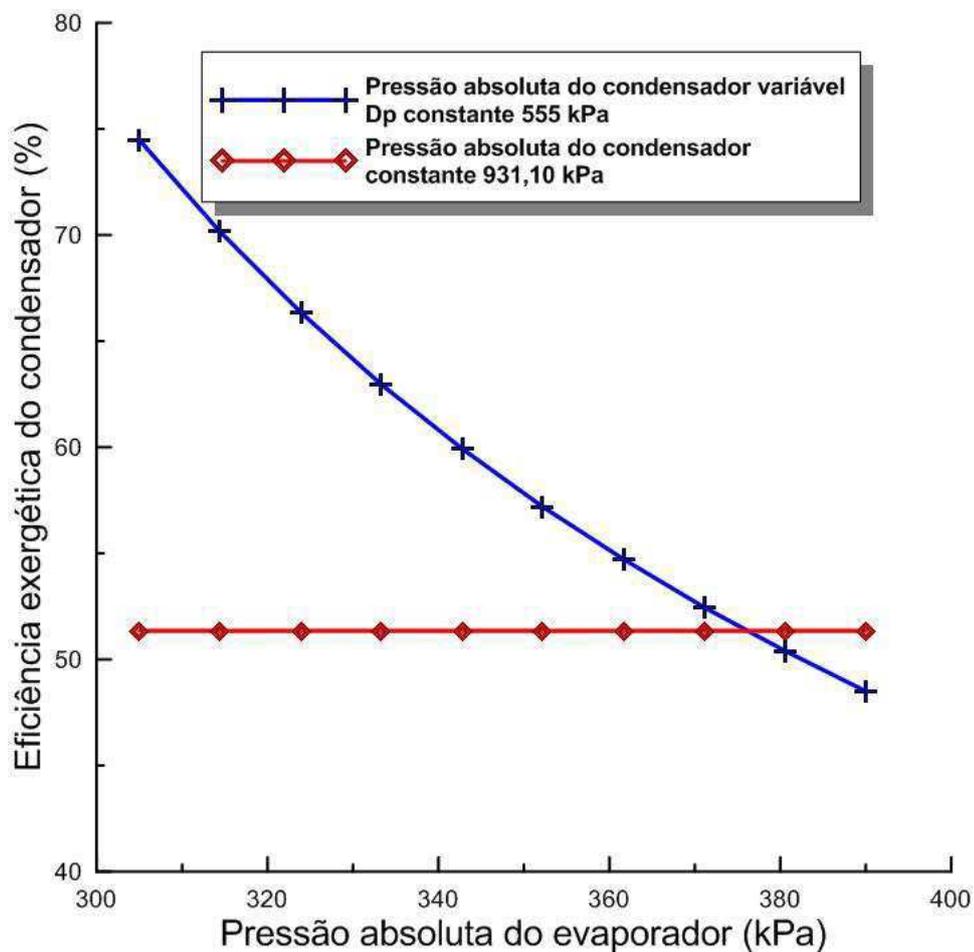
Figura 6.6: Comparativo da eficiência exergética do ciclo com aumento da pressão do evaporador.



Fonte: Autoria própria.

Na Figura 6.7, outro gráfico comparativo entre os dois métodos citados nesse tópico é apresentado, porém em relação à eficiência exergética do condensador. Neste gráfico, é possível constatar que essa eficiência sofre uma redução com o aumento da pressão do evaporador, mantendo uma variação de pressão entre o condensador e o evaporador constante, mas permanece constante no método em que essa variação de pressão condensador evaporador é variável e a pressão do condensador é constante.

Figura 6.7: Comparativo da eficiência exergética do condensador com aumento da pressão do evaporador.



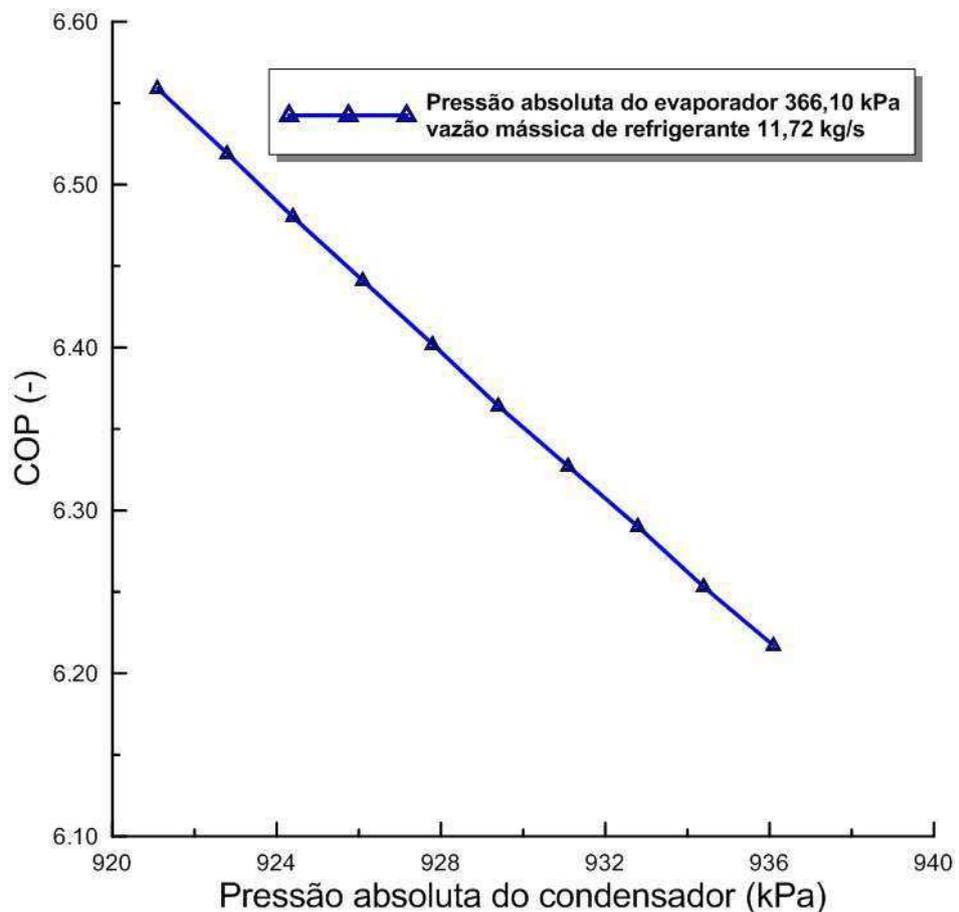
Fonte: Autoria própria.

6.2.4 Pressão absoluta do evaporador e vazão mássica constantes

No tópico 6.2.1, foram apresentados resultados da análise mantendo a pressão do evaporador constante e a vazão mássica variável, mostrando que, mesmo com o afastamento das pressões de condensação e evaporação, o COP da unidade aumentou. Para verificar se esse comportamento permanece no caso da vazão mássica permanente, avalia-se nesse tópico a variação da pressão entre o condensador e evaporador, fixando uma vazão mássica de 11,72 kg/s, valor da vazão encontrada por simulação na análise do modelo.

A Figura 6.8 mostra o gráfico do COP da unidade em função da pressão do condensador.

Figura 6.8: Gráfico do COP da unidade em função da pressão do condensador, mantendo a pressão absoluta do evaporador e vazão mássica constantes.



Fonte: Autoria própria.

O gráfico da Figura 6.8 mostra que, com o aumento da pressão do condensador e com a pressão do evaporador e vazão mássica constantes, o COP do equipamento apresenta uma redução, diferente do que foi mostrado no tópico 6.2.1.

Os resultados relativos as eficiências exergéticas são apresentados na Tabela 6.11. Nessa tabela, pode-se verificar que, assim como o comportamento do COP mostrado na Figura 6.8, a eficiência exergética da unidade apresenta uma redução com o aumento da pressão do condensador, diferente do que foi mostrado no tópico 6.2.1. Porém, os comportamentos das eficiências exergéticas do compressor e condensador apresentam-se semelhantes aos mostrados naquele tópico.

Tabela 6.11: Eficiências exergéticas para a pressão do evaporador e vazão mássica constantes.

Pressão do condensador (kPa)	Eficiência exergética do Ciclo (%)	Eficiência exergética do Evaporador (%)	Eficiência exergética do Compressor (%)	Eficiência exergética do Condensador (%)
921,10	51,95	71,84	82,00	65,62
922,80	51,37	71,89	82,29	62,79
924,40	50,79	71,93	82,57	60,19
926,10	50,21	71,98	82,85	57,80
927,80	49,63	72,03	83,12	55,60
929,40	49,05	72,07	83,39	53,56
931,10	48,48	72,12	83,66	51,66
932,80	47,90	72,16	83,92	49,90
934,40	47,32	72,21	84,18	48,25
936,10	46,75	72,26	84,44	46,71

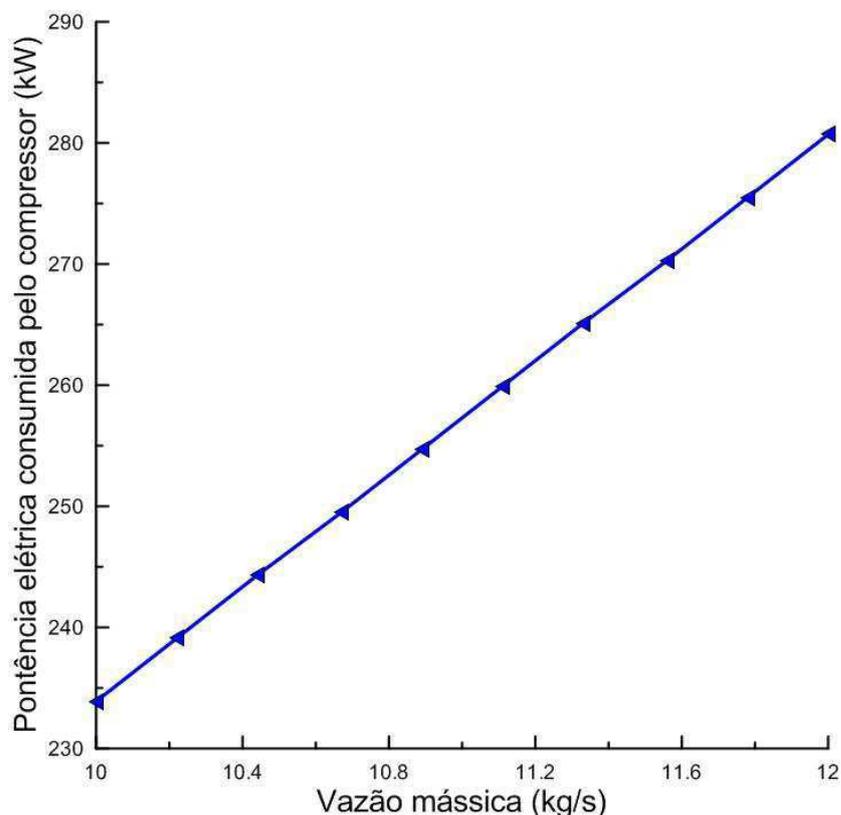
6.3 Análise da variação da vazão mássica de refrigerante, mantendo a variação de pressão evaporador-condensador ótimo de 555,00 kPa

O equipamento avaliado trabalha com uma vazão mássica variável, como dito anteriormente. Nesse caso, são apresentados alguns dados do comportamento do dispositivo com a variação dessa vazão. Para isso, foi usado a variação de pressão entre o condensador e evaporador de 555,00 kPa, que resultou em maior eficiência nos casos avaliados até este ponto da pesquisa.

Os resultados obtidos nesse tópico foram gerados simulando-se a obtenção de uma mesma carga térmica de refrigeração com diferentes vazões mássicas do fluido refrigerante, avaliando, assim, a influência do excesso ou deficiência de fluido refrigerante no processo.

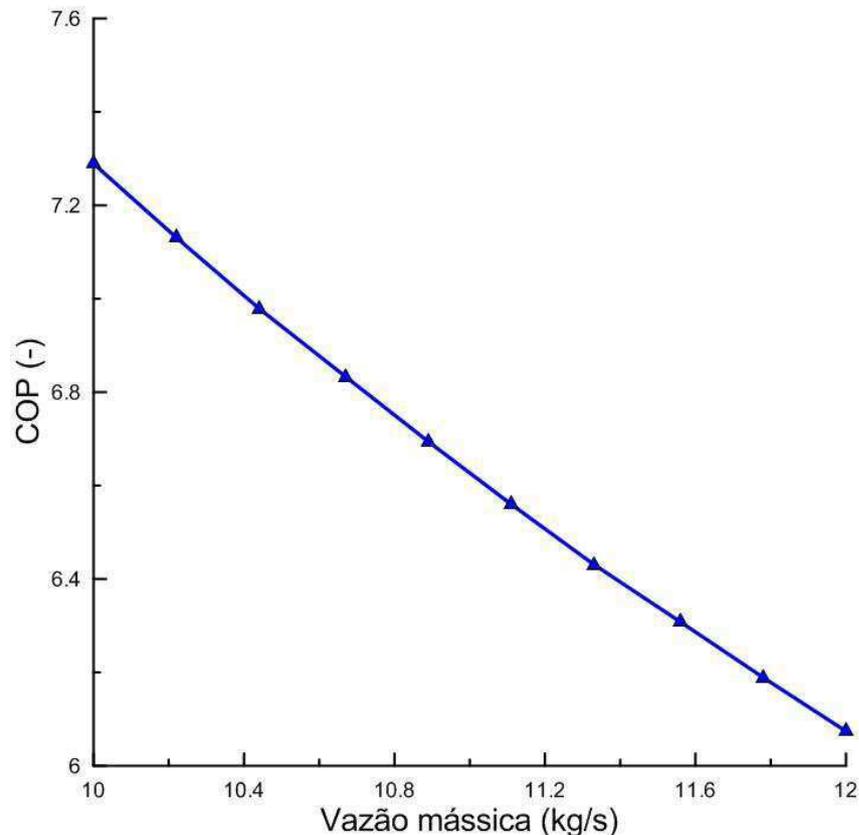
A Figura 6.9 mostra o gráfico da potência elétrica consumida pelo compressor e a Figura 6.10 o COP, ambos em função da vazão mássica.

Figura 6.9: Relação entre a variação da vazão mássica e a potência elétrica consumida pelo compressor



Fonte: Autoria própria

Figura 6.10: Relação entre a variação da vazão mássica e o COP



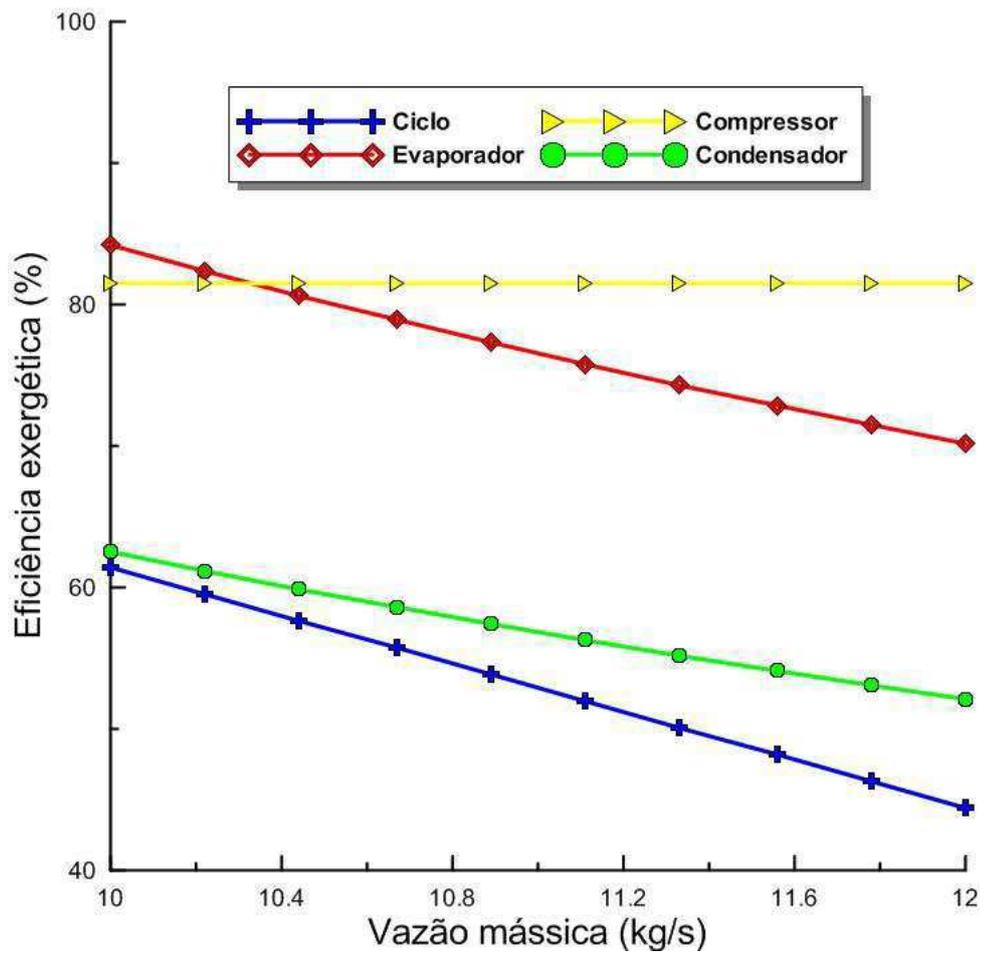
Fonte: Autoria própria.

Avaliando esses gráficos, é possível notar a relação inversa que o COP possui com o consumo de energia, ou potência elétrica consumida pelo compressor do equipamento. A imposição de aumento da vazão mássica de refrigerante para obtenção da carga térmica de refrigeração de 1705,00 kW, causa o aumento do trabalho necessário para realizar o processo que, por sua vez, reduz o COP do equipamento. Esses gráficos mostram que o mau dimensionamento da carga de refrigerante que é usado no processo de refrigeração, prejudica a eficiência energética da unidade.

As curvas apresentadas na Figura 6.11 mostram que o acréscimo da vazão mássica de refrigerante para obtenção de uma mesma carga térmica provoca uma redução das eficiências exergéticas do evaporador, do condensador e, conseqüentemente, do ciclo. A eficiência exergética do ciclo atingiu seu valor máximo de 61,41 % na vazão mássica de 10,00 kg/s e valor mínimo de 44,40 % na vazão mássica de refrigerante de 12,00 kg/s. A eficiência exergética do compressor não se

mostrou sensível à variação da vazão mássica de refrigerante, da maneira como foi modelado o sistema.

Figura 6.11: Comportamento das eficiências exeréticas de cada componente estudado com a variação da vazão mássica de refrigerante, caso 8.

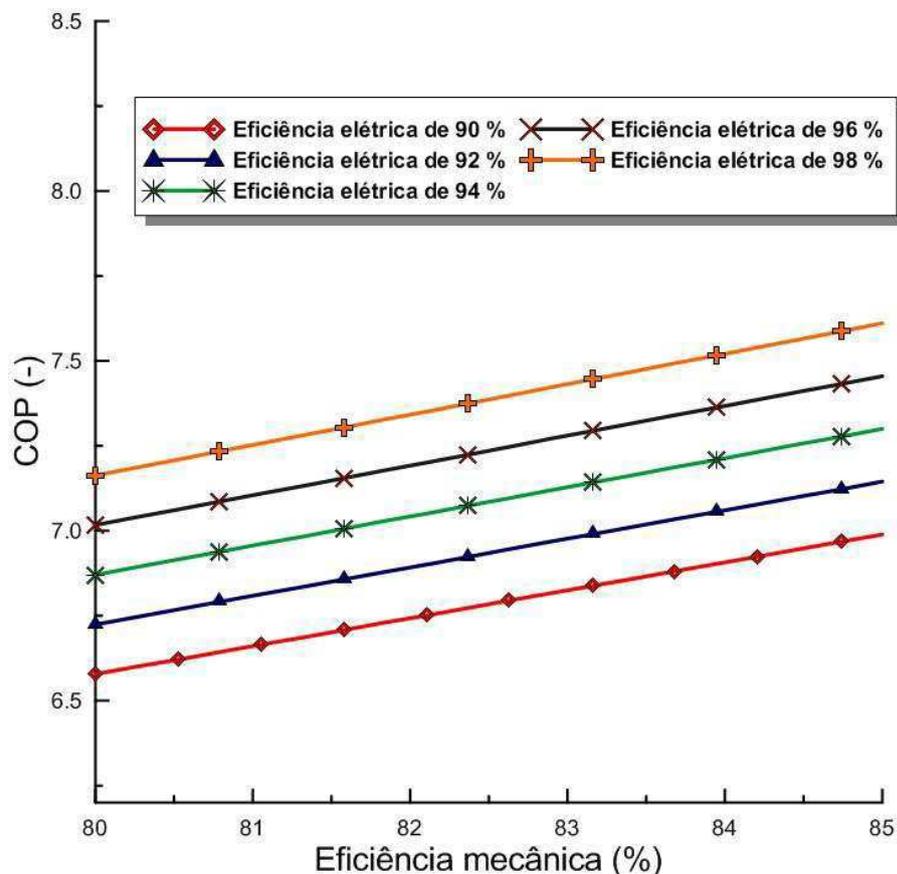


Fonte: Autoria própria.

6.4 Estudo das eficiências mecânica e elétrica do conjunto motor compressor

Os resultados apresentados são obtidos através do estudo da variação das eficiências mecânicas e elétricas do conjunto motor-compressor. Segundo o manual do equipamento, a eficiência mínima do motor elétrico do compressor é de 95% (Carrie, 2015). Diante dessa informação, em cada caso é fixada uma eficiência elétrica diferente, porém, próximo a 95 %. Já a eficiência mecânica varia entre 80 e 85 %. São mantidas também a variação de pressão entre o condensador e o evaporador de 565 kPa, e a pressão absoluta do evaporador em 361,10 kPa. Na Figura 6.12, são exibidas as curvas do COP versus a eficiência mecânica para diferentes eficiências elétricas do motor elétrico do compressor.

Figura 6.12: Comparativo do COP versus eficiência mecânica para os casos de avaliação das eficiências mecânica e elétricas do conjunto motor-compressor.

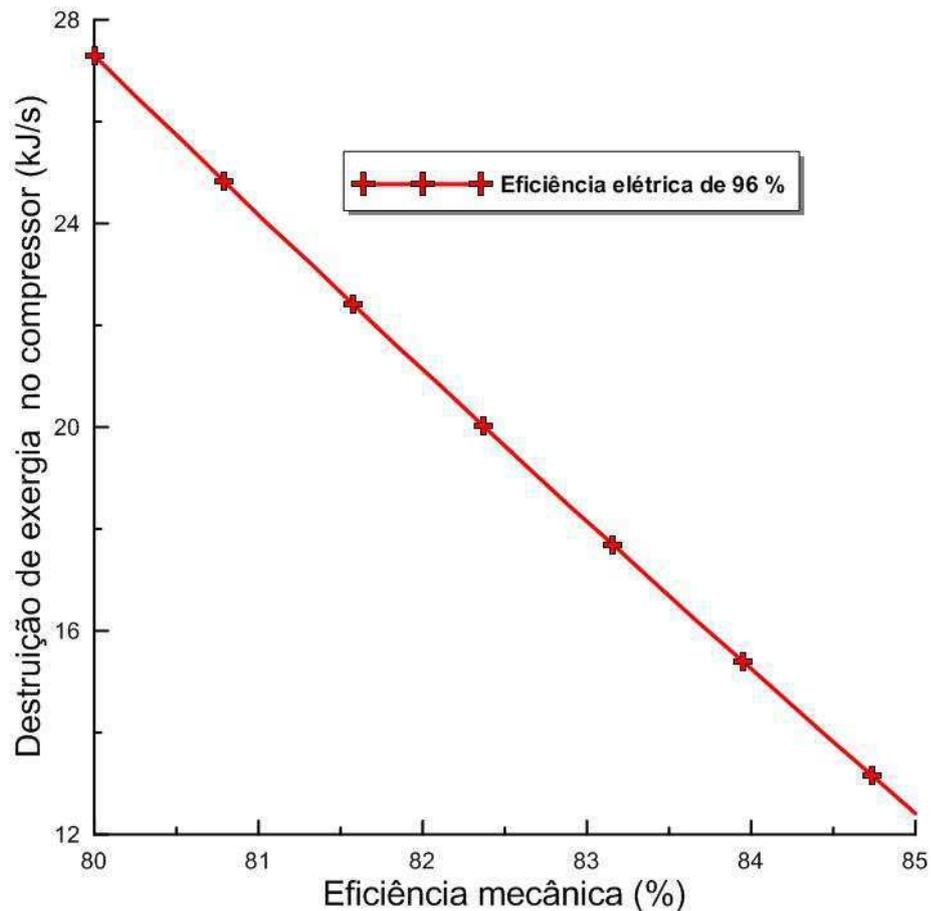


Fonte: Autoria própria.

Escolhendo-se uma eficiência mecânica de 82 %, como base, é possível verificar que a cada 2 % de aumento da eficiência elétrica se tem um aumento de 0,146 no COP do equipamento. Esse comportamento repete-se nos outros casos com diferentes eficiências mecânicas e elétricas, como mostrado na Figura 6.12. Nesses gráficos, também é possível notar que as curvas possuem um distanciamento constante entre elas. Esse distanciamento representa esse aumento de 0,146.

As Figuras 6.13 e 6.14 exibem os gráficos de destruição de exergia no compressor e a eficiência exérgica do ciclo em função da eficiência mecânica. Esses gráficos mostram a relação que existe entre o aumento da eficiência mecânica com a destruição de exergia no compressor, e com a eficiência exérgica do ciclo de refrigeração da unidade.

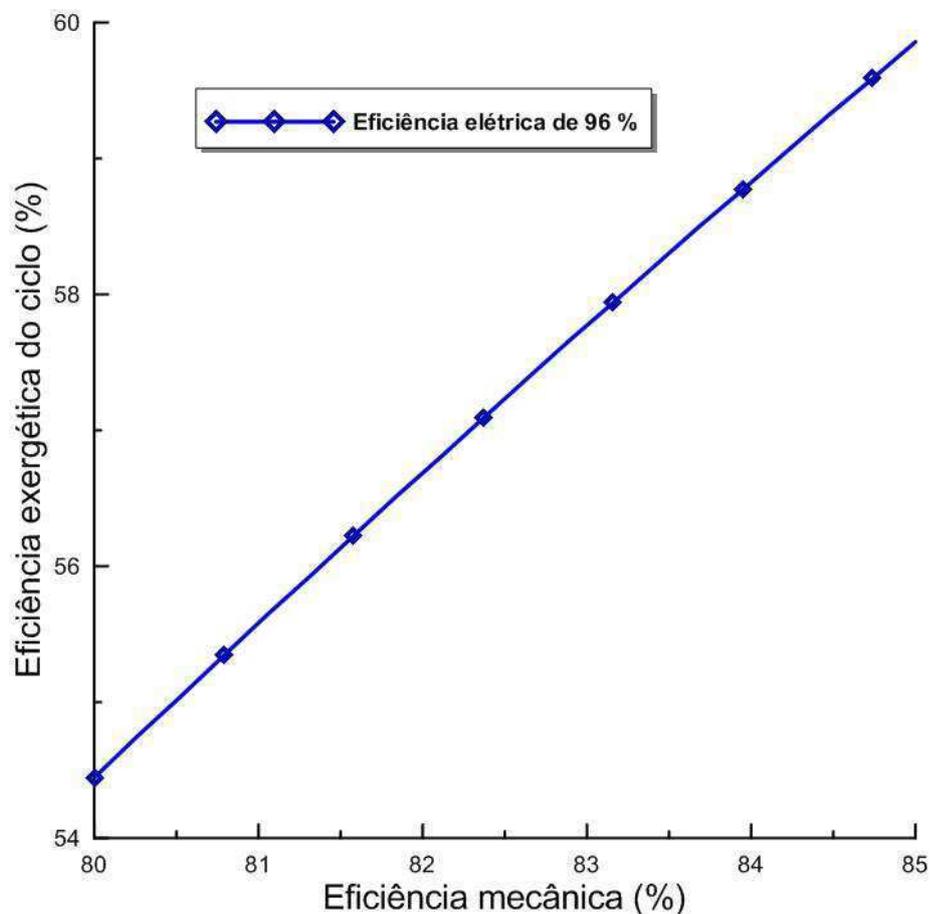
Figura 6.13: Destruição de exergia no compressor versus eficiência mecânica.



Fonte: Autoria própria.

Pelo gráfico da Figura 6.13, verifica-se a redução da destruição de exergia no compressor com o aumento da eficiência mecânica. A cada 1% de aumento da eficiência mecânica, no caso em que a eficiência elétrica é de 96 %, a redução da destruição de exergia no compressor é de aproximadamente 3,00 kJ/s ou 3,00 kW. Essa redução gera um aumento da eficiência exergética do ciclo, como mostrado na Figura 6.14.

Figura 6.14: Eficiência exergética do ciclo versus eficiência mecânica do compressor.

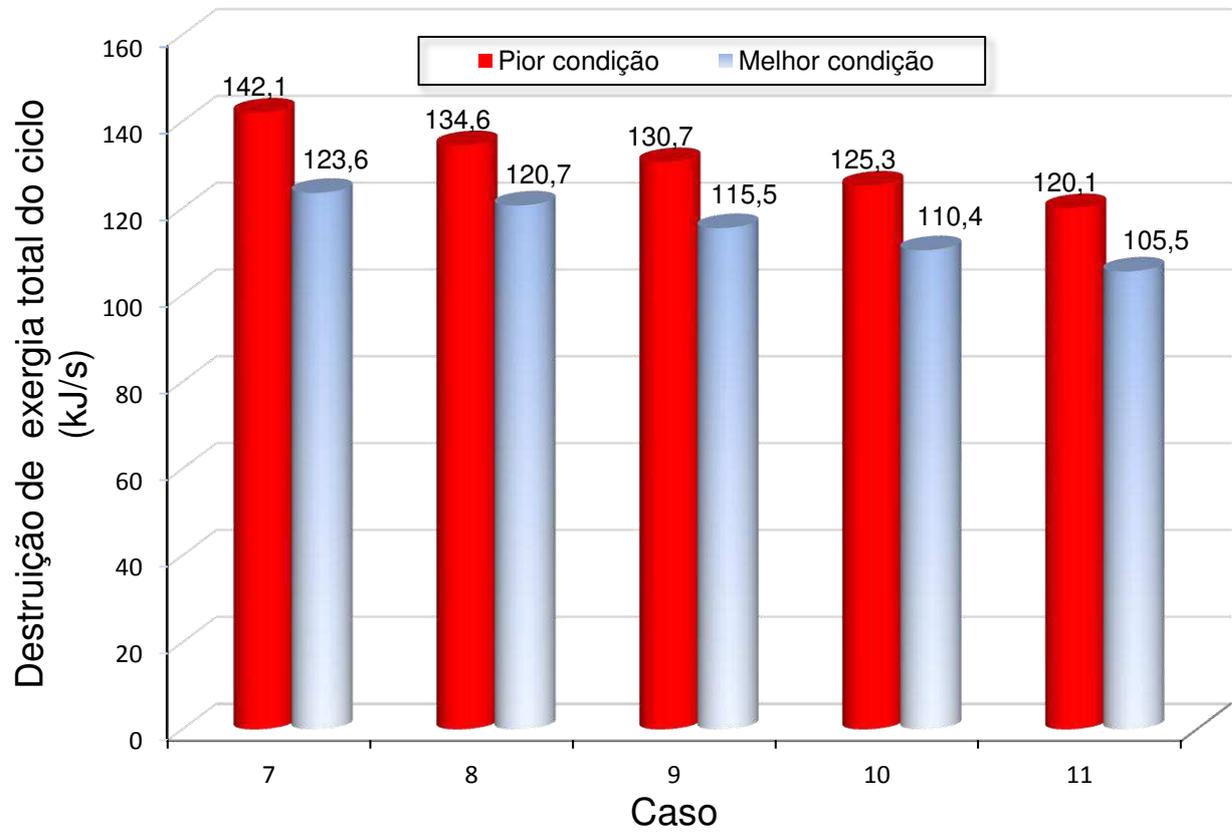


Fonte: Autoria própria.

A Figura 6.15 apresenta uma comparação dos dados da destruição de exergia total para cada caso; na melhor hipótese, com eficiência mecânica de 95%; e na pior hipótese, eficiência mecânica de 80%.

Analisando a Figura 6.15, como era de se esperar, a condição em que se obteve os melhores resultados foi o caso 11, no qual a eficiência elétrica é de 98%. Uma descrição resumida de cada caso, inclusive o 11, pode ser vista no Anexo II.

Figura 6.15: Comparação entre a destruição de exergia total do sistema na melhor e na pior condição de trabalho, casos 07 a 11.



Fonte: Autoria própria.

6.5 Estudo da influência da temperatura de evaporação nas eficiências energética e exergetica

Os resultados apresentados nesse tópico estão relacionados à mudança de temperatura de evaporação do refrigerante no estado 1. Segundo análise das simulações, em condições de trabalho normal com todas as simplificações expostas no tópico 4.2, o valor da temperatura de evaporação nesse estado foi 6,30 °C. Nas mesmas condições, a central de controle do equipamento mostra que a temperatura de evaporação é de 5,80 °C. Para estudo, o intervalo definido é de -7 a 7 °C.

A Tabela 6.12 exhibe os valores dos COP obtidos com a variação da temperatura de evaporação.

Verificando-se os dados apresentados nessa tabela, pode-se notar um aumento do COP do equipamento conforme ocorre o aumento da temperatura de evaporação do fluido refrigerante no estado 1. Cavalcanti (2005) relata em um de seus trabalhos comportamento semelhante ao apresentado na Tabela 6.12, onde a uma temperatura de condensação constante (pressão no condensador constante), os COP's baseados nas potências elétrica, de eixo e indicada, com e sem trocador de calor, aumentam com o aumento da temperatura de saturação no evaporador, apresentando um comportamento idêntico ao previsto pelo refrigerador de Carnot.

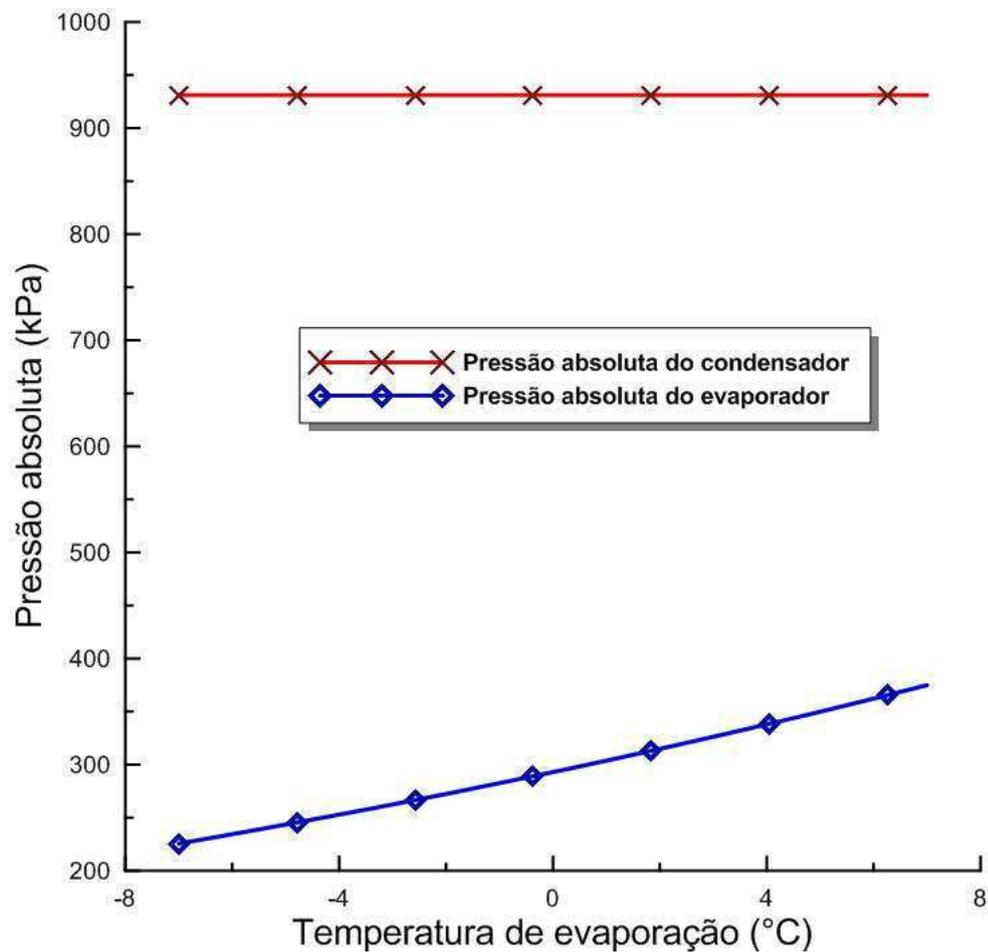
Tabela 6.12: COPs obtidos na análise da influência da temperatura de evaporação.

Temperatura de evaporação (°C)	COP (-)	Temperatura de evaporação (°C)	COP (-)
-7,00	4,25	0,37	5,33
-6,26	4,34	1,11	5,46
-5,53	4,44	1,84	5,60
-4,79	4,53	2,58	5,75
-4,05	4,64	3,32	5,90
-3,32	4,74	4,05	6,05
-2,58	4,85	4,79	6,22
-1,84	4,96	5,53	6,39
-1,11	5,08	6,26	6,57
-0,37	5,20	7,00	6,76

Kabul (2008) também apresenta em um de seus trabalhos gráficos mostrando que o aumento da temperatura de evaporação provoca um aumento nos valores do COP e da eficiência exergética, enquanto a destruição de exergia total diminui.

Esse comportamento é explicado devido à aproximação entre a pressão absoluta do evaporador e a pressão absoluta do condensador, como mostrado na Figura 6.16, causada pelo acréscimo da temperatura de evaporação simulada.

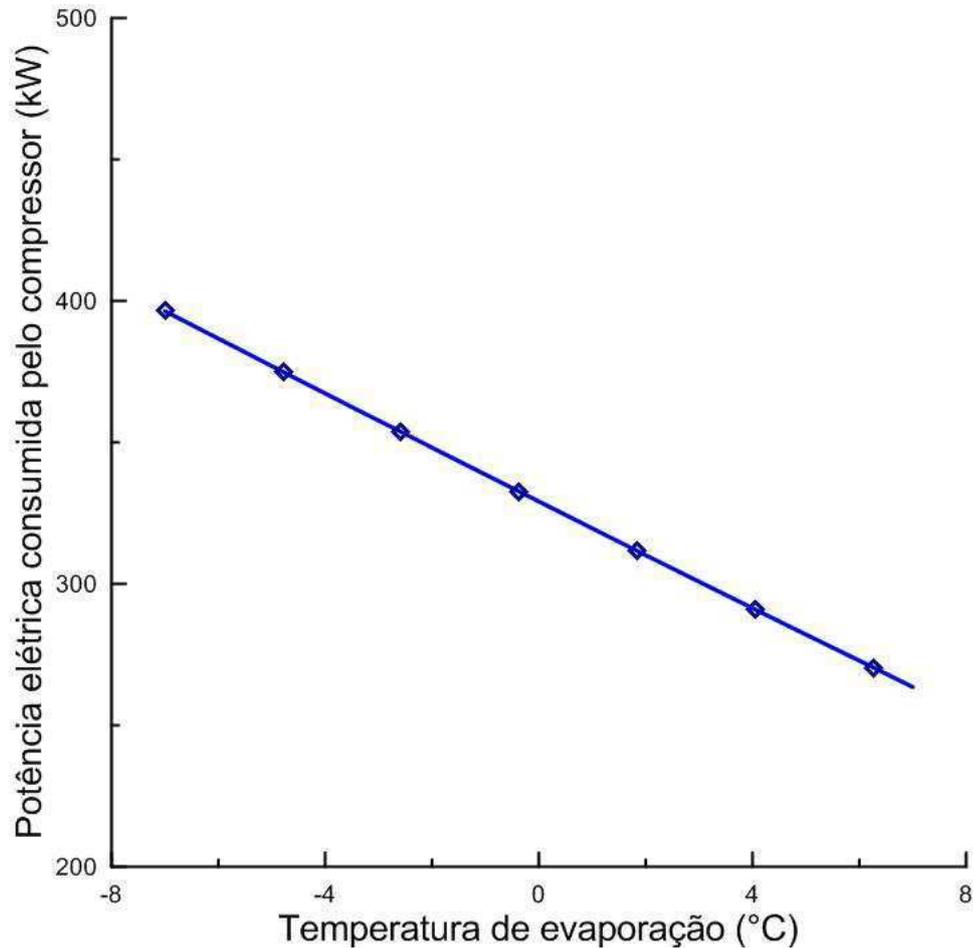
Figura 6.16: Efeito da temperatura de evaporação nas pressões absolutas do evaporador e do condensador.



Fonte: Autoria própria.

Essa aproximação entre as pressões absolutas causa uma redução do trabalho consumido pelo equipamento, como mostrado na Figura 6.17.

Figura 6.17: Efeito da temperatura de evaporação na potência elétrica consumida pelo motor elétrico do compressor.

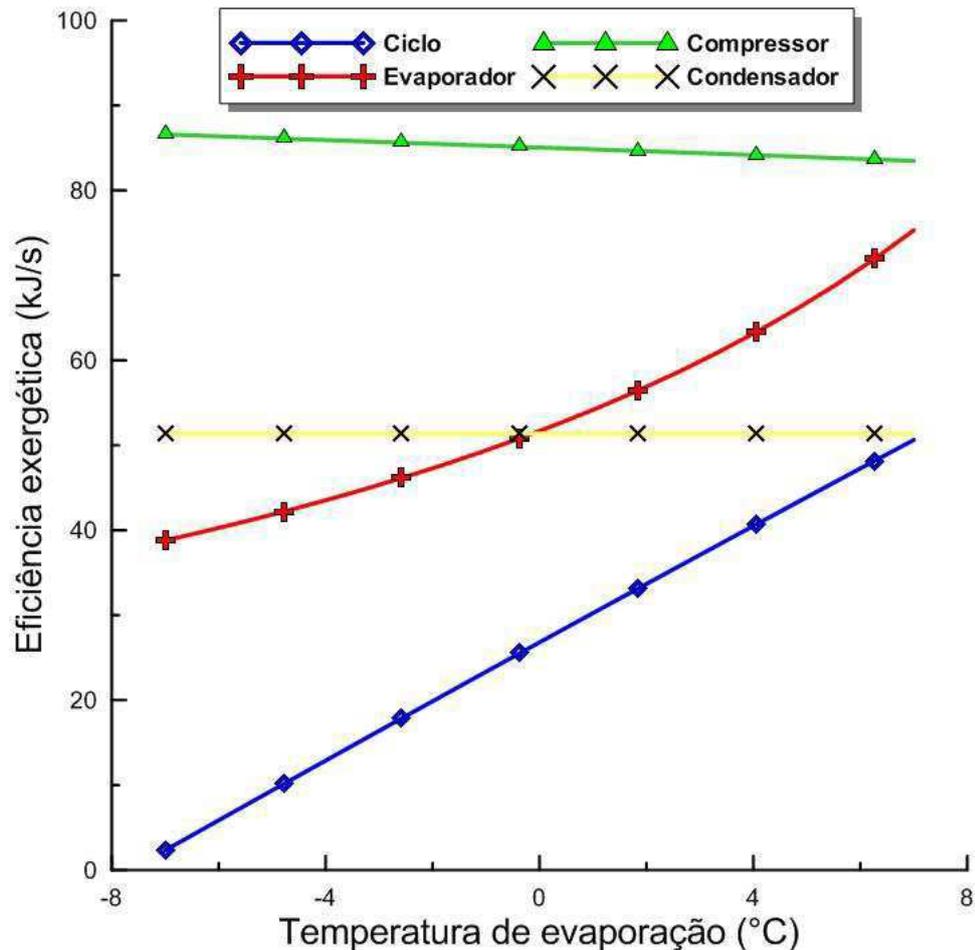


Fonte: Autoria própria.

Na Figura 6.18, é apresentado o gráfico que exibe o comportamento da eficiência exergética para cada um dos principais componentes avaliados nessa pesquisa. Avaliando essas curvas, pode-se notar que a eficiência exergética do evaporador apresentou uma elevação considerável, levando a um acréscimo na eficiência exergética do ciclo, mesmo com o compressor apresentando uma leve redução da sua eficiência exergética e o condensador mantendo essa eficiência constante. Esse fato mostra que, nas condições estabelecidas nessa simulação, o evaporador é um equipamento que apresenta maior influência na eficiência exergética do ciclo. Esse aumento é causado pela redução da destruição de exergia no evaporador que chega a representar uma parcela de, na temperatura de $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$, aproximadamente 57,93 % da destruição de exergia total do sistema e reduz para 23,81 % na temperatura $7\text{ }^{\circ}\text{C}$,

enquanto que a destruição de exergia no compressor representa somente 19,78 % na temperatura de $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Logo, a redução de destruição de exergia no evaporador apresenta uma influência muito maior na eficiência do sistema do que a destruição de exergia do compressor. Esse comportamento pode ser observado na Figura 6.18.

Figura 6.18: Eficiência exergética dos principais componentes versus temperatura de evaporação.



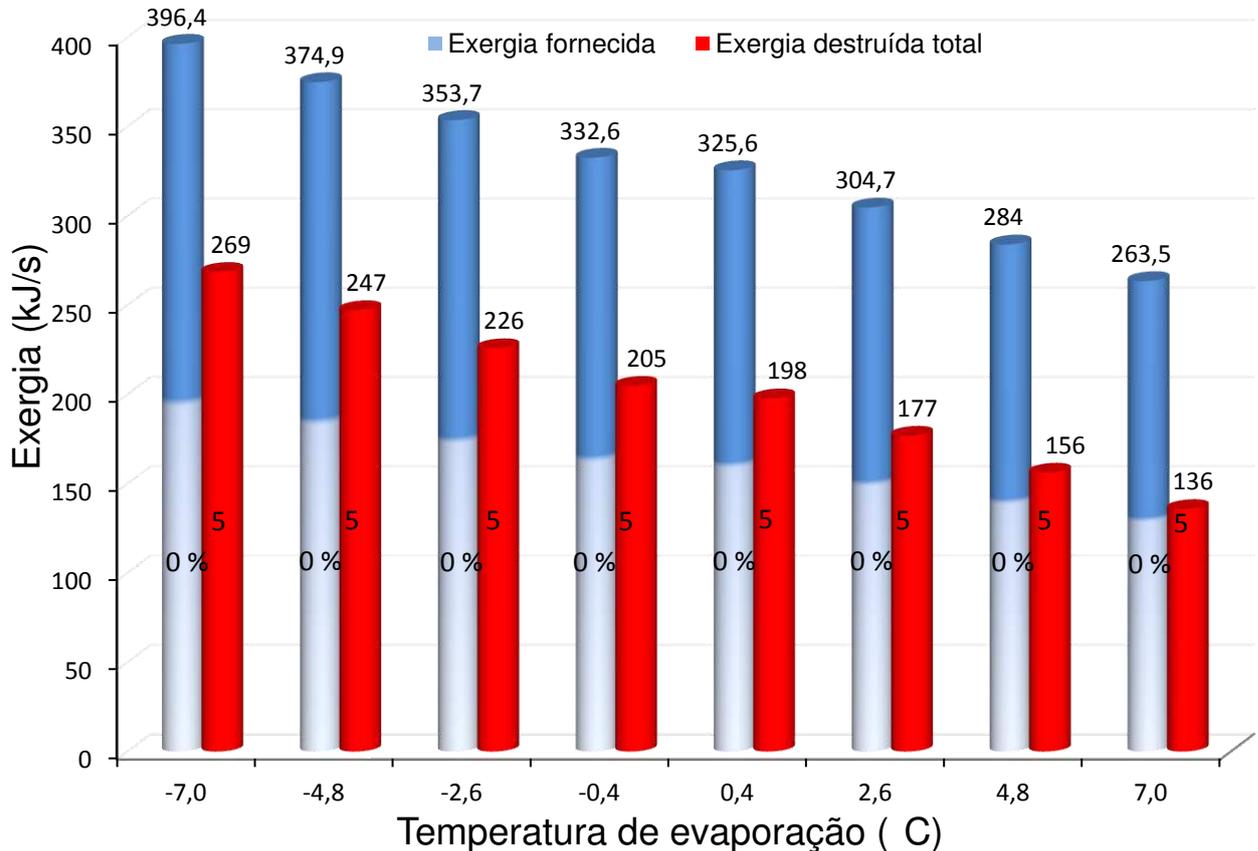
Fonte: Autoria própria.

A Figura 6.19 apresenta um histograma da exergia fornecida, que é admitida como a potência elétrica consumida pelo motor do compressor, e da destruição total de exergia do ciclo de refrigeração da unidade, que é composta pela soma das destruições de exergia de cada componente do sistema.

Analisando a Figura 6.19, é possível notar a diminuição da destruição de exergia com relação ao aumento da temperatura de evaporação. Ahamed et al. (2010), Kabul

et al. (2008) e Kalaiselvam & Saravanan (2009) também relataram que as perdas de exergia total diminuíram com o aumento da temperatura de evaporação.

Figura 6.19: Exergia fornecida e destruição de exergia total do ciclo versus temperatura de evaporação.



Fonte: Autoria própria.

Avaliando ainda o gráfico da Figura 6.19, pode-se verificar que um aumento na temperatura de evaporação causa uma redução do desperdício de exergia. Como exemplo, na temperatura de evaporação de $-7,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ temos que $67,86\%$ da exergia fornecida é destruída, enquanto que na temperatura de evaporação de $7,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ esse valor cai para $51,61\%$.

Os resultados apresentados nesse tópico mostram que nas condições estabelecidas nessa simulação, o evaporador é um equipamento que apresenta maior influência na eficiência exergética do ciclo.

6.6 Estudo da influência da temperatura de condensação nas eficiências energética e exergética

Segundo Ahamed et al. (2011), a temperatura do condensador tem um grande efeito na exergia dos sistemas de compressão a vapor. Diante dessa afirmação, nesse estágio do trabalho, são apresentados alguns resultados obtidos através da variação da temperatura de condensação.

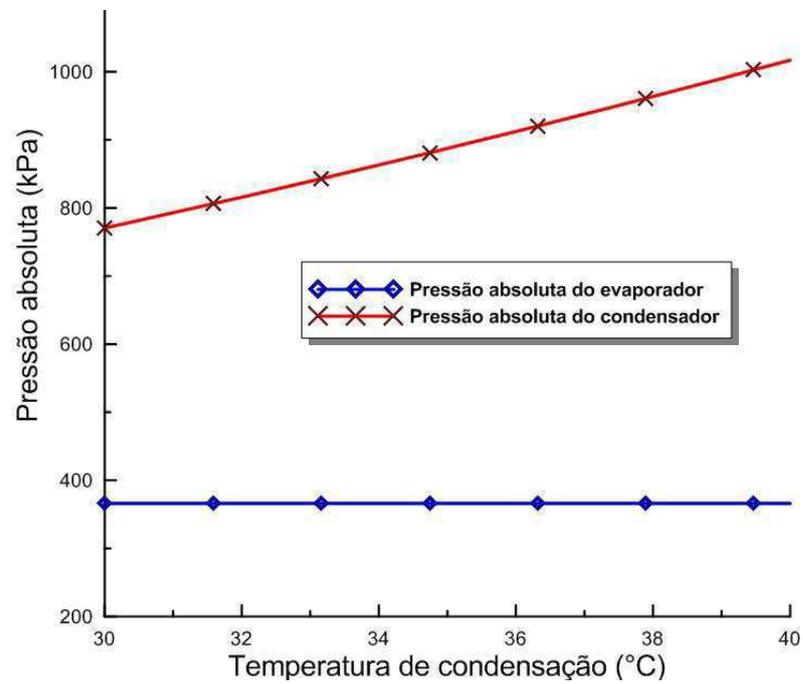
A Tabela 6.13 exibe os COPs obtidos nessa simulação com o acréscimo da temperatura de condensação. Nela, verifica-se a influência do aumento da temperatura de condensação sobre o COP da unidade. O aumento dessa temperatura causa uma redução do coeficiente de desempenho da unidade.

Tabela 6.13: COPs obtidos na análise da influência da temperatura de condensação.

Temperatura de condensação (°C)	COP (-)	Temperatura de condensação (°C)	COP (-)
30,00	07,01	35,26	06,67
30,53	06,98	35,79	06,64
31,05	06,94	36,32	06,61
31,58	06,91	36,84	06,57
32,11	06,88	37,37	06,54
32,63	06,84	37,89	06,50
33,16	06,81	38,42	06,47
33,68	06,78	38,95	06,44
34,21	06,74	39,47	06,40
34,74	06,71	40,00	06,37

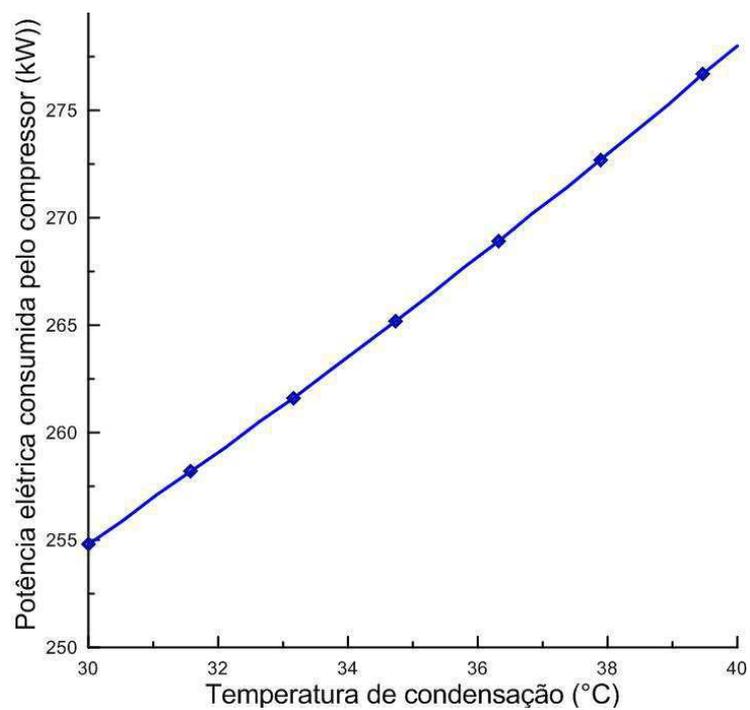
A redução do COP mostra nessa tabela ocorre devido o fato de que o acréscimo da temperatura de condensação gera um afastamento da pressão do evaporador e condensador, como mostrado na Figura 6.20, o que provoca aumento do trabalho por unidade de tempo consumido pelo equipamento, como mostrado na Figura 6.21.

Figura 6.20: Efeito da temperatura de condensação nas pressões absolutas do evaporador e do condensador.



Fonte: Autoria própria.

Figura 6.21: Efeito da temperatura de evaporação na potência consumida pelo compressor.

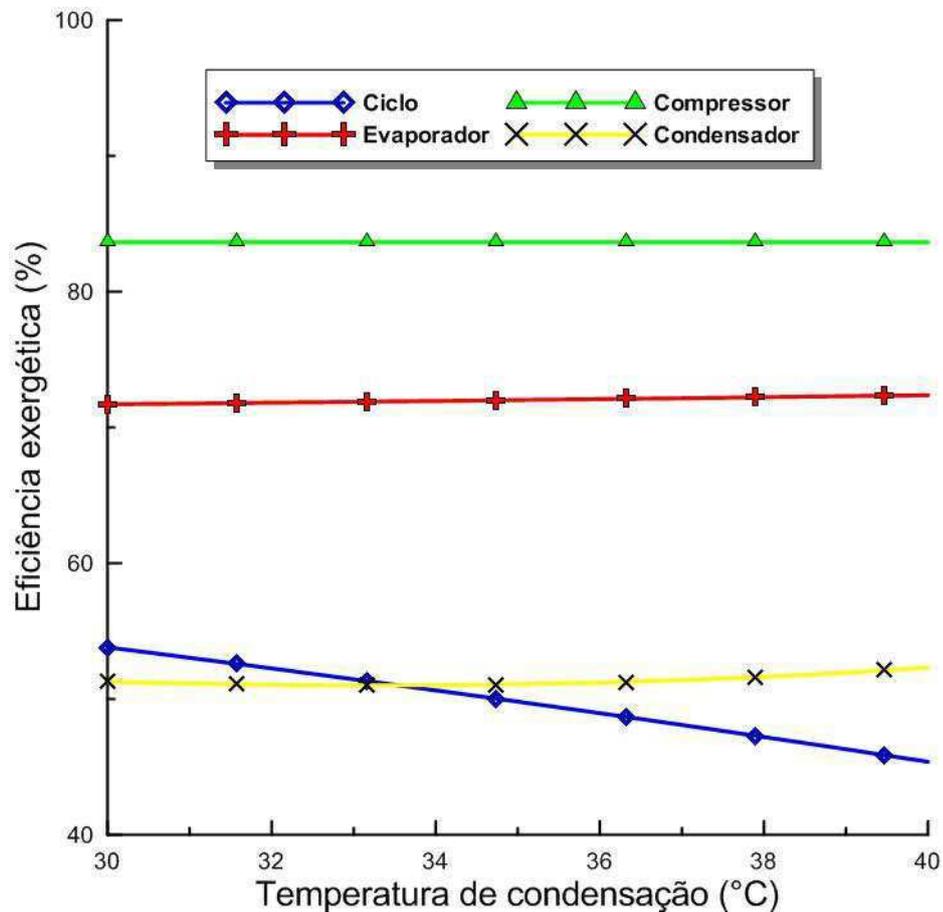


Fonte: Autoria própria

Kabul et al. (2008) mostra em um de seus trabalhos que, com o aumento da temperatura do condensador, os valores de COP e eficiência de exergia foram diminuídos, enquanto a destruição de exergia total foi aumentada. Comportamento semelhante ao observado nesse trabalho.

A Figura 6.22 mostra a eficiência exergética dos principais componentes versus a temperatura de condensação. Nesta, verifica-se que a eficiência do ciclo de refrigeração da unidade apresenta uma redução com o acréscimo da temperatura do condensador enquanto que a eficiência exergética do evaporador e condensador apresenta um leve aumento.

Figura 6.22: Eficiência exergética dos principais componentes versus temperatura de condensação.



Fonte: Autoria própria.

Maiores detalhes sobre os valores de eficiência exergética de cada componente podem ser observadas na Tabela 6.14.

Tabela 6.14: Valores das eficiências exergéticas dos principais componentes versus temperatura de condensação.

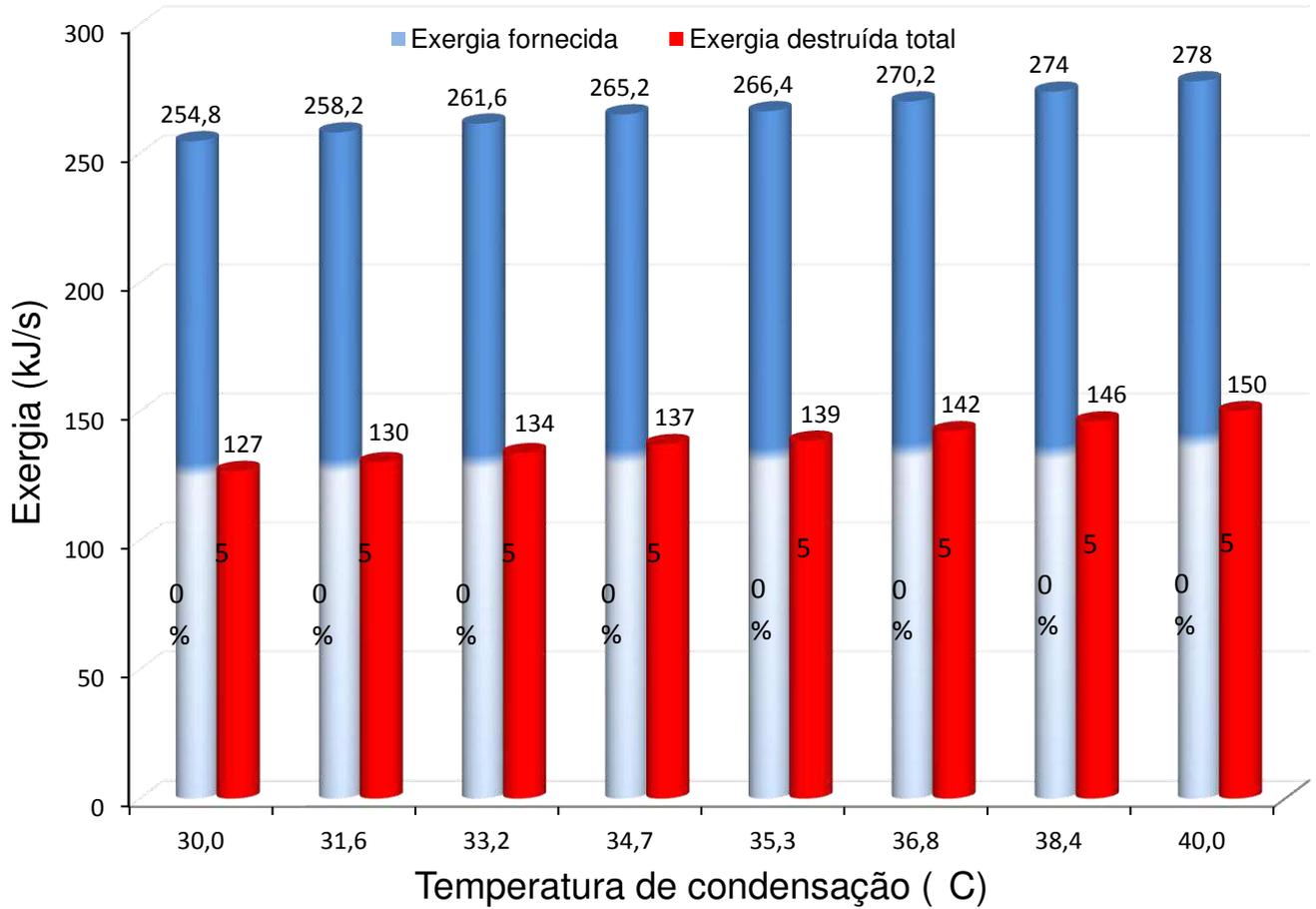
Temperatura de condensação (kPa)	Eficiência exergética Ciclo (%)	Eficiência exergética Evaporador (%)	Eficiência exergética Compressor (%)	Eficiência exergética Condensador (%)
30,00	53,80	71,70	83,64	51,28
31,11	52,95	71,77	83,64	51,13
32,22	52,07	71,84	83,64	51,03
33,33	51,18	71,91	83,64	51,01
34,44	50,27	71,98	83,64	51,05
35,56	49,33	72,06	83,64	51,15
36,67	48,38	72,13	83,64	51,33
37,78	47,40	72,21	83,64	51,57
38,89	46,40	72,29	83,64	51,90
40,00	45,37	72,37	83,64	52,31

Como dito anteriormente, a eficiência do ciclo de refrigeração da unidade apresenta uma redução com o acréscimo de temperatura do condensador, mesmo com a eficiência exergética do evaporador e condensador apresentando um leve aumento e a do compressor permanecendo constante, como mostra a Tabela 6.14. Essa redução é explicada pelo aumento de destruição total de exergia que se eleva consideravelmente com o aumento da temperatura de condensação, como mostrado na Figura 6.23.

Kalaiselvam e Saravanan (2009), em uma análise de exergia de compressores do tipo scroll trabalhando com R22, R407 e R717 como refrigerantes para sistema HVAC, mostraram que com o aumento da temperatura de condensação, a eficiência exergética diminui.

Jabardo et al. (2002) verificou que as perdas por exergia aumentam com o aumento da temperatura de condensação. Assim como mostrado na Figura 6.23.

Figura 6.23: Exergia fornecida e destruição de exergia total do ciclo versus temperatura de evaporação.



Fonte: Autoria própria.

O aumento da destruição total de exergia apresenta um crescimento maior do que a exergia fornecida, a exemplo na temperatura de 30 °C a porcentagem de exergia destruída é de 49,84 % enquanto que na temperatura de condensação de 40 °C é de 53,96 %. Conforme se aumenta a temperatura de condensação, a porcentagem de destruição de exergia total vai aumentando.

6.7 Análise da mudança do fluido refrigerante usado no processo

Nesse tópico, são apresentados alguns resultados relativos à substituição do refrigerante R134a, refrigerante de uso padrão do equipamento analisado.

Para realizar esse estudo, admitiu-se que a temperatura da água de condensação na entrada do condensador está com 3°C a menos que a temperatura do refrigerante no estado 3. A variação de temperatura de 5 °C entre a entrada e a saída do condensador é mantida constante para todos os casos estudados nesse tópico. Além dessas considerações são levadas em conta, para todos os fluidos refrigerantes avaliados, as condições mostradas na Tabela 6.15.

Tabela 6.15: Condições impostas na simulação para todos os fluidos refrigerantes avaliados

Propriedade	Valor
Temperatura do refrigerante no evaporador (°C)	06,31
Temperatura da água gela na entrada do evaporador (°C)	15,60
Temperatura da água gela na saída do evaporador (°C)	06,50
Título na entrada do compressor (-)	1
Temperatura ambiente (°C)	28,00

O valor do COP e da eficiência exergética do ciclo obtidos nas condições descritas anteriormente para diferentes fluidos refrigerantes, são apresentados na Tabela 6.16.

Tabela 6.16: Comparação entre as eficiências energéticas e exergéticas do ciclo obtidas nos casos: padrão, 14, 15, 16, 17 e 18.

Refrigerante	COP (-)	Eficiência Exergética do ciclo (%)
R134a	06,58	54,42
R22	08,81	48,64
R290	05,72	40,78
R500	07,27	56,02
R1234yf	04,57	42,23

Analisando-se esta tabela, nota-se que, para esse equipamento, dentre os fluidos refrigerantes alternativos analisados, o R22 e o R500 apresentaram um COP maior do que o fluido refrigerante de trabalho da unidade, o R134a. Porém, em relação à eficiência exergética, o único que o superou foi o R500.

Muitas pesquisas foram realizadas sobre o desempenho energético dos sistemas de compressão de vapor, verificando-se que o refrigerante tem um grande efeito sobre o desempenho energético.

Ahamed et al. (2011) apresenta um estudo com diversos refrigerantes no qual o R-22 foi utilizado em aparelhos de ar condicionado, tendo este o maior COP comparado com os outros fluidos utilizados para mesma finalidade. Mas, de acordo com o Protocolo de Montreal, o R-22 deve ser extinto devido ao alto potencial de dano ao ambiente que possui.

Uma análise através de uma simulação computacional com cinco refrigerantes, dentre eles o R290 e o R134a, foi feita por Selvaraju & Mani (2004), onde as propriedades dos fluidos termodinâmicos foram obtidas através da biblioteca REFPROP. Esta análise mostrou que o melhor desempenho encontrado foi o do R134a. No caso avaliado nesse trabalho, o R134a também se mostra superior em relação às eficiências energética e exergética, tanto ao R290 como ao R1234yf.

O cálculo da destruição de exergia em porcentagem foi realizado admitindo que a exergia fornecida ao sistema é a mesma que a potencia elétrica consumida pelo motor elétrico do compressor. A Tabela 6.17 mostra o valor dessas exergias fornecidas ao sistema para cada fluido de arrefecimento avaliado.

Tabela 6.17: Exergia fornecida ao sistema para cada fluido refrigerante avaliado.

Fluido refrigerante	Exergia fornecida (kW)
R134a	271,30
R22	207,50
R290	307,10
R500	247,70
R1234yf	374,60

A destruição de exergia nos principais componentes estudados nesse trabalho, para os 4 fluidos refrigerantes alternativos que podem ser usados no ciclo, são apresentados na Tabela 6.18.

Tabela 6.18: Destruição de exergia nos principais componentes estudados, casos 14 a 18.

Elemento	R134a		R22		R290		R500		R1234yf	
	Exergia destruída		Exergia destruída		Exergia destruída		Exergia destruída		Exergia destruída	
	(kJ/s)	(%)								
Evaporador	38,80	14,30	42,22	20,35	36,89	12,01	40,15	16,21	27,52	07,35
Compressor	44,39	16,36	37,98	18,30	117,50	38,26	33,15	13,38	141,20	37,69
Condensador	08,08	02,98	9,01	04,34	02,10	00,68	08,02	3,24	10,31	02,75
Câmara Boia	12,40	04,57	12,10	05,83	16,47	05,36	13,35	5,39	14,68	03,92
Orifício 1	04,00	01,47	4,08	01,97	05,61	01,83	04,58	1,85	05,50	01,47
Orifício 2	15,63	05,76	1,15	00,55	03,32	01,08	09,69	3,91	17,24	04,60
TOTAL	107,67	39,68	105,39	50,79	178,57	58,14	99,25	40,07	199,21	53,18

Nessa tabela, é possível verificar o comportamento da destruição de exergia nos componentes com a mudança do fluido refrigerante. Os componentes que apresentam os maiores valores de destruição de exergia são o evaporador e o compressor.

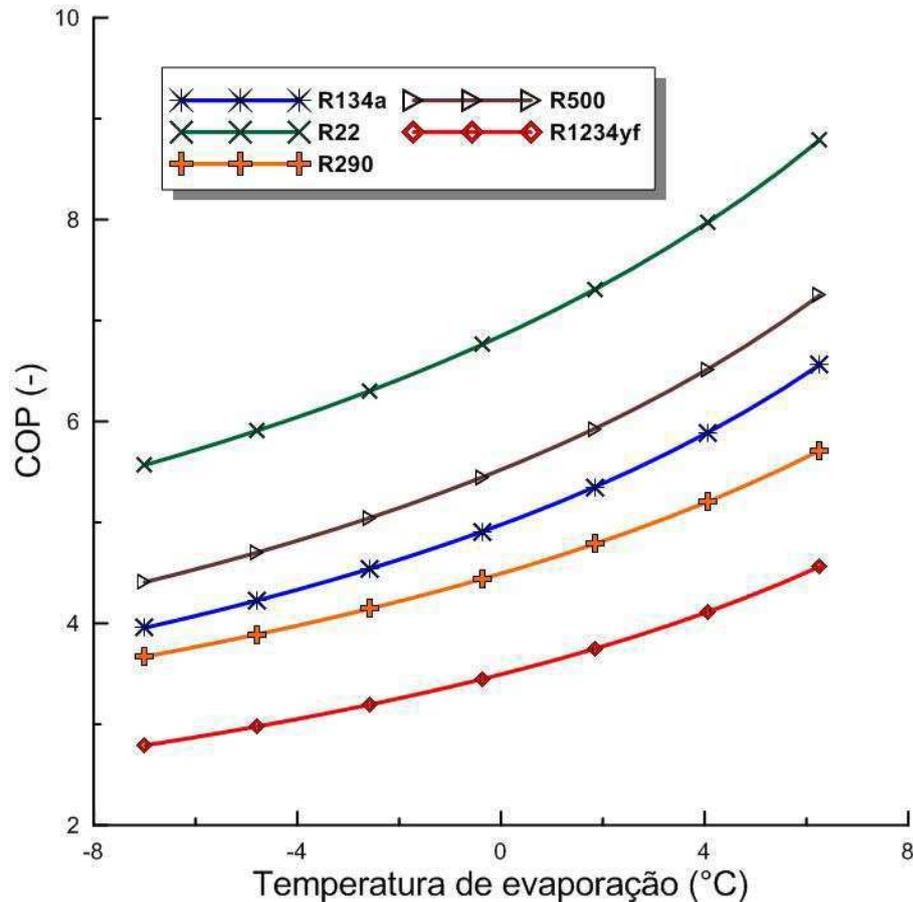
Em grande parte dos resultados obtidos a parcela de destruição de exergia atribuída ao compressor é a maior em relação aos outros componentes, porém, no caso do R22 e R500, a maior é a do evaporador. Nota-se também que a menor porcentagem de destruição de exergia total, apresentada nesta tabela, foi a do caso em que o equipamento trabalha com o R134a 39,68 % de exergia destruída.

Bayrakci e Özgür (2009) apresentam uma comparação dos desempenhos energético e exergético de um sistema de refrigeração de compressão de vapor usando hidrocarbonetos puros como refrigerantes (HC). Neste estudo, quatro diferentes refrigerante (propano puro HCS (R290), butano (R600), isobutano (R600a) e isopentano (R1270)) são utilizados no exame teórico. R22 e R134a também são utilizados nesse estudo. Para a análise, software EEE foi utilizado para a resolução de equações termodinâmicas dos refrigerantes. Nesse estudo os autores apresentam o comportamento do COP, eficiência exergética e destruição de exergia total para cada

fluido refrigerante em função da mudança de temperatura de evaporação. De maneira semelhante os gráficos da Figura 6.24, 6.25 e 6.26 foram gerados.

No gráfico da Figura 2.24, é possível verificar que o COP da unidade aumenta com o aumento da temperatura de evaporação para todos os fluidos analisados.

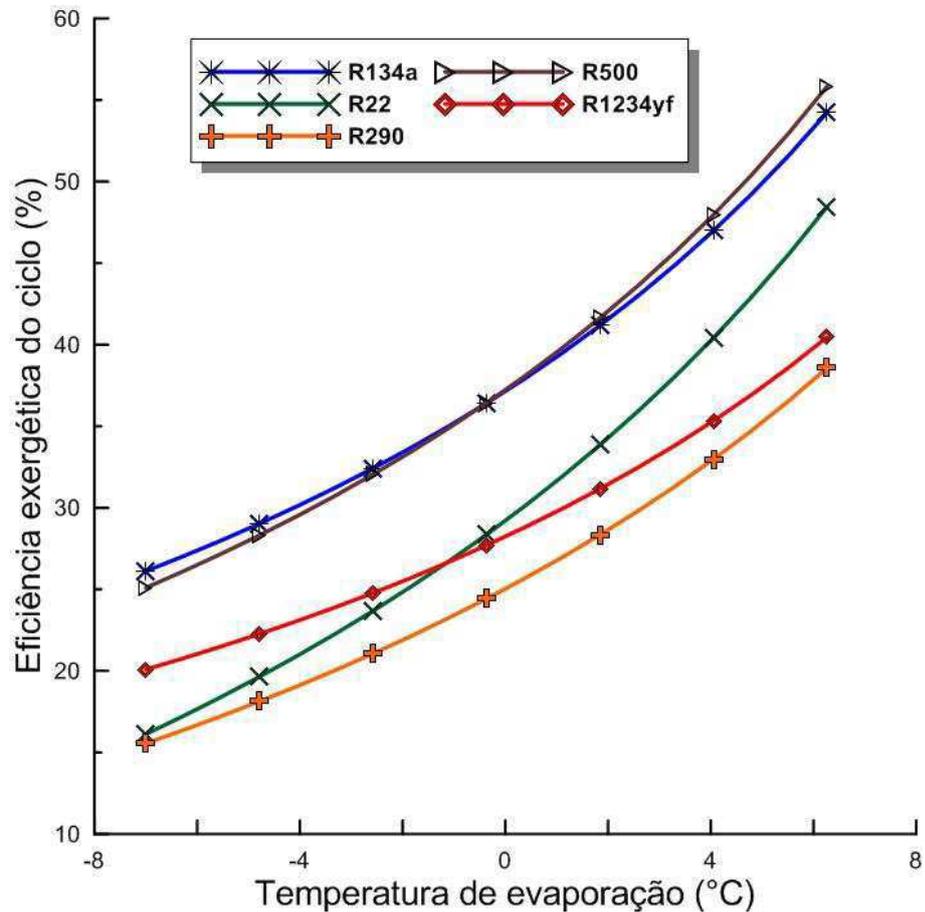
Figura 6.24: COP versus temperatura de evaporação para diversos fluidos refrigerantes.



Fonte: Autoria própria.

Na Figura 6.25, são apresentadas as curvas de eficiência exergética do ciclo versus a temperatura de evaporação para todos os fluidos alternativos avaliados. Avaliando as curvas mostradas nesse gráfico, nota-se que a eficiência exergética do R22 supera a eficiência do R1234yf com o aumento da temperatura de evaporação. O mesmo ocorre com a eficiência exergética do R500 em relação ao R134a, porém de maneira menos expressiva.

Figura 6.25: Eficiência exergética do ciclo versus temperatura de evaporação para diversos fluidos refrigerantes.

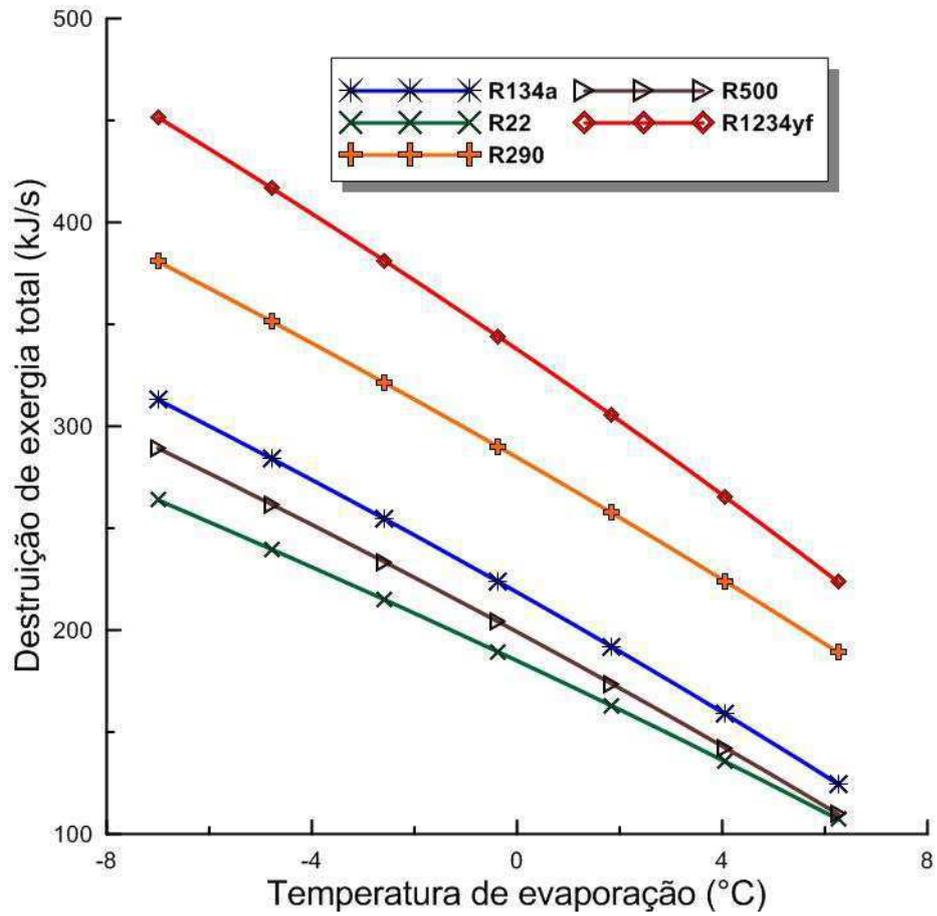


Fonte: Autoria própria.

A Figura 6.26 apresenta as curvas de destruição total de exergia do ciclo versus a temperatura de evaporação para todos os fluidos alternativos avaliados. Nesta, podemos notar que as destruições de exergia de todos os fluidos refrigerantes avaliados se reduzem com o aumento da temperatura de evaporação. Nessa figura, pode-se ver também que, dentre os refrigerantes avaliados, as destruições de exergia total maiores foram apresentados pelos R123yf e R290.

Na temperatura de evaporação de 7 °C, as destruições de exergia do R22 e R500 apresentaram valores muito próximos.

Figura 6.26: Destruição de exergia total versus temperatura de evaporação para diversos fluidos refrigerantes.



Fonte: Autoria própria.

7. CONCLUSÕES

Após a análise dos resultados apresentados, pode-se concluir que:

✓ O modelo desenvolvido nesse trabalho, levando em conta suas simplificações, representa de forma adequada o processo de refrigeração realizado pela unidade de refrigeração.

✓ O método de vazão mássica variável, usado pelo equipamento, se mostrou mais eficiente do que trabalhar com vazão mássica constante. Além disso, foi possível concluir que o equipamento trabalha com um fluxo variável de fluido refrigerante de 11,00 a 12,00 kg/s.

✓ Manter a temperatura na saída do compressor em um valor constante possibilita uma redução na entalpia do refrigerante na saída do compressor mesmo com o aumento de pressão no condensador gerando uma melhora no desempenho da unidade de refrigeração.

✓ A eficiência exergética da maioria dos componentes do sistema apresenta um acréscimo com o aumento da pressão absoluta do evaporador e do condensador, mantendo uma variação de pressão permanente entre elas, porém a do condensador reduz.

✓ O aumento do fluxo de fluido frigorífico provoca uma redução nas eficiências energética e exergética do equipamento.

✓ O aumento das eficiências mecânica e elétrica geram uma melhora de desempenho da unidade e que, com uma eficiência mecânica constante, a cada 2 % de aumento da eficiência elétrica se tem um aumento de 0,15 no COP do equipamento.

✓ Nas condições estabelecidas na simulação de avaliação da influência da temperatura de evaporação o evaporador é um equipamento que apresenta maior influência na eficiência exergética do ciclo, ao trabalhar a temperatura de evaporação é possível obter grandes melhorias tanto no COP como na eficiência exergética da unidade.

✓ Diferente da temperatura de evaporação, o aumento da temperatura de condensação gera uma redução das eficiências energética e exergética do sistema,

devido ao afastamento entre as pressões do evaporador e condensador ocasionado pelo acréscimo dessa temperatura.

✓ Dentre os fluidos refrigerantes alternativos analisados, o R22 e o R500 apresentaram um COP maior do que o fluido refrigerante de trabalho da unidade, o R134a, porém em relação à eficiência exergética o único que o superou foi o R500.

✓ Pelo balanço das eficiências energéticas e exergéticas e levando em conta o ataque ao meio ambiente, o fluido refrigerante R134a se apresenta-se como uma ótima escolha, pois possui boas características ambientais e funcionais.

8. SUGESTÕES PARA PESQUISAS FUTURAS

Como sugestões para futuras pesquisas, pode-se citar:

- Realizar o estudo do ciclo de refrigeração completo do equipamento, incluindo no ciclo estudado nessa pesquisa o fluxo de fluido refrigerante para a placa do variador de frequência e para o motor elétrico do compressor.
- Estudar o uso de outros tipos de fluidos refrigerantes.
- Desenvolvimento de estudos relacionados ao tipo de elemento de expansão, verificando a possibilidade de alterar o tipo de válvula de expansão.
- A realização de uma comparação, entre as eficiências energética e exergética, de chillers que trabalham com ciclo de refrigeração por compressão de vapor e chillers que trabalham com ciclo de refrigeração por absorção.
- Realizar um balanço energético e exergético da planta de refrigeração apresentada nessa pesquisa.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHAMED, J.U.; SAIDUR, R.; MASJUKI, H.H. A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. *International Journal of Energy Research*, v. 15, n. 3, p. 1593–1600, 2011.

AHAMED JU, SAIDUR R, MASJUKI HH. Thermodynamic Performance Analysis of R-600 and R-600a as Refrigerant. *Engineering e- Transaction*, v. 5, n. 1, p. 11-18, 2010.

ALMEIDA F. R. V; ALMEIDA M. T. Análise de Falhas em Compressores de Parafusos. Trabalho apresentado na 6ª Conferência Sobre Tecnologia de Equipamentos, Salvador, Agosto, 2002. Disponível em: <http://www.aaende.org.ar/ingles/sitio/biblioteca/material/pdf/cote020.pdf>. Acesso: 10 de novembro 2016.

ASHRAE. “ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment”, ASHRAE Inc., Atlanta, GA. 1996.

ATTAR, I.; NAILI, N.; KHALIFA, N.; HAZAMI, M.; LAZAAR, M.; FARHAT, A. Experimental study of an air conditioning system to control a greenhouse microclimate. *Energy conversion and management*, v. 79, p. 543-553, 2014.

BAYRAKCI, H. C.; Özgür, A. E. Energy and exergy analysis of vapor compression refrigeration system using pure hydrocarbon refrigerants. *International Journal of Energy Research*, v. 33, n. 12 ,p. 1070 – 1075, 2009.

BENEDETTI, T. M. Análise técnica e econômica de um sistema de refrigeração por ciclo de absorção amônia-água e sua integração com um abatedouro de aves. Dissertação de mestrado, Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2010.

BUENO, A. V. Apostila de refrigeração e condicionamento de ar. Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, Ceara 2007.

CARRIER. Manual de Instalação, operação e manutenção Chiller EVERGREEN 23XRV. Disponível em: <http://www.carriero brasil.com.br/modelo/downloads/meu-negocio/32/aquaedge-23xrv>. Acesso em: 10 de Dezembro de 2015.

CARRIER. Catalogo técnico Chiller EVERGREEN 23XRV. Disponível em: <http://www.carriero brasil.com.br/modelo/downloads/meu-negocio/32/aquaedge-23xrv>. Acesso em: 10 de Dezembro de 2015.

CASTRO, S. J. Apostila de refrigeração. Universidade Federal do Vale do São Francisco. Petrolina, Pernambuco, 2014.

CAVALCANTI, J, O.; FILHO, C, R, B. Eficiência de uma Unidade de Refrigeração por Compressão de Vapor. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE EDUCAÇÃO EM ENGENHARIA, 33., Campina Grande PB. Anais ABENGE COBENGE 2005.

CAVALCANTE, A, M, C, C.; MOREIRA, H, L. Análise exergética comparativa entre duas unidades de refrigeração por compressão de vapor de um shopping center localizado em Teresina-PI. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 9., 2016., Fortaleza CE. Anais ABCM CONEM 2016.

CEEETA, Centro de Estudos em Economia da Energia, dos Transportes e do Ambiente. Tecnologias de Micro-Geração e Sistemas Periféricos. Parte II – Tecnologias de Aproveitamento de Calor. Dezembro 2001.

ÇENGEL, Y, A. Termodinâmica, 7ª Edição. Porto Alegre, AMGH EDITORA LTDA, 2013.

CHUMIOQUE, J, J, R. Simulação de um sistema de refrigeração com termoacumulação operando em regime transiente. Dissertação de Mestrado. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro PUC, Departamento de Engenharia Mecânica. Rio de Janeiro, 2004.

CROWN PUBLICATIONS. The pioneer of industrial and commercial HVAC solutions. Disponível em: <http://crown.co.za/latest-news/mechanical-technology-latest-news/1457-the-pioneer-of-industrial-and-commercial-hvac-solutions>. Acessado em: 09 de junho de 2016

FERRAZ, F. Apostila de refrigeração. Centro federal de educação tecnológica da Bahia. Santo Amaro, Bahia, 2008.

ELAHEE, M. K. Energy management and air conditioning in buildinds in Mauritius: towards achieving sustainability in a small-island developing economy vulnerable to climate change. Energy Procedia, v. 62, p. 629-638, 2014.

HELIO, C. Instalações de Ar Condicionado 6ª edição. Rio de Janeiro, LTC, 2004.

HITCHIN, R.; POUT, C.; BUTLER, D. Realisable 10 year reductions in Europe energy consumption for air conditioning. Energy and Buildings, 2015.

JABARDO J.M.S., MAMANI W.G.; IANALLA M.R.. Modelling and experimental evaluation of an automotive air-conditioning system with a variable capacity compressor. International Journal Refrigeration, v. 25, n. 25, p. 1157-1172, 2002.

JACOBS, J. S., Variable speed tri-rotor screw compression technology (2006). International Compressor Engineering Conference. Paper 1825. Disponível em: http://docs.lib.purdue.edu/icec/?utm_source=docs.lib.purdue.edu%2Ficec%2F1825&utm_medium=PDF&utm_campaign=PDFCoverPages. Acessado em: 11 de junho de 2016.

JAIN, V.; SACHDEVA, G.; KACHHWAHA, S. S. Thermodynamic performance analysis of a vapor compression-absorption cascaded refrigeration system. *Energy conversion and management*, v.75, p. 685-700, 2013.

KABUL, A.; KIZILKAN, O.; YAKUT, A. K., Performance and exergetic analysis of vapor compression refrigeration system with an internal heat exchanger using a hydrocarbon, isobutane (R600a). *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH Int. J. Energy Research*, v. 32, n. 9, p. 824-836, 2008; Published online 11 January 2008 in Wiley InterScience (www.interscience.wiley.com).

KALAISELVAM S, SARAVANAN R. Exergy analysis of scroll compressors working with R22, R407 and R717 as refrigerant for HVAC system. *Thermal Science*, v. 13, n. 1, p. 175-184, 2009.

KEÇEBAS, A. Energetic, exergetic, economic and environmental evaluations of geothermal district heating systems: an application. *Energy conversion management*, v. 65, p. 546-556, 2013.

KVA STAINLESS, A more efficient Exchange, 2014. Disponível em: <http://www.kvastainless.com/heat-exchangers.html>. Acesso em: 04 de Dezembro de 2016.

LIN, H.; LI, X.; CHENG, P. S.; XU, B. G. Study on chilled energy storage od air conditioning system with energy saving. *Energy an Buildings*, v. 79, p. 41-46, 2014.

LOMBARD, L. P.; ORTIZ, J.; MAESTRE, I. R. The map of energy flow in HVAC systems. *Applied Energy*, 2011.

MENNA, M. R. M. Modelagem e análise de custo de sistemas de refrigeração por absorção, Dissertação de Mestrado (Mestrado em Engenharia Química), Universidade Estadual do Oeste do Paraná. Paraná, 2008.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. *Princípios de termodinâmica para engenharia*. Rio de Janeiro, LTC, 2006.

PENA, S. M. *Sistemas de ar condicionado e refrigeração*. Programa Nacional de Conservação de energia elétrica 1ª edição. Julho de 2002.

PEREIRA, F. L. *Manual Básico do software EES – Engineering Equation Solver*. Associação Beneficente da Indústria Carbonífera de Santa Catarina Faculdade SATC. Departamento de Engenharia Mecânica. Criciúma – SC, 2013

PEREIRA, G. S. Comparative study o fair conditioning systems with vapor compression chillers using the concepto f green buildins. *Acta Scientiarum. Technology*, v. 37, n. 4, p.339-346, 2015.

PROCEL, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. *Guia técnico Gestão Energética*. Rio de Janeiro, 2005.

PROCEL, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. Compressores guia básico. Rio de Janeiro, 2009.

PROCEL, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. Motor elétrico guia básico. Rio de Janeiro, 2009.

SATHTHASIVAM, J.; TANG G.; NG, K. C. Evaluation of the simple thermodynamic model (Gordon and ng universal chiller model) as a fault detection and diagnosis tool for on-site centrifugal chillers. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, v. 18, n. 1, p. 55- 60, 2010.

SELVARAJU, A., MANI, A. Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants. v. 24, n. 5-6, p. 827-838, Abril de 2004 Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431103003144>. Acesso em: 31 de agosto de 2016.

SOARES, M. O Brasil na era da crise energética e da água. Artigo publicado em website. Disponível em: <http://www.portalpch.com.br/noticias-e-opniao/noticias-gerais-do-segmento/4710-28-01-2015-o-brasil-na-era-da-crise-energetica-e-da-agua.html>. Acesso em: 24 de abril de 2015

SOTOMONTE, C. A. R. Análise exergetica, termoeconômica e ambiental de uma usina termoelétrica supercrítica a carvão mineral. Dissertação (Mestado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Itajubá, Itajubá Minas Gerais, 2009.

SOUZA, W. L. Análise exergoeconômica dos ciclos de refrigeração por absorção de única pressão. Tese de doutorado, Universidade Federal da Paraíba. João Pessoa, Paraíba. 2007.

STOECKER, W. F. JONES, J. W. Refrigeração e Ar condicionado. São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1985.

STOECKER, W. F.; JABORDO, J.M.S. Refrigeração Industrial. 2ª Edição Edgard Blucher, São Paulo, 2002.

TORÍO, H.; ANGELOTTI, A.; SCHMIDT, D. Exergy analysis of renewable energybased climatisation systems for buildings: A critical view. Energy and Buildings. v. 41, n. 3, p. 248-271, 2009.

UNITED NATIONS EDUCATIONAL, SCIENTIFIC AND CULTURAL ORGANIZATION. Mesa verde national park. Disponível em: <http://whc.unesco.org/en/list/27>> Acesso em: 20 de Abril de 2015.

VARGAS, L. C. P. Análise teórico-experimental do coeficiente de performance (COP) de um sistema de refrigeração por jato-compressão. Natal, 2010. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte.

VICHI, F. M.; MANSOR, M. A. T. C.; Energia, meio ambiente e economia: o Brasil no contexto mundial. Química Nova , São Paulo, p.757-767, abr/2009.

YUCER, C. T.; HEPBASLI, A. Thermodynamic analysis of a building using exergy analysis method. *Energy and Buildings*, v. 43, n. 2-3, p. 536-542, 2011.

YUMRUTAS, R.; KUNDUZ, M.; Kanoglu, M. Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems. *Exergy an International Journal*, v.2, n. 4, p. 266–272, 2002.

WALKER, G.; SHOVE, E.; BROWN, S. How does air conditioning become 'needed'? A case study of routes rationales and dynamics. *Energy Research and Social Science*, v. 4, p. 1-9, 2014.

WANG, S, K. Handbook of air conditioning and refrigeration 2^a Edição. Editora McGraw-Hill, 2001.

ZAVALETA-AGUILAR, E. W. Modelagem térmica da coluna de destilação de um ciclo de refrigeração por absorção de amônia/água. São Paulo, 2010.

ANEXO I

Tela Principal do Display

EXEMPLO 1 – TELA PADRÃO DO ICVC

Os dados abaixo aparecem na tela padrão do ICVC

DESCRIÇÃO	STATUS	UNIDADES	NOME DO PONTO DE REFERÊNCIA (HISTÓRICO DO ALARME)	DISPLAY
(MENSAGEM PRIMÁRIA) (MENSAGEM SECUNDÁRIA) (DATA E HORA)				
Tempo de Funcionamento do Compressor	0-500000.0	HOURS	C_HRS	
Entrada da Água Gelada	-40-245	°F (°C)	ECL	CHL IN
Saída da Água Gelada	-40-245	°F (°C)	LCL	CHL OUT
Temperatura do Evaporador *	-40-245	°F (°C)	ERT_EST	EVAP REF
Entrada da Água do Condensador	-40-245	°F (°C)	ECDL	CDL IN
Saída da Água do Condensador	-40-245	°F (°C)	LCDL	CDL OUT
Temperatura do Condensador	-40-245	°F (°C)	CRT	COND REF
Pressão de Óleo Delta P	-6.7-425	PSI (kPa)	OIL_PD	OILPRESS
Temperatura do Vaso do Óleo	-40-245	°F (°C)	OILT	OIL TEMP
Corrente Média da Linha	0-999	%	AMPS_P	% AMPS IN
CCN	0-1		CCN	
LOCAL	0-1		LOCAL	
RESET	0-1		RESET	

*A temperatura do refrigerante do evaporador mostrada é o menor valor da TEMP LIQUID REFRIG EVAP ou TEMP SAT EVAP CALC.

NOTA: Os 3 últimos algarismos são usados para indicar o modo operacional para o PIC III. Estes valores só podem ser forçados pelo ICVC.

Dados do compressor, fornecido pelo equipamento

EXEMPLO 4 – TELA DO COMPRESSOR [COMPRESS]

Para acessar esta tela pelo ICVC:

1. Pressione **MENU**.
2. Pressione **STATUS**.
3. Role para baixo para selecionar **COMPRESS**.
4. Pressione **SELECT**.

DESCRIÇÃO	STATUS	UNIDADES	PONTO
Rotação Real VFD	0-115	%	VFD_ACT
RPM Motor Compressor	0-300000	RPM	CPR_RPM
Frequência Motor Compressor	0-10000	Hz	VFD_FREQ
Rotação Máxima Compressor	0-101	Hz	MAXSPEED
Rotação Mínima Compressor	0-100	%	MINSPEED
Delta VFD	-2-2	%	VFDDELTA
**Rotação alvo VFD	0-100	%	VFD_TRG
Saída Velocidade VFD	0-100	%	VFD_OUT
Relé Bomba de Óleo	0/1	OFF/ON	OILR
**Delta P da Bomba de Óleo	-6.7-420	PSI (kPa)	OILPD
Temp do Reserv de Óleo	-40-245	°F (°C)	OILT
Temperatura Vaporizador	-40-245	°F (°C)	VAP_TEMP
Relé do Aquecedor de Óleo	0/1	OFF/ON	OILHEAT
Aquecedor Vaporizador	0/1	OFF/ON	VAP_HEAT
Temp Enrolam Motor Comp	-40-245	°F (°C)	MTRW
Temp Descarga Comp	-40-245	°F (°C)	CMPD
Superaquecimento Descarga	-20-999	°F (°C)	SUPRHEAT
Contador Proteção da Surge	0-5		SPC
Disposi. Seg. Temperatura Extra 1	-40-245	°F (°C)	SPARE_T1
Disposi. Seg. Temperatura Extra 2	-40-245	°F (°C)	SPARE_T2

NOTA: Todas as variáveis com nomes de ponto em MAIÚSCULA estão disponíveis para operação de leitura na CCN. As exibidas com (**) suportam somente operações de escrita no ICVC.

Dados do Condensador e Evaporador

EXEMPLO 5 – TELA DO TROCADOR DE CALOR [HEAT_EX]

Para acessar esta tela pelo ICVC:

1. Pressione **MENU**.
2. Pressione **STATUS**.
3. Role para baixo para selecionar **HEAT_EX**.
4. Pressione **SELECT**.

DESCRIÇÃO	STATUS	UNIDADES	PONTO
**Delta P de Água Gelada	-6.7-420	PSI (kPa)	CHLPD
Entrada de Água Gelada	-40-245	° F (° C)	ECL
Saída de Água Gelada	-40-245	° F (° C)	LCL
Delta T de Água Gelada	-40-245	°F (°C)	CHL_DT
Min/Redução de Água Gelada	-20-20	°F (°C)	CHL_PULL
Temperatura Refrigerante Evaporador	-40-245	° F (° C)	ERT
Pressão do Evaporador	-6.7-420	PSI (kPa)	ERP
Evap Refrig Liquid Temp	-40-245	° F (° C)	EST
Aproximação do Evaporador	0-99	°F (°C)	EVAP_APP
**Delta P da Água do Condensador	-6.7-420	PSI (kPa)	CDLPD
Entrada da Água do Condensador	-40-245	° F (° C)	ECDL
Saída da Água do Condensador	-40-245	° F (° C)	LCDL
Temp Refrigerante do Condensador	-40-245	° F (° C)	CRT
Pressão do Condensador	-6.7-420	PSI (kPa)	CRP
Aproximação do Condensador	0-99	°F (°C)	COND_APP
Temp Vaporizador	-40-245	° F (° C)	VAP_TEMP
Delta T Recup	-500-500	°F (°C)	R_DELTA
Saída Recup Óleo	0-100	%	OIL_MA
Fluxo de Líquido Arrefecimento VFD	0-100	%	VFD_FOUT
Relé do Hot Gas Bypass	0/1	OFF/ON	HGBYPASS
Delta P Ativo	0-200	PSI (kPa)	DP_A
Delta T Ativo	0-200	°F (°C)	DT_A
Delta T HGBP	0-200	°F (°C)	DT_C
Referência da Pressão Constante	0-100	%	HPR

NOTA: Todas as variáveis com nomes de ponto em MAIÚSCULA estão disponíveis para operação de leitura na CCN. As exibidas com (**) suportam somente operações de escrita no ICVC.

EXEMPLO 6 – TELA FORÇA [POWER]

Para acessar esta tela pelo ICVC:

1. Pressione **[MENU]**.
2. Pressione **[STATUS]**.
3. Role para baixo para selecionar **[POWER]**.
4. Pressione **[SELECT]**.

DESCRIÇÃO	STATUS	UNIDADES	PONTO
Corrente Média da Linha	0-999	%	LNAMPS_P
Corrente Atual da Linha	0-99999	AMPS	LNAMPS_A
Tensão Média da Linha	0-999	%	LN_VOLT_P
Tensão Atual da Linha	0-99999	VOLTS	LN_VOLT_A
Fator de Potência	0.0-2.0		LINE_PF
Kilowatts da Linha	0-99999	KW	LINE_KW
Kilowatts Linha Percentual	0-99999	%	LINEKW_P
Corrente Carga Percentual	0-99999	%	LDAMPS_P
Corrente Carga Média	0-99999	AMPS	LDAMPS_A
Fator Potência Motor	0.0-2.0		MOTOR_PF
Kilowatts do Motor	0-99999	KW	MOTOR_KW
Kilowatts Motor Percentual	0-99999	%	MOTORKWP
Kilowatt-Hora do Motor	0-99999	KWH	MOTORKWH
Kilowatts da Demanda	0-99999	KW	DEM_KW
Fase1 da Corrente da Linha (R)	0-99999	AMPS	LN_AMPS1
Fase2 da Corrente da Linha (S)	0-99999	AMPS	LN_AMPS2
Fase3 da Corrente da Linha (T)	0-99999	AMPS	LN_AMPS3
Fase1 da Corrente da Carga (U)	0-99999	AMPS	LD_AMPS1
Fase2 da Corrente da Carga (V)	0-99999	AMPS	LD_AMPS2
Fase3 da Corrente da Carga (W)	0-99999	AMPS	LD_AMPS3
Fase 1 da Tensão da Linha (RS)	0-99999	VOLTS	LN_VOLT1
Fase 2 da Tensão da Linha (ST)	0-99999	VOLTS	LN_VOLT2
Fase 3 da Tensão da Linha (TR)	0-99999	VOLTS	LN_VOLT3
Corrente Falha Aterramento	0-999	AMPS	GF_AMPS
Frequência da Linha	0-99	HZ	LINEFREQ
Sobrecarga do Retificador	0-100	%	RECT_OV
Sobrecarga do Inversor	0-100	%	INV_OV
Sobrecarga do Motor	0-100	%	MOTOR_OV
Desequilíbrio da Corrente da Linha	0-100	%	LN_IMB_I
Desequilíbrio da Corrente do Motor	0-100	%	MT_IMB_I
Desequilíbrio da Tensão da Linha	0-100	%	LN_IMB_V
Corrente Ativa da Linha	0-99999	AMPS	AMPS_ACT
Corrente Reativa da Linha	0-99999	AMPS	AMPS_RE
Tensão Ativa da Linha	0-99999	VOLTS	VOLT_ACT
Tensão Reativa da Linha	0-99999	VOLTS	VOLT_RE
Referência de Tensão Barramento DC	0-99999	VOLTS	BUS_REF
Tensão Barramento DC	0-99999	VOLTS	BUS_VOLT
Corrente de Fluxo	0-99999	AMPS	FLUXAMPS
Corrente de Torque	0-99999	AMPS	TORQAMPS
Temperatura Inversor	0-300	° F (° C)	INV_TEMP
Temperatura Retificador	0-300	° F (° C)	REC_TEMP
Temperatura Invólucro VFD	0-300	° F (° C)	VFD_ENCL
Temperatura da Placa de Arrefecimento VFD	0-300	° F (° C)	CP_TEMP
Entrada Sensor de Umidade	0.0-5.0	VOLTS	HUMID_SR
Umidade Relativa	0-100	%	HUMIDITY
Fluxo de Líquido Arrefecimento VFD	0-100	%	VFD_FOUT
Rotação Real VFD	0-100	%	VFD_ACT
RPM Motor Comp	0-300000	RPM	CPR_RPM
Frequência Motor Comp	0-10000	Hz	VFD_FREQ
Rotação Máxima Comp	0-101	Hz	MAXSPEED
Rotação Mínima Comp	0-100	%	MINSPEED

OTA: Todas as variáveis com nomes de ponto em MAIÚSCULA estão disponíveis para operação de leitura na CCN.

ANEXO II

Caso	Dp (kPa)	Refrigerante	Vazão mássica de refrigerante (kg/s)	Eficiência (%)		Situação
				Mecânica	Elétrica	
01	565	R134a	Variável	-	-	Validação
02	555 - 570	R134a	Variável	80	90	Avaliação da variação de pressão entre o evaporador e condensador. Pressão do evaporador constante
03	555 - 570	R134a	Variável	80	90	Avaliação da variação de pressão entre o evaporador e condensador. Pressão do condensador constante
04	555	R134a	Variável	80	90	Delta de Pressão condensador- evaporador constante
05	555 - 570	R134a	11,72	80	90	Pressão do evaporador e vazão mássica constante
06	555	R134a	10,00 - 12,00	80	90	Análise da variação da vazão mássica de refrigerante, mantendo o delta de pressão evaporador- condensador ótimo de 555,00 kPa

07	565	R134a	Variável	80-85	90	Estudo das eficiências mecânica e elétrica do conjunto motor compressor
08	565	R134a	Variável	80-85	92	Estudo das eficiências mecânica e elétrica do conjunto motor compressor
09	565	R134a	Variável	80-85	94	Estudo das eficiências mecânica e elétrica do conjunto motor compressor
10	565	R134a	Variável	80-85	96	Estudo das eficiências mecânica e elétrica do conjunto motor compressor
11	565	R134a	Variável	80-85	98	Estudo das eficiências mecânica e elétrica do conjunto motor compressor
12	565	R134a	Variável	80	90	Estudo da temperatura de evaporação
13	565	R134a	Variável	80	90	Estudo da temperatura de condensação
14	565	R134a	Variável	80	90	Estudo mudança de refrigerante
15	565	R22	Variável	80	90	Estudo mudança de refrigerante

16	565	R290	Variável	80	90	Estudo mudança de refrigerante
17	565	R500	Variável	80	90	Estudo mudança de refrigerante
18	565	R1234yf	Variável	80	90	Estudo mudança de refrigerante

Anexo III

"MODELO USADO PARA VALIDAÇÃO Caso 1"

{Características do Equipamento Chiller Carrier 23XRV

Numero do modelo: 23XRV5757NRVBA30

Capacidade nominal em 100 por cento: 530 TR ou 1863 kW

Amps maximo do motor: 440

Sem economizador }

"DADOS DE ENTRADA" {Dados do dia 15 de março, as 12 horas, CHILLER 6}

$T_{amb} = 28$ {C} {Temperatura ambiente}

$P_{evap} = P_{cond} - Dp$ {kPa} {Pressão do evaporador}

$P_{cond} = 931,10$ {kPa} {Pressão do condensador}

$T_0 = T_{amb} + 273$ {K} {Temperatura ambiente ou estado morto}

$T_2 = 37,3$ {C} {Temperatura do refrigerante no condensador}

$T_{1e} = 15,6$ {C} {Temperatura da agua na entrada do evaporador}

$T_{2e} = 6,5$ {C} {Temperatura da agua na saída do evaporador}

$T_{1c} = 30,6$ {C} {Temperatura da agua na entrada do condensador}

$T_{2c} = 35,6$ {C} {Temperatura da agua na saída do condensador}

$T_{ref_cond} = T_2$

$T_{ref_evap} = T_1$

$P_{1e} = P_{2e} + Dp1$ {kPa} {Pressão da agua na entrada do evaporador}

$P_{2e} = 333$ {kPa} {Pressão da agua na saída do evaporador}

$P_{1c} = P_{2c} + Dp2$ {kPa} {Pressão da agua na entrada do condensador}

$P_{2c} = 107,87$ {kPa} {Pressão da agua na saída do condensador}

$m_{agua_cond} = 94,4$ {kg/s} {Vazão massica de agua no condensador}

$m_{agua_evap} = 44,7$ {kg/s} {Vazão massica de agua no evaporador}

$Cons_Mot_Compressor = 275$ {kW} {Consumo medio do motor do compressor em plena carga}

$Dp = 565$

$Dp1 = 49$

$Dp2 = 49$

$n_{mecanica} = 1$

$n_{eletrica} = 1$

"Propriedades termodinamicas da Agua gelada"

$h_{e1} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{1e}; P=P_{1e})$

$s_{e1} = \text{entropy}(\text{Water}; T=T_{1e}; P=P_{1e})$

$h_{e2} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{2e}; P=P_{2e})$

$s_{e2} = \text{entropy}(\text{Water}; T=T_{2e}; P=P_{2e})$

"Propriedades termodinamicas da Agua de condensação"

$h_{c1} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{1c}; P=P_{1c})$

$s_{c1} = \text{entropy}(\text{Water}; T=T_{1c}; P=P_{1c})$

$h_{c2} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{2c}; P=P_{2c})$

$s_{c2} = \text{entropy}(\text{Water}; T=T_{2c}; P=P_{2c})$

"PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS ESTADOS DO CICLO DO R134a"

"Estado 1"

$h_1 = \text{enthalpy}(R134a; x=1; P=P_{evap})$ {kJ/kg}

$s_1 = \text{entropy}(R134a; x=1; h=h_1)$ {kJ/kg.k}

$T_1 = \text{temperature}(R134a; x=1; P=P_{evap})$

"Estado 2" {O refrigerante esta a uma temperatura maior no condensador do que a de descarga do compressor}

$h_2 = \text{enthalpy}(R134a; P=P_{cond}; T=T_2)$ {kJ/kg}

$s_2 = \text{entropy}(R134a; P=P_{cond}; T=T_2)$ {kJ/kg.k}

$h_{2s} = \text{enthalpy}(R134a; P=P_{cond}; s=s_1)$ {kJ/kg}

"Estado 3"

$h_3 = \text{enthalpy}(R134a; P=P_{\text{cond}}; x=0)$ {kJ/kg}
 $s_3 = \text{entropy}(R134a; P=P_{\text{cond}}; x=0)$ {kJ/kg.k}
 $T_3 = \text{temperature}(R134a; h=h_3; P=P_{\text{cond}})$

"Estado 4"

$h_4 = h_3$ {kJ/kg}
 $s_4 = \text{entropy}(R134a; P=P_{\text{flasc}}; h=h_4)$ {kJ/kg.k}
 $T_4 = \text{temperature}(R134a; h=h_4; P=P_{\text{flasc}})$

"Estado 5"

$h_5 = h_2 - (Q_{\text{condensação}}/m_{\text{refri}})$ {kJ/kg}
 $h_5 = \text{enthalpy}(R134a; P=P_{\text{flasc}}; x=0)$
 $P_{\text{flasc}} = \text{pressure}(R134a; h=h_5; x=0)$ {kPa}
 $P_{\text{flasc}} = P_{\text{cond}} - 15$
 $s_5 = \text{entropy}(R134a; h=h_5; x=0)$ {kJ/kg.k}
 $T_5 = \text{temperature}(R134a; h=h_5; P=P_{\text{flasc}})$
 $P_5 = \text{pressure}(R134a; h=h_5; x=0)$

"Estado 6"

$h_6 = h_5$ {kJ/kg}
 $P_6 = P_{\text{flasc}} - (P_{\text{flasc}} * (0,40))$
 $s_6 = \text{entropy}(R134a; h=h_6; P=P_6)$ {kJ/kg.k}
 $T_6 = \text{temperature}(R134a; h=h_6; P=P_6)$
 $P_{\text{sat6}} = p_{\text{sat}}(R134a; T=T_6)$
 $x_6 = \text{quality}(R134a; P=P_6; h=h_6)$

"Estado 7"

$h_7 = h_6$ {kJ/kg}
 $P_7 = P_6 - (P_6 * (0,15))$
 $s_7 = \text{entropy}(R134a; P=P_7; h=h_7)$ {kJ/kg.k}
 $T_7 = \text{temperature}(R134a; P=P_7; h=h_7)$
 $x_7 = \text{quality}(R134a; P=P_7; h=h_7)$

"Estado 8"

$h_8 = h_7$ {kJ/kg}
 $s_8 = \text{entropy}(R134a; P=P_{\text{evap}}; h=h_8)$ {kJ/kg.k}
 $T_8 = \text{temperature}(R134a; P=P_{\text{evap}}; h=h_8)$
 $x_8 = \text{quality}(R134a; P=P_{\text{evap}}; h=h_8)$

"Balanços de Energia"

"Hipoteses"

1. Considerar o chiller operando em regime permanente a cada intervalo de hora;
2. Supõe-se que as propriedades termodinâmicas do refrigerante (R134a) e da água estejam uniformemente distribuídas nas seções de entrada e saída dos volumes de controle;
3. Os ganhos de calor nas tubulações do refrigerante são considerados desprezíveis;
4. O processo de estrangulamento através dos dispositivos de expansão são isoentálpico;
5. As vazões de refrigerante e de água são fixas;
6. As variações de altura são desprezíveis;
7. A queda de pressão nas tubulações do refrigerante é desprezível se comparada com a da válvula de expansão;
8. Não há perdas de calor no evaporador e condensador."

"DEFINIÇÃO DA VAZÃO MASSICA DE REFRIGERANTE"

"Tomando como volume de controle o condensador, realizando o balanço de energia nesse sistema temos:"

$m_{\text{refri}} = m_{\text{agua_evap}} * ((h_{e2} - h_{e1}) / (h_8 - h_1))$ {kg/s} {Vazão massica de refrigerante obtida pelo balanço de energia tomando o condensador como VC}

"Evaporador"

$Q_{\text{refrigeração}} = m_{\text{agua_evap}} * (h_{e1} - h_{e2})$ {kJ/s} {kW} {Capacidade frigorífica} "Analisando segundo as hipóteses e com balanço energético sendo a água o volume de controle"

$$h_1 = (Q_{\text{refrigeração}} / m_{\text{refri}}) + h_8$$

$Q_{\text{refrigeração_refri}} = m_{\text{refri}} * (h_1 - h_8)$ {kJ/s} {kW} {Capacidade frigorífica por unidade de massa, analisando tendo como volume de controle o refrigerante}

"Compressor"

$Wt_{\text{compressor}} = m_{\text{refri}} * (h_2 - h_1)$ {kJ/kg} {Trabalho consumido, teórico do compressor, por unidade de massa}

$Wt_{\text{comp_isoentropico}} = m_{\text{refri}} * (h_{2s} - h_1)$ {kJ/kg} {Trabalho consumido isoentropico do compressor, por unidade de massa}

$n_{\text{isentropica}} = 100 * (Wt_{\text{comp_isoentropico}} / Wt_{\text{compressor}})$ {Eficiência isentrópica}

$Wt_{\text{eletrico}} = (Wt_{\text{compressor}} / (n_{\text{mecanica}} * n_{\text{eletrica}}))$ {Potência elétrica usada nos outros casos}

$Wt_{\text{eletrico}} = \text{Cons_Mot_Compressor}$

"Condensador"

$Q_{\text{condensação}} = m_{\text{agua_cond}} * (h_{c2} - h_{c1})$ {kJ/s} {kW} {Taxa de calor rejeitado do ciclo}

"Analisando segundo as hipóteses e com balanço energético do lado da água"

$m_{\text{refri}} = (Q_{\text{condensação}} / (h_2 - h_5))$ {kJ/s} {kW} {Calor retirado do fluxo de refrigerante, apenas pela condensação, sem passar pela câmara de subresfriamento}

"Flasc, câmara de subresfriamento"

$h_{\text{flasc}} = (m_{\text{refri}} / m_{\text{agua_cond}}) * (h_4 - h_5) + h_{c1}$ {Entalpia da água na saída da câmara flasc, dentro do condensador}

$s_{\text{flasc}} = \text{entropy}(\text{Water}; h = h_{\text{flasc}}; x = 0)$ {Entropia da água na saída da flasc}

$T_{\text{flasc}} = \text{temperature}(\text{Water}; x = 0; h = h_{\text{flasc}})$

$Q_{\text{sub_resfriamento}} = m_{\text{refri}} * (h_4 - h_5)$ {Calor de subresfriamento, avaliando o lado do refrigerante}

"COP teórico usando o Trabalho calculado"

$\text{COP} = Q_{\text{refrigeração_refri}} / Wt_{\text{eletrico}}$

"COP reversível"

$\text{COP}_{\text{rev}} = Q_{\text{refrigeração_refri}} / Wt_{\text{comp_isoentropico}}$

"ANÁLISE EXERGETICA"

"Realizando balanços de exergia para cada componente, juntamente com o conceito de eficiência da segunda lei também conhecido como eficiência exergetica"

"Conceito de exergia: eficiência exergetica é igual a exergia recuperada pela fornecida"

"Evaporador"

$X_{\text{Fluxo_agua_gelada}} = m_{\text{agua_evap}} * ((h_{e1} - h_{e2}) - T_0 * (s_{e1} - s_{e2}))$ {kJ/kg} {Exergia de fluxo da água gelada, ou exergia fornecida, por unidade de massa}

$X_{\text{Fluxo_refri_evap}} = m_{\text{refri}} * ((h_8 - h_1) - T_0 * (s_8 - s_1))$

$X_{\text{dest_Evap}} = X_{\text{Fluxo_refri_evap}} + X_{\text{Fluxo_agua_gelada}}$ {kJ} {Exergia destruída no evaporador}

$n_{\text{II_Evaporado}} = 100 * (1 - (X_{\text{dest_Evap}} / X_{\text{Fluxo_refri_evap}}))$ {Eficiência do evaporador}

$\text{Perda_efi_Evap} = 100 * (1 - (X_{\text{dest_Evap}} / Wt_{\text{eletrico}}))$

"Compressor"

$X_{\text{dest_Comp}} = Wt_{\text{eletrico}} + X_{\text{Fluxo_Comp}}$ {kJ/s} {Exergia destruída no compressor}

$X_{\text{Fluxo_Comp}} = m_{\text{refri}} * ((h_1 - h_2) - T_0 * (s_1 - s_2))$ {kJ/s} {Exergia de fluxo, ou exergia recuperada, ou aumento de exergia no fluxo}

$n_{\text{II_Compressor}} = 100 * (1 - (X_{\text{dest_Comp}} / Wt_{\text{eletrico}}))$ {Eficiência exergetica}

$\text{Perda_efi_Comp} = X_{\text{dest_Comp}} / Wt_{\text{eletrico}}$

" Condensador" {Levando em consideração apenas a entrada e saída do condensador, contanto que a flasc está no interior}

$X_{\text{Fluxo_agua_cond}} = m_{\text{agua_cond}} * ((h_{c1} - h_{c2}) - T_0 * (s_{c1} - s_{c2}))$ {kJ/s} {Exergia de fluxo, da água do condensador}

$X_{\text{refri_cond}} = m_{\text{refri}} * ((h_2 - h_5) - T_0 * (s_2 - s_5))$ {kJ/s} {Exergia de fluxo, do refrigerante no condensador}

$X_{\text{dest_Cond}} = X_{\text{refri_cond}} + X_{\text{Fluxo_agua_cond}}$ {kJ/s} {Exergia destruída no condensador}

$n_{\text{II_Condensador}} = 100 * (1 - (X_{\text{dest_Cond}} / X_{\text{refri_cond}}))$ {Eficiência exergetica}

$\text{Perda_efi_Cond} = X_{\text{dest_Cond}} / W_{\text{t_eletrico}}$

"Dispositivos de expansão"

"Camara Boia"

$X_{\text{dest_Camara_boia}} = m_{\text{refri}} * (T_0) * (s_6 - s_5)$

$n_{\text{II_Camara_boia}} = 0$ {Sendo a exergia forcenida igual a exergia destruída, a eficiência exergetica desses componentes é igual a zero}

$\text{Perda_efi_edutor_flasc} = X_{\text{dest_Camara_boia}} / W_{\text{t_eletrico}}$

"Placa de orificio 1"

$X_{\text{dest_O1}} = m_{\text{refri}} * (T_0) * (s_7 - s_6)$

$n_{\text{II_O1}} = 0$

$\text{Perda_efi_O1} = X_{\text{dest_O1}} / W_{\text{t_eletrico}}$

"Placa de orificio 2"

$X_{\text{dest_O2}} = m_{\text{refri}} * (T_0) * (s_8 - s_7)$

$n_{\text{II_O2}} = 0$

$\text{Perda_efi_O2} = X_{\text{dest_O2}} / W_{\text{t_eletrico}}$

"Redutor de pressão da camara flasc"

$X_{\text{dest_red_flasc}} = m_{\text{refri}} * (T_0) * (s_4 - s_3)$

$n_{\text{II_red_flasc}} = 0$

$\text{Perda_efi_redutor_flasc} = X_{\text{dest_red_flasc}} / W_{\text{t_eletrico}}$

"EXERGIA DESTRUIDA TOTAL"

$X_{\text{dest_total}} = X_{\text{dest_Evap}} + X_{\text{dest_Comp}} +$

$X_{\text{dest_Cond}} + X_{\text{dest_Camara_boia}} + X_{\text{dest_red_flasc}} + X_{\text{dest_O1}} + X_{\text{dest_O2}}$

"EFICIENCIA EXERGETICA DA UNIDADE"

"Segundo Çengel, para dispositivos ciclicos, como refrigeradores a eficiência da segunda lei pode ser expressa por"

$n_{\text{II}} = 100 * (1 - (X_{\text{dest_total}} / W_{\text{t_eletrico}}))$

ANEXO IV

MODELAGEM PARA MUDANÇA DE FLUIDO REFRIGERANTE"

{Características do Equipamento Chiller Carrier 23XRV

Numero do modelo: 23XRV5757NRVBA30

Capacidade nominal em 100 por cento: 530 TR ou 1863 kW

Amps maximo do motor: 440

Sem economizador }

"DADOS DE ENTRADA" {Dados do dia 15 de março, as 12 horas, CHILLER 6}

T_amb= 28 {C} {Temperatura ambiente}
 P_evap=P_1 {kPa} {Pressão do evaporador}
 P_cond=P_1+Dp {kPa} {Pressão do condensador}
 T_0=T_amb+273 {K} {Temperatura ambiente ou estado morto}
 T_2= 37,3 {C}{Temperatura do refrigerante no condensador}
 T_1e=15,6 {C} {Temperatura da agua na entrada do evaporador}
 T_2e =6,5 {C} {Temperatura da agua na saida do evaporador}
 T_1c= (T_3)-2 {C} {Temperatura da agua na entrada do condensador}
 T_2c= (T_1c)+5 {C} {Temperatura da agua na saida do condensador}
 T_ref_cond = T_2+273 {K} {Temperatura do refrigerante no condensador}
 T_ref_evap=5,8+273,15 {K}{Temperatura do refrigerante no evaporador}
 P_1e= 382 {kPa} {Pressão da agua na entrada do evaporador}
 P_2e = 333 {kPa} {Pressão da agua na saida do evaporador}
 P_1c= 156,90 {kPa} {Pressão da agua na entrada do condensador}
 P_2c=107,87 {kPa} {Pressão da agua na saida do condensador}
 m_agua_cond=94,4 {kg/s}{Vazão massica de agua no condesador}
 m_agua_evap= 44,7 {kg/s}{Vazão massica de agua no evaporador}
 Cons_Mot_Compressor= 275 {kW} {Consumo medio do motor do compressor em plena carga}
 Dp=565
 n_mecanica=0,96
 n_eletrica=0,99

"Propriedades termodinamicas da Agua gelada"

h_e1=enthalpy(Water;T=T_1e;P=P_1e)
 s_e1=entropy(Water;T=T_1e;P=P_1e)
 h_e2=enthalpy(Water;T=T_2e;P=P_2e)
 s_e2=entropy(Water;T=T_2e;P=P_2e)

"Propriedades termodinamicas da Agua de condensação"

h_c1=enthalpy(Water;T=T_1c;P=P_1c)
 s_c1=entropy(Water;T=T_1c;P=P_1c)
 h_c2=enthalpy(Water;T=T_2c;P=P_2c)
 s_c2=entropy(Water;T=T_2c;P=P_2c)

"PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NOS ESTADOS DO CICLO DO R134a"

"Estado 1"

h_1=enthalpy(R22;T=T_1;x=1) {kJ/kg}
 s_1=entropy(R22;T=T_1;x=1) {kJ/kg.k}
 " T_1=-2,741"
 P_1=pressure(R22;T=T_1;x=1)

"Estado 2" {O refrigerante esta a uma temperatura maior no condensador do que a de descarga do compressor}

h_2=enthalpy(R22;P=P_cond;T=T_2) {kJ/kg}
 s_2=entropy(R22;P=P_cond;T=T_2) {kJ/kg.k}
 h_2s= enthalpy(R22;P=P_cond;s=s_1){kJ/kg}

"Estado 3"

$h_3 = \text{enthalpy}(R22; P=P_{\text{cond}}; x=0)$ {kJ/kg}
 $s_3 = \text{entropy}(R22; P=P_{\text{cond}}; x=0)$ {kJ/kg.k}
 $T_3 = \text{temperature}(R22; h=h_3; P=P_{\text{cond}})$

"Estado 4"

$h_4 = h_3$ {kJ/kg}
 $s_4 = \text{entropy}(R22; P=P_{\text{flasc}}; h=h_4)$ {kJ/kg.k}
 $T_4 = \text{temperature}(R22; h=h_4; P=P_{\text{flasc}})$

"Estado 5"

$h_5 = h_2 - (Q_{\text{condensação}}/m_{\text{refri}})$ {kJ/kg}
 $h_5 = \text{enthalpy}(R22; P=P_{\text{flasc}}; x=0)$ {kJ/kg}
 $P_{\text{flasc}} = \text{pressure}(R22; h=h_5; x=0)$ {kPa}
 $P_{\text{flasc}} = (P_{\text{cond}}) - 15$
 $s_5 = \text{entropy}(R22; h=h_5; x=0)$ {kJ/kg.k}
 $T_5 = \text{temperature}(R22; h=h_5; P=P_{\text{flasc}})$
 $P_5 = \text{pressure}(R22; h=h_5; x=0)$

"Estado 6"

$h_6 = h_5$ {kJ/kg}
 $P_6 = P_{\text{flasc}} - (P_{\text{flasc}} * (0,30))$
 $s_6 = \text{entropy}(R22; h=h_6; P=P_6)$ {kJ/kg.k}
 $T_6 = \text{temperature}(R22; h=h_6; P=P_6)$
 $P_{\text{sat6}} = p_{\text{sat}}(R22; T=T_6)$
 $x_6 = \text{quality}(R22; P=P_6; h=h_6)$

"Estado 7"

$h_7 = h_6$ {kJ/kg}
 $P_7 = P_6 - (P_6 * (0,35))$
 $s_7 = \text{entropy}(R22; P=P_7; h=h_7)$ {kJ/kg.k}
 $T_7 = \text{temperature}(R22; P=P_7; h=h_7)$
 $x_7 = \text{quality}(R22; P=P_7; h=h_7)$

"Estado 8"

$h_8 = h_7$ {kJ/kg}
 $s_8 = \text{entropy}(R22; P=P_{\text{evap}}; h=h_8)$ {kJ/kg.k}
 $T_8 = \text{temperature}(R22; P=P_{\text{evap}}; h=h_8)$
 $x_8 = \text{quality}(R22; P=P_{\text{evap}}; h=h_8)$

"Balanços de Energia"

"Hipoteses"

1. Considerar o chiller operando em regime permanente a cada intervalo de hora;
2. Supõe-se que as propriedades termodinâmicas do refrigerante (R22) e da água estejam uniformemente distribuídas nas seções de entrada e saída dos volumes de controle;
3. Os ganhos de calor nas tubulações do refrigerante são considerados desprezíveis;
4. O processo de estrangulamento através dos dispositivos de expansão são isoentálpico;
5. As vazões de refrigerante e de água são fixas;
6. As variações de altura são desprezíveis;
7. A queda de pressão nas tubulações do refrigerante é desprezível se comparada com a da válvula de expansão;
8. Não há perdas de calor no evaporador e condensador."

"DEFINIÇÃO DA VAZÃO MASSICA DE REFRIGERANTE"

"Tomando como volume de controle o condensador, realizando o balanço de energia nesse sistema temos:"

$m_{\text{refri}} = m_{\text{agua_evap}} * ((h_{e2} - h_{e1}) / (h_8 - h_1))$ {kg/s} {Vazão massica de refrigerante obtida pelo balanço de energia tomando o condensador como VC}

"Evaporador"

$Q_{\text{refrigeração}} = m_{\text{água_evap}} * (h_{e1} - h_{e2})$ {kJ/s} {kW} {Capacidade frigorífica} "Analisando segundo as hipóteses e com balanço energético sendo a água o volume de controle"

$Q_{\text{refrigeração_refri}} = m_{\text{refri}} * (h_1 - h_8)$ {kJ/s} {kW} {Capacidade frigorífica por unidade de massa, analisando tendo como volume de controle o refrigerante}

"Compressor"

$Wt_{\text{compressor}} = m_{\text{refri}} * (h_2 - h_1)$ {kJ/kg} {Trabalho consumido, teórico do compressor, por unidade de massa}

$Wt_{\text{comp_isoentropico}} = m_{\text{refri}} * (h_{2s} - h_1)$ {kJ/kg} {Trabalho consumido isoentropico do compressor, por unidade de massa}

$n_{\text{isoentropica}} = 100 * (Wt_{\text{comp_isoentropico}} / Wt_{\text{compressor}})$ {Eficiência isentrópica}

$n_{\text{motor_compressor}} = 100 * (Wt_{\text{compressor}} / \text{Cons_Mot_Compressor})$ {Eficiência do conjunto motor compressor, avalia a eficiência que esse conjunto teve no dia da medição}

$Wt_{\text{eletrico}} = (Wt_{\text{compressor}} / (n_{\text{mecanica}} * n_{\text{eletrica}}))$

"Condensador"

$Q_{\text{condensação}} = m_{\text{água_cond}} * (h_{c2} - h_{c1})$ {kJ/s} {kW} {Taxa de calor rejeitado do ciclo}

"Analisando segundo as hipóteses e com balanço energético do lado da água"

$Q_{\text{condensação2}} = m_{\text{refri}} * (h_2 - h_3)$ {kJ/s} {kW} {Calor retirado do fluxo de refrigerante, apenas pela condensação, sem passar pela câmara de subresfriamento}

"Flasc, câmara de subresfriamento"

$h_{\text{flasc}} = (m_{\text{refri}} / m_{\text{água_cond}}) * (h_4 - h_5) + (h_{c1})$ {Entalpia da água na saída da câmara flasc, dentro do condensador}

$s_{\text{flasc}} = \text{entropy}(\text{Water}, h = h_{\text{flasc}}, x = 0)$ {Entropia da água na saída da flasc}

$T_{\text{flasc}} = \text{temperature}(\text{Water}, x = 0, h = h_{\text{flasc}})$

$Q_{\text{sub_resfriamento}} = m_{\text{refri}} * (h_4 - h_5)$ {Calor de subresfriamento, avaliando o lado do refrigerante}

"COP teórico usando o Trabalho calculado"

$\text{COP} = Q_{\text{refrigeração_refri}} / Wt_{\text{eletrico}}$

"COP reversível"

$\text{COP}_{\text{rev}} = Q_{\text{refrigeração_refri}} / Wt_{\text{comp_isoentropico}}$

"ANALISE EXERGETICA"

"Realizando balanços de exergia para cada componente, juntamente com o conceito de eficiência da segunda lei também conhecido como eficiência exergetica"

"Conceito de exergia: eficiência exergetica é igual a exergia recuperada pela fornecida"

"Evaporador"

$X_{\text{Fluxo_água_gelada}} = m_{\text{água_evap}} * ((h_{e1} - h_{e2}) - T_0 * (s_{e1} - s_{e2}))$ {kJ/kg} {Exergia de fluxo da água gelada, ou exergia fornecida, por unidade de massa}

$X_{\text{Fluxo_refri_evap}} = m_{\text{refri}} * ((h_8 - h_1) - T_0 * (s_8 - s_1))$

$X_{\text{dest_Evap}} = X_{\text{Fluxo_refri_evap}} + X_{\text{Fluxo_água_gelada}}$ {kJ} {Exergia destruída no evaporador}

$n_{\text{II_Evaporado}} = 100 * (1 - (X_{\text{dest_Evap}} / X_{\text{Fluxo_refri_evap}}))$ {Eficiência do evaporador}

$\text{Perda_efi_Evap} = 100 * (1 - (X_{\text{dest_Evap}} / Wt_{\text{eletrico}}))$

"Compressor"

$X_{\text{dest_Comp}} = Wt_{\text{eletrico}} + X_{\text{Fluxo_Comp}}$ {kJ/s} {Exergia destruída no compressor}

$X_{\text{Fluxo_Comp}} = m_{\text{refri}} * ((h_1 - h_2) - T_0 * (s_1 - s_2))$ {kJ/s} {Exergia de fluxo, ou exergia recuperada, ou aumento de exergia no fluxo}

$n_{\text{II_Compressor}} = 100 * (1 - (X_{\text{dest_Comp}} / Wt_{\text{eletrico}}))$ {Eficiência exergetica}

$\text{Perda_efi_Comp} = X_{\text{dest_Comp}} / Wt_{\text{eletrico}}$

" Condensador" {Levando em consideração apenas a entrada e saída do condensador, contanto que a flasc está no interior}

$X_{\text{Fluxo_água_cond}} = m_{\text{água_cond}} * ((h_{c1} - h_{c2}) - T_0 * (s_{c1} - s_{c2}))$ {kJ/s} {Exergia de fluxo, da água do condensador}

{kJ/s} {Exergia de fluxo, do refrigerante no condensador}

$X_{\text{refri_cond}} = m_{\text{refri}} * (((h_2 - h_3) - T_0 * (s_2 - s_3)) + ((h_4 - h_5) - T_0 * (s_4 - s_5)))$

$X_{dest_Cond} = X_{refri_cond} + X_{Fluxo_agua_cond}$ {kJ/s} {Exergia destruída no condensador}
 $n_{II_Condensador} = 100 * (1 - (X_{dest_Cond} / X_{Fluxo_agua_cond}))$ {Eficiência exergetica}
 $Perda_{efi_Cond} = X_{dest_Cond} / Wt_{eletrico}$

"Dispositivos de expansão"

"Camara Boia"

$X_{dest_Camara_boia} = m_{refri} * (T_0) * (s_6 - s_5)$
 $n_{II_Camara_boia} = 0$ {Sendo a exergia forcenida igual a exergia destruída, a eficiência exergetica desses componentes é igual a zero}
 $Perda_{efi_edutor_flasc} = X_{dest_Camara_boia} / Wt_{eletrico}$

"Placa de orificio 1"

$X_{dest_O1} = m_{refri} * (T_0) * (s_7 - s_6)$
 $n_{II_O1} = 0$
 $Perda_{efi_O1} = X_{dest_O1} / Wt_{eletrico}$

"Placa de orificio 2"

$X_{dest_O2} = m_{refri} * (T_0) * (s_8 - s_7)$
 $n_{II_O2} = 0$
 $Perda_{efi_O2} = X_{dest_O2} / Wt_{eletrico}$

"Redutor de pressão da camara flasc"

$X_{dest_red_flasc} = m_{refri} * (T_0) * (s_4 - s_3)$
 $n_{II_red_flasc} = 0$
 $Perda_{efi_redutor_flasc} = X_{dest_red_flasc} / Wt_{eletrico}$

"EXERGIA DESTRUIDA TOTAL"

$X_{dest_total} = X_{dest_Evap} + X_{dest_Comp} + X_{dest_Cond} + X_{dest_flasc} + X_{dest_Camara_boia} + X_{dest_O1} + X_{dest_O2}$

"EFICIENCIA EXERGETICA DA UNIDADE"

"Segundo Çengel, para dispositivos ciclicos, como refrigeradores a eficiência da segunda lei pode ser expressa por"

$n_{II} = 100 * (1 - (X_{dest_total} / Wt_{eletrico}))$