



INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO PIAUÍ
CAMPUS TERESINA CENTRAL
CURSO DE BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DANIEL LUCAS VALADÃO DA SILVA

**ANÁLISE ENERGÉTICA COMPARATIVA ENTRE TRÊS RESFRIADORES DE
LÍQUIDO POR COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR DE UM SHOPPING
CENTER DE GRANDE PORTE LOCALIZADO EM TERESINA/PI**

TERESINA

2023

DANIEL LUCAS VALADÃO DA SILVA

ANÁLISE ENERGÉTICA COMPARATIVA ENTRE TRÊS RESFRIADORES DE
LÍQUIDO POR COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR DE UM SHOPPING
CENTER DE GRANDE PORTE LOCALIZADO EM TERESINA/PI

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
como exigência parcial para obtenção do diploma
do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica
do Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia do Piauí, Campus Teresina Central.

Orientador: Prof. Me. Francisco José Patrício
Franco.

Co-orientador: Prof. Me Anderson Felipe Chaves
Fortes

TERESINA

2023

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD

Silva, Daniel Lucas Valadão da

S586a Análise energética comparativa entre três resfriadores de líquido por compressão mecânica de vapor de um shopping center de grande porte localizado em Teresina/PI / Daniel Lucas Valadão da Silva. - 2023.
48 f.: il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica)
- Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí, Campus Teresina Central, 2023.

Orientador : Prof Me. Francisco José Patrício Franco.

1. Refrigeração por compressão mecânica de vapor. 2. Chiller. 3. COP.
I. Título.

CDD - 620

Elaborado por Maria Rosismar Farias CRB 3/631

DANIEL LUCAS VALADÃO DA SILVA

ANÁLISE ENERGÉTICA COMPARATIVA ENTRE TRÊS RESFRIADORES DE
LÍQUIDO POR COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR DE UM SHOPPING
CENTER DE GRANDE PORTE LOCALIZADO EM TERESINA/PI

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
como exigência parcial para obtenção do diploma
do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica
do Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia do Piauí, Campus Teresina Central.

Aprovada em: ____/____/____.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Me. Francisco José Patrício Franco (Orientador)
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof. Esp. José Agamenon da Silva Rocha
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof. Me. Janiel Fontineles Silva
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

*Dedico este trabalho à minha família,
especialmente minha mãe, Vilma, que
sempre acreditou em mim e me deu apoio
incondicional durante esta longa jornada.*

AGRADECIMENTOS

A Deus, por ter permitido que eu tivesse saúde e determinação para ultrapassar todos os obstáculos encontrados na vida até a presente realização deste trabalho.

Aos meus pais, irmã e familiares, por todo apoio e pela ajuda nos momentos difíceis e compreensão da minha ausência enquanto eu me dedicava à realização deste trabalho.

Ao Instituto Federal do Piauí Campus Teresina Central e todos os professores e servidores pela oportunidade de realização deste curso.

Aos professores Francisco Patrício e Anderson Fortes, por terem sido meus orientadores e terem desempenhado tal função com dedicação, amizade e conselhos valiosos para a vida acadêmica e profissional.

Aos colegas de trabalho do Shopping Rio Poty, especialmente Michael Cavalcante, que de forma direta ou indireta auxiliaram e forneceram informações preciosas neste trabalho.

Aos meus colegas de curso, estágios e de programas acadêmicos que participei, com quem convivi intensamente durante os últimos anos, pelo companheirismo e pela troca de experiências que me permitiram crescer não só como pessoa, mas também como profissional.

Muito obrigado a todos!

“Uma espécie baseada em crescimento infinito é insustentável.”

Muse - The 2nd Law: Unsustainable

RESUMO

Por meio do presente trabalho, propõe-se uma análise comparativa sob o ponto de vista energético entre três resfriadores de líquido por compressão de vapor de um shopping center de grande porte localizado em Teresina-PI. A análise compreende três equipamentos Chillers Carrier modelo AquaEdge 19XR de capacidade 450 TR (toneladas de refrigeração). A modelagem para análise da operação dos equipamentos será feita com auxílio do software EES (Engineering Equation Solver). Os resultados obtidos para COP, consumo, capacidade de refrigeração e potência foram coerentes aos valores dispostos em ficha técnica do equipamento.

Palavras-Chaves: Refrigeração por compressão mecânica de vapor, Chiller, COP.

ABSTRACT

Through this work, a comparative analysis is proposed from the energetic point of view among three vapor compression liquid coolers of a large shopping center located in Teresina-PI. The analysis comprises three Carrier AquaEdge 19XR chillers with a capacity of 450 refrigeration tons. The modeling for the equipment operation analysis will be performed with the aid of the EES (Engineering Equation Solver) software. The results obtained for COP, input, input power and capacity were consistent with the

Palavras-Chaves: Mechanical vapor compression refrigeration, Chiller, COP.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Esquema do Ciclo Ideal de Refrigeração por Compressão de Vapor	23
Figura 2 - Chiller Carrier Evergreen 19XR	28
Figura 3 – Representação do Sistema de Climatização de Shopping Center	29
Figura 4 – Esquema da Resfriador de líquido por Compressão de Vapor	30
Figura 5 – Volume de controle no Evaporador	32
Figura 6 – Volume de Controle no Compressor	33
Figura 7 – Volume de controle no Condensador	34

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros de funcionamento dos três Chillers	31
Tabela 2 – Parâmetros relativos, estados termodinâmicos e fluxo de massa dos pontos do Chiller 1	37
Tabela 3 – Parâmetros relativos, estados termodinâmicos e fluxo de massa dos pontos do Chiller 2	37
Tabela 4 – Parâmetros relativos, estados termodinâmicos e fluxo de massa dos pontos do Chiller 3	38
Tabela 5 – Resultados de Análise Energética para os Sistemas	39
Tabela 6 – Resultados de Análise Energética para os Sistemas	39

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EES	Engineering Equation Solver
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers
CFC's	Clorofluorcarbonetos
HCFC's	Hidroclorofluorcarbonetos
HFC's	Hidrofluorcarbonetos
COP	Coeficiente de Performance
TR	Tonelada de Refrigeração
R	Refrigerante
CAG	Central de Água Gelada
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo

LISTA DE SÍMBOLOS

$\sum_{ent} \dot{m}$	Somatório dos fluxos de massa na entrada do volume de controle
$\sum_{sai} \dot{m}$	Somatório dos fluxos de massa na saída do volume de controle
$\dot{m}$	Fluxo de massa que escoar através do volume de controle
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor entre o volume de controle e suas vizinhanças
$\dot{W}$	Potência ou taxa de trabalho no volume de controle
h	Entalpia
V	Velocidade
g	Aceleração da gravidade
z	Altura potencial
$V_{\text{água;resfriada}}$	Vazão de água resfriada/gelada
$P_{\text{retorno;evap}}$	Pressão de entrada/retorno da água resfriada/gelada
$P_{\text{saída;evap}}$	Pressão de saída da água resfriada/gelada
$T_{\text{retorno;evap}}$	Temperatura de entrada/retorno da água resfriada/gelada
$T_{\text{saída;evap}}$	Temperatura de saída da água resfriada/gelada
$V_{\text{água;cond}}$	Vazão de água condensada
$P_{\text{retorno;cond}}$	Pressão de entrada/retorno da água condensada
$P_{\text{saída;cond}}$	Pressão de saída da água condensada
$T_{\text{retorno;cond}}$	Temperatura de entrada/retorno da água condensada

$T_{saida;cond}$	Temperatura de saída da água condensada
P_{evap}	Pressão no evaporador
P_{cond}	Pressão no condensador
T_1	Temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador
T_3	Temperatura do fluido refrigerante na saída do condensador
$\dot{Q}_L$	Taxa de transferência de calor da água resfriada/gelada para o fluido refrigerante
$\dot{Q}_H$	Taxa de transferência de calor do fluido refrigerante para a água condensada
η_{evap}	Eficiência energética para o evaporador
η_{comp}	Eficiência energética para o compressor
η_{cond}	Eficiência energética para o condensador
COP_R	Coeficiente de performance do ciclo de refrigeração

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
2 OBJETIVOS	19
2.1 OBJETIVO GERAL	19
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	19
3 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	20
3.1 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	20
3.2 APLICAÇÕES DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	21
3.3 GENERALIDADES SOBRE A REFRIGERAÇÃO	21
3.4 FLUIDOS REFRIGERANTES	22
3.5 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	22
3.5.1 Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor	22
3.5.2 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor	23
3.6 COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	24
3.6.1 Compressores	24
3.6.2 Condensadores	24
3.6.3 Evaporadores	25
3.6.4 Dispositivos de expansão	25
3.7 ESTUDOS ENVOLVENDO ANÁLISE ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	26
4 MODELAGEM TERMODINAMICA	27
4.1 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DO SHOPPING	27

4.2 ANÁLISE ENERGÉTICA.....	29
4.2.1 Conservação da massa	29
4.2.2 Conservação da energia.....	30
4.2.3 Análise Energética do Sistema	30
4.2.3.1 Evaporador	32
4.2.3.2 Compressor	33
4.2.3.3 Condensador	34
4.2.3.4 Coeficiente de Performance do Ciclo de Refrigeração	35
5 ANÁLISE DE RESULTADOS	36
5.1 Resultados para os Sistemas.....	36
5.1.1 Resultados da Análise Energética	38
6. CONCLUSÕES	40
6.1 Sugestão para trabalhos futuros	40
ANEXO A – CÓDIGO COMPUTACIONAL EM EES PARA ANÁLISE DO SISTEMA APRESENTADO	43

1 INTRODUÇÃO

De acordo com o relatório do Intergovernmental Painel on Climate (2018), os estudos de sistemas energéticos têm ganhado interesse em razão de vários fatores, tais como: crescimento da demanda energética, limitação dos recursos de combustíveis não renováveis, preocupações ambientais e surgimento de tecnologias emergentes.

Ainda conforme este relatório, a demanda global por energia continuará a crescer até 2050, e é essencial fazer uma transição acelerada para fontes de energia renovável e reduzir drasticamente a dependência de combustíveis fósseis, para limitar o aquecimento global a 1,5°C e evitar impactos climáticos graves.

Lin et al. (2014) afirma que o uso de ar condicionado para a climatização de grandes edificações comerciais ou públicas representa uma parcela considerável do consumo de eletricidade em muitos países. De acordo com a International Energy Agency (2021), a demanda por refrigeração e energia está aumentando em todo o mundo, impulsionada pelo aumento da urbanização, pelo crescimento da população e pela melhoria dos padrões de vida.

A demanda por energia para refrigeração deve triplicar até 2050 em comparação com os níveis de 2017, tornando-se uma das maiores fontes de crescimento da demanda, sendo que a maior parte desta demanda por refrigeração e energia está concentrada nos países em desenvolvimento, onde muitas pessoas ainda não têm acesso a aparelhos de ar condicionado e outros sistemas de refrigeração. Isso pode levar a um aumento significativo do consumo de energia e emissões de gases de efeito estufa à medida que esses países se desenvolvem. (International Energy Agency, 2021)

Dincer e Rosen (2012) destacam a importância dos estudos de sistemas energéticos devido à crescente demanda de energia em todo o mundo e à limitação dos recursos de combustíveis não renováveis.

A análise energética avalia o fluxo de energia através de um sistema e identifica a quantidade de energia que é perdida como calor ou outras formas de energia indesejáveis, sendo uma ferramenta útil para identificar áreas do sistema que podem ser melhoradas em termos de eficiência energética e para determinar a quantidade de energia disponível para uso. (Dincer e Rosen, 2012)

Os estudos de sistemas térmicos visando a sustentabilidade envolvem a análise dos processos de conversão e uso da energia em edifícios, indústrias e transporte, com o objetivo de identificar oportunidades de melhorias em termos de eficiência energética, redução de emissões de gases de efeito estufa e utilização de fontes de energia renováveis. (Dincer e Rosen, 2012)

Os softwares de análise termodinâmica são ferramentas particularmente úteis para avaliar o desempenho de sistemas de energia, como ciclos de refrigeração, sistemas de cogeração, sistemas de aquecimento e refrigeração de edifícios, entre outros. O software EES (Engineering Equation Solver) é um dos mais utilizados, e fornece melhor rapidez, precisão e visualização no tratamento de dados resultados, bem como permite a resolução de sistemas de maior complexidade em função de múltiplas variáveis e interações.

A climatização adequada em um shopping center proporciona conforto térmico aos clientes, tornando sua experiência de compra mais agradável e aumentando o tempo que eles passam no shopping, o que é um fator positivo ao varejo, além de ajudar a manter a temperatura e umidade adequadas para a conservação de produtos vendidos nas lojas, como roupas e alimentos.

Equipamentos de compressão de mecânica de vapor, chillers, normalmente são utilizados no sistema de climatização. Estes têm por função refrigerar água do sistema hidrônico que será distribuída de forma controlada para unidades terminais, fan-coils. Estas unidades proporcionam o resfriamento do ar de um ambiente através da troca de calor com a água gelada e sistema de ventilação.

Bejan (1996) afirma que a análise em um chiller de compressão mecânica de valor proporciona informações importantes sobre o desempenho do sistema, como eficiência energética, pontos de maior consumo e desperdício de energia, avaliação dos componentes individuais do sistema, bem como indicar oportunidades de melhorias para reduzir as perdas de exergia e aumentar a eficiência do sistema.

Neste cenário, faz-se útil desenvolver uma análise sob o ponto de vista energético, entre três equipamentos de compressão mecânica de vapor, Chillers Carrier modelo AquaEdge 19XR de capacidade 450 TR (toneladas de refrigeração), cada, do sistema de climatização de um shopping center de grande porte localizado em Teresina-PI.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Desenvolver uma análise comparativa através de simulação computacional realizada com o auxílio do software EES (Engineering Equation Solver) sob o ponto de vista energético, entre três equipamentos de compressão mecânica de vapor, Chillers Carrier modelo AquaEdge 19XR de capacidade 450 TR, cada, utilizados no sistema de climatização de um shopping center de grande porte localizado em Teresina-PI.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Coletar informações e parâmetros de funcionamento dos três chillers;
- Definir de hipóteses a serem consideradas para as análises;
- Definir propriedades termodinâmicas para cada estado termodinâmico presente no funcionamento dos sistemas;
- Definir das equações governantes em cada componente do sistema;
- Desenvolver um modelo termodinâmico adequado com auxílio do software EES (Engineering Equation Solver);
- Aplicar análise energética aos três sistemas termodinâmicos distintos correspondentes a cada chiller;
- Comparar os três equipamentos do ponto de vista energético.

3 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Com este tópico, espera-se abranger os aspectos teóricos necessários ao alcance dos objetivos geral e específicos pretendidos em 3.1 e 3.2, mais especificamente os conceitos relativos aos sistemas de refrigeração por compressão de vapor por simples estágio, breve histórico a respeito da utilização dos meios de refrigeração, aplicações de sistemas de refrigeração, ciclos de refrigeração por compressão de vapor teórico e real, processos envolvidos e apresentação de componentes do sistema.

3.1 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

De acordo com Tomczyk et al. (2016), a refrigeração é uma tecnologia que tem sido desenvolvida e utilizada há milhares de anos. Ao longo da história, foram criadas diversas técnicas e tecnologias para manter alimentos e bebidas refrigerados.

Acredita-se que os povos egípcios e romanos utilizavam técnicas de refrigeração, como a colocação de alimentos em poços subterrâneos, onde a temperatura era mais baixa. Os chineses também são conhecidos por terem utilizado gelo natural para conservar alimentos, no século VII d.C por meio do recolhimento de gelo durante o inverno e o armazenavam em grandes poços com palha e serragem para evitar o derretimento. (Pacheco-Torgal et al., 2018)

Pacheco-Torgal et al. (2018) afirmam que refrigeração com o uso de máquinas e compressores começou a ser desenvolvida no século XIX com o médico norte-americano John Gorrie que desenvolveu um sistema de refrigeração por compressão de ar que utilizava gelo produzido em uma máquina, com objetivo de resfriar o ar em hospitais para ajudar no tratamento de febre.

Ainda no século XIX, o inventor americano Alexander Twining construiu uma máquina de refrigeração por compressão de vapor que foi utilizada para resfriar uma cervejaria, enquanto o inventor britânico James Harrison criou uma máquina semelhante para a indústria de lã. (Pacheco-Torgal et al., 2018)

Em 1902, o engenheiro americano Willis Carrier inventou o primeiro sistema de ar condicionado moderno para a indústria gráfica em Nova York, por meio de refrigeração por compressão de vapor com controlava de temperatura e umidade do ar, permitindo que as impressoras produzissem impressões mais precisas e

consistentes. Com isso, iniciou-se o desenvolvimento e comercialização de sistemas de ar condicionado para outros setores, como o de saúde, o de transporte e o de edifícios comerciais e residenciais. (Hensley, J. E., 2016)

Nos últimos anos, a refrigeração tem passado por uma nova revolução tecnológica, com o surgimento de novas tecnologias de refrigeração mais eficientes e sustentáveis, como a refrigeração magnética, a refrigeração termo acústica e a refrigeração por adsorção.

3.2 APLICAÇÕES DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Pacheco-Torgal et al. (2018) e Hensley (2016) afirmam que os sistemas de refrigeração têm diversas aplicações em diferentes necessidades da sociedade, incluindo: refrigeração de alimentos e bebidas, conservação de alimentos perecíveis, armazenamento de produtos químicos e farmacêuticos; refrigeração de cargas em caminhões, trens, navios e aviões; refrigeração de medicamentos, vacinas, amostras de sangue e órgãos; sistemas de ar condicionado e refrigeração em edifícios comerciais e residenciais; refrigeração em processos químicos e petroquímicos; em sistemas de ar condicionado de veículos; refrigeração de equipamentos eletrônicos e de informática; refrigeração em shopping centers, parques de diversões, cinemas, teatros e outros locais de entretenimento.

3.3 GENERALIDADES SOBRE A REFRIGERAÇÃO

Pacheco-Torgal et al. (2018) tratam que a refrigeração é um processo termodinâmico que consiste na remoção de calor de um espaço ou substância para reduzir sua temperatura a um nível desejado, que geralmente utilizam compressão de vapor como método de remoção de calor, mas também pode ocorrer de outras formas.

O sistema de refrigeração típico é composto por quatro componentes principais: compressor, condensador, evaporador e dispositivo de expansão. O refrigerante circula pelo sistema, passando por esses componentes e removendo o calor do espaço ou substância a ser refrigerada.

A eficiência energética é uma preocupação importante em sistemas de refrigeração, uma vez que a refrigeração é uma das atividades que mais consome energia no mundo. Assim, técnicas de otimização e controle de sistemas de refrigeração têm sido desenvolvidas para melhorar a eficiência energética, reduzir o

consumo de energia e o impacto ambiental, incluindo sistemas de refrigeração por adsorção e sistemas de refrigeração magnética. (Hensley, J. E., 2016)

3.4 FLUIDOS REFRIGERANTES

Os fluidos refrigerantes são substâncias utilizadas em sistemas de refrigeração para transferir calor de um espaço ou substância para outro. Esses fluidos possuem propriedades termo físicas específicas que permitem a remoção de calor do ambiente a ser refrigerado e sua transferência para um ambiente externo. Existem diferentes tipos de fluidos refrigerantes, que podem ser classificados em diversas categorias, tais como clorofluorocarbonos (CFCs), hidroclorofluorocarbonos (HCFCs), hidrofluorocarbonos (HFCs), hidrocarbonetos (HCs), entre outros. (Melo, 2015) CITAÇÃO.

Melo (2015) afirma que alguns fluidos refrigerantes utilizados há décadas, principalmente os CFCs e HCFCs possuem efeitos negativos no meio ambiente e na saúde humana, principalmente relacionados à degradação da camada de ozônio, aumento do efeito estufa e aquecimento global. Por esse motivo, regulamentações governamentais, como o Protocolo de Montreal foram estabelecidas internacionalmente para eliminar gradualmente estes fluidos prejudiciais e impulsionar uma transição para fluidos refrigerantes menos nocivos, como o R-290 (propano), o R-744 (dióxido de carbono) e o R-32.

3.5 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

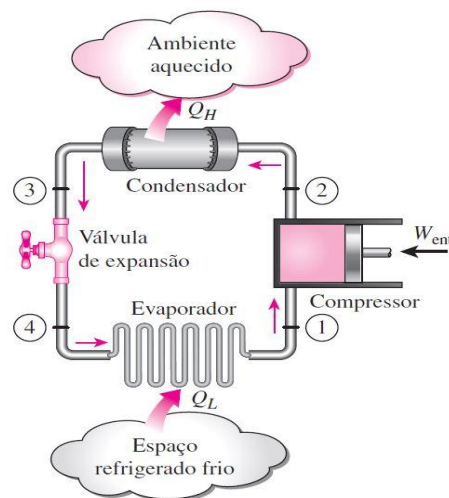
3.5.1 Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

Segundo Cengel e Boles (2013), o ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor é uma representação teórica do processo de refrigeração que serve como base para a compreensão do funcionamento dos sistemas reais de refrigeração. Ele é usado como uma referência para avaliar o desempenho dos ciclos reais e para determinar a eficiência máxima teórica que pode ser alcançada por um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

O ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor consiste em quatro processos termodinâmicos que ocorrem em seus componentes, conforme ilustrado na Figura 1, sendo:

- Processo 1→2: Compressão isentrópica em um compressor;
- Processo 2→3: Rejeição de calor a pressão constante em um condensador;
- Processo 3→4: Estrangulamento em um dispositivo de expansão;
- Processo 4→1: Absorção de calor a pressão constante em um evaporador.

Figura 1 – Esquema do Ciclo Ideal de Refrigeração por Compressão de Vapor



Fonte: Cengel e Boles (2013)

3.5.2 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

Para Cengel e Boles (2013), o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor difere do ciclo ideal devido a uma série de irreversibilidades que ocorrem no sistema, como as perdas de carga nos componentes, atrito, as transferências de calor com diferença finita de temperatura e a compressão com eficiência finita.

Essas irreversibilidades resultam em uma queda na eficiência do ciclo real em relação ao ciclo ideal. Além disso, o autor destaca que a escolha do fluido refrigerante e das condições de operação do sistema também afetam o desempenho do ciclo real.

Para melhorar a eficiência do ciclo real, é necessário minimizar as irreversibilidades, por exemplo, através da escolha de componentes com menor perda de carga e maior eficiência, e da utilização de tecnologias mais avançadas, como compressores de alta eficiência e trocadores de calor de alta performance. (Cengel e Boles, 2013)

3.6 COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

3.6.1 Compressores

De acordo com Stoecker (2016), compressores são equipamentos essenciais em sistemas de refrigeração por compressão de vapor, sendo responsáveis pela compressão do fluido refrigerante e pelo aumento da sua pressão e temperatura. Existem diferentes tipos de compressores utilizados em refrigeração, cada um com suas características e aplicações específicas.

Em sistemas de grande porte, normalmente são utilizados compressores do tipo rotativos, tais como compressores parafuso, de palhetas e centrífugos. Compressores parafuso operam com um par de parafusos inter travados, que giram em sentido oposto, comprimindo o refrigerante. Eles têm a vantagem de serem mais silenciosos, terem menos vibrações do que os compressores de pistão, serem mais eficientes e duráveis do que os compressores alternativos, mas também são mais caros.

Outros tipos de compressores são os alternativos, mais comuns em sistemas de refrigeração de pequeno e médio porte, como ar-condicionado residencial e comercial. Eles utilizam um pistão que se move para comprimir o refrigerante. Compressores do tipo scroll utilizam duas espirais em forma de scroll para comprimir o refrigerante. Compressores de absorção são utilizados em sistemas de refrigeração que utilizam energia térmica, como sistemas de refrigeração movidos a gás ou energia solar, utilizando um fluido absorvente que reage com o refrigerante para produzir a compressão.

3.6.2 Condensadores

Os condensadores em sistemas de refrigeração têm a função de rejeitar o calor absorvido no evaporador, transferindo-o para o ambiente externo. Existem dois tipos principais de condensadores: os resfriados a ar e os resfriados a água. A escolha do tipo de condensador a ser utilizado em um determinado sistema de refrigeração depende das características do sistema, como a capacidade de refrigeração necessária, o espaço disponível, o custo de energia e as condições ambientais. (Stoecker, 2016)

Os condensadores resfriados a ar são comuns em sistemas de refrigeração de pequeno e médio porte, como em refrigeradores domésticos e comerciais. Nesse tipo de condensador, o ar circula sobre as aletas do tubo de cobre que contém o fluido refrigerante condensado, transferindo o calor para a atmosfera.

Os condensadores resfriados a água são usados em sistemas de refrigeração de grande porte, como em sistemas de ar condicionado central ou em processos industriais. O fluido refrigerante condensado é circulado através de tubos em um trocador de calor, onde a água é utilizada para remover o calor do refrigerante. A água é então resfriada em uma torre de resfriamento ou liberada em um rio ou lago.

3.6.3 Evaporadores

Os evaporadores são componentes importantes dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, responsáveis por transferir calor do ambiente a ser refrigerado para o fluido refrigerante em circulação. O tipo mais comum de evaporador utilizado em aplicações de refrigeração é o evaporador de carcaça e tubo, que consiste em um conjunto de tubos enrolados e soldados em uma carcaça, com o fluido refrigerante circulando pelos tubos e o ar ou líquido a ser refrigerado passando sobre a superfície externa dos tubos. (Stoecker, 2016)

Stoecker (2016) afirma ainda que os evaporadores de carcaça e tubo têm várias vantagens, incluindo alta eficiência de transferência de calor, facilidade de manutenção e reparo, e capacidade de lidar com grandes volumes de fluido refrigerante. No entanto, eles também apresentam algumas desvantagens, como o risco de vazamento de fluido refrigerante devido a problemas com a soldagem dos tubos na carcaça.

3.6.4 Dispositivos de expansão

Os dispositivos de expansão são utilizados em sistemas de refrigeração por compressão de vapor para reduzir a pressão e temperatura do fluido refrigerante e permitir sua evaporação, a partir da troca de calor com o meio a ser refrigerado. Esses dispositivos têm como objetivo controlar a taxa de fluxo do fluido refrigerante, garantindo um processo de refrigeração eficiente e adequado para a aplicação desejada. (Stoecker, 2016)

3.7 ESTUDOS ENVOLVENDO ANÁLISE ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Conforme Cengel e Boles (2013), a análise energética é uma ferramenta fundamental para avaliar o desempenho de sistemas de refrigeração por compressão de vapor. E consiste na aplicação da conservação de energia para determinar as taxas de transferência de calor e de trabalho para cada componente do ciclo, e depois, para o ciclo como um todo.

O desempenho deste ciclo pode ser avaliado por meio do coeficiente de desempenho (COP), que é a relação entre a quantidade de calor removida do ambiente refrigerado (ou evaporador) e a quantidade de trabalho necessário para realizar essa remoção de calor. Em outras palavras, o COP é a razão entre a capacidade de refrigeração e o consumo de energia elétrica e indica uma medida de eficiência energética. Quanto maior o seu valor, mais eficiente é o sistema de refrigeração.

No entanto, é importante ressaltar que o COP não é uma medida absoluta de desempenho, pois depende das condições de operação, como a temperatura de evaporação e condensação, a pressão do refrigerante e o fluxo de ar.

4 MODELAGEM TERMODINAMICA

A metodologia do presente trabalho consistirá na modelagem termodinâmica utilizando como dados principais as informações obtidas através da leitura de parâmetros de funcionamento realizada nos três chillers de compressão de vapor de um shopping center localizado na cidade de Teresina-PI.

A análise energética será aplicada em três sistemas termodinâmicos distintos correspondentes aos três equipamentos Chillers Carrier modelo AquaEdge 19XR.

A modelagem termodinâmica será desenvolvida neste capítulo será baseada em dados obtidos através da leitura de parâmetros de operação dos equipamentos, hipóteses consideradas, propriedades termodinâmicas e modelos matemáticos baseados nos princípios de conservação da massa e da energia para um volume de controle em regime permanente, bem como princípios da Primeira e da Segunda Lei da Termodinâmica para a obtenção do balanço de energia para um volume de controle em regime permanente.

O trabalho de aquisição dos dados será realizado com auxílio do software EES (Engineering Equation Solver).

A análise energética foi aplicada em três sistemas termodinâmicos de mesmas características, sendo:

- Chiller Carrier modelo Evergreen 19XR
- Refrigeração por compressão mecânica de vapor;
- Compressor centrífugo de 01 (um) estágio;
- Capacidade de refrigeração de 450 TR;
- Condensação a água;
- Condensador tipo carcaça e tubo (*shell and tube*) com dois (02) passes;
- Evaporador tipo carcaça e tubo (*shell and tube*) com um (01) passe;
- Fluido refrigerante R134a;
- Água como líquido resfriado;
- COP em carga máxima = 5,40;
- Potência = 293 kW;
- Consumo = 0,652 kW/TR.

4.1 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DO SHOPPING

O sistema de refrigeração do *shopping* em questão é utilizado para manter a climatização do ambiente interno do mesmo. Esse sistema é composto por uma Central de Água Gelada (CAG), com três *chillers* de compressão, cada um com capacidade de refrigeração de 450, totalizando 1350 TR.

Também estão incluídos nesse sistema: seis torres de resfriamento, com suas respectivas bombas; um conjunto de *fan-coils* (ventilador-sepentina), responsáveis pela circulação de ar frio no ambiente; um conjunto bombas primárias que bombeiam água para os evaporadores dos *chillers*; e ainda, um conjunto de bombas secundárias que bombeiam água resfriada para os *fan-coils*, onde haverá trocas de calor com o ar que, em seguida, será insuflado no ambiente interno do *shopping*. O sistema em questão trabalha de forma conjugada a um reservatório de termoacumulação (tanque de água gelada) de capacidade 960 TR, de forma a promover um consumo mais eficiente de energia em horários de pico, onde a energia se torna mais cara.

A seguir, a figura 2 mostra um *Chiller* Carrier Evergreen 19XR, modelo presente no sistema e a ser analisado neste trabalho.

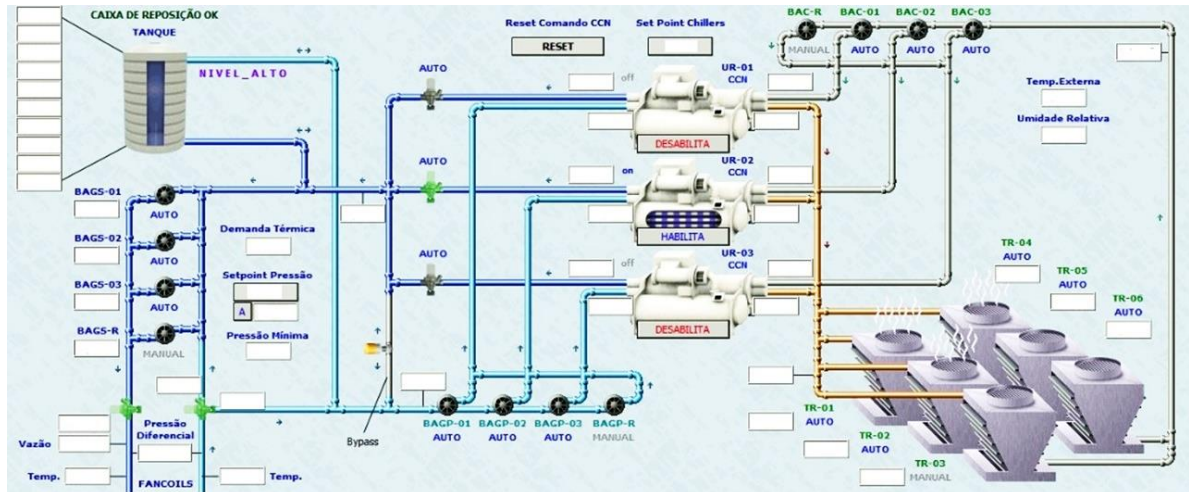
Figura 2 - Chiller Carrier Evergreen 19XR



Fonte: (Carrier, 2020)

A figura 3 a seguir mostra uma representação do sistema de climatização do shopping e seus componentes, dentre os quais estão os três *chillers* a serem analisados neste trabalho.

Figura 3 – Representação do Sistema de Climatização de Shopping Center



Fonte: Autor, 2023

4.2 ANÁLISE ENERGÉTICA

A análise energética de um ciclo de refrigeração serve para avaliar o desempenho do sistema e identificar oportunidades de melhorias em termos de eficiência energética, por meio da determinação de várias grandezas termodinâmicas, tais como a taxa de transferência de calor, a taxa de trabalho e o coeficiente de performance (COP). O modelo matemático utilizado nesta análise é baseado nos princípios de conservação da massa e da energia para um volume de controle em regime permanente, conforme equações a seguir. (Cengel e Boles, 2013)

4.2.1 Conservação da massa

Para processos aproximados a escoamento em regime permanente, onde a taxa total com que a massa entre em um volume de controle é igual à taxa total com que a massa sai deste mesmo volume de controle, temos:

$$\sum_{ent} \dot{m} = \sum_{sai} \dot{m} \quad (1)$$

Onde:

- $\dot{m}$ é o fluxo de massa que escoar através do volume de controle.

4.2.2 Conservação da energia

A equação do balanço de energia aplicado a um volume de controle com escoamento em regime permanente resulta em:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{sai} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{ent} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (2)$$

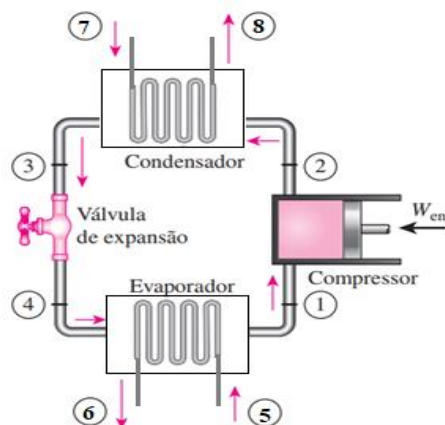
Onde:

- $\dot{Q}$ é a taxa de transferência de calor entre o volume de controle e suas vizinhanças;
- $\dot{W}$ é a potência ou taxa de trabalho no volume de controle;
- $\dot{m}$ é o fluxo de massa que escoa através do volume de controle;
- h é a entalpia;
- V é a velocidade;
- g é a aceleração da gravidade;
- z é a altura potencial.

4.2.3 Análise Energética do Sistema

Se tratando de resfriadores de líquido por compressão de vapor do tipo *Chiller*, onde condensador e evaporador são do tipo carcaça e tubo, ambos são tomados como trocadores de calor, e a figura 4 ilustra a representação esquemática do sistema.

Figura 4 – Esquema da Resfriador de líquido por Compressão de Vapor



Fonte: Adaptado de Cengel e Boles, 2013

Os dados obtidos através da leitura dos parâmetros de funcionamento do três Chillers Carrier modelo Evergreen 19XR, cuja capacidade de refrigeração são de 450 TR, cada um, estão dispostos abaixo:

Tabela 1 – Parâmetros de funcionamento dos três Chillers

Parâmetros	Chiller 01	Chiller 2	Chiller 3
Data e Horário da Coleta de Informações	29/04/2023 às 01:30	29/04/2023 às 02:30	29/04/2023 às 03:30
Vazão de água gelada (m ³ /h)	$V_{1;agua;resfriada} = 139$	$V_{2;agua;resfriada} = 135$	$V_{3;agua;resfriada} = 138$
Pressão de entrada/retorno da água gelada (kPa)	$P_{1;retorno;evap} = 274,6$	$P_{2;retorno;evap} = 245,2$	$P_{3;retorno;evap} = 235,4$
Pressão de saída da água gelada (kPa)	$P_{1;saida;evap} = 186,3$	$P_{2;saida;evap} = 196,1$	$P_{3;saida;evap} = 196,1$
Temperatura de entrada/retorno da água gelada (°C)	$T_{1;retorno;evap} = 15,0$	$T_{2;retorno;evap} = 16,0$	$T_{3;retorno;evap} = 15,0$
Temperatura de saída da água gelada (°C)	$T_{1;saida;evap} = 5,8$	$T_{2;saida;evap} = 6,5$	$T_{3;saida;evap} = 6,6$
Vazão de água condensada (m ³ /h)	$V_{1;agua;resfriada} = 320$	$V_{2;agua;resfriada} = 313$	$V_{3;agua;resfriada} = 310$
Pressão de entrada/retorno da água condensada (kPa)	$P_{1;retorno;cond} = 176,5$	$P_{2;retorno;cond} = 186,3$	$P_{3;retorno;cond} = 176,5$
Pressão de saída da água condensada (kPa)	$P_{1;saida;cond} = 156,9$	$P_{2;saida;cond} = 156,9$	$P_{3;saida;cond} = 156,9$
Temperatura de entrada/retorno da água condensada (°C)	$T_{1;retorno;cond} = 31,4$	$T_{2;retorno;cond} = 31,8$	$T_{3;retorno;cond} = 31,6$
Temperatura de saída da água condensada (°C)	$T_{1;saida;cond} = 36,4$	$T_{2;saida;cond} = 35,9$	$T_{3;saida;cond} = 37,9$
Pressão no evaporador (kPa)	$P_{1;evap} = 250,2$	$P_{2;evap} = 248,3$	$P_{3;evap} = 248,6$
Pressão no condensador (kPa)	$P_{1;cond} = 886,5$	$P_{2;cond} = 886,9$	$P_{3;cond} = 906,7$
Fluido Refrigerante	R134a	R134a	R134a
Temperatura do refrigerante na saída do evaporador (°C)	$T_{1;1} = 4,7$	$T_{2;1} = 5,5$	$T_{3;1} = 5,9$

Temperatura do refrigerante na saída do condensador (°C)	$T_{1;3} = 38,5$	$T_{2;3} = 38,9$	$T_{3;3} = 39,6$
--	------------------	------------------	------------------

Fonte: Autor.

Estes parâmetros possibilitam a determinação das propriedades termodinâmicas para cada estado termodinâmico presente no sistema de refrigeração por compressão de vapor e, posteriormente, a aplicação das equações governantes em cada componente do sistema com o auxílio do software EES para a obtenção dos resultados desta análise.

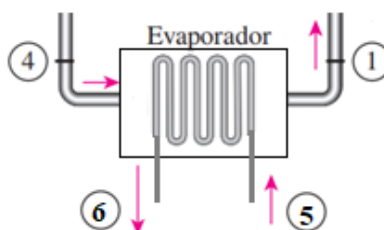
Algumas hipóteses foram consideradas para a realização da análise, sendo:

- Condições de operação estáveis;
- Variações desprezíveis de energia cinética e potencial;
- Compressor operando adiabaticamente com eficiência isentrópica 85%;
- Escoamento isoentálpico através da válvula de expansão;
- As perdas de calor para o meio são desprezíveis.

4.2.3.1 Evaporador

Um evaporador em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor é um componente responsável por absorver o calor da água a ser resfriada, através de troca térmicas entre a água e fluido refrigerante. O fluido refrigerante, neste caso R134a, tem um baixo ponto de ebulição e é altamente eficiente na remoção de calor. Quando o refrigerante R134a entra no evaporador, ele está em estado líquido e a uma temperatura relativamente baixa. À medida que o refrigerante flui pelo evaporador e absorve o calor do ambiente a ser resfriado, ele se transforma em vapor refrigerante. O evaporador de um ciclo de refrigeração é basicamente um trocador de calor e pode ser analisado como tal.

Figura 5 – Volume de controle no Evaporador



Fonte: Adaptado de Cengel e Boles, 2013

Considerando a vazão de água resfriada $V_{\text{agua;resfriada}}$ fornecida na tabela 1, é possível a obtenção da vazão massiva de água gelada por meio da relação:

$$\dot{m}_{\text{agua;resfriada}} = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = V_{\text{agua;resfriada}} * \text{Densidade}_{\text{agua}} \quad (3)$$

Analisando o volume de controle no evaporador por meio da aplicação da conservação da massa, temos:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{\text{fluido;refrig}} \quad (4)$$

e,

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{\text{agua;resfriada}} \quad (5)$$

Aplicando a conservação de energia com as hipóteses simplificadores consideradas, temos:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{\text{fluido;refrig}}(h_1 - h_4) = \dot{Q}_{\text{agua;evap}} = \dot{m}_{\text{agua;resfriada}}(h_5 - h_6) \quad (6)$$

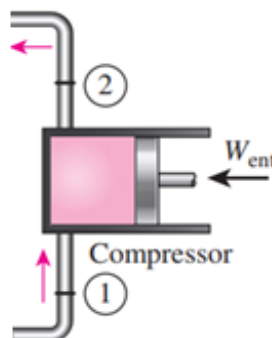
A eficiência energética para o evaporador é a seguinte razão:

$$\eta_{\text{evap}} = \frac{\dot{m}_{\text{agua;resfriada}}(h_5 - h_6)}{\dot{m}_{\text{fluido;refrig}}(h_1 - h_4)} \quad (7)$$

4.2.3.2 Compressor

O compressor é responsável por comprimir o fluido refrigerante de baixa pressão e temperatura do evaporador e transformá-lo em um vapor superaquecido de alta pressão e temperatura, que é então enviado para o condensador, onde é resfriado e condensado em um líquido, para liberar o calor absorvido pelo sistema.

Figura 6 – Volume de Controle no Compressor



Fonte: Adaptado de Cengel e Boles, 2013

Aplicando a conservação de massa no volume de controle, temos:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{\text{fluido;refrig}} \quad (8)$$

Assim, através da equação da primeira lei da termodinâmica e aplicando as hipóteses simplificadoras, temos:

$$\dot{W}_{ent} = \dot{m}_{\text{fluido;refrig}}(h_2 - h_1) \quad (9)$$

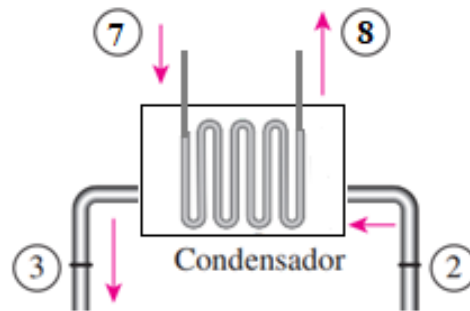
A eficiência energética do compressor pode ser expressa por:

$$\eta_{comp} = \frac{\dot{m}_{\text{fluido;refrig}}(h_2 - h_1)}{\dot{W}_{ent}} \quad (10)$$

4.2.3.3 Condensador

O condensador tem a função de resfriar o fluido refrigerante recebido em alta temperatura e pressão por meio de troca de calor com água de condensação e temperatura do refrigerante diminui à medida que passa pelo condensador.

Figura 7 – Volume de controle no Condensador



Fonte: Adaptado de Cengel e Boles, 2013

Analisando o volume de controle no condensador por meio da aplicação da conservação da massa, temos:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{\text{fluido;refrig}} \quad (11)$$

e,

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{\text{agua;condensacao}} \quad (12)$$

Aplicando a conservação de energia com as hipóteses simplificadoras

consideradas, temos:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_H &= \dot{m}_{fluido;refrig}(h_2 - h_3) = \dot{Q}_{agua;cond} \\ &= \dot{m}_{agua;condensacao}(h_8 - h_7)\end{aligned}\quad (13)$$

A eficiência energética para o condensador é dada pela seguinte razão:

$$\eta_{cond} = \frac{\dot{m}_{fluido;refrig}(h_2 - h_3)}{\dot{m}_{agua;condensacao}(h_8 - h_7)} \quad (14)$$

4.2.3.4 Coeficiente de Performance do Ciclo de Refrigeração

O Coeficiente de Performance (COP_R) é a medida da eficiência de um refrigerador, avaliando a sua capacidade de remover calor de um fluido a ser refrigerado, levando-se em conta a potência consumida, podendo ser expresso por:

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{ent}} \quad (15)$$

5 ANÁLISE DE RESULTADOS

Á luz da modelagem termodinâmica exposta no capítulo 4, e dentro das hipóteses mencionadas até então, e parâmetros de operação conforme tabela 1, têm-se a simulação utilizando código computacional no software EES dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor baseados nos três sistemas Chiller Carrier Evergreen 19XR para obtenção dos dados de propriedades termodinâmicas da água, do fluido refrigerante R134a, e dos resultados de análise energética.

Moran et al (2014) afirma que a temperatura na qual ocorrem as trocas de energia no evaporador, T_L , é superior à temperatura do fluido refrigerante presente nos estados termodinâmicos do processo. Desta forma, tendo em vista que esta temperatura não é fornecida no equipamento, admite-se o valor de $T_L = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$. O mesmo se aplica a T_H , inferior à temperatura do fluido refrigerante no processo, considerada nesta análise $T_H = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$.

5.1 Resultados para os Sistemas

Para cada um dos três sistemas, foram feitas as análises do ponto de vista energético, conforme parâmetros de operação definidos na tabela 1. A partir destes parâmetros, pode-se obter os valores de demais propriedades termodinâmicas para os oito estados de cada sistema utilizando o software EES, conforme tabelas abaixo:

Tabela 2 – Parâmetros relativos, estados termodinâmicos e fluxo de massa dos pontos do Chiller 1

Ponto do Sistema	P (kPa)	T (°C)	Estado	$\dot{m}$ (kg/s)
1	250,2	4,7	Vapor Superaquecido	9,00
2	886,5	48,37	Vapor Superaquecido	9,00
3	886,5	38,5	Mistura	9,00
4	250,2	-4,281	Mistura	9,00
5	274,6	15,0	Líquido Subresfriado	38,58
6	186,3	5,8	Líquido Subresfriado	38,58
7	176,5	31,4	Líquido Subresfriado	88,47
8	156,9	36,4	Líquido Subresfriado	88,47

Fonte: Autor.

Tabela 3 – Parâmetros relativos, estados termodinâmicos e fluxo de massa dos pontos do Chiller 2

Ponto do Sistema	P (kPa)	T (°C)	Estado	$\dot{m}$ (kg/s)
1	248,3	5,5	Vapor Superaquecido	8,97
2	886,9	49,39	Vapor Superaquecido	8,97
3	886,9	38,9	Mistura	8,97
4	248,3	-4,484	Mistura	8,97
5	245,2	16,0	Líquido Subresfriado	37,46
6	196,1	6,5	Líquido Subresfriado	37,46
7	186,3	31,8	Líquido Subresfriado	86,52
8	156,9	35,9	Líquido Subresfriado	86,52

Fonte: Autor.

Tabela 4 – Parâmetros relativos, estados termodinâmicos e fluxo de massa dos pontos do Chiller 3

Ponto do Sistema	P (kPa)	T (°C)	Estado	$\dot{m}$ (kg/s)
1	248,6	5,9	Vapor Superaquecido	8,10
2	906,7	50,59	Vapor superaquecido	8,10
3	906,7	39,6	Mistura	8,10
4	248,6	-4,452	Mistura	8,10
5	235,4	15	Líquido Subresfriado	38,30
6	196,1	6,6	Líquido Subresfriado	38,30
7	176,5	31,6	Líquido Subresfriado	85,70
8	156,9	37,9	Líquido Subresfriado	85,70

Fonte: Autor.

5.1.1 Resultados da Análise Energética

Para a análise energética dos três sistemas, foi utilizado código computacional no software EES conforme metodologia exposta no Capítulo 4, fornecendo os

seguintes resultados:

Tabela 5 – Resultados de Análise Energética para os Sistemas

Resultados de Análise Energética do Sistema	Chiller 1	Chiller 2	Chiller 3
Carga real de Refrigeração	424,3	424,9	384,1
Potência de Entrada no Ciclo (W_{ent}) (kW)	285,3	287,5	264,4
Taxa de Rejeição de Calor para a Água Condensada (Q_H) (kW)	1847	1480	2255
Taxa de Remoção de Calor da Água Resfriada (Q_L) (kW)	1492	1494	1351
Coefficiente de Performance Convencional (COP_R)	5,23	5,20	5,10
Consumo Energético (CONSUMO) (kW/TR)	0,6723	0,6767	0,6883

Fonte: Autor.

Em relação aos valores fornecidos pelo manual do equipamento, temos o seguinte comparativo:

Tabela 6 – Resultados de Análise Energética para os Sistemas

Resultados	Ficha Técnica	Chiller 1	Chiller 2	Chiller 3
Carga de Refrigeração	450 TR	94 %	94 %	85 %
Potência de Entrada (Compressor)	293 kW	97 %	98 %	90 %
COP_R	5,4	97 %	96 %	94 %
Consumo	0,652 kW/TR	103 %	104 %	106 %

Fonte: Autor.

6. CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou uma análise energética comparativa entre três resfriadores de líquido por compressão mecânica de vapor de um shopping center de grande porte localizado em Teresina/PI. Os sistemas analisados foram três Chillers Carrier Modelo Evergreen 19XR, cuja capacidade de refrigeração são de 450 TR, cada um, denominados neste trabalho como Chiller 1, Chiller 2 e Chiller 3.

De forma a promover melhor rapidez, precisão e visualização no tratamento de dados resultados, e considerando a complexidade em função de múltiplas variáveis e interações, foi utilizado neste trabalho código computacional no software ESS.

Os dados obtidos através da leitura dos parâmetros de funcionamento dos três sistemas foram úteis para a determinação das propriedades termodinâmicas em cada estado termodinâmico presente no sistema de refrigeração por compressão de vapor e, posteriormente, a aplicação das equações governantes em cada componente do sistema com o auxílio do software EES para a obtenção dos resultados desta análise.

Os valores observados para COP_R e consumo, se encontram em linha ao valor fornecido em ficha técnica, para os três Chillers.

Para a carga de refrigeração e potência de entrada do compressor, observou-se que o Chiller apresentou valores levemente divergentes dos valores informados em ficha técnica, operando com apenas 85% da capacidade de refrigeração e consumindo apenas 90% da potência prevista. No entanto, considerando que o COP e consumo estão coerentes, isto indica que o equipamento estava configurado para funcionamento em carga parcial durante a coleta de dados.

6.1 Sugestão para trabalhos futuros

Propõe-se para trabalhos futuros a aplicação de análise exérgica aos sistemas, de forma a avaliar de maneira mais precisa a eficiência do sistema através da identificação de fontes de irreversibilidades e perdas exérgicas dentro do sistema e em individualmente em cada componente.

REFERÊNCIAS

- BEJAN, A. **Entropy generation minimization: The method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes**. CRC Press, 1996.
- DINCER, I., & ROSEN, M. A. **Thermal Energy Storage: Systems and Applications**. 2nd ed. John Wiley & Sons, 2012.
- ÇENGEL, Y. A., & BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7^a ed. McGraw-Hill, 2013.
- INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE - IPCC. **Global Warming of 1.5°C**. In Press, 2018.
- CARRIER. **Dados do produto: 19XR, XRV – Resfriador de Líquido Centrífugo Hermético de Alta Eficiência**. Springer Carrier, 2020.
- HENSLEY, J. E. **Refrigeration**. In: **Encyclopedia of Food and Health**. Academic Press, 2016.
- INTERNATIONAL ENERGY AGENCY - IEA. **Global Energy Review 2021**. IEA Publications, 2021.
- LIN, B., HONG, T., YAN, D., & LI, X. **A review of building energy regulations and policies in China**. Energy Policy, 2014.
- MELO, C. F. M. **Estudo de Fluidos Refrigerantes: Propriedades, Aplicações e Impactos Ambientais**. Revista Brasileira de Energias Renováveis, 2015.
- MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N., BOETTNER, D. D., & BAILEY, M. B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.
- PACHECO-TORGAL, F., LABRINCHA, J. A., & CABEZA, L. F. **Handbook of Energy Efficiency in Buildings: A Life Cycle Approach**. Woodhead Publishing, 2018.
- STOECKER, W. F. **Industrial Refrigeration Handbook**. CRC Press, 2016.

TOMCZYK, J., SILBERSTEIN, E., & WHITMAN, B. **Refrigeration and Air Conditioning Technology**. Cengage Learning, 2016.

ANEXO A – CÓDIGO COMPUTACIONAL EM EES PARA ANÁLISE DO SISTEMA APRESENTADO

"TCC - ANÁLISE ENERGÉTICA COMPARATIVA ENTRE TRÊS RESFRIADORES DE LÍQUIDO POR COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR DE UM SHOPPING CENTER DE GRANDE PORTE LOCALIZADO EM TERESINA/PI"

"===== CHILLER 1 ====="

"DADOS DE ÁGUA GELADA NO EVAPORADOR"

V_1_AG_dot=139[m^3/h] "Vazão volumétrica de água gelada"
P_15=274,6[kPa] "Pressão de entrada da água gelada"
P_16=186,3[kPa] "Pressão de saída da água gelada"
T_15=15,0[C] "Temperatura de entrada da água gelada"
T_16=5,8[C] "Temperatura de saída da água gelada"

"DADOS DE ÁGUA CONDENSADA NO EVAPORADOR"

V_1_AC_dot=320[m^3/h] "Vazão volumétrica de água condensada"
P_17=176,5[kPa] "Pressão de entrada da água condensada"
P_18=156,9[kPa] "Pressão de saída da água condensada"
T_17=31,4[C] "Temperatura de entrada da água condensada"
T_18=36,4[C] "Temperatura de saída da água condensada"

"DADOS DO FLUIDO REFRIGERANTE R134A"

P_11=250,2[kPa] "Pressão no evaporador, P_4=P_1"
P_13=886,5[kPa] "Pressão no condensador, P_2=P_3"
T_11=4,7[C] "Temperatura do refrigerante na saída do evaporador"
T_13=38,5[C] "Temperatura do refrigerante na saída do condensador"

"DEFINIÇÃO DOS ESTADOS E PROPRIEDADES NOS PONTOS DO SISTEMA"

"REFRIGERANTE R134A"

"Ponto 1"

"Para o ponto 1, as propriedades estão definidas conforme dados coletados"

h_11=enthalpy(R134a;T=T_11;P=P_11)
s_11=entropy(R134a;T=T_11;P=P_11)
P_11\$=phase\$(R134a;T=T_11;P=P_11)

"Ponto 2"

"Para o ponto 2, temos apenas o dado de pressão P_2=P_3, no entanto, sabemos que o compressor opera de forma isentrópica, ou seja, s_2=s_1"

P_12=P_13
s_12=s_11
eta_1_iso_compressor=0,85
T_12=temperature(R134a;P=P_12;s=s_12)
h_12=enthalpy(R134a;T=T_12;P=P_12)
P_12\$=phase\$(R134a;T=T_12;P=P_12)

"Ponto 3"

"Para o ponto 3, as propriedades estão definidas conforme dados coletados"

h_13=enthalpy(R134a;T=T_13;P=P_13)
s_13=entropy(R134a;T=T_13;P=P_13)
P_13\$=phase\$(R134a;T=T_13;P=P_13)

"Ponto 4"

"Para o ponto 4, temos apenas o dado de $P_4 = P_1$, no entanto, sabemos que a válvula de expansão opera de forma isentálpica, ou seja, $h_4 = h_3$ "

"A temperatura é a temperatura de saturação"

$P_{14} = P_{11}$

$h_{14} = h_{13}$

$T_{14_sat} = t_sat(R134a; P = P_{14})$

$T_{14} = -4,281$ "Temperatura de saturação"

$h_{14_sat} = enthalpy(R134a; T = T_{14}; P = P_{14})$

"ÁGUA GELADA"

"Ponto 5"

$h_{15} = enthalpy(Water; T = T_{15}; P = P_{15})$

$s_{15} = entropy(Water; T = T_{15}; P = P_{15})$

$P_{15} = phase(Water; T = T_{15}; P = P_{15})$

"Ponto 6"

$h_{16} = enthalpy(Water; T = T_{16}; P = P_{16})$

$s_{16} = entropy(Water; T = T_{16}; P = P_{16})$

$P_{16} = phase(Water; T = T_{16}; P = P_{16})$

"ÁGUA CONDENSADA"

"Ponto 7"

$h_{17} = enthalpy(Water; T = T_{17}; P = P_{17})$

$s_{17} = entropy(Water; T = T_{17}; P = P_{17})$

$P_{17} = phase(Water; T = T_{17}; P = P_{17})$

"Ponto 8"

$h_{18} = enthalpy(Water; T = T_{18}; P = P_{18})$

$s_{18} = entropy(Water; T = T_{18}; P = P_{18})$

$P_{18} = phase(Water; T = T_{18}; P = P_{18})$

"DETERMINAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS"

$\rho_{1_AG} = density(Water; T = T_{15}; P = P_{15})$

$\dot{m}_{1_AG} = V_{1_AG_dot} * \rho_{1_AG} / 3600$

$\rho_{1_AC} = density(Water; T = T_{17}; P = P_{17})$

$\dot{m}_{1_AC} = V_{1_AC_dot} * \rho_{1_AC} / 3600$

"Processo de Troca de Calor no Evaporador (4-1)"

$\dot{m}_{1_REFRIG_dot} = ((\dot{m}_{1_AG_dot} * (h_{16} - h_{15})) / (h_{14_sat} - h_{11})) * 1,2651$

$\dot{Q}_{1_L_dot} = \dot{m}_{1_AG_dot} * (h_{15} - h_{16})$

"Processo de Compressão do Refrigerante no Compressor (1-2)"

$\dot{W}_{1_ISO_ent_dot} = \dot{m}_{1_REFRIG_dot} * (h_{12} - h_{11})$

$\dot{W}_{1_ent_dot} = \dot{W}_{1_ISO_ent_dot} * (1 + (1 - \eta_{1_iso_compressor}))$

"Processo de Troca de Calor no Condensador (2-3)"

$\dot{Q}_{1_H_dot} = \dot{m}_{1_AC_dot} * (h_{18} - h_{17})$

"Coeficiente de Performance COP_R"

$COP_{1_R} = \dot{Q}_{1_L_dot} / \dot{W}_{1_ent_dot}$

"Determinação da Carga de Refrigeração em TR"

$Carga_{1_Refrigeração} = (\dot{Q}_{1_L_dot} * convert(kW; Btu/h)) / 12000$

"Consumo de Potência para Remover 1 TR da Água Refrigerada"

$CONSUMO_1 = \dot{W}_{1_ent_dot} / Carga_{1_Refrigeração}$

"===== CHILLER 2 ====="

"DADOS DE ÁGUA GELADA NO EVAPORADOR"

V_2_AG_dot=135[m^3/h] "Vazão volumétrica de água gelada"
P_25=245,2[kPa] "Pressão de entrada da água gelada"
P_26=196,1[kPa] "Pressão de saída da água gelada"
T_25=16,0[C] "Temperatura de entrada da água gelada"
T_26=6,5[C] "Temperatura de saída da água gelada"

"DADOS DE ÁGUA CONDENSADA NO EVAPORADOR"

V_2_AC_dot=313[m^3/h] "Vazão volumétrica de água condensada"
P_27=186,3[kPa] "Pressão de entrada da água condensada"
P_28=156,9[kPa] "Pressão de saída da água condensada"
T_27=31,8[C] "Temperatura de entrada da água condensada"
T_28=35,9[C] "Temperatura de saída da água condensada"

"DADOS DO FLUIDO REFRIGERANTE R134A"

P_21=248,3[kPa] "Pressão no evaporador, P_4=P_1"
P_23=886,9[kPa] "Pressão no condensador, P_2=P_3"
T_21=5,5[C] "Temperatura do refrigerante na saída do evaporador"
T_23=38,9[C] "Temperatura do refrigerante na saída do condensador"

"DEFINIÇÃO DOS ESTADOS E PROPRIEDADES NOS PONTOS DO SISTEMA"

"REFRIGERANTE R134A"

"Ponto 1"

"Para o ponto 1, as propriedades estão definidas conforme dados coletados"

h_21=enthalpy(R134a;T=T_21;P=P_21)
s_21=entropy(R134a;T=T_21;P=P_21)
P_21\$=phase\$(R134a;T=T_21;P=P_21)

"Ponto 2"

"Para o ponto 2, temos apenas o dado de pressão P_2=P_3, no entanto, sabemos que o compressor opera de forma isentrópica, ou seja, s_2=s_1"

P_22=P_23
s_22=s_21
eta_2_iso_compressor=0,85
T_22=temperature(R134a;P=P_22;s=s_22)
h_22=enthalpy(R134a;T=T_22;P=P_22)
P_22\$=phase\$(R134a;T=T_22;P=P_22)

"Ponto 3"

"Para o ponto 3, as propriedades estão definidas conforme dados coletados"

h_23=enthalpy(R134a;T=T_23;P=P_23)
s_23=entropy(R134a;T=T_23;P=P_23)
P_23\$=phase\$(R134a;T=T_23;P=P_23)

"Ponto 4"

"Para o ponto 4, temos apenas o dado de P_4=P_1, no entanto, sabemos que a válvula de expansão opera de forma isentálpica, ou seja, h_4=h_3"

"A temperatura é a temperatura de saturação"

P_24=P_21
h_24=h_23

$T_{24_sat} = t_{sat}(R134a; P=P_{24})$
 $T_{24} = -4,484$ "Temperatura de saturação"
 $h_{24_sat} = \text{enthalpy}(R134a; T=T_{24}; P=P_{24})$

"ÁGUA GELADA"

"Ponto 5"

$h_{25} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{25}; P=P_{25})$
 $s_{25} = \text{entropy}(\text{Water}; T=T_{25}; P=P_{25})$
 $P_{25} = \text{phase}(\text{Water}; T=T_{25}; P=P_{25})$

"Ponto 6"

$h_{26} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{26}; P=P_{26})$
 $s_{26} = \text{entropy}(\text{Water}; T=T_{26}; P=P_{26})$
 $P_{26} = \text{phase}(\text{Water}; T=T_{26}; P=P_{26})$

"ÁGUA CONDENSADA"

"Ponto 7"

$h_{27} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{27}; P=P_{27})$
 $s_{27} = \text{entropy}(\text{Water}; T=T_{27}; P=P_{27})$
 $P_{27} = \text{phase}(\text{Water}; T=T_{27}; P=P_{27})$

"Ponto 8"

$h_{28} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{28}; P=P_{28})$
 $s_{28} = \text{entropy}(\text{Water}; T=T_{28}; P=P_{28})$
 $P_{28} = \text{phase}(\text{Water}; T=T_{28}; P=P_{28})$

"DETERMINAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS"

$\rho_{2_AG} = \text{density}(\text{Water}; T=T_{25}; P=P_{25})$
 $m_{2_AG_dot} = V_{2_AG_dot} \cdot \rho_{2_AG} / 3600$
 $\rho_{2_AC} = \text{density}(\text{Water}; T=T_{27}; P=P_{27})$
 $m_{2_AC_dot} = V_{2_AC_dot} \cdot \rho_{2_AC} / 3600$

"Processo de Troca de Calor no Evaporador (4-1)"

$m_{2_REFRIG_dot} = ((m_{2_AG_dot} \cdot (h_{26} - h_{25})) / (h_{24_sat} - h_{21})) \cdot 1,2651$
 $Q_{2_L_dot} = m_{2_AG_dot} \cdot (h_{25} - h_{26})$

"Processo de Compressão do Refrigerante no Compressor (1-2)"

$W_{2_ISO_ent_dot} = m_{2_REFRIG_dot} \cdot (h_{22} - h_{21})$
 $W_{2_ent_dot} = W_{2_ISO_ent_dot} \cdot (1 + (1 - \eta_{2_iso_compressor}))$

"Processo de Troca de Calor no Condensador (2-3)"

$Q_{2_H_dot} = m_{2_AC_dot} \cdot (h_{28} - h_{27})$

"Coeficiente de Performance COP_R"

$COP_{2_R} = Q_{2_L_dot} / W_{2_ent_dot}$

"Determinação da Carga de Refrigeração em TR"

$Carga_{2_Refrigeração} = (Q_{2_L_dot} \cdot \text{convert}(kW; Btu/h)) / 12000$

"Consumo de Potência para Remover 1 TR da Água Refrigerada"

$CONSUMO_2 = W_{2_ent_dot} / Carga_{2_Refrigeração}$

"===== CHILLER 3 ====="

"DADOS DE ÁGUA GELADA NO EVAPORADOR"

V_3_AG_dot=138[m^3/h] "Vazão volumétrica de água gelada"
P_35=235,4[kPa] "Pressão de entrada da água gelada"
P_36=196,1[kPa] "Pressão de saída da água gelada"
T_35=15,0[C] "Temperatura de entrada da água gelada"
T_36=6,6[C] "Temperatura de saída da água gelada"

"DADOS DE ÁGUA CONDENSADA NO EVAPORADOR"

V_3_AC_dot=310[m^3/h] "Vazão volumétrica de água condensada"
P_37=176,5[kPa] "Pressão de entrada da água condensada"
P_38=156,9[kPa] "Pressão de saída da água condensada"
T_37=31,6[C] "Temperatura de entrada da água condensada"
T_38=37,9[C] "Temperatura de saída da água condensada"

"DADOS DO FLUIDO REFRIGERANTE R134A"

P_31=248,6[kPa] "Pressão no evaporador, P_4=P_1"
P_33=906,7[kPa] "Pressão no condensador, P_2=P_3"
T_31=5,9[C] "Temperatura do refrigerante na saída do evaporador"
T_33=39,6[C] "Temperatura do refrigerante na saída do condensador"

"DEFINIÇÃO DOS ESTADOS E PROPRIEDADES NOS PONTOS DO SISTEMA"

"REFRIGERANTE R134A"

"Ponto 1"

"Para o ponto 1, as propriedades estão definidas conforme dados coletados"

h_31=enthalpy(R134a;T=T_31;P=P_31)
s_31=entropy(R134a;T=T_31;P=P_31)
P_31\$=phase\$(R134a;T=T_31;P=P_31)

"Ponto 2"

"Para o ponto 2, temos apenas o dado de pressão P_2=P_3, no entanto, sabemos que o compressor opera de forma isentrópica, ou seja, s_2=s_1"

P_32=P_33
s_32=s_31
eta_3_iso_compressor=0,85
T_32=temperature(R134a;P=P_32;s=s_32)
h_32=enthalpy(R134a;T=T_32;P=P_32)
P_32\$=phase\$(R134a;T=T_32;P=P_32)

"Ponto 3"

"Para o ponto 3, as propriedades estão definidas conforme dados coletados"

h_33=enthalpy(R134a;T=T_33;P=P_33)
s_33=entropy(R134a;T=T_33;P=P_33)
P_33\$=phase\$(R134a;T=T_33;P=P_33)

"Ponto 4"

"Para o ponto 4, temos apenas o dado de P_4=P_1, no entanto, sabemos que a válvula de expansão opera de forma isentálpica, ou seja, h_4=h_3"

"A temperatura é a temperatura de saturação"

P_34=P_31
h_34=h_33
T_34_sat=t_sat(R134a;P=P_34)
T_34=-4,452 "Temperatura de saturação"
h_34_sat=enthalpy(R134a;T=T_34;P=P_34)

"ÁGUA GELADA"

"Ponto 5"

h_35=enthalpy(Water;T=T_35;P=P_35)
s_35=entropy(Water;T=T_35;P=P_35)
P_35\$=phase\$(Water;T=T_35;P=P_35)

"Ponto 6"

h_36=enthalpy(Water;T=T_36;P=P_36)
s_36=entropy(Water;T=T_36;P=P_36)
P_36\$=phase\$(Water;T=T_36;P=P_36)

"ÁGUA CONDENSADA"

"Ponto 7"

h_37=enthalpy(Water;T=T_37;P=P_37)
s_37=entropy(Water;T=T_37;P=P_37)
P_37\$=phase\$(Water;T=T_37;P=P_37)

"Ponto 8"

h_38=enthalpy(Water;T=T_38;P=P_38)
s_38=entropy(Water;T=T_38;P=P_38)
P_38\$=phase\$(Water;T=T_38;P=P_38)

"DETERMINAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS"

rho_3_AG=density(Water;T=T_35;P=P_35)
m_3_AG_dot=V_3_AG_dot*rho_3_AG/3600
rho_3_AC=density(Water;T=T_37;P=P_37)
m_3_AC_dot=V_3_AC_dot*rho_3_AC/3600

"Processo de Troca de Calor no Evaporador (4-1)"

m_3_REFRIG_dot=((m_3_AG_dot*(h_36-h_35))/(h_34_sat-h_31))*1,2651
Q_3_L_dot=m_3_AG_dot*(h_35-h_36)

"Processo de Compressão do Refrigerante no Compressor (1-2)"

W_3_ISO_ent_dot=m_3_REFRIG_dot*(h_32-h_31)
W_3_ent_dot=W_3_ISO_ent_dot*(1+(1-eta_3_iso_compressor))

"Processo de Troca de Calor no Condensador (2-3)"

Q_3_H_dot=m_3_AC_dot*(h_38-h_37)

"Coeficiente de Performance COP_R"

COP_3_R=Q_3_L_dot/W_3_ent_dot

"Determinação da Carga de Refrigeração em TR"

Carga_3_Refrigeração=(Q_3_L_dot*convert(kW;Btu/h)/12000)

"Consumo de Potência para Remover 1 TR da Água Refrigerada"

CONSUMO_3=W_3_ent_dot/Carga_3_Refrigeração