

THIAGO MAGALHÃES LESSA

**Análise da viabilidade técnico e econômica de um sistema de ar-condicionado aplicado
a uma empresa editorial.**

Guaratinguetá
2022

Thiago Magalhães Lessa

Análise da viabilidade técnico e econômica de um sistema de ar-condicionado aplicado a uma empresa editorial.

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Thiago Averaldo
Bimestre

Coorientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna

Guaratinguetá
2022

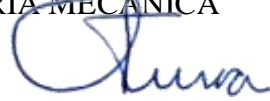
L638a	<p>Lessa, Thiago Magalhães</p> <p>Análise da viabilidade técnico e econômica de um sistema de ar condicionado aplicado a uma empresa editorial / Thiago Magalhães Lessa – Guaratinguetá, 2022.</p> <p>44 f. : il.</p> <p>Bibliografia: f. 40-42</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2022.</p> <p>Orientador: Prof. Dr. Thiago Averaldo Bimestre</p> <p>Coorientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna</p> <p>1. Ar condicionado. 2. Refrigeração. 3. Compressores. I. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU 628.84</p>
-------	--

Luciana Máximo
Bibliotecária CRB-8/3595

THIAGO MAGALHÃES LESSA

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO PARTE
DO REQUISITO PARA OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA



Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. THIAGO AVERALDO BIMESTRE
Orientador/UNESP-FEG



Prof.(ª) Dr.(ª) THAIS SANTOS CASTRO
UNESP-FEG



Prof. MSc. FERNANDO HENRIQUE M. DE ARAUJO
/UNESP-FEG

DADOS CURRICULARES

THIAGO MAGALHÃES LESSA

NASCIMENTO	30/12/1999 – São Paulo / SP
FILIAÇÃO	Wagner da Silva Lessa Claudete Regina Magalhães Lessa
2017/2022	Curso de Graduação em Engenharia Mecânica Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” – campus de Guaratinguetá
2014/2016	Curso Técnico em Automação Industrial Escola Técnica Estadual Getúlio Vargas

Á minha família, que sempre esteve ao meu lado, permitindo assim que esse sonho se realizasse.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, em primeiro lugar, pela oportunidade de chegar até aqui, pelo dom da vida e, pelas dificuldades superadas;

Aos meus pais, Wagner Lessa e Claudete Lessa, que sempre se entregaram ao máximo para que eu conseguisse ter oportunidades através do estudo, me apoiando em todos os momentos e decisões.

À minha família, em especial meus avós, minha irmã, e minha namorada, que sempre me deram suporte, principalmente nos momentos em que pensei em desistir;

Aos meus professores, em especial Prof. Dr. José Alexandre Matelli e Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri, que me levaram a superar as dificuldades e limitações;

Ao meu orientador, Prof. Dr. Thiago Averaldo Bimestre, pela motivação, apoio e auxílio no desenvolvimento deste trabalho;

À Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, onde pude dar um passo a mais para a realização dos meus sonhos.

“Nossa maior fraqueza está em desistir. O caminho mais certo de vencer é tentar mais uma vez”;

Thomas Edison

RESUMO

A temperatura média da Terra vem aumentando ao longo dos anos, gerando, por consequência, mudanças climáticas extremas, como por exemplo, o registro, nos últimos anos, das temperaturas mais alta da história de diversas cidades e países. Atrelado a estes registros e a busca por uma sensação de conforto térmico, a quantidade de aparelhos de condicionamento de ar, não somente no Brasil, mas também no mundo, acompanha este crescimento. Para a geração deste conforto térmico, o ciclo de refrigeração por compressão é um dos sistemas mais utilizados para a refrigeração, sendo normalmente encontrado nos aparelhos de ar-condicionado convencionais e nos refrigeradores, possuindo o resfriamento do fluido refrigerante no condensador, comumente, através da água. Devido à crise de recursos hídricos que o Brasil vem passando, uma empresa editorial foi instruída por seu corpo técnico a investir na substituição do condensador resfriado a água por um condensador resfriado a ar, além da substituição do fluido refrigerante R-22 neste novo sistema. Este *retrofit* visava contornar a crise hídrica vivenciada no país, trazer maior economia para a empresa, visto que o sistema antigo operava desde 1996 e sofria com manutenções corretivas constantes, além de atender um dos objetivos do protocolo de Montreal, que é a redução do uso de Hidroclorofluorcarbono (HCFCs), e conseqüentemente, não prejudicar a camada de ozônio. Neste contexto, o presente trabalho apresenta uma análise técnica e econômica deste *retrofit*, verificando se houve vantagens para a aplicação deste novo sistema. A análise técnica foi realizada através do balanço energético em cada um dos componentes do ciclo, sendo o equacionamento realizado no *software Engineering Equation Solver* (EES), enquanto a análise econômica abordou a redução do consumo de água da empresa em relação ao sistema anterior. A análise realizada demonstrou que o sistema novo apresentou vantagens em relação ao antigo, proporcionando um Coeficiente de Performance (COP) maior, um menor consumo de potência no compressor e uma economia de água.

PALAVRAS-CHAVE: *Chiller* por compressão. Eficiência. Análise técnico-econômica.

ABSTRACT

The average temperature of the Earth has been increasing over the years, consequently generating extreme climate changes, such as the record, in recent years, of the highest temperatures in the history of several cities and countries. Linked to these records and the search for a sensation of thermal comfort, the amount of air conditioning devices, not only in Brazil, but also in the world, follows this growth. For the generation of this thermal comfort, the refrigeration cycle by compression is one of the most used systems for refrigeration, being normally found in conventional air conditioners and in refrigerators, having the cooling of the refrigerant fluid in the condenser, commonly, through the Water. Due to the water resources crisis that Brazil has been going through, a publishing company was instructed by its technical staff to invest in replacing the water-cooled condenser with an air-cooled condenser, in addition to replacing the R-22 refrigerant fluid in this new system. This retrofit aimed to circumvent the water crisis experienced in the country, bring greater savings to the company, since the old system had been operating since 1996 and suffered from constant corrective maintenance, in addition to meeting one of the objectives of the Montreal protocol, which is to reduce the use of Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs), and consequently not harm the ozone layer. In this context, the present work presents a technical and economic analysis of this retrofit, verifying if there were advantages for the application of this new system. The technical analysis was carried out through the energy balance in each of the components of the cycle, and the equation was carried out in the Engineering Equation Solver (EES) software, while the economic analysis addressed the reduction of the company's water consumption in relation to the previous system. The analysis carried out showed that the new system presented advantages over the old one, providing a higher Coefficient of Performance (COP), lower power consumption in the compressor and water savings.

KEYWORDS: Compression *chiller*. Efficiency. technical-economic analysis

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Quantidade de aparelhos de ar-condicionado de 2019 até 2050.....	13
Figura 2 – Ciclo de Carnot.....	15
Figura 3 – Ciclo real de refrigeração por compressão.....	16
Figura 4 – Diferenças entre o ciclo ideal e real no diagrama P-h.....	17
Figura 5 – (a) Compressor alternativo de pistão, (b) Compressor de palhetas e (c) Compressor de parafuso.....	18
Figura 6 – Esquema da análise energética no compressor.....	19
Figura 7 - Tipos de condensador: a) resfriado a ar; b) resfriado a água tipo casca-tubo; c) resfriado a água tipo placas; d) evaporativo.....	19
Figura 8 - Esquema de análise energética do condensador.....	20
Figura 9 - Válvula de expansão termostática.....	22
Figura 10 - Esquema de análise energética da válvula de expansão.....	22
Figura 11 - Resfriadores de líquido do tipo casca e tubo com o refrigerante mudando de fase na a) carcaça, b) nos tubos.....	23
Figura 12 - Esquema de análise energética do evaporador.....	24
Figura 13 - Torre de resfriamento presente no sistema de refrigeração.....	24
Figura 14 - Torre de resfriamento com escoamento cruzado.....	25
Figura 15 – Ciclo de refrigeração por absorção.....	27
Figura 16 – <i>Chiller</i> SABROE.....	31
Figura 17 – Sistema de refrigeração novo.....	32
Figura 18 - Comparação Pressão – Temperatura.....	33
Figura 19 – Diagrama P-h – sistema antigo.....	37
Figura 20 – Diagrama P-h – sistema novo.....	37

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação entre os sistemas.....	33
Tabela 2 – Comparação entre os fluidos refrigerantes.....	33
Tabela 3 – Considerações para análise termodinâmica.....	34
Tabela 4 – Resultados comparativos.....	36

LISTA DE SÍMBOLOS

COP	coeficiente de desempenho
COP_{CARNOT}	coeficiente de desempenho do ciclo de Carnot
\dot{Q}_L	taxa de calor retirada do ambiente, em W ou seus múltiplos.
\dot{W}_{CP}	potência consumida pelo compressor, em W ou seus múltiplos.
T_L	Temperatura da fonte fria, em °C
T_H	Temperatura da fonte quente, em °C
P	pressão em Pa ou seus múltiplos.
h	entropia em kJ/kg
\dot{m}	vazão mássica de fluido refrigerante, em kg/s
\dot{Q}_H	taxa de calor rejeitada ao ambiente, em W ou seus múltiplos.
U_{CD}	coeficiente global de transferência de calor do condensador, em kW/(m ² K).
A_{CD}	Área de troca térmica no condensador, em m ² .
ΔT_{ML}	diferença de temperatura média logarítmica, em K
T_{qe}	temperatura de entrada do fluido refrigerante no condensador, em K
T_{fe}	temperatura de entrada da água no condensador, em K
T_{qs}	temperatura de saída do fluido refrigerante do condensador, em K
T_{fs}	temperatura de saída da água do condensador, em K
\dot{m}_a	vazão mássica de água no condensador, em kg/s
$c_{p,a}$	calor específico da água, kJ/(kgK)
\dot{V}_{pur}	vazão volumétrica de purga de desconcentração, em m ³ /h
\dot{V}_{ev}	vazão volumétrica de evaporação, em m ³ /h
C	ciclo de concentração
\dot{V}_{arr}	vazão volumétrica de arraste, em m ³ /h
\dot{V}_{H_2O}	vazão volumétrica de água circulando na torre de resfriamento, em m ³ /h
A_{rep}	água necessária para reposição, em m ³ /h
ρ_a	massa específica da água, em kg/m ³
C_m	custo médio por m ³ de água
ef	eficiência do ciclo
$E_{c,a}$	economia de água, em R\$

SUMÁRIO

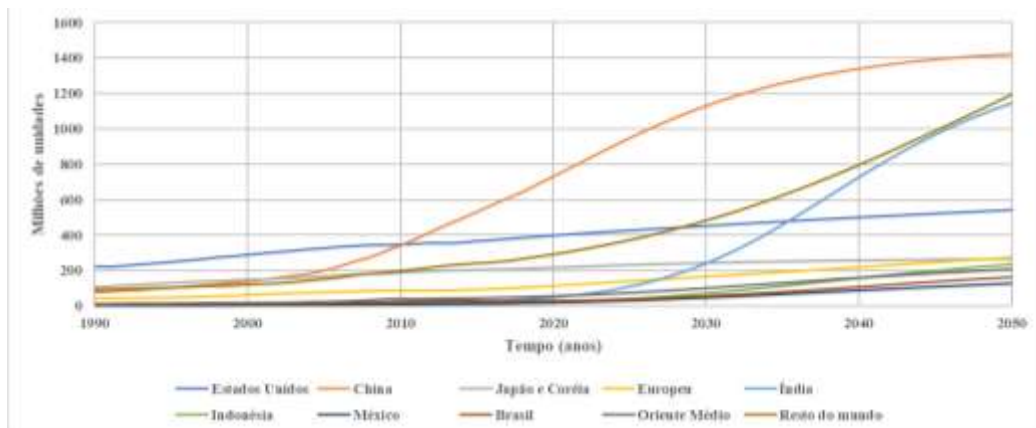
1	INTRODUÇÃO.....	13
1.1	OBJETIVO.....	14
1.2	SINOPSE DO TRABALHO.....	14
2	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.....	15
2.1	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO MECÂNICA.....	15
2.1.1	Componentes do ciclo de refrigeração por compressão.....	17
2.1.1.1	Compressor	18
2.1.1.2	Condensador.....	19
2.1.1.3	Dispositivo de expansão.....	21
2.1.1.4	Evaporador.....	22
2.1.1.5	Torre de resfriamento.....	24
2.2	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	26
3	FLUIDO REFRIGERANTE.....	28
4	METODOLOGIA.....	31
4.1	DESCRIÇÃO DO CENÁRIO.....	31
4.2	COMPARAÇÃO DOS SISTEMAS.....	32
4.3	ANÁLISE TÉCNICA.....	34
4.4	ANÁLISE ECONÔMICA.....	34
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	36
6	CONCLUSÃO.....	39
	REFERÊNCIAS.....	40
	APÊNDICE A – código do sistema antigo.....	43
	APÊNDICE B – código do sistema novo.....	44

1 INTRODUÇÃO

Com o aumento da temperatura média da Terra, diversos países e cidades vêm sofrendo com as mudanças climáticas extremas, sejam elas devido a elevadas ou baixas temperaturas. O Canadá, por exemplo, registrou em 2021 a maior temperatura de sua história (DOUTY, 2021), assim como a Austrália, em janeiro de 2022 (BRITISH BROADCASTING CORPORATION, 2022).

Essas mudanças climáticas, juntamente com a busca pela sensação de conforto térmico, fazem com que o número de aparelhos de condicionamento produzidos tenha crescido nos últimos os anos. Segundo os dados do *International Energy Agency*, a previsão é que, em 2050, o Brasil atinja a marca de 165 milhões de unidades. A Figura 1 ilustra a previsão de condicionadores de ar até 2050.

Figura 1 – Quantidade de aparelhos de ar-condicionado de 2019 até 2050



Fonte: Adaptado de IEA (2019).

Este aumento no número de aparelhos produzidos está fazendo com que cada vez mais, pesquisadores busquem proporcionar aos projetos de sistemas de refrigeração melhor eficiência possível e menor degradação ambiental, respeitando os protocolos assinados, como por exemplo, o de Montreal, o qual foi assinado por 24 nações e a Comunidade Econômica Europeia, e têm como objetivo o controle ou eliminação de substâncias com potencial de destruição da camada de ozônio (PARK, 2021).

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo geral analisar se o *retrofit* realizado no sistema de ar-condicionado de uma empresa editorial apresentou vantagens técnicas e econômicas, sendo a avaliação técnica realizada em relação a eficiência do sistema e a econômica realizada em relação a redução do consumo de água.

1.2 SINOPSE DO TRABALHO

No capítulo 2 apresenta-se uma revisão sobre os sistemas de refrigeração por compressão mecânica e por absorção, os componentes que compõem cada ciclo, suas vantagens e aplicações.

No capítulo 3 apresenta-se uma introdução sobre os fluidos refrigerantes, quais as características desejadas e os protocolos que buscam controlar a emissão de substâncias com potenciais de destruição da camada de ozônio e aquecimento global.

No capítulo 4 é apresentado o estudo de caso, a diferença entre o sistema antigo e novo, as análises técnica e econômica e os dados utilizados, sendo os resultados apresentados na sequência, no capítulo 5.

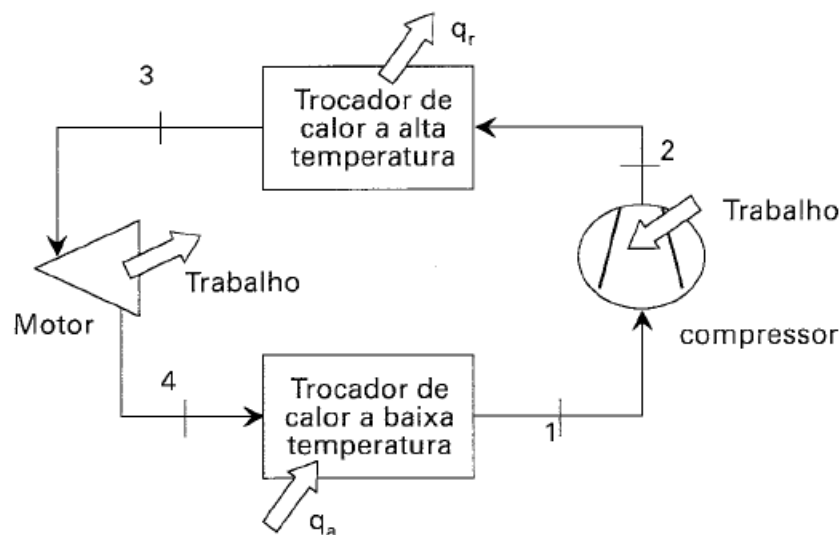
Por fim, no capítulo 6, conclui-se o projeto, apresentando sugestões para futuros trabalhos.

2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO MECÂNICA

O ciclo de refrigeração por compressão mecânica é a mais utilizada, estando presente nos aparelhos de ar-condicionado convencionais e em refrigeradores (DINÇER; KANOGLU, 2010). A refrigeração por compressão ideal ocorre por meio do ciclo de Carnot, expresso na Figura 2.

Figura 2 – Ciclo de Carnot



Fonte: Stoecker; Jabardo; (2002)

Os componentes que formam o ciclo são: o compressor, o trocador de calor a alta temperatura, um motor térmico e um trocador de calor a baixa temperatura. Inicialmente, o fluido refrigerante sofre compressão adiabática e reversível através do compressor, sendo, portanto, um processo isentrópico, o calor é então rejeitado no condensador, enquanto o fluido refrigerante permanece a temperatura constante, sendo direcionado para a expansão no motor térmico, a qual ocorre sem atrito e transferência de calor. Por fim, o fluido refrigerante passa pelo evaporador, o qual absorve o calor mantendo o fluido a temperatura constante, e assim, retornando para o processo no compressor, e reiniciando o ciclo.

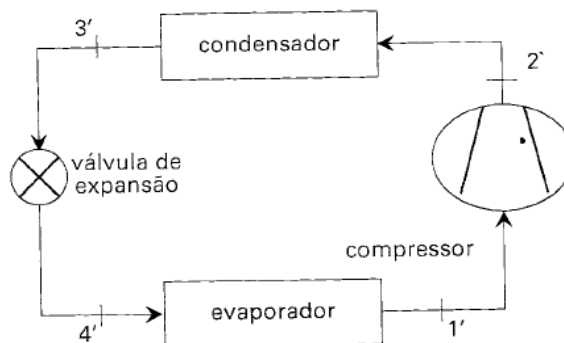
O ciclo de Carnot consiste em dois processos isentrópicos e dois processos a temperatura constante, entretanto na prática não pode ser executado, já que ocorre perdas no ciclo real. Assim, este ciclo é considerado apenas como modelo comparativo, já que possui o maior coeficiente de performance (COP) possível para temperaturas iguais de análises.

O COP pode ser definido como a razão entre a energia que se deseja obter, no caso da refrigeração, a retirada de calor do ambiente, e a energia que deve ser inserida para conseguir o que se deseja. A equação (1) ilustra como é obtido o COP_{CARNOT} :

$$COP_{CARNOT} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{CP}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (1)$$

Outro motivo pelo qual o Ciclo de Carnot não pode ser utilizado é a dificuldade de projeto de um motor térmico que opere com mistura de fases, a qual ocorre no processo de expansão 3-4, assim o motor térmico é substituído, no ciclo convencional de compressão, por uma válvula de expansão isentálpica, como mostrado na Figura 3.

Figura 3 – Ciclo real de refrigeração por compressão.



Fonte: Stoecker; Jabardo (2002)

Segundo Stoecker e Jabardo (2002), no ciclo padrão de refrigeração por compressão mecânica, ocorre a transformação do estado, líquido/vapor do fluido refrigerante a partir da introdução do trabalho mecânico através do compressor, sendo que o fluido passa pelos seguintes processos no ciclo:

1-2: Compressão isentrópica até a pressão de condensação;

2-3: Redução de temperatura à Pressão constante (processo isobárico);

3-4: Expansão isentálpica através do dispositivo de expansão até a pressão de evaporação

4-1: Aquecimento isobárico até o estado de vapor-saturado.

A eficiência do ciclo de refrigeração, COP, é maior do que a unidade, e assim, segundo a definição, a energia térmica retirada do ambiente é superior a necessidade de potência do eixo do compressor. Por maior que seja o COP, ou seja, mais eficiente o ciclo, para as mesmas temperaturas de câmara fria e quente, não existirá sistema que apresente COP maior que o

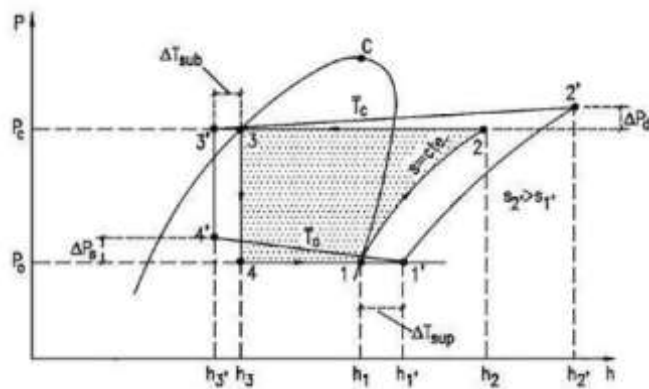
do ciclo de Carnot, já que conforme mencionado anteriormente, o ciclo de Carnot é o idealizado.

A equação (2) apresenta o cálculo para obtenção do COP do sistema real:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{CP}} \quad (2)$$

Na Figura 4 é ilustrado o diagrama Pressão (P) – entalpia (h) do ciclo de refrigeração ideal (Carnot) e real, no qual pode-se notar as principais diferenças, sendo estas diferenças decorrentes principalmente das perdas de carga no escoamento do fluido refrigerante e das trocas térmicas com o meio (WAN VYLEN, 2003).

Figura 4 – Diferenças entre o ciclo ideal e real no diagrama P-h.



Fonte: Silva (2005)

É possível notar do diagrama P-h a presença do superaquecimento no ciclo real de refrigeração por compressão. O superaquecimento é considerado na sucção do compressor, e possui como finalidade, evitar que ocorra a entrada de líquido no compressor, e conseqüentemente uma quebra prematura deste (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.1.1 Componentes do ciclo de refrigeração por compressão

Como ilustrado na Figura 3, o ciclo de refrigeração por compressão mecânica é composto por 4 componentes principais, sendo: o compressor, o condensador, a válvula de expansão isentálpica e o evaporador.

2.1.1.1 Compressor

O compressor é considerado o elemento principal do ciclo de refrigeração por compressão (DINÇER; KANOGLU, 2010), sendo responsável pela elevação da pressão e da temperatura do vapor refrigerante que é conduzido da saída do evaporador até a sucção do condensador.

Existem duas principais categorias nas quais os compressores podem ser divididos: de deslocamento positivo e dinâmicos.

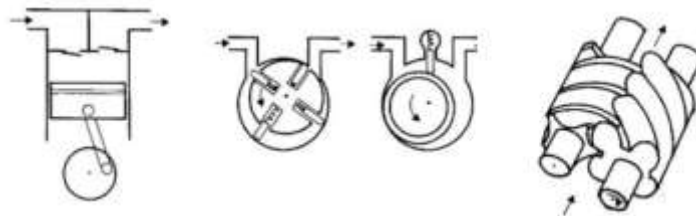
Os compressores de deslocamento positivo são utilizados quando se deseja vencer uma grande diferença de pressão para uma moderada vazão de refrigerante (DINÇER; KANOGLU, 2010), sendo a compressão é realizada pela redução do volume da câmara de compressão.

Os tipos mais conhecidos de compressor de deslocamento positivo são:

- compressor de palhetas;
- compressor de lóbulos;
- compressor de parafusos;
- compressor de diafragma;
- compressor alternativo de pistão;

A Figura 5 ilustra alguns compressores de deslocamento positivo citados.

Figura 5 – (a) Compressor alternativo de pistão, (b) Compressor de palhetas e (c) Compressor de parafuso.



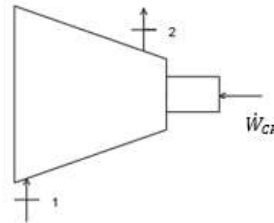
Fonte: Adaptado de Dinçer; Kanoglu (2010)

Os compressores dinâmicos, por sua vez, realizam a compressão através da conversão da energia cinética, obtida devido a aceleração ocasionada no fluido pelas pás do rotor, em energia de pressão (BOYCE, 2012).

O processo de compressão realizado pelo compressor pode ser modelado em regime permanente, assim, a equação (3) descreve o balanço de energético, considerando um compressor adiabático, sendo o esquema deste apresentado na figura 6.

$$\dot{W}_{CP} = \dot{m} * (h_2 - h_1) \quad (3)$$

Figura 6 – Esquema da análise energética no compressor.



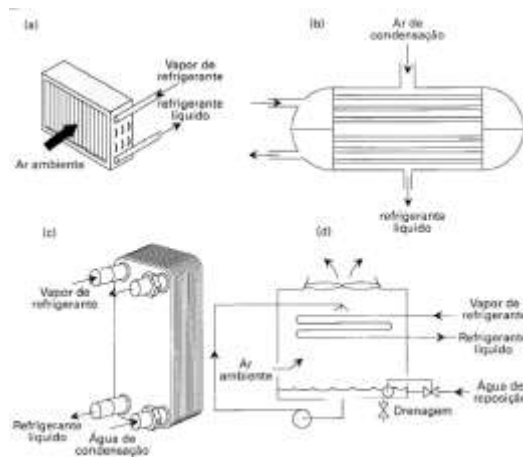
Fonte: Autoria própria (2021).

2.1.1.2 Condensador

Condensadores são dispositivos do ciclo de refrigeração responsáveis pela condensação do fluido refrigerante, ou seja, a transformação do estado gasoso para o estado líquido. Assim, para que ocorra este processo, a temperatura do condensador deve ser superior à temperatura ambiente, o que fará com que calor, absorvido no evaporador, seja rejeitado para o ambiente (DINÇER; KANOGLU, 2010).

A Figura 7 apresenta os três principais tipos de condensadores usados em sistemas de refrigeração: resfriado por água, resfriado por ar e evaporativo.

Figura 7 – Tipos de condensador: a) resfriado a ar; b) resfriado a água tipo casca-tubo; c) resfriado a água tipo placas; d) evaporativo.



Fonte: Stoecker; Jabardo (2002)

No condensador resfriado a ar, o ar é o meio de resfriamento utilizado para a remoção de calor do fluido refrigerante, podendo a circulação do ar nas serpentinas do condensador ser por convecção natural ou forçada, ou seja, ocasionada por um meio externo, como um ventilador.

Uma das principais vantagens da utilização do condensador a ar é a não necessidade de água, e conseqüentemente, a não necessidade de bombas de circulação e tratamento da água (DINÇER; KANOGLU, 2010). Comparativamente com outros tipos, possui um custo relativamente baixo de instalação e manutenção, apresentando como desvantagem uma menor capacidade de resfriamento do refrigerante, já que o coeficiente de transferência de calor por convecção é inferior para gases quando comparado com o de líquidos (INCROPERA, 2014).

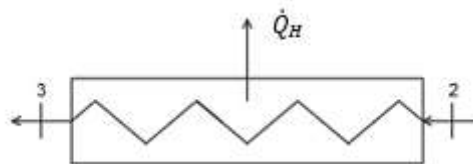
No condensador resfriado a água, o meio de resfriamento é a água, sendo ela a responsável pela retirada de calor do fluido refrigerante. O tipo mais conhecido de condensador resfriado a água é o casca-tubo, no qual, o fluido refrigerante escoia pela casca, enquanto a água escoia através dos tubos (DINÇER; KANOGLU, 2010), podendo ser de correntes paralelas, onde o fluido refrigerante circula no mesmo sentido que a água, ou contracorrente.

Para o resfriamento por água, o custo já se torna mais elevado em relação ao resfriado por ar, já que é necessário a instalação de uma torre de resfriamento da água, um tratamento da água que será recirculada, bombas e tubulações auxiliares para fazer a recirculação.

O balanço energético em regime permanente no condensador, ilustrado na Figura 8, desconsiderando energia potencial e cinética, é dado pela equação (4), sendo \dot{Q}_H , a taxa de calor retirado do fluido refrigerante.

$$\dot{Q}_H = \dot{m} * (h_2 - h_3) \quad (4)$$

Figura 8 – Esquema de análise energética do condensador.



Fonte: Autoria própria (2021)

Outra forma de se obter a taxa de transferência de calor rejeitado ao ambiente, é através da equação (5), utilizando o coeficiente global de transferência de calor do condensador. Assim:

$$\dot{Q}_H = U_{CD} * A_{CD} * \Delta T_{ML} \quad (5)$$

Sendo, a diferença de temperatura média logarítmica obtida com a equação (6), para trocadores de calor do tipo corrente paralelas.

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{qe} - T_{fe}) - (T_{qs} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{qe} - T_{fe}}{T_{qs} - T_{fs}}\right)} \quad (6)$$

A taxa de calor rejeitado ao ambiente pelo condensador, também pode ser obtida analisando o lado da água. A equação (7) permite a obtenção da vazão mássica de água necessária para que ocorra o processo de condensação no condensador resfriado por água, sendo esta obtida através da razão entre a taxa de transferência de calor, obtida analisando o lado do refrigerante, e o produto do calor específico pela diferença de temperatura da água.

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_H}{c_p * (T_{fs} - T_{fe})} \quad (7)$$

2.1.1.3 Dispositivo de expansão

Os dispositivos de expansão, também conhecidos como válvula de expansão ou de estrangulamento, possuem como finalidade a redução da alta pressão de condensação para a baixa pressão de evaporação, reduzindo também a temperatura do fluido.

Os principais dispositivos de expansão são:

- Válvula de expansão termostática;
- Válvula de expansão a pressão constante;
- Tubos capilares

A Figura 9 ilustra uma válvula de expansão termostática da Danfoss. A temperatura de entrada do fluido na válvula de expansão termostática, quando operando normalmente, é

muito maior do que a temperatura de saída, já que a válvula possui como função a redução da pressão, e conseqüentemente, da temperatura do fluido.

Figura 9 – Válvula de expansão termostática



Fonte: Danfoss (2021)

As válvulas de expansão são dispositivos isentálpicos, isto é, a entalpia de entrada é igual a entalpia de saída, além de serem adiabáticos e não consumirem nem produzirem trabalho (DINÇER; KANOGLU, 2010).

A Figura 10 ilustra o esquema do balanço energético deste dispositivo, sendo esta análise apresentada pela equação (8).

Figura 10 – Esquema de análise energética da válvula de expansão.



Fonte: Autoria própria (2021)

$$h_3 = h_4 \quad (8)$$

2.1.1.4 Evaporador

Os evaporadores são dispositivos responsáveis pelo efeito do resfriamento nos processos de refrigeração, assim, esses trocadores de calor permitem a retirada de calor do ambiente, transferindo-o para o fluido refrigerante, o qual passa do estado líquido-vapor para vapor superaquecido (STOECKER; JABARDO, 2002).

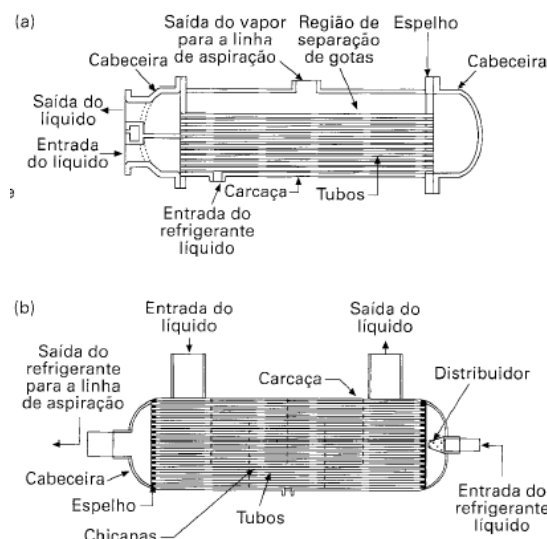
Os evaporadores são divididos em duas classes principais: evaporadores resfriadores diretos e evaporadores resfriadores indiretos. Na primeira classe, o evaporador resfria o ar, o qual é responsável pelo resfriamento do produto, já na segunda classe, o evaporador resfria

um líquido, como água ou solução de salmoura, sendo este o agente responsável pelo resfriamento do fluido refrigerante.

Os evaporadores resfriadores de ar podem ser inundados, no qual o refrigerante evapora na superfície externa dos tubos, ou secos, ocorrendo a evaporação dentro dos tubos. Estes trocadores de calor consistem em uma série de tubos, os quais podem ser aletados a fim de aumentar a taxa de transferência de calor entre o meio a ser resfriado e o refrigerante (DINÇER; KANOGLU, 2010).

Os trocadores de calor resfriadores de líquido, assim como o de ar, podem ser do tipo inundados ou secos. O tipo mais comum é o casca-tubo, ilustrado na Figura 11, podendo o refrigerante evaporar tanto na casca, quanto no tubo, dependendo das características construtivas.

Figura 11 – Resfriadores de líquido do tipo casca e tubo com o refrigerante mudando de fase na a) carcaça, b) nos tubos.

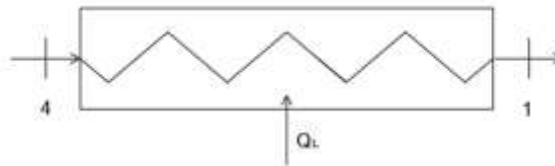


Fonte: Stoecker, Jabardo (2002)

Os evaporadores do tipo placas estão aparecendo atualmente como alternativa para a substituição dos evaporadores casca-tubo, isto porque estes fornecem melhor desempenho térmico e são mais compactos comparativamente.

A equação (9) apresenta o balanço energético dos evaporadores, o qual é analisado em regime permanente, e ilustrado na Figura 12.

Figura 12 – Esquema de análise energética do evaporador.



Fonte: Autoria própria (2021).

$$\dot{Q}_L = \dot{m} * (h_1 - h_4) \quad (9)$$

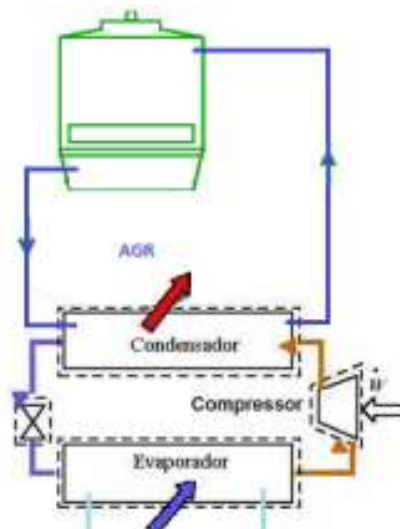
2.1.1.5 Torre de resfriamento

Para o ciclo de refrigeração no qual o resfriamento do fluido refrigerante no condensador é realizado por água, é necessário a presença da torre de resfriamento. A torre de resfriamento é um trocador de calor responsável por resfriar a água, aquecida no condensador, através da evaporação de uma pequena quantidade na presença de ar em movimento (HILL *et al.*, 1990).

A água aquecida entra na parte superior da torre de resfriamento e transfere calor para o ar que entra na parte inferior através das venezianas, fazendo com que este tenha a sua temperatura e a umidade elevada.

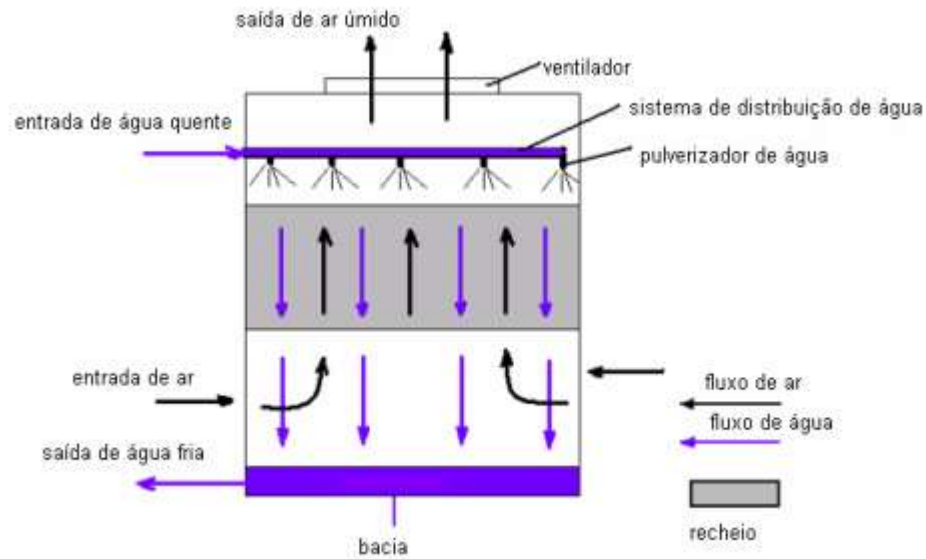
Á água resfriada é depositada na parte inferior da torre, e reenviada de volta ao condensador. A Figura 13 ilustra o sistema de refrigeração por compressão contendo a torre de resfriamento, enquanto a figura 14 apresenta a ilustração contendo o detalhe da entrada do ar pelas venezianas inferiores.

Figura 13 – Torre de resfriamento presente no sistema de refrigeração.



Fonte: Adaptado de Silva (2011)

Figura 14 – Torre de resfriamento com escoamento cruzado



Fonte: Mello (2008)

A torre de resfriamento, de tiragem natural ou mecânica, é comumente utilizada nas indústrias devido ao circuito fechado que possui, fazendo com que seja necessário apenas a reposição da água perdida por evaporação, purga (*blowdown*) e arraste (*drift*) (HILL *et al.*, 1990).

O processo de purga de desconcentração é realizado com a finalidade de evitar o aumento da concentração de sólidos e impurezas, para isso, retira-se contínua ou intermitentemente, uma quantidade de água que circula na torre de resfriamento.

A equação (10) permite obter a vazão da purga de desconcentração, a qual é dependente da vazão de evaporação, já que o processo tende a concentrar impurezas, da vazão de arraste e do ciclo de concentração.

A relação entre a concentração de sólidos na água que circula na torre de arrefecimento e a concentração de sólidos na água de reposição (*make up*) é o que define o ciclo de concentração, variando comumente entre 2 e 4.

$$\dot{V}_{pur} = \frac{\dot{V}_{ev} - (C-1) \cdot \dot{V}_{arr}}{C-1} \quad (10)$$

A vazão de evaporação, por sua vez, é obtida através da equação (11), estimada empiricamente por Perry (1997).

$$\dot{V}_{ev} = \dot{V}_{H_2O} * \Delta T * 0,00153 \quad (11)$$

Já a perda por arraste ocorre devido a pequenas gotas de água que são arrastadas para fora da torre devido a corrente de ar, sendo, segundo Perry (2008), aproximadamente 1% da vazão de água que circula na torre, como apresentado na equação (12).

$$\dot{V}_{arr} = \dot{V}_{H_2O} * 0,001 \quad (12)$$

2.2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

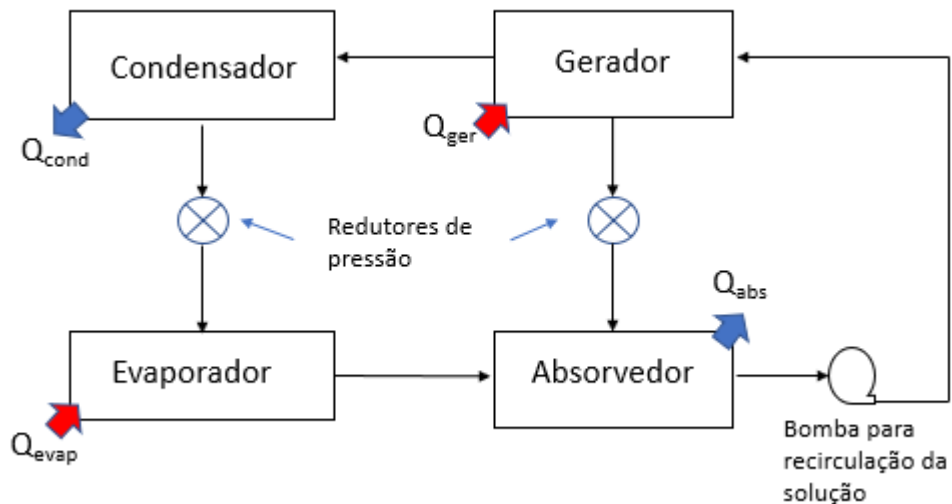
O ciclo de refrigeração por absorção, patenteado em 1860 nos Estados Unidos por Ferdinand E. Carré, produz frio a partir de uma fonte quente (STOECKER, JONES, 1985), sendo uma alternativa tecnológica para os sistemas de refrigeração por compressão e ganhando destaque principalmente na cogeração, já que os rejeitos térmicos originados de processos podem ser utilizados como elemento energético.

Assim como o ciclo de refrigeração por compressão, o ciclo de refrigeração por absorção utiliza o princípio da transferência de calor e mudança de fase do refrigerante para gerar o efeito desejado da refrigeração. No entanto, no ciclo de refrigeração por absorção, há a existência do chamado “par de trabalho”, o qual é composto por um fluido refrigerante (absorvido), responsável pela remoção de calor do meio pela evaporação, e um absorvente, sendo este menos volátil que o fluido refrigerante. Os tipos de misturas mais comuns do sistema de refrigeração por absorção são: brometo de lítio – água e água-amônia (CORREIA, 2015).

A utilização da solução de brometo de lítio como absorvente e da água como fluido refrigerante é bastante utilizada na climatização de ar, para situações em que a temperatura da água refrigerada é superior a 0°C. Já para situações em que esta temperatura é inferior a 0°C, utiliza-se comumente uma solução de água como absorvente e amônia como fluido refrigerante (CARNEIRO, 2020).

A Figura 15 apresenta os principais componentes do ciclo de refrigeração por absorção (SRA), na qual pode-se notar que o compressor do ciclo por compressão é substituído por um absorvedor, uma bomba para recirculação da solução e um gerador.

Figura 15 – Ciclo de refrigeração por absorção.



Fonte: Autoria própria (2022)

O refrigerante, à baixa pressão entra no evaporador como uma mistura líquido-vapor, e após receber calor da água quente, evapora, sendo direcionado ao absorvedor, local no qual se mistura com o absorvente.

A mistura é então bombeada para o gerador, no qual ocorre a dessorção da mistura, sendo o refrigerante, na forma de vapor, enviado ao condensador, e assim, devido a transferência de calor, condensado a líquido. Este líquido atravessa o dispositivo de expansão, o qual é responsável por uma queda de pressão e temperatura, chegando ao evaporador como mistura líquido-vapor e reiniciando o ciclo.

As máquinas de refrigeração por absorção (SRA) são utilizadas preferencialmente em relação as por compressão, quando:

- Deseja-se um menor consumo de energia elétrica;
- Há a possibilidade de cogeração, já que o calor recuperado por ser utilizado como insumo energético;
- Deseja-se causar menos impacto ambiental, pois não agredem a camada de ozônio e podem possuir um impacto menor no aquecimento global quando comparada a outras opções;
- O custo dos combustíveis for mais vantajoso do que o custo da energia elétrica.

O acionamento dos sistemas de refrigeração por absorção pode ser de forma direta, na qual o calor é obtido a partir da queima de um combustível, ou indireta, na qual o calor é proveniente do vapor de baixa pressão, da água quente ou de um processo de purga quente.

3 FLUIDO REFRIGERANTE

Fluidos refrigerantes são substâncias que absorvem calor a uma temperatura inferior e rejeitam quando se encontram a uma temperatura superior em relação ao outro meio. Os fluidos refrigerantes mudam de estado líquido/gasoso conforme a interação com o meio no sistema de refrigeração por compressão (DINÇER; KANOGLU, 2010).

A história de fluidos refrigerantes para a refrigeração por compressão mecânica iniciou em 1834, quando Jacob Perkins utilizou o éter etílico (R-610) como o primeiro refrigerante industrial (DINÇER; KANOGLU, 2010).

Pouco tempo depois, outros fluidos ganharam destaque e começaram a ser utilizados para a refrigeração, dentre esses se destacam a amônia (R-717), o dióxido de carbono (R-744) e o dióxido de enxofre (R-764).

No início da década de 1930, ocorreu o surgimento dos clorofluorcarbonos (CFCs) na refrigeração, sendo o R-12, R-11, R-114 e R-113 destaques. Inicialmente, acreditava-se que os CFCs eram seguros e não prejudicavam o meio ambiente, mas com o passar do tempo, e com o avanço dos estudos, notou-se que além de contribuírem para o aumento do aquecimento global, eles contribuem para a destruição da camada de ozônio, assim como os hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), devido a presença do cloro (DINÇER; KANOGLU, 2010). O hidroclorofluorcarbono mais conhecido é o clorodifluorometano (R-22).

Devido a este impacto ambiental, ocorreu uma crescente nos estudos a fim de substituir esses fluidos refrigerantes (DINÇER; KANOGLU, 2010). Em 1987, visando controlar a produção de substâncias que destroem a camada de ozônio, foi assinado o protocolo de Montreal por 24 nações e a Comunidade Econômica Europeia, o qual estabelece um cronograma para a eliminação do uso de CFCs e HCFCs (PARK *et al.*, 2021).

O Protocolo de Montreal é um acordo consequente da Convenção de Viena e tem por objetivo a proteção da Camada de Ozônio através da eliminação do consumo e produção de substâncias que podem acarretar sua destruição. Esse protocolo adotou diversas medidas de proteção como políticas públicas, como a redução de hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), Clorofluorcarbonos (CFCs), Halons, Brometo de metila, Tetracloro de carbono (CTC), Metilclorofórmio e Hidrobromofluorcarbonos (HBFCs) (INSTITUTO BRASILEIRO DO MEIO AMBIENTE E DOS RECURSOS NATURAIS RENOVÁVEIS, 2021).

Com o protocolo de Montreal, os refrigerantes livres de cloro, Hidrofluorcarbonos (HFCs) ganharam destaques, já que possuem zero potencial de destruição da camada de ozônio, apesar de ainda possuírem potencial de contribuição para o aquecimento global

Em 1997, foi assinado o protocolo de Kyoto, com o objetivo de reduzir a emissão dos gases do efeito estufa, e por conseguinte, reduzir os efeitos destes gases. No início do século 21, refrigerantes sintéticos com boas propriedades termodinâmicas e benefícios ambientais, HFOs, surgiram como possíveis alternativas para substituir os HFCs, indo de encontro com os objetivos propostos pelo protocolo de Kyoto (HEREDIA-ARICAPA, 2020).

Segundo Dinçer e Kanoglu (2010), as características que são desejáveis de um bom fluido são:

- Baixo ponto de congelamento: o fluido refrigerante não pode congelar durante a aplicação, assim é necessário que a temperatura de congelamento destes sejam inferiores às temperaturas de condições normais de operação. Caso o fluido congele, ocorrerá obstrução do sistema, podendo levar à falha os componentes do ciclo;
- Baixa pressão de condensação: quanto maior a pressão de condensação, maior será a potência necessária para a compressão, o que ocasionará, por consequência, uma elevação no custo. Além disso, uma alta pressão de condensação irá reduzir o COP do sistema, já que como visto na equação (2), o COP varia com o inverso da potência consumida pelo compressor, assim, quanto maior a potência, menor o COP do sistema;
- Alta pressão do evaporador: assim como a alta pressão de condensação, uma baixa pressão do evaporador irá resultar em um maior consumo de energia, devido a necessidade da injeção de maior potência no compressor. Além disso, uma baixa pressão do evaporador irá resultar ou na entrada de ar atmosférico ou na entrada de umidade para o sistema.
- Alto calor latente de vaporização: o calor latente de vaporização é a quantidade de calor necessária para que ocorra a mudança de fase de uma substância. Um alto calor latente de vaporização resultará em um maior valor da taxa de transferência de calor retirada do ambiente, e assim, consequentemente, em um maior COP.
- Baixo volume específico: este volume é o que determina o tamanho necessário ou deslocamento do compressor, assim é desejável que seja um volume específico baixo, e, portanto, que haja uma grande quantidade de massa de fluido em um espaço pequeno, caso contrário, será necessário grandes equipamentos (WAN WYLEN, 2003).

- Não devem ser tóxicos, e devem possuir um odor forte, de maneira que quando ocorra algum vazamento, seja possível notar.
- Não devem ser explosivos nem inflamáveis;
- Quimicamente estáveis;
- Reatividade: os refrigerantes não devem reagir com os materiais que compõem o ciclo de refrigeração;
- Miscíveis com o óleo lubrificante, não dificultando a lubrificação;
- Baixa solubilidade em água: refrigerantes não devem absorver água, já que esta ocasionará a deterioração das peças do ciclo, além de que, na forma pura, ela não possui um baixo ponto de congelamento, congelando a 0°C, o que causaria a obstrução do orifício da válvula de expansão.
- Baixo custo

A escolha do fluido refrigerante dependerá da aplicação, buscando um que reúna a maior quantidade possível das características citadas acima para atender a aplicação, já que não existe fluido que reúna todas essas características.

4 METODOLOGIA

4.1 DESCRIÇÃO DO CENÁRIO

O estudo de caso foi realizado em uma empresa editorial localizada na zona Leste de São Paulo, a qual, desde 1996 possuía o sistema de refrigeração por compressão baseado em um *chiller* SABROE, ilustrado na Figura 16. O *chiller* tinha como componentes principais um compressor alternativo a pistão, um condensador casca-tubo, cujo fluido refrigerante era resfriado por água, uma válvula de expansão isentálpica, um evaporador, também do tipo casca-tubo, e uma torre de resfriamento.

Figura 16 – *Chiller* SABROE.



Fonte: Autoria Própria (2021)

Em 2021, buscando reduzir o consumo de água, substituir o fluido refrigerante, devido ao Protocolo de Montreal, trabalhos de manutenção corretiva e melhorar a eficiência do ciclo, realizou-se a implementação de um novo sistema, composto basicamente por 4 compressores alternativos de pistão em paralelo, um condensador, sendo o fluido refrigerante resfriado por

ar, uma válvula de expansão isentálpica e um evaporador casca-tubo. O novo sistema é ilustrado na Figura 17.

Figura 17 – Sistema de refrigeração novo.



Fonte: Autoria Própria (2021)

4.2 COMPARAÇÃO DOS SISTEMAS

A Tabela 1 apresenta as principais características do sistema antigo e do sistema novo, onde podemos verificar as principais diferenças, assim como as proximidades nas temperaturas de evaporação e condensação, mesmo com a substituição do fluido refrigerante.

A Tabela 2 apresenta a comparação entre os fluidos, sendo ilustrado na Figura 18, a análise Pressão – Temperatura destes, onde pode-se perceber a proximidade das características dos fluidos.

Apesar do R-407C não ter potencial de destruição da camada de ozônio (ODP), ele ainda apresenta potencial de aquecimento global (GWP) (TECHINAL DATA SHEET R-407C, 2007)

Tabela 1 – Comparação entre os sistemas.

	Sistema Antigo	Sistema Novo
Fluido Refrigerante	R-22	R-407C
Condensador	Água	Ar
Temperatura de evaporação (°C)	1	2
Temperatura de condensação (°C)	40	42
Sub-resfriamento (°C)	2	8
Superaquecimento (°C)	9	8

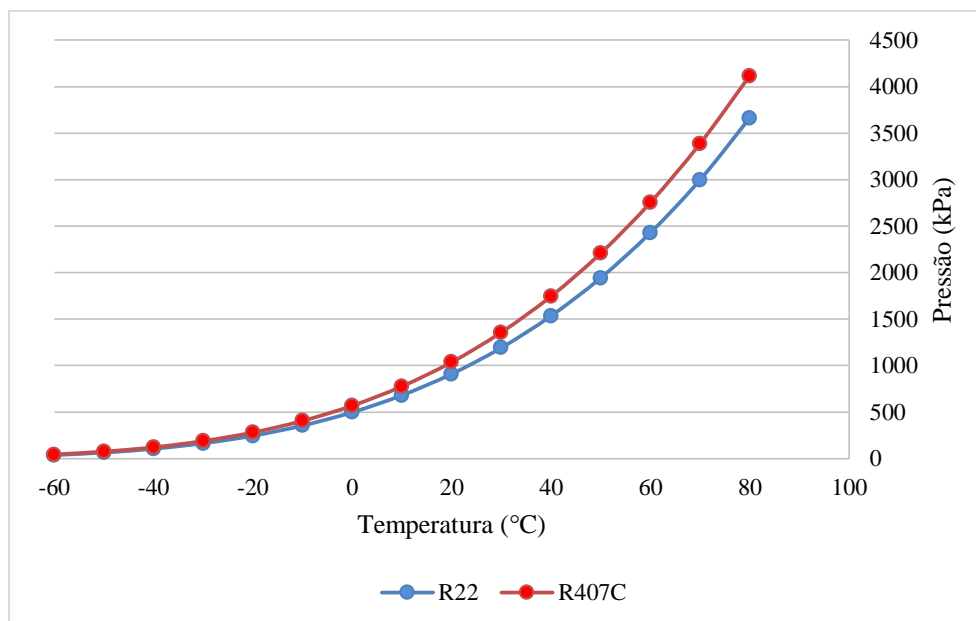
Fonte: Aatoria Própria (2022)

Tabela 2 – Comparação entre os fluidos refrigerantes.

Refrigerante	Peso molecular (kg/kmol)	TCR (°C)	PCR (Mpa)	ODP	GWP (100 anos)
R22	86,47	96,20	4,99	0,055	1700
R407C	86,2	86,1	4,62	0,000	1530

Fonte: Adaptado de Kaseira (2017)

Figura 18 – Comparação Pressão – Temperatura



Fonte: Adaptado de Technical Data Sheet R-407C (2007)

4.3 ANÁLISE TÉCNICA

Os sistemas foram caracterizados no software *Engineering Equation Solver (EES)*, para a realização da análise termodinâmica, a qual foi realizada utilizando as equações de [1] à [9]. Os códigos realizados no *EES* estão disponíveis na seção “Apêndice”, sendo o Apêndice A o código que caracteriza o sistema antigo, enquanto o Apêndice B caracteriza o sistema novo.

A Tabela 3, resume as considerações utilizadas para a análise:

Tabela 3 – Considerações para análise termodinâmica.

Temperatura da fonte fria, T_L (°C)	5
Temperatura da fonte quente, T_H (°C)	38
Potência Refrigerante, \dot{Q}_L (kW)	645
Temperatura de entrada da água no condensador, T_{fe} (°C)	29,5
Temperatura de saída da água no condensador, T_{fs} (°C)	35
Coefficiente global de transferência de calor do condensador, U_{cd} (kW/(m ² *K))	1,119
Calor específico da água, $c_{p,a}$ (kJ/(kg*K))	4,18

Fonte: Autoria Própria (2022)

4.4 ANÁLISE ECONÔMICA

Para a análise econômica, utilizou-se as equações [10] à [12], sendo a quantidade necessária de água de reposição igual ao somatório dessas perdas (purga, evaporação, arraste), como indicado pela equação (13).

$$A_{rep} = \dot{V}_{pur} + \dot{V}_{ev} + \dot{V}_{arr} \quad (13)$$

Para a obtenção dessas perdas, considerou-se:

- Massa específica da água, $\rho_a = 1000 \text{ kg/m}^3$;
- Ciclos de concentração, $C = 4$;

E para a obtenção da economia de água em um ano de operação, considerou-se:

- Funcionamento:
 - 8 horas por dia;
 - 20 dias por mês;
 - 12 meses por ano;

- Custo médio, C_m : R\$ 3,60/ m³

A equação (14) permite a obtenção do valor economizado pela empresa.

$$E_{c,a} = C_m * A_{rep} * \text{horas/dia} * \text{dias/mês} * \text{mês/ano} \quad (14)$$

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A tabela 4 apresenta os resultados obtidos, comparando o sistema antigo com o sistema novo, na qual podemos notar algumas vantagens apresentadas por este novo sistema, como por exemplo, a redução na potência consumida pelo compressor e o maior Coeficiente de Desempenho apresentado.

Tabela 4 – Resultados comparativos.

	Sistema Antigo	Sistema Novo
h_1 (kJ/kg)	412,0	415,0
h_2 (kJ/kg)	440,5	441,7
h_3 (kJ/kg)	247,1	250,6
h_4 (kJ/kg)	247,1	250,6
\dot{W}_{cp} (kW)	111,5	104,8
\dot{Q}_H (kW)	756,6	749,8
COP	5,79	6,15
ef (%)	68,65	73
\dot{m} (kg/s)	3,91	3,92

Fonte: Autoria Própria (2022)

A potência consumida pelo sistema antigo é 6% maior comparativamente com o valor obtido para o sistema novo, ou seja, o consumo de energia foi reduzido com a instalação deste novo sistema, o que pode ser explicado devido a instalação do rack de compressores em paralelo.

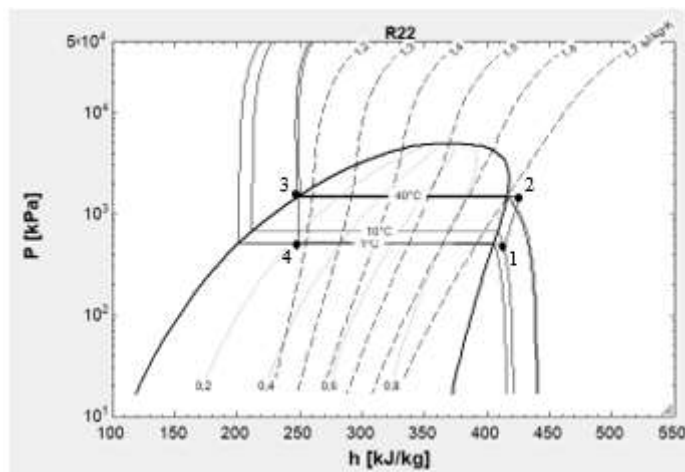
O calor rejeitado ao ambiente pelo condensador também foi reduzido com a instalação do sistema novo, passando de 756,6 kW para 749,8 kW, o que pode ser explicado com a substituição do fluido refrigerante. Apesar da diferença, analisando os valores da vazão mássica e das entalpias relacionadas a entrada e saída do condensador, o resultado encontrado pode ser considerado praticamente igual, apresentando uma redução de apenas 1%.

O sistema novo apresentou um Coeficiente de Desempenho superior ao sistema antigo, o que significa que é necessário menor injeção de energia para a produção da energia útil, no caso, a taxa de calor retirada do ambiente. O sistema novo apresenta aproximadamente 6,22% a mais de eficiência em relação ao sistema antigo. O Coeficiente de Desempenho analisando o ciclo ideal possui um valor de 8,43, estando de acordo com a teoria, ou seja, apresentando um valor superior quando comparado ao sistema real.

As Figuras 19 e 20 apresentam os diagramas Pressão-entalpia para os sistemas antigo e novo, respectivamente, onde:

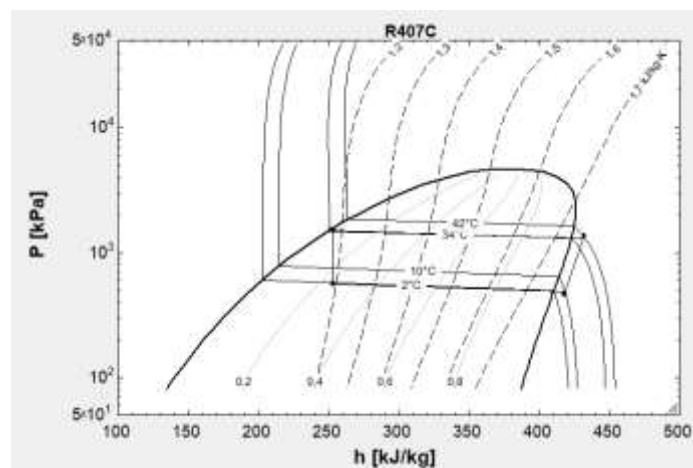
- Processo 1 → 2: onde ocorre a compressão do fluido refrigerante, o qual na sucção do compressor é considerado a temperatura de superaquecimento.
- Processo 2 → 3: resfriamento isobárico do fluido refrigerante, sendo calor rejeitado ao ambiente;
- Processo 3 → 4: expansão isentálpica na válvula de expansão;
- Processo 4 → 1: aquecimento isobárico do fluido refrigerante com calor sendo retirado do ambiente.

Figura 19 – Diagrama P-h – sistema antigo



Fonte: Autoria Própria (2022)

Figura 20 – Diagrama P-h – sistema novo



Fonte: Autoria Própria (2022)

Analisando do ponto de vista da economia de água, os seguintes resultados foram obtidos:

- $\dot{V}_{H_2O} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = \frac{32,9 \cdot 3600}{1000} = 118,44 \text{ m}^3/\text{h}$;
- $\dot{V}_{ev} = 0,9967 \text{ m}^3/\text{h}$;
- $\dot{V}_{pur} = 0,2138 \text{ m}^3/\text{h}$;
- $\dot{V}_{arr} = 0,1184 \text{ m}^3/\text{h}$;
- $A_{rep} = 1,3289 \text{ m}^3/\text{h}$

A vazão de água que precisa ser reposta na torre de resfriamento, representa aproximadamente 1,12% da vazão de água que circula no condensador. Assim, essa quantidade representa o quanto a empresa irá economizar com o novo sistema, pois como o condensador não é resfriado por água, não será necessária essa reposição.

O valor economizado pela empresa por ano será de R\$ 9.185,36

6 CONCLUSÃO

A partir dos resultados obtidos neste estudo de caso, percebe-se que o *retrofit* apresentou vantagens técnicas e econômicas. A instalação do sistema novo permitiu a obtenção de um sistema mais eficiente, o qual necessita de uma menor potência no compressor para a mesma carga térmica avaliada.

Analisando a questão do ponto de vista da crise hídrica, percebe-se que apesar da empresa ter economizado com a implementação deste *retrofit*, o valor não é tão significativo levando em conta o tamanho da empresa e o quanto é gasto por mês. Isso ocorre porque apenas uma pequena parcela da água que circula no condensador precisa ser reposta.

A substituição do fluido refrigerante R-22 para o R-407C só foi possível devido as características similares entre os fluidos. Devido a assinatura do protocolo de Montreal, visando a redução da utilização de substâncias com potenciais de destruição da camada ozônio, o fluido R-407C é uma boa alternativa, entretanto, pensando na questão do potencial de aquecimento global, pode-se em futuros trabalhos avaliar a implementação de fluidos sintéticos (HFO), de modo a obter os resultados técnicos e também ambientais.

Outra sugestão para futuros trabalho seria o estudo da instalação de um sistema de refrigeração por absorção, o qual permitiria a cogeração, e assim, conseqüentemente, realizar uma análise econômica do consumo de energia elétrica, já que o compressor seria substituído pelo absorvedor, bomba de circulação e gerador.

REFERÊNCIAS

AUSTRALIA equals hottest day on record at 50.7C. **BBC News**, Reino Unido, 13 Jan. 2022. Disponível em: <https://www.bbc.com/news/world-australia-59977193>. Acesso em: 15 jan. 2022.

BOYCE, M. P. **Gas turbine engineering handbook**. 4th ed. Oxford: Elsevier Science & Technology Books, 2012. 956 p.

CARNEIRO, L. B. **Análise termoeconômica da tecnologia de refrigeração solar em um chiller de absorção de baixa capacidade**. 2020. Dissertação (Mestrado em Gestão e Tecnologia Industrial) – Centro Universitário Senai Cimatec, Salvador, 2020. Disponível em: http://repositoriosenaiba.fieb.org.br/bitstream/fieb/1092/1/DISSERTA%C3%87%C3%83O_LUCCAS%20BARBOSA%20CARNEIRO.pdf. Acesso em: 22 set. 2021.

CORREIA, H. I. T. **Desenvolvimento de uma unidade de refrigeração com apoio térmico**. 2015. Dissertação (Mestrado em Processos Químico e Biológicos) - Departamento de Engenharia Química e Biológica, Instituto Politécnico de Coimbra, Coimbra, 2015. Disponível em: <https://comum.rcaap.pt/bitstream/10400.26/12224/1/Helena-Correia.pdf>. Acesso em: 22 maio 2021.

DINÇER, I.; KANOGLU, M. **Refrigeration systems and applications**. 2nd ed. Nova Jersey: John Wiley & Sons, 2010. 464 p. Disponível em: <https://doi.org/10.1002/9780470661093>. Acesso em: 10 set. 2022.

DOUTY, A. Temperature of 121 F sets new national record high in Canada. **AccuWeather**, 01 Jul. 2021. Disponível em: <https://www.accuweather.com/en/weather-news/temperature-of-121-f-sets-new-national-record-high-in-canada/971838>. Acesso em: 01 dez. 2021.

ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES). **F-Chart Software**: version V10.833-3D. Madison, WI: EES, [2020]. Disponível em: <http://www.fchart.com>. Acesso em: 1 ago. 2020.

GAS SERVEI (Espanha). **Technical data sheet R-407C**. Barcelona: Gas Servei, [2007]. Disponível em: <https://gas-servei.com/shop/docs/ficha-tecnica-r-407c-gas-servei.pdf>. Acesso em: 23 ago. 2021.

HEREDIA-ARICAPA, Y. *et al.* Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134A, R404A and R410A. **International Journal Of Refrigeration**, [S.l.], v. 111, p. 113-123, Mar. 2020. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700719304773>. Acesso em: 01 jul. 2021.

HILL, G.B.; PRING, E.J.; OSBORN, Peter D. Cooling tower practice. **Cooling Towers**, [S.l.], p. 1-128, 1990. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/b978-0-7506-1005-6.50006-x>. Acesso em: 05 dez. 2021.

INSTITUTO BRASILEIRO DO MEIO AMBIENTE E DOS RECURSOS NATURAIS RENOVÁVEIS (IBAMA). **Protocolo de Montreal**. 2021. Disponível em: <http://www.ibama.gov.br/emissoes/camada-de-ozonio/protocolo-de-montreal>. Acesso em: 30 mar. 2021.

INCROPERA, F. P. *et al.* **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **Global air conditioner stock, 1990-2050**. 2019. Disponível em: <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/global-air-conditioner-stock-1990-2050>. Acesso em: 04 abr. 2021.

KASERA, S.; BHADURI, S. Performance of R407C as an Alternate to R22: a review. **Energy Procedia**, [S.l.], v. 109, p. 4-10, Mar. 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.032>. Acesso em: 03 maio 2022.

MELLO, L. C. d. **Influência das variáveis de processo no desempenho de torres de resfriamento**. 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008. Disponível em: https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3137/tde-07112008-140442/publico/DISSERTACAO_INFLUENCIA_DAS_VARIAVEIS_DE_PROCESSO_NO_DESEMPENHO_DE_TORRE_DE_RESFRIAMENTO.pdf. Acesso em: 12 jan. 2021.

PARK, W. Y. *et al.* Ensuring the climate benefits of the Montreal Protocol: global governance architecture for cooling efficiency and alternative refrigerants. **Energy Research & Social Science**, [S.l.], v. 76, p. 102068, Jun. 2021. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.erss.2021.102068>. Acesso em: 01 ago. 2021.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W. **Perry's chemical engineers' handbook**. 8th ed. Nova York: McGraw Hill, 1997. 2400 p.

SILVA, A. F. **Otimização de torres de resfriamento**. 2015. Dissertação (Mestrado em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015. Disponível em: <http://186.202.79.107/download/otimizacao-de-torres-de-resfriamento.pdf>. Acesso em: 11 jan. 2022.

SILVA, M. N. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005. 316 p.

SILVA, V. R. **Modelagem e simulação de um sistema de refrigeração industrial**. 2011. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011. Disponível em: <https://www.lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/39114/000824725.pdf?sequence=1>. Acesso em: 23 jun. 2021.

STOECKER, W.F.; JABARDO, J. F. S. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002. 384 p.

STOECKER, W.F.; JONES, J.W. **Refrigeração e ar-condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985. 481 p.

STOECKER, W.F. **Industrial refrigeration handbook**. Nova York: McGraw-Hill, 1985. 689 p.

TORRES, E. A. *et al.* Estado da Arte de Refrigeração por Absorção para Aplicações em Sistemas Industriais. *In*: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2., 2002, João Pessoa. **Anais** [...]. João Pessoa: CONEM, 2002. Disponível em: <http://www.abcm.org.br/app/webroot/anais/conem/2002/trabalhos/tema03/CPB0173.PDF>. Acesso em: 11 jan. 2022.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica**. 6.ed. trad. São Paulo: Edgard Blucher, 2003. 577 p.

APÊNDICE A – Código do sistema antigo

```

"Sistema Antigo"
"Temperatura de evaporação"
Tev = 1 [C]
"Temperatura de condensação"
Tcd =40 [C]
"Temperatura do ponto 1, considerando superaquecimento de 9°C"
T[1] = Tev + 9 [C]
"Temperatura do ponto 3, considerando sub-resfriamento de 2°C"
T[3] = Tcd - 2 [C]
"Pressão de saturação à Temperatura de evaporação"
P_sat_7=p_sat(R22;T=Tev)
"Pressão de saturação à Temperatura de condensação"
P_sat_8=p_sat(R22;T=Tcd)
"Informações do Ponto 1 - Saída do evaporador/ Entrada do compressor"
P1 = P_sat_7
h1=enthalpy(R22;T=T[1];P=P1)
s1=entropy(R22;T=T[1];P=P1)
"Informações do Ponto 2 - Saída do compressor/ Entrada do condensador"
P2 = P_sat_8
s2 = s1
h2=enthalpy(R22;P=P_sat_8;s=s2)
T[2]=temperature(R22;P=P_sat_8;s=s2)
"Informações do Ponto 3 - Saída do condensador/ Entrada da válvula termostática"
P3 = P2
h3=enthalpy(R22;T=T[3];P=P3)
Qh = mref*(h2-h3)
"Informações do ponto 4 - Saída da válvula termostática / Entrada do evaporador"
h4 = h3
P4 = P1
T[4]=temperature(R22;P=P4;h=h4)
"Determinação da eficiência do ciclo"
COP = (h1-h3)/(h2-h1)
"Determinação da vazão mássica de refrigerante do ciclo"
m = 645/(h1-h4)
"Determinação da potência do ciclo"
Wcp = m * (h2-h1)
"COP de CARNOT"
TL = 5 [°C]
TH = 38 [°C]
COPc = (TL+273,15)/(TH-TL)
"Eficiência do Ciclo"
ef = (COP/COPc)*100
"Determinação área de troca do condensador"
Te = 29,5 [°C]
Ts = 35 [°C]
Ucd = 1,1194 [kW/m²°C]
cpag = 4,180 [kJ/kg]
DeltaTml = ((T[2]-Te)-(T[3]-Ts))/ln((T[2]-Te)/(T[3]-Ts))
Acd = (mref*(h2-h3))/(Ucd*DeltaTml)
"Determinação da vazão mássica de água no condensador"
ma = mref*(h2-h3)/(cpag*(Ts-Te))

```

APÊNDICE B – Código do sistema novo

```

"Sistema Novo"
"Temperatura de evaporação"
Tev = 2 [C]
"Temperatura de condensação"
Tcd =42 [C]
"Temperatura do ponto 1, considerando superaquecimento de 8°C"
T[1] = Tev + 8 [C]
"Temperatura do ponto 3, considerando sub-resfriamento de 8°C"
T[3] = Tcd - 8 [C]
"Pressão de saturação à Temperatura de evaporação"
P_sat_7=607,8 [kPa]
"Pressão de saturação à Temperatura de condensação"
P_sat_8=1821,2 [kPa]
"Informações do Ponto 1 - Saída do evaporador/ Entrada do compressor"
P1 = P_sat_7
h1=enthalpy(R407C;T=T[1];P=P1)
s1=entropy(R407C;T=T[1];P=P1)
"Informações do Ponto 2 - Saída do compressor/ Entrada do condensador"
P2 = P_sat_8
s2 = s1
h2=enthalpy(R407C;P=P_sat_8;s=s2)
T[2]=temperature(R407C;P=P_sat_8;s=s2)
"Informações do Ponto 3 - Saída do condensador/ Entrada da válvula termostática"
P3 = P2
Qh = mref*(h2-h3)
h3=enthalpy(R407C;T=T[3];P=P3)
"Informações do ponto 4 - Saída da válvula termostática / Entrada do evaporador"
h4 = h3
P4 = P1
T[4]=temperature(R407C;P=P4;h=h4)
"Determinação da eficiência do ciclo"
COP = (h1-h3)/(h2-h1)
"Relação de pressão"
rp = P2/P1
"Determinação da vazão mássica de refrigerante do ciclo"
m = 645/(h1-h3)
"Determinação da potência do ciclo"
Wcp = m * (h2-h1)
"COP de CARNOT"
TL= 5 [°C]
TH = 38 [°C]
COPc = (TL+273,15)/(TH-TL)
"Eficiência do ciclo"
ef = (COP/COPc)*100

```