

INSTITUTO FEDERAL
Minas Gerais
Campus Avançado Arcos

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,
CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE MINAS
GERAIS - *CAMPUS* ARCOS
ENGENHARIA MECÂNICA

Felipe Fernandes Lopes
João Victor Oliveira Rodrigues
Leonardo Simões Nascimento

Refrigerador de Cerveja

Arcos-MG

Dezembro/2018

Felipe Fernandes Lopes
João Victor Oliveira Rodrigues
Leonardo Simões Nascimento

Refrigerador de Cerveja

Trabalho Acadêmico Integrador apresentado
ao Departamento de Engenharia Mecânica do
Campus Arcos do Instituto Federal de Edu-
cação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais
(IFMG).

Instituto Federal de Minas Gerais

Campus Arcos

Engenharia Mecânica

Orientador: Dr. Ricardo Carrasco Carpio

Arcos-MG

Dezembro/2018

RESUMO

O projeto desenvolvido tem como finalidade projetar e construir um refrigerador de cerveja que opera através de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o qual é destinado aos discentes do curso de Engenharia Mecânica do IFMG Campus Arcos. O refrigerador é um dispositivo capaz de transferir calor de uma região com temperatura mais baixa para outra com temperatura mais alta, a custo do fornecimento de trabalho. Como atualmente o Campus não possui um laboratório destinado a área de termodinâmica, tornou-se objetivo deste projeto fornecer um modelo didático funcional para a aplicação dos fundamentos teóricos aprendidos em sala de aula, demonstrando os parâmetros do ciclo e o modo de funcionamento dos dispositivos que o compõe. Além disso, o protótipo construído foi projetado de modo a conseguir produzir uma capacidade frigorífica suficiente para gelar bebidas. Os resultados obtidos demonstraram uma eficiência considerável do refrigerador desenvolvido, chegando a atingir a temperatura de $-13,4^{\circ}\text{C}$ no interior da caixa térmica.

Palavras-chave: Ciclo de refrigeração. Didático. Eficiência.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	4
1.1	Justificativa	4
1.2	Objetivo geral	5
1.3	Objetivos específicos	5
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	6
2.1	Revisão Bibliográfica	6
2.1.1	Ciclo de Carnot	6
2.2	Refrigeradores	7
2.2.1	Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor	8
2.2.2	Componentes principais de um sistema de refrigeração	9
2.2.3	Fluido refrigerante	10
3	METODOLOGIA	12
3.1	Materiais utilizados	12
3.2	Métodos	12
3.2.1	Cálculos da eficiência do refrigerador	21
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	26
5	CONCLUSÃO	27
	REFERÊNCIAS	28
	APÊNDICE A	29

1 INTRODUÇÃO

Desde os primórdios o homem busca maneiras de satisfazer suas necessidades cotidianas, seja pela conservação de alimentos ou climatização de um determinado ambiente. Há relatos que a civilização egípcia utilizava vasos de barro para baixar a temperatura da água, pois devido a porosidade dos vasos parte da água evaporava, diminuindo a temperatura do sistema (FERRAZ; GOMES, 2008).

Com o passar dos anos pesquisadores e engenheiros começaram a buscar meios de obter gelo artificial. Foi onde em 1834 criou-se o primeiro sistema mecânico de fabricação de gelo artificial nos Estados Unidos. Logo, neste mesmo ano a bordo do barco *Madagascar*, chegara no Brasil o primeiro carregamento de gelo artificial (HEROLD, 2011).

Em 1918 a *Kelvinator Company* criou o primeiro refrigerador automático movido a eletricidade, e a partir daí, ocorreu uma evolução significativa nos sistemas de refrigeração. Perante as evoluções e praticidades dos sistemas refrigeradores atuais, percebe-se a importância em estudar tais sistemas afim de obter uma melhoria contínua na qualidade de vida humana (HEROLD, 2011).

Como atualmente o IFMG Campus Arcos não possui laboratórios termodinâmicos, no presente projeto foi desenvolvido um modelo didático funcional do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, demonstrando os parâmetros do ciclo e o modo de funcionamento dos dispositivos que o compõe.

1.1 JUSTIFICATIVA

O ser humano consome grandes quantidades de energia para satisfazer suas necessidades de conforto, e um sistema de refrigeração se encaixa entre elas. A área de refrigeração pode ser classificada em: doméstica, comercial, industrial, para transporte e para condicionamento de ar, e como são sistemas mais complexos para estudos, poucos profissionais buscam especializar-se nessa área (FERRAZ; GOMES, 2008).

Considerando a maior complexidade dos sistemas de refrigeração e a ausência de dispositivos didáticos dos ciclos da Termodinâmica no IFMG – Campus Arcos, constata-se que a construção de um modelo didático do ciclo de refrigeração seria uma importante fonte para o embasamento do estudo teórico aplicado em sala de aula, visando proporcionar aos estudantes e professores uma análise prática do funcionamento do ciclo e os benefícios de sua aplicabilidade, bem como a importância dos equipamentos que fazem parte deste ciclo (Compressor, Condensador, Evaporador e Tubo Capilar).

1.2 OBJETIVO GERAL

Este trabalho objetiva projetar e construir um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, destinado aos discentes do curso de Engenharia Mecânica do IFMG Campus Avançado de Arcos, com intuito de lhes fornecerem um modelo didático funcional para a aplicação dos fundamentos teóricos aprendidos em sala de aula, e obter uma melhor compreensão prática do funcionamento do ciclo de refrigeração, onde aproveita-se da capacidade frigorífica do sistema para refrigerar latas de cerveja.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Revisão Bibliográfica e Projeção do Ciclo de Refrigeração, realizando a aquisição das peças e equipamentos que o constituí, além da compreensão do funcionamento destes;
- Construção do protótipo didático do ciclo e seleção do fluido a ser utilizado, levando em consideração os aspectos ambientais e econômicos;
- Validação do sistema construído, verificando sua eficiência em relação ao seu mecanismo de refrigeração e sua aplicação didática funcional;

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Boles e Çengel (2013), a transferência de calor de uma região com temperatura mais baixa para outra com temperatura mais alta é denominada refrigeração. Os dispositivos que produzem refrigeração são chamados de refrigeradores, e os ciclos nos quais eles operam são chamados de ciclos de refrigeração. No livro são apresentados conceitos sobre os refrigeradores e bombas de calor, além da análise do ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal e real.

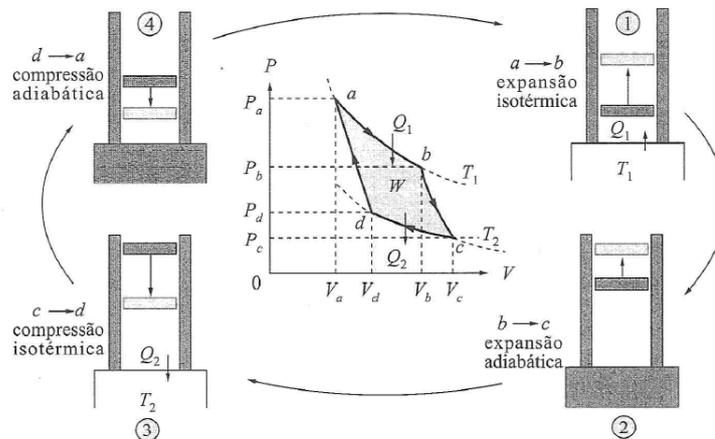
Ferraz e Gomes (2008) afirmam que fluido refrigerante é o fluido que absorve calor de uma substância do meio a ser resfriado, e ressalta que não há um fluido refrigerante com todas propriedades desejáveis. Na apostila são fornecidos diferentes tipos de fluidos refrigerantes e aplicações, propriedades físicas e químicas, e uma comparação entre o impacto ambiental dos refrigerantes.

Existem diferentes tipos de ciclos, como o ciclo por compressão de vapor; em cascata, onde se utiliza mais de um ciclo de refrigeração; o ciclo de refrigeração a gás, no qual o fluido refrigerante conservar-se sempre na fase gasosa; o ciclo de refrigeração por absorção, onde o refrigerante é absorvido por uma outra substância formando uma mistura líquida; e a refrigeração termoelétrica, que através de um circuito elétrico, calor é transferido da fonte quente para a fonte fria (MORAN; SHAPIRO; BOETTNER, 2013). Dentre os diferentes ciclos de refrigeração citados, o abordado por este trabalho é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, que consiste em vaporizar e condensar um fluido refrigerante alternadamente.

2.1.1 CICLO DE CARNOT

Para obter o máximo de rendimento de uma máquina térmica é necessário que o processo seja reversível, ou seja, as irreversibilidades dentro do sistema devido ao atrito, e a transferência de calor por condução foram minimizadas (NUSSENZVEIG, 2018). O ciclo de Carnot é composto dois processos isotérmicos e dois adiabáticos (Figura 1).

Figura 1 – Ciclo Carnot



Fonte: (NUSSENZVEIG, 2018)

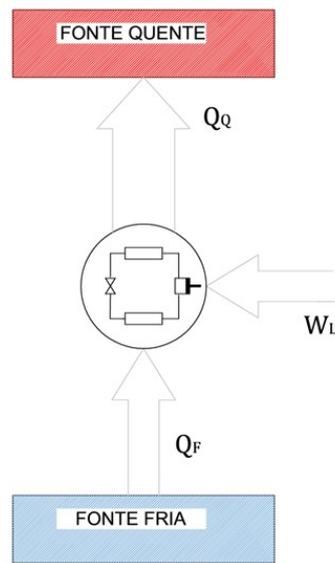
- a-b. O gás absorve calor Q_1 da fonte quente e expande-se isotermicamente;
- b-c. Sobre uma base isolante o gás expande-se adiabaticamente, o que resulta em uma queda de temperatura devido o decaimento da energia interna do gás;
- c-d. O sistema é colocado em contato com a fonte fria, e então o gás é comprimido isotermicamente cedendo calor Q_2 a fonte fria;
- d-a. Recolocado sobre uma base isolante, o gás sofre uma compressão adiabática, elevando novamente sua temperatura até T_1 .

Como o ciclo de Carnot é reversível, ele pode operar no sentido oposto, ou seja, em vez do sistema gerar trabalho, trabalho seria injetado no sistema, buscando remover calor da fonte fria Q_2 , e cedê-lo a fonte quente Q_1 . Neste caso, ao invés de uma turbina, teríamos um refrigerador, por exemplo.

2.2 REFRIGERADORES

Através dos fenômenos da natureza tem-se conhecimento que o calor flui de um corpo a alta temperatura para um outro corpo a baixa temperatura. Esses processos de transferência de calor fenomenológicos ocorrem na natureza sem a necessidade de qualquer dispositivo. Porém, para realizar o processo inverso (Figura 2) é necessário fornecer uma quantidade de trabalho através dos dispositivos refrigeradores, os quais retiram calor do meio à baixa temperatura, e transfere para o meio a alta temperatura (BOLES; ÇENGEL, 2013).

Figura 2 – Esquema refrigeração

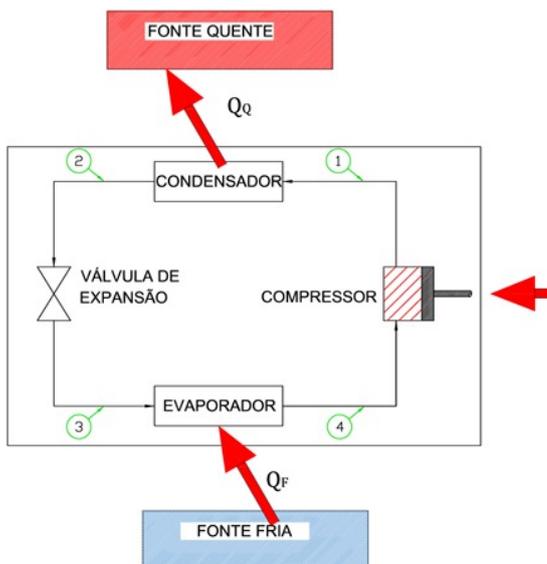


Fonte: Próprios autores

2.2.1 CICLO IDEAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

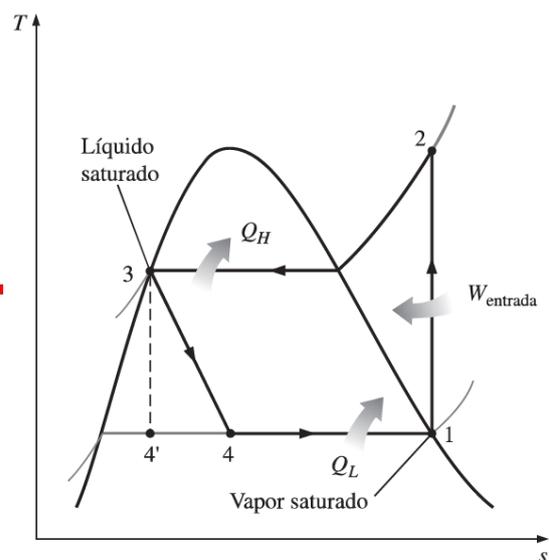
Segundo Boles e Çengel (2013), o ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o mais usado para refrigeradores, bombas de calor e sistemas de condicionamento de ar. Nas figuras 3 e 4, é possível observar os quatro processos que englobam o ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal, levemente modificado para um modelo mais realista.

Figura 3 – Ciclo de refrigeração



Fonte: Próprios autores

Figura 4 – Análise gráfica



Fonte: (BOLES; ÇENGEL, 2013)

- 1-2. Compressão isentrópica em um compressor: No estado 1 o refrigerante entra

no compressor como vapor saturado, e é comprimido de forma isentrópica (sem irreversibilidades) elevando sua pressão e temperatura até o condensador.

- 2-3. Rejeição de calor a pressão constante no condensador: No estado 2 o refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido, e através da perda de calor para a vizinhança, sai no estado 3 como líquido saturado.
- 3-4. Estrangulamento através de uma válvula de expansão: No estado 3 o refrigerante é estrangulado por um tubo capilar ou válvula de expansão até a pressão do evaporador, o que reduz a temperatura do refrigerante em relação a vizinhança.
- 4-1. Absorção de calor a pressão constante dentro do evaporador: No estado 4 o refrigerante entra no evaporador como uma mistura de líquido e vapor, e evapora completamente devido ao calor absorvido da vizinhança. Logo, o refrigerante sai do evaporador como vapor saturado e entra novamente no compressor, fechando o ciclo.

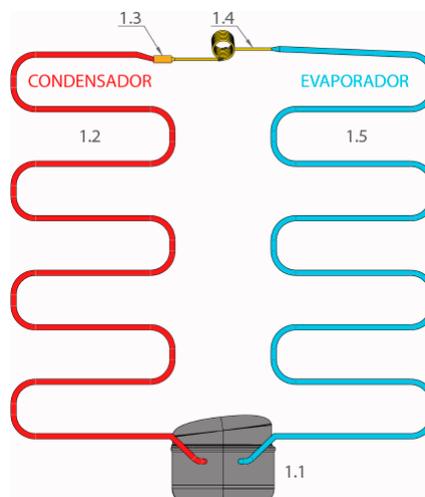
Logo, como o condensador e o evaporador não envolvem trabalho e o compressor pode ser aproximado como adiabático, o coeficiente de performance (COP) dos refrigeradores pode ser escrito como:

$$COP = \frac{q_{(low)}}{w_{(liq)}}$$

2.2.2 COMPONENTES PRINCIPAIS DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Os sistemas de refrigeração possuem alguns componentes com diferentes funções (Figura 5), são eles: compressor, condensador, filtro secador, tubo capilar e evaporador.

Figura 5 – Modelagem do ciclo



Fonte: Próprios autores

Compressor (Figura 5, item 1.1)

Tem como principal função succionar o refrigerante a baixa pressão, e comprimi-lo até elevar sua pressão e temperatura em direção ao condensador (FERRAZ; GOMES, 2008).

Condensador (Figura 5, item 1.2)

Tem a função de remover calor do refrigerante e rejeitar para a vizinhança, enquanto condensa o fluido refrigerante entregando líquido para o tubo capilar ou válvula de expansão (SANTOS, 2005).

Filtro secador (Figura 5, item 1.3)

Retém partículas sólidas que possam causar obstrução na tubulação e gerar detritos no compressor; absorve a umidade residual evitando danos como a formação de ácidos, corrosão, aumento das pressões e obstrução do tubo capilar por congelamento da umidade (FERRAZ; GOMES, 2008).

Tubo capilar ou válvula de expansão (Figura 5, item 1.4)

Dispositivo de expansão que controla a passagem do fluido refrigerante para o evaporador promovendo uma queda de pressão e temperatura (SANTOS, 2005). Em refrigeradores de pequeno porte são utilizados tubos capilares pela simplicidade e baixo custo, sistemas mais robustos utilizam válvulas de expansão mecânicas ou eletrônicas para regular o fluxo de refrigerante com base no superaquecimento na saída do evaporador.

Evaporador (Figura 5, item 1.5)

Recebe o fluido refrigerante a baixa pressão e temperatura em um estado de mistura de líquido e vapor, e o evapora absorvendo calor da vizinhança. Dessa forma a vizinhança onde o evaporador se encontra perde calor para o refrigerante dentro do evaporador, o que promove a queda de temperatura dessa vizinhança (FERRAZ; GOMES, 2008).

2.2.3 FLUIDO REFRIGERANTE

Os refrigerantes sintéticos da classe CFCs (clorofluorcarbonos) e HCFCs (hidroclorofluorcarbonos) foram desenvolvidos na década de 30 com o intuito de reduzir os acidentes relacionados a toxicidade e a inflamabilidade que atingiam aqueles que trabalhavam diretamente com este produto. Dentre alguns dos refrigerantes fabricados estão o R-12, R-22 (HCFCs), e R-114, onde adota-se o sistema de numeração “R” como sistema padrão (MORAN; SHAPIRO; BOETTNER, 2013).

Com o passar dos anos identificou-se que alguns refrigerantes que continham cloro causavam efeitos prejudiciais na atmosfera, como a destruição da camada de Ozônio e o aquecimento global. Visto isso, proibiu-se a produção de refrigerantes contendo cloro,

surgindo então a classe dos HFCs (hidrofluorcarbonos), onde destaca-se o R-134a que é amplamente utilizado como substituto do R-12 e do R-22 em sistemas de refrigeração. Porém, vale ressaltar que o R-134a contribui para alteração do clima global, e por isso futuramente ele tende a ser substituído pelo R-1234yf ou pelo dióxido de carbono (R-744), que são refringentes naturais que possuem baixo potencial de aquecimento global (MORAN; SHAPIRO; BOETTNER, 2013).

Outros refrigerantes naturais que vem sendo utilizados devido a sua baixa impactação ao meio ambiente são a Amônia e o Propano, muito utilizados em indústrias alimentícias e em aparelhos domésticos. Porém, devido a toxicidade estes refrigerantes possuem uma aplicação limitada (MORAN; SHAPIRO; BOETTNER, 2013).

3 METODOLOGIA

3.1 MATERIAIS UTILIZADOS

Os materiais utilizados para a construção do refrigerador de cerveja estão listados na Tabela 1.

Tabela 1 – Materiais

	Descrição	Qtd	Custo
1	Compressor de geladeira	1 pç	R\$15,00
2	Condensador (tubo de cobre)	5,50 m	R\$42,00
3	Evaporador (tubo de cobre)	9,50 m	R\$70,00
4	Tubo Capilar	1 pç	R\$12,00
5	Filtro para reter impurezas	1 pç	R\$6,50
6	Parafusos, porcas e arruelas	-	R\$4,00
7	Cola de silicone	1 pç	R\$8,00
8	Madeira	-	-
Total			R\$157,50

Fonte: Próprios autores

3.2 MÉTODOS

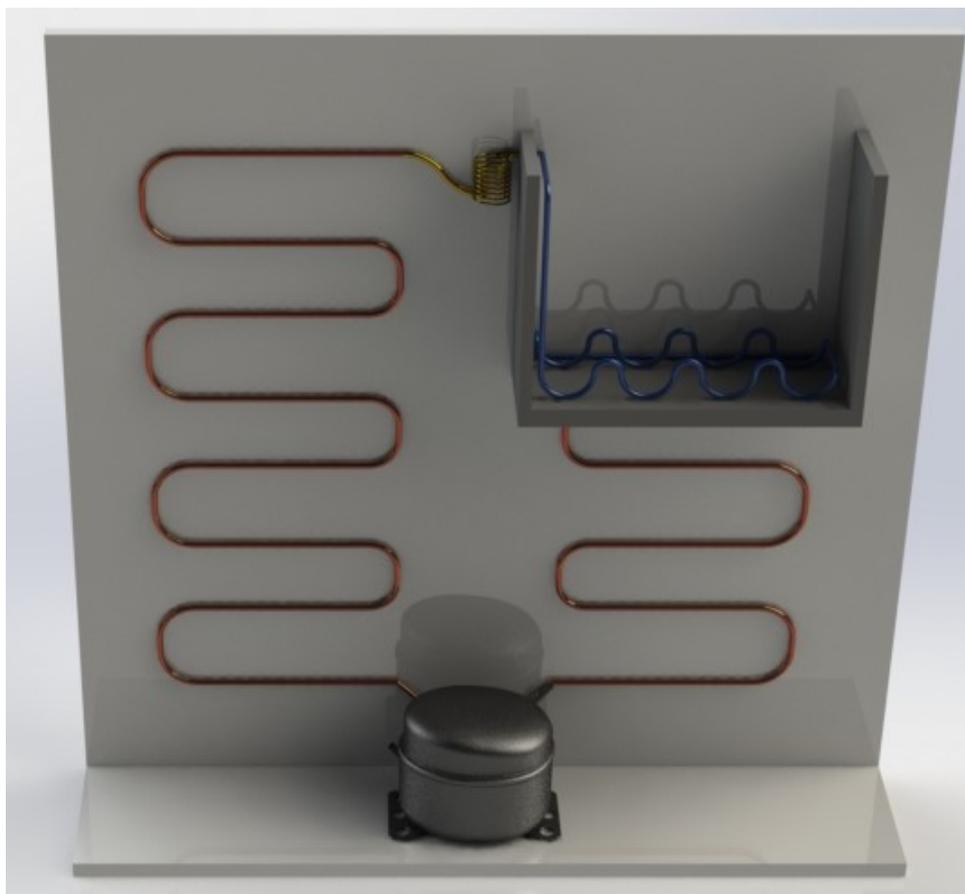
Primordialmente foi feita uma pesquisa exploratória com o objetivo de proporcionar maior familiaridade com o assunto em questão, realizando um levantamento bibliográfico e análise de exemplos. Estudos de casos foram feitos para coletar dados acerca dos mecanismos de funcionamento do ciclo de refrigeração. Desse modo, com o objetivo de facilitar e organizar o desenvolvimento da atividade, a metodologia empregada na montagem desse projeto foi dividida em quatro etapas:

Etapa 1: Pesquisa e aprimoramento da temática abordada e delimitação dos elementos de contorno do problema. As informações e dados coletados serviram de base para a construção do sistema proposto a partir do tema do projeto, notou-se que as pesquisas bibliográficas serviram como um modo de se aprofundar no assunto em questão, sendo realizado um estudo teórico do ciclo de refrigeração por compressão de vapor e sobre a seleção do fluido refrigerante a ser utilizado.

Etapa 2: Esta etapa contou com a projeção do ciclo de refrigeração (Figura 6) e aquisição das peças e equipamentos necessários para a construção do mesmo, de acordo com o dimensionamento dos elementos que o compõem levando em conta normas e preceitos da engenharia mecânica. O modelo utilizado na construção levou em consideração

que a disposição das tubulações e dos dispositivos do equipamento deveria propiciar a identificação dos parâmetros do ciclo. Realizou-se também um estudo sobre o funcionamento dos dispositivos que compõe o ciclo, como o compressor, evaporador, condensador e tubo capilar (Materiais utilizados vide Tabela 1).

Figura 6 – Projeto do ciclo



Fonte: Próprios autores

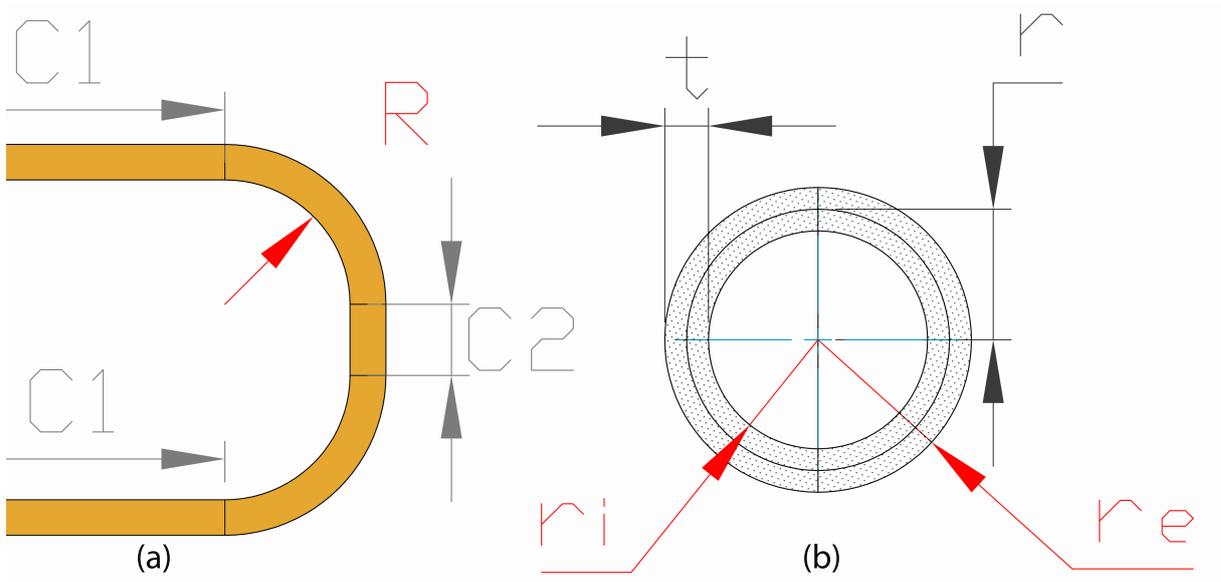
Dimensionamento dos tubos

Os tubos de cobres utilizados para confeccionar tanto o condensador quanto o evaporador foram dimensionados de forma a resistir as pressões internas do fluido. Além disso foi feito o cálculo das dimensões ótimas para minimizar o custo com o material.

Os tubos de cobre são comercializados a um preço fixo por quilograma, e supondo que o material seja homogêneo, ou seja, que sua densidade não varie, o menor custo de material é portanto relacionado ao menor volume de cobre.

Para determinar o volume de material são utilizados como parâmetros as dimensões do curso da tubulação e da sua seção transversal (Figura 7).

Figura 7 – Parâmetros



Fonte: Próprios autores

Conforme a figura 7(a) o curso é dividido em segmentos circulares R e segmentos retos (C_1 e C_2) cujo somatório será designado por C . Para que sejam mantidas as proporções e sejam respeitadas as limitações de espaço e de geometria da tubulação, tanto os segmentos curvos quanto os retos são definidos em função do raio do tubo e das dimensões da placa na qual a tubulação será fixada. Sendo l e h a largura e a altura disponíveis respectivamente, é necessário que haja um número par de segmentos retos (C_1) devido as posições do compressor e do tubo capilar. Com base nas limitações estabelecidas, são definidos o número de segmentos retos (k), o comprimento das seções curvas (R) e o comprimento dos segmentos retos (C):

$$k = \left(\frac{h}{24r} - \text{mod} \left(\frac{h}{24r}, 2 \right) \right)$$

Onde mod é um operador que retorna o resto da divisão entre os termos.

$$C = k \cdot (l - 24r) + (h - (k - 1)24r) \quad (1)$$

$$R = 12\pi r \cdot (k - 1) \quad (2)$$

A seção transversal (Figura 7(b)) é definida pelo raio exterior re e pelo raio interior ri , que para simplificação são relacionados pelo raio médio r e pela espessura t :

$$re = r + t/2; \quad ri = r - t/2$$

A área da seção transversal é então obtida por:

$$A = \pi(re^2 - ri^2) = 2\pi r t \quad (3)$$

A função volume é obtida pela combinação das equações 1, 2 e 3:

$$Vol = (C + R) \cdot 2\pi r t \quad (4)$$

Para que a função volume possa ser otimizada é necessário estabelecer uma relação entre a espessura (t) e o raio (r). Inicialmente isto foi feito tratando os tubos como vasos de pressão e limitando a tensão pelo critério de falha da máxima tensão de cisalhamento. Porém foi constatado que a relação obtida não era condizente com os tubos comerciais, sendo então necessário definir uma relação que incluísse as opções comerciais dentre as quais o tubo seria confeccionado. Para tal, foram coletados os dados do diâmetro externo e espessura dos tubos comerciais (Tabela 2).

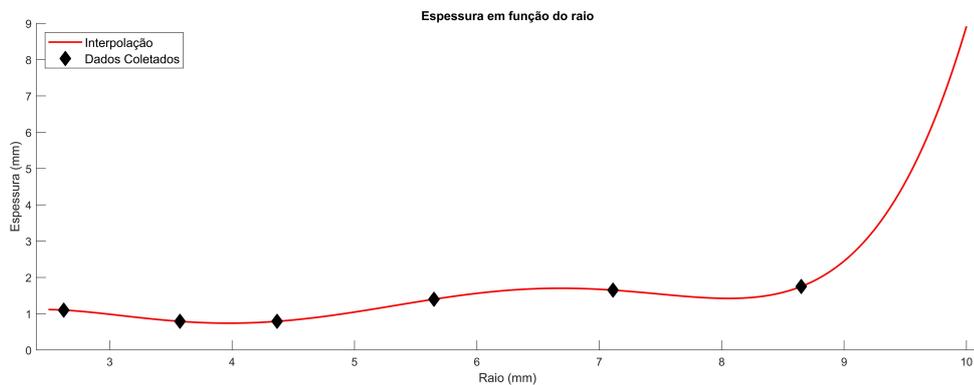
Tabela 2 – Especificações tubos comerciais

Tubo	Diâmetro ($2re$)	Espessura (t)
1/4"	6,35 mm	1,10 mm
5/16"	7,94 mm	0,79 mm
3/8"	9,52 mm	0,79 mm
1/2"	12,70 mm	1,40 mm
5/8"	15,87 mm	1,65 mm
3/4"	19,05 mm	1,75 mm

Fonte: Próprios autores

Os dados foram interpolados para determinar uma função que assuma os valores comerciais (Figura 8).

Figura 8 – Espessura em função do raio

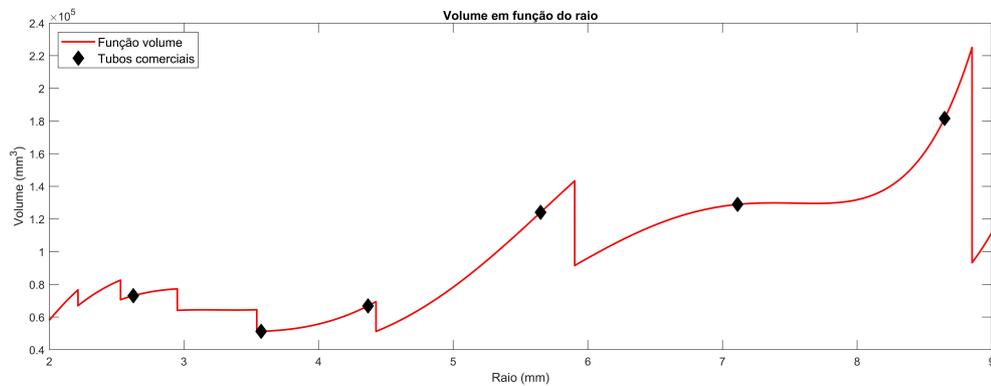


Fonte: Próprios autores

$$t(r) = 0,0075r^5 - 0.1986r^4 + 1.9777r^3 - 9.1559r^2 + 19.5646r - 14.4469 \quad (5)$$

Substituindo a equação 5 na equação 4, e para $l = 250mm$ e $h = 840mm$, obtemos o gráfico do volume em função do raio:

Figura 9 – Volume em função do raio



Fonte: Próprios autores

A partir do gráfico delimita-se o intervalo no qual o volume assume seu valor mínimo $[3, 5 < r < 4, 5]$. Refinando este intervalo computacionalmente o raio ótimo para esta aplicação específica de forma a minimizar o custo com material é de 4,375mm, e a espessura de acordo com a equação 5 é 0,798mm. O outro mínimo local no intervalo corresponde a um raio de 3,54mm e espessura de 0,799mm. Como o tubo de 5/16" é consideravelmente próximo deste mínimo local, através de uma análise do gráfico é possível concluir que dentre as opções comerciais este apresenta o menor volume, e portanto o menor custo com material.

Uma vez definido que será utilizado o tubo de 5/16" é possível caracterizar o curso da tubulação pelos parâmetros citados anteriormente. Pela tabela 2 temos $r = (7,94 - 0,79)/2 = 3,575mm$ e $t = 0,79mm$. Para $l = 250mm$ e $h = 840mm$:

$$k = \left(\frac{840}{24 \cdot 3,575} - \text{mod} \left(\frac{840}{24 \cdot 3,575}, 2 \right) \right) = 8$$

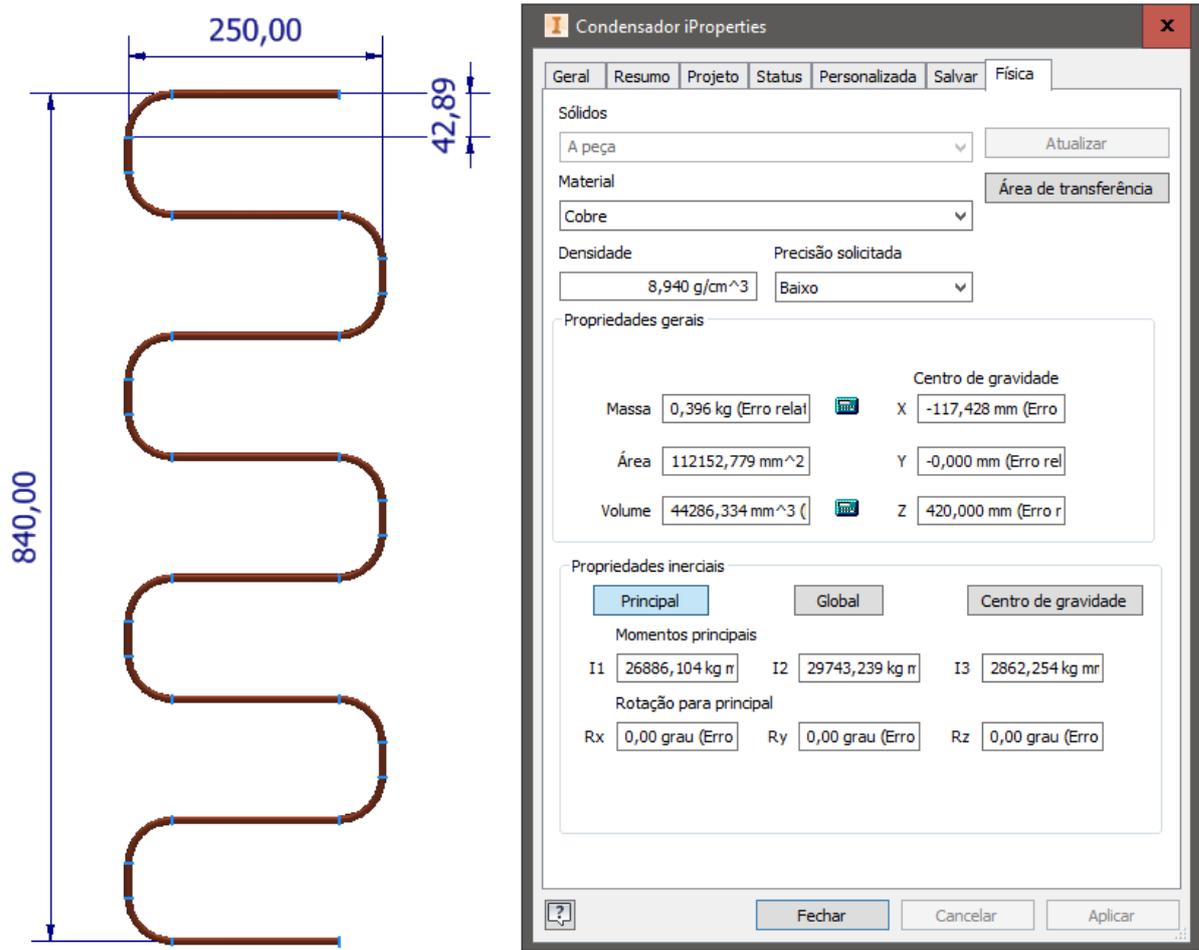
$$C = 8 \cdot (250 - 24 \cdot 3,575) + (840 - (8 - 1)24 \cdot 3,575) = 1553,5mm$$

$$R = 12\pi \cdot 3,575 \cdot (8 - 1) = 943,07mm$$

$$Volume = (1553,5 + 943,07) \cdot 2\pi \cdot 3,575 \cdot 0,79 = 44286,4mm^3$$

A partir destes parâmetros foi confeccionado um modelo tridimensional no *software* Autodesk Inventor para a visualização e verificação do resultado obtido (Figura 10).

Figura 10 – Modelo da tubulação



Fonte: Próprios autores

Verificação da resistência

Tratando os tubos como vasos de pressão de paredes finas e utilizando para dimensionamento a pressão de saturação (P) do fluido refrigerante utilizado no projeto (R134a) à uma temperatura de 65°C (a máxima das temperaturas para o condensador citadas no catálogo do fabricante)(HIBBELER, 2010) (BOLES; ÇENGEL, 2013), obtém-se:

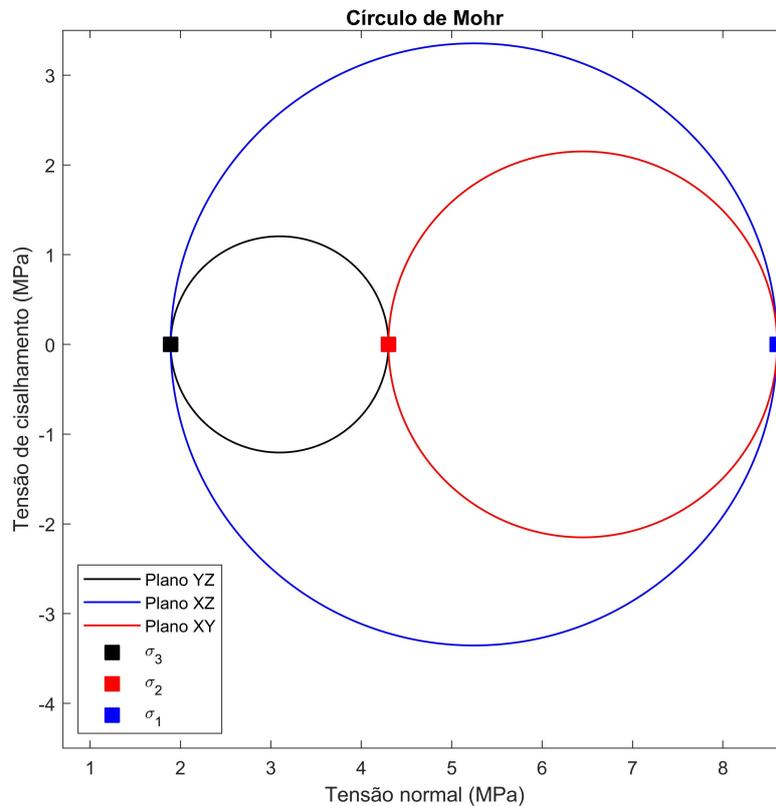
$$\sigma_1 = \frac{Pr}{t} = \frac{1,891 \times 10^6 \cdot (7,94 - 0,79) \times 10^{-3}}{2 \cdot 0,79 \times 10^{-3}} = 8,60 MPa \quad (6)$$

$$\sigma_2 = \frac{Pr}{2t} = \frac{1,891 \times 10^6 \cdot (7,94 - 0,79) \times 10^{-3}}{4 \cdot 0,79 \times 10^{-3}} = 4,30 MPa \quad (7)$$

$$\sigma_3 = P = 1,891 MPa \quad (8)$$

A partir das tensões calculadas são confeccionados os círculos de Mohr para os três planos.

Figura 11 – Círculo de Mohr



Fonte: Próprios autores

Adotando as tensões máxima e mínima, σ_1 e σ_3 respectivamente, pelo critério da máxima tensão de cisalhamento (HIBBELER, 2010):

$$\sigma_e = 8,6 \text{ MPa} \quad (9)$$

O cobre possui limite de escoamento de 69MPa, logo, o tubo de 5/16" pode ser utilizado com uma margem de segurança de aproximadamente 8 vezes, considerada satisfatória ao projeto (NORTON, 2013).

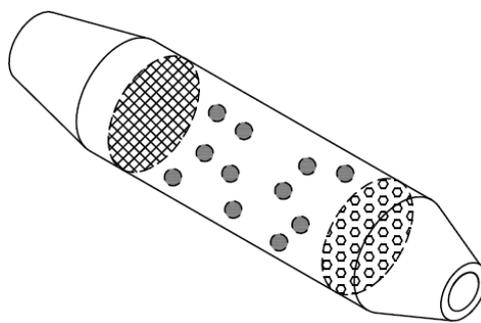
Etapa 3: Com as peças necessárias adquiridas, levando em consideração o baixo custo e com o objetivo de construir um modelo didático funcional contendo informações sobre o ciclo e os parâmetros (temperatura, pressão, fluido, etc) de funcionamento, iniciou-se a montagem dos componentes fixos e móveis do projeto com o auxílio de especialistas e profissionais da área de refrigeração.

A montagem consistiu primeiramente em construir o suporte de madeira para o equipamento e a fixação do compressor no suporte. Feito isso, foi realizada a moldagem das tubulações e a soldagem das mesmas no compressor.

Filtro purificador

Devido as impurezas e a umidade residual é necessário a instalação de um filtro purificador na saída do condensador, de modo a não obstruir o canal do tubo capilar. Comercialmente foram encontrados dois modelos de filtro purificador, ambos possuindo duas telas em seu interior que retêm as partículas de impurezas, porém, um contendo dióxido de silício (SiO_2), também chamado sílica, em seu interior (Figura 12), e o outro não. O silício (Si) é um mineral que proporciona uma grande proteção para plantas contra a seca, devido a sua capacidade de reter líquido (FILGUEIRAS, 2007). Deste modo, o composto sílica é um material refratário que é usado na produção de materiais cerâmicos em projetos que exigem altas temperaturas (HARIMA, 1997).

Figura 12 – Filtro purificador



Fonte: Próprios autores

A sílica possui três principais formas cristalinas polimorfas, o *quartzo*, a *crystalobalita* e a *tridimita*. Estas sílicas cristalinas possuem uma alta resistência nas ligações interatômicas, e dessa forma um elevado ponto de fusão, em torno de $1710^{\circ}C$ (CALLISTER; RETHWISCH, 2011). Portanto a elevada temperatura que o fluido sai do condensador ($61^{\circ}C$) não afetará o funcionamento do sistema devido a uma possível alteração nas propriedades mecânicas da sílica (fusão da sílica, por exemplo), o que provavelmente iria obstruir a passagem do fluido e prejudicar a eficiência do sistema. Logo, o uso do filtro purificador contendo o dióxido de silício se torna mais viável, pois além de reter a umidade residual, o custo entre os dois modelos é relativamente baixo.

Fluido refrigerante

Tendo em vista que o refrigerante R-12 (utilizado no compressor disponível) foi banido devido ao potencial efeito negativo no meio ambiente, foi utilizado o refrigerante R-134a, que há vários anos vem sendo empregado para substituir o R-12. Apesar do R-134a contribuir para a alteração do clima global, ele não colabora com a destruição da camada de ozônio, uma vez que na sua composição não há presença de cloro.

Após a acomodação dos tubos do evaporador na caixa térmica, e a conformação dos tubos do condensador, todos componentes foram fixados e soldados. Logo após, foi

feito o procedimento de vácuo de todo sistema, e então adicionado o fluido refrigerante R-134a.

Etapa 4: Nesta etapa foram realizados testes no equipamento para verificar sua capacidade de refrigeração. O sistema foi ligado para avaliar as temperaturas obtidas na entrada e saída do compressor, no condensador, evaporador, e também do ambiente a ser refrigerado (Figura 13).

Figura 13 – Sistema em avaliação



Fonte: Próprios autores

Dentro da caixa térmica foi utilizado um termômetro portátil Penta III da marca *Full Gauge*, que monitora e indica a temperatura em cinco pontos distintos (Figura 14).

Figura 14 – Temperatura dentro da caixa



Fonte: Próprios autores

3.2.1 CÁLCULOS DA EFICIÊNCIA DO REFRIGERADOR

Com a finalização da construção do refrigerador de cerveja que opera por um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, é possível calcular o coeficiente de performance (*COP*) do sistema, que é um índice que indica a eficiência do ciclo de refrigeração desenvolvido. O Coeficiente de Performance é obtido pela equação 10.

$$COP = \frac{\text{Efeito de resfriamento}}{\text{Entrada de trabalho}} = \frac{\text{Calor absorvido no evaporador } Q_L}{\text{Trabalho do compressor } W_C} \quad (10)$$

Para se obter um caráter comparativo, é calculado o ciclo de Carnot, o ciclo ideal e por fim, incluindo as perdas na tubulação o ciclo real.

O ciclo de refrigeração de Carnot não possui irreversibilidades, e seu *COP* pode ser calculado pela equação 11. Onde T_H é a temperatura da fonte quente, e T_L é a temperatura da fonte fria.

$$COP_{Carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (11)$$

O ciclo de refrigeração ideal é como um ciclo de Carnot com algumas modificações para um modelo mais realista. Seu *COP* é calculado pela equação 12. Onde q_L é o calor absorvido no evaporador, e $w_{liq,ent}$ o trabalho líquido do compressor.

$$COP_{ideal} = \frac{q_L}{w_{liq,ent}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (12)$$

Cálculo do Coeficiente de Performance de Carnot e Ideal

Primeiramente foi realizado a medição de temperaturas na entrada (Ponto 1) e saída (Ponto 2) do compressor, na saída do condensador (Ponto 3), e na entrada do evaporador (Ponto 4). Assim, considerando a hipótese de condições de operação estáveis (regime permanente) e que as variações da energia cinética e potencial são desprezíveis, obtêm-se através do *software CoolProp* os dados das entalpias em cada ponto.

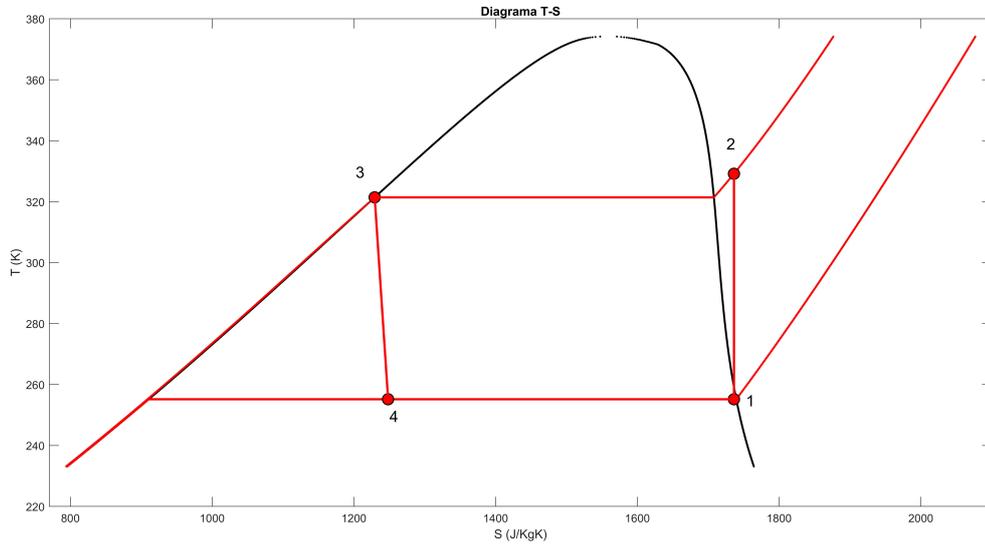
Tabela 3 – Entalpias

Ponto	Temperatura (C°)	Entalpia (h) em kJ/kg
1	-14	390,24
2	61	434,46
3	44	262,43
4	-20	262,43

Fonte: Próprios autores

Com base nos dados obtidos, foi feito o diagrama T-S para o ciclo ideal (Figura 15) com o uso do *software CoolProp*.

Figura 15 – Ciclo de refrigeração ideal



Fonte: Próprios autores

Para obter o COP_{ideal} , é necessário calcular o fluxo de massa (\dot{m}), que é a quantidade de massa que escoar através de uma seção transversal de área por unidade de tempo (BOLES; ÇENGEL, 2013). Com os dados da corrente elétrica e da tensão utilizada pelo compressor, o fluxo de massa é:

$$\dot{m} = \frac{\text{Potência elétrica}}{h_2 - h_1} = 0,0043 \text{ kg/s} \quad (13)$$

E o calor absorvido pelo evaporador, e o trabalho do compressor são:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = 550,60 \text{ W} \quad (14)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}(h_2 - h_1) = 190,5 \text{ W} \quad (15)$$

Logo, pela equação 11 e pela equação 12:

$$COP_{Carnot} = 3,125$$

$$COP_{Ideal} = 2,890$$

Perdas na tubulação

Em todo projeto que se utiliza tubulações existem perdas, o que gera uma queda de pressão e perda de eficiência durante o escoamento de um fluido (CENGEL; CIMBALA, 2015). Em busca de calcular um *COP* mais realista do sistema, foi considerado um escoamento completamente desenvolvido e turbulento do fluido refrigerante R-134a, e assim, calculado o somatório de perdas devido as curvas e ao atrito causado em todo comprimento da tubulação do sistema.

Anteriormente foi calculado o fluxo de massa do sistema (\dot{m}), e conhecendo a área da tubulação, é calculado a velocidade média do fluido no condensador e evaporador. Onde ρ é a densidade média do fluido, e A a área da seção transversal da tubulação.

$$\dot{m} = \rho v A \rightarrow v = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (16)$$

O número de *Reynolds* (Re) é calculado de acordo com a equação 17. Onde ρ é a densidade média, v a velocidade média, D é o diâmetro interno do tubo, e μ a viscosidade média.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (17)$$

Conhecendo a rugosidade do cobre (ε) e o diâmetro interno da tubulação (D), é obtida a rugosidade relativa (ε/D) para o condensador e para o evaporador. A partir do número de reynolds e da rugosidade relativa são obtidos pelo diagrama de *Moody* o fator de atrito para o condensador e para o evaporador (CENGEL; CIMBALA, 2015).

As perdas maiores (P_L) devidas ao atrito são calculadas pela equação 18. Onde f é o fator de atrito, L é o comprimento da tubulação até o ponto onde a pressão é conhecida (válvula *schrader* ou em P_1), D o diâmetro do tubo, v a velocidade média, ρ a densidade média, e o subscrito i representa cada seção do tubo com diâmetro constante.

$$P_L = \sum_{n=i} \frac{f_i L_i}{D_i} \cdot \frac{\rho_i v_i^2}{2} \quad (18)$$

A princípio seriam consideradas apenas as partes retas da tubulação para o cálculo das perdas maiores, porém, foi constatado que no cálculo das perdas menores não levam em conta as perdas devidas ao atrito. Deste modo, para o cálculo das perdas maiores também serão consideradas as regiões curvas da tubulação.

As perdas menores, devidas a interrupção suave no escoamento do fluido pelas curvas de 90° e 180°, são calculadas pela equação 19. Onde K_L é o coeficiente de perda,

tabelado para algumas curvas e dispositivos, v a velocidade média, ρ a densidade média, e j representa cada componente que causa uma perda menor.

$$p_L = \sum_{n=j} \frac{K_{L,j} \rho_j v_j^2}{2} \quad (19)$$

Portanto, somando as perdas maiores e menores, obtêm-se a perda total de pressão (P_{LT}) devido ao atrito e a interrupção suave no escoamento causada pelas curvas na tubulação para cada ponto específico.

$$P_{LT} = P_L + p_L$$

Calculada a perda total para os pontos 2, 3 e 4, utiliza-se a equação da energia do escoamento estacionário e incompressível (Equação 20) para calcular o ganho ou perda de pressão em cada ponto específico.

$$P_1 + \alpha_1 \frac{V_1^2 \rho}{2} + \rho g z_1 + P_G = P_2 + \alpha_2 \frac{V_2^2 \rho}{2} + \rho g z_2 + P_T + P_L \quad (20)$$

Como o interesse é no ganho ou perda de pressão, a equação 20 pode ser simplificada. Uma vez que o escoamento é turbulento ($\alpha_1 = \alpha_2 = 1$), não há trabalho de turbina ($P_T = 0$), P_1 e P_2 podem ser desconsideradas para essa análise, e as velocidades são relacionadas por uma velocidade média ($V_1 = V_2$), a equação 20 fica na forma:

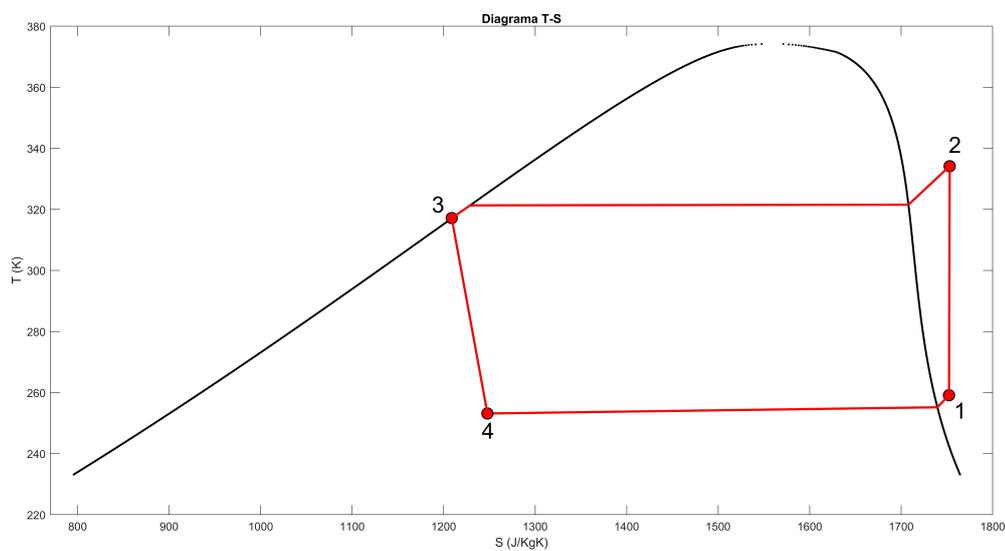
$$P_G = \rho g (z_2 - z_1) + P_{LT} \quad (21)$$

Onde P_G é o ganho ou perda de pressão devido as perdas pela diferença de altura, somadas a perda total P_{LT} , ρ a densidade média, z_1 e z_2 a altura do ponto onde a pressão é conhecida ou em P_1) e no ponto que se deseja verificar o ganho ou perda de pressão, e P_{LT} a perda total de onde a pressão é conhecida ou em P_1) até o ponto desejado.

Logo, com P_G de cada ponto específico, a pressão real nesse ponto é calculada somando ou subtraindo esse valor da pressão conhecida.

As perdas e as pressões calculadas (Apendice A) são então utilizadas para esboçar o diagrama T-S para o ciclo real (Figura 16) com o uso do *software CoolProp*.

Figura 16 – Ciclo de refrigeração Real



Fonte: Próprios autores

O calor absorvido pelo evaporador, e o trabalho do compressor recalculados para as novas pressões são:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = 554,35 \text{ W} \quad (22)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}(h_2 - h_1) = 200,5 \text{ W} \quad (23)$$

De forma análoga ao cálculo do coeficiente de performance ideal é calculado o coeficiente de performance real, $COP_{Real} = 2,765$.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Por instrução de um especialista na área, a construção do refrigerador não seguiu a especificação do tubo dimensionado para confecção do condensador, sob a justificativa de que a utilização de um diâmetro menor seria benéfica para a transferência de calor. Alegação que será estudada a fundo na continuação do projeto.

O estudo do material cerâmico introduzido no filtro revelou que esse tipo de material tem grande importância quando se deseja reter umidade residual. E ainda, segundo um especialista da área de refrigeração, o filtro deve ser fixado de modo que o fluido passe por ele sem friccionar as partículas de sílica, pois, ao longo do tempo a sílica pode começar a soltar pequenos fragmentos que podem obstruir o canal do tubo capilar.

Os resultados obtidos dos coeficientes de performance do ciclo foram condizentes com o conteúdo estudado, visto que, não é possível obter a eficiência de Carnot, e que quando se considera o ciclo real, calculando as perdas nas tubulações, a eficiência do sistema fica abaixo da calculada para o caso ideal.

Durante as medições a menor temperatura obtida foi de $-13,4^{\circ}\text{C}$, considerada satisfatória para o projeto, visto que em freezers convencionais as temperaturas em que as cervejas são mantidas variam entre -2°C e $-4,5^{\circ}\text{C}$.

5 CONCLUSÃO

O projeto desenvolvido teve como finalidade a projeção e a construção de um refrigerador de cerveja que opera através de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, buscando proporcionar um modelo didático para os discentes do curso de engenharia mecânica, contribuindo para meio acadêmico.

Diante da conjuntura retratada nesse projeto, verifica-se a importância do estudo da engenharia aplicada ao contexto da área térmica, permitindo o desenvolvimento deste projeto. Além disso, o refrigerador construído poderá ser utilizado como base para futuras pesquisas que denotem interesse na área térmica, ou em aperfeiçoar este equipamento.

Em relação a definição do modelo utilizado na construção, foi levado em consideração que a disposição das tubulações e dos dispositivos do equipamento deveria propiciar a identificação dos parâmetros do ciclo, contribuindo para a obtenção do objetivo didático traçado.

Em resumo o projeto atendeu aos objetivos propostos, desenvolvendo um equipamento didático funcional capaz de refrigerar latas de bebidas, onde na caixa térmica, foi obtida uma temperatura de $-13,4^{\circ}\text{C}$.

REFERÊNCIAS

- BOLES, M.; ÇENGEL, Y. Termodinâmica. 7^a edição. *São Paulo: AMGH Editora*, 2013. Citado 5 vezes nas páginas 6, 7, 8, 17 e 22.
- CALLISTER, W. D.; RETHWISCH, D. G. *Materials science and engineering*. [S.l.]: John Wiley & Sons NY, 2011. v. 5. Citado na página 19.
- CENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. *Mecânica dos fluidos-3*. [S.l.]: AMGH Editora, 2015. Citado na página 23.
- FERRAZ, F.; GOMES, M. O histórico da refrigeração, fluidos refrigerantes, ozônio/processo de formação/destruição, sistemas de refrigeração, componentes se um sistema de refrigeração. *CEFET-BA, Santo Amaro*, 2008. Citado 3 vezes nas páginas 4, 6 e 10.
- FILGUEIRAS, O. Silício na agricultura. *PESQUISA FAPESP*, n. 140, p. 72–74, 2007. Citado na página 19.
- HARIMA, E. *Estabilização da fase 'BETA' e obtenção da fase 'ALFA' da cristobalita a partir do resíduo da casca de arroz queimada*. Tese (Doutorado), 1997. Citado na página 19.
- HEROLD, M. W. Gelo nos trópicos: a exportação de “blocos de cristais da frieza ianque” para índia e brasil. *Revista Espaço Acadêmico*, v. 11, n. 126, p. 145–161, 2011. Citado na página 4.
- HIBBELER, R. C. *Resistência dos materiais*. [S.l.]: Pearson Educación, 2010. Citado 2 vezes nas páginas 17 e 18.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D. *Princípios de termodinâmica para engenharia*. [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2013. Citado 3 vezes nas páginas 6, 10 e 11.
- NORTON, R. L. *Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada*. 4. ed. [S.l.]: Bookman Editora, 2013. Citado na página 18.
- NUSSENZVEIG, H. M. *Curso de Física Básica: fluidos, oscilações e ondas, calor*. [S.l.]: Editora Blucher, 2018. v. 2. Citado 2 vezes nas páginas 6 e 7.
- SANTOS, E. O. d. *Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2005. Citado na página 10.

APÊNDICE A

Resultados obtidos:

Propriedades no Condensador

Diâmetro: 4.150000e-03 m
Área: 1.352652e-05 m²
Vazão: 7.233342e-06 m³/s
Velocidade: 0.534753 m/s
Reynolds: 1.576637e+04
RuRel: 3.614458e-04
Fator de atrito: 0.027

Propriedades no Evaporador

Diâmetro: 6.360000e-03 m
Área: 3.176904e-05 m²
Vazão: 6.294333e-06 m³/s
Velocidade: 0.198128 m/s
Reynolds: 4.808093e+03
RuRel: 2.358491e-04
Fator de atrito: 0.020

Ponto 2

Perdas Maiores: 2.488157e+03 Pa, 61.554%
Perdas por retorno: 1.698974e+02 Pa, 4.203%
Perdas por curvas de 90°: 1.019384e+02 Pa, 2.522%
Perdas por altura: 1282.249497 Pa, 31.721%
Perda TOTAL: 4.042243e+03 Pa, 0.319%
Pressão em 2 calculada: 1.265367e+06 Pa

Ponto 3

Perdas Maiores: 3.813480e+02 Pa, 12.024%
Perdas por curvas de 90°: 5.096921e+01 Pa, 1.607%
Perdas por altura: 2739.351198 Pa, 86.369%
Perda TOTAL: 3.171668e+03 Pa, 0.251%
Pressão em 3 calculada: 1.258153e+06 Pa

Ponto 4

Perdas Maiores: 4.146668e+02 Pa, 21.992%
Perdas por retorno: 2.680164e+00 Pa, 0.142%
Perdas por curvas de 90°: 1.286479e+02 Pa, 6.823%
Perdas por altura: 1339.581492 Pa, 71.044%
Perda TOTAL: 1.885576e+03 Pa, 1.286%
Pressão em 4 calculada: 1.466476e+05 Pa