

**UniRV – UNIVERSIDADE DE RIO VERDE  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE PROCEDIMENTOS PARA AUMENTAR O COEFICIENTE DE  
DESEMPENHO - COP DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO.**

**CAIO CEZAR NEVES PIMENTA**

**Orientador: Prof. Me. PAULO HENRIQUE NEVES PIMENTA**

**Monografia apresentada à faculdade de  
Engenharia Mecânica da UNIRV –  
Universidade de Rio Verde – Como parte das  
exigências para obtenção do título de Bacharel  
em Engenharia Mecânica.**

**RIO VERDE – GOIÁS**

**2015**

**UniRV – UNIVERSIDADE DE RIO VERDE  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE PROCEDIMENTOS PARA AUMENTAR O COEFICIENTE DE  
DESEMPENHO - COP DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO**

**CAIO CEZAR NEVES PIMENTA**  
**Orientador: Prof. Me. PAULO HENRIQUE NEVES PIMENTA**

**RIO VERDE – GOIÁS**

**2015**

**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANALISE DE PROCEDIMENTOS PARA AUMENTAR O COEFICIENTE DE  
DESEMPENHO – COP DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO**

**CAIO CEZAR NEVES PIMENTA**

Esta monografia foi julgada adequada para a obtenção da nota da disciplina Trabalho  
Conclusão II do Curso de Engenharia Mecânica.

---

**Prof. Me. Paulo Henrique Neves Pimenta**  
**Orientador**

---

**Prof. Me. Milton Batista Ferreira Junior**  
Examinador

---

**Prof. Me. Alex Anderson de Oliveira Moura**  
Examinador

---

**Prof. Dr. Warley Augusto Pereira**  
**Diretor da Faculdade de Engenharia Mecânica**

Rio Verde-GO  
2015

## **DEDICATÓRIA**

Dedico esta monografia aos meus pais, Alfredo Cezar de Moraes Pimenta e Rozileide de Faria Neves Pimenta, ao meu irmão e professor orientador Paulo Henrique Neves Pimenta, aos meus avós, João de Souza Neves e Oscalina de Faria Neves, que são pessoas de extrema importância na minha vida, pois me ensinaram a nunca desistir por mais dura e difícil que fosse a batalha, assim, no final, quando vencesse a guerra me sentirei vitorioso, como estou me sentindo agora.

Também agradeço a meus avós, Jerônimo Pimenta e Maria de Lourdes de Moraes Pimenta (In memória), que embora não estejam mais entre nós, sei que, onde quer que estejam, torceram por mim e hoje assistem a minha vitória.

Vocês são muito especiais para mim. Amo muito todos vocês!

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, por me conceder a oportunidade de vir a esse mundo e demonstrar minha capacidade.

Aos professores da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade de Rio Verde, que alguns se tornaram meus grandes amigos, e que souberam transmitir todos os seus conhecimentos e experiências durante esses cinco anos de graduação e são responsáveis diretos pelo profissional que serei. A vocês o meu mais sincero obrigado! Serei sempre grato!

Ao professor orientador e irmão Paulo Henrique Neves Pimenta, pelo tempo dedicado à orientação deste trabalho e pelas palavras de incentivo. Que com o passar dos anos passei a tê-lo como uma referência em minha vida, pelo exemplo de homem que é. Obrigado “manim”. Amo muito você!

Aos meus amigos e colegas de graduação cujos nomes eu não citarei por risco de cometer algum esquecimento imperdoável, mais saibam que nasceram grandes amizades nestes cinco anos de estudo, e que espero levá-las para toda minha vida. O verdadeiro amigo é aquele que fica quando todos se vão.

Aos meus pais, Alfredo Cezar de Moraes Pimenta e Rozileide de Faria Neves Pimenta, que me apoiaram em todas as horas de dificuldades, nunca me permitiram baixar a cabeça e entre alguns puxões de orelhas, souberam me educar e me ensinar às coisas certas da vida, sempre compreenderam a minha falta de tempo e às vezes, minha falta de paciência com eles. Papai e mamãe aqui estão palavras que me disseram um dia durante esta caminhada e que estão e ficarão eternamente gravadas em minha mente: “Meu filho, jamais se esqueça de onde veio. Carregue sempre consigo a humildade e a simplicidade. Isto é o que diferencia as pessoas...” Meu agradecimento, ao meu pai que um dia, no auge da minha vida, deu-me o meu primeiro cavalo, embora não fosse o cavalo mais bonito do mundo, nem tão pouco o melhor, mas poucas pessoas saberiam reconhecer o seu verdadeiro valor. Agradeço por ver a felicidade nos olhos do meu pai quando me colocava no colo e me contava suas histórias de quando ele tinha a minha idade, da emoção que ele sentia ao falar do meu avô, agradeço cada palavra. Agradeço também por todas as nossas viagens, das idas e vindas da fazenda levando e trazendo boiada, dos rodeios que o senhor gosta tanto e claro, dos “modões do Tião Carreiro” que cantava para mim.

Meus sinceros e profundos agradecimentos aos meus pais que me deram o primeiro par de botinas e que se orgulhavam de mim a cada vez que eu o usava... Lembranças maravilhosas que me fazem agradecer constantemente por esta dádiva de ser filho de vocês.

Agradecerei a todo o momento, porque um dia este homem e esta mulher me ensinaram que a simplicidade pode sim, me fazer uma pessoa bem mais feliz.

Muito obrigado a vocês por me permitirem ser quem eu sou e me tornar o homem que me tornei.

Amo vocês!

## RESUMO

PIMENTA, Caio Cezar Neves. **ANALISES DE PROCEDIMENTOS PARA AUMENTAR O COEFICIENTE DE DESEMPENHO - COP DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO**. 2015 Monografia<sup>1</sup>. (Graduação em Engenharia Mecânica) – UNIRV– Universidade de Rio Verde, Rio Verde, 2015.

Refrigeração é a arte ou a ciência relacionada ao resfriamento de corpos ou fluidos para temperaturas inferiores às disponíveis em um determinado local e instante, um processo que nos dias de hoje é existente em praticamente todas as residências e indústrias do mundo. Na área de refrigeração, um assunto que tem incentivado a realização de inúmeras pesquisas e grandes investimentos é a melhoria no desempenho dos componentes principais de um sistema de refrigeração por compressão de vapor: compressor, condensador, dispositivo de expansão e o evaporador. O desempenho desses componentes está diretamente ligado às irreversibilidades termodinâmicas resultantes do escoamento do fluido refrigerante ao longo desses componentes e do processo de transferência de calor. O presente trabalho tem por objetivo analisar numericamente o desempenho do ciclo teórico de refrigeração, de modo a verificar e quantificar a influência de modificações nas condições de operação e funcionamento do ciclo, tais como: (i) variações tanto na pressão quanto na temperatura de entrada e saída do refrigerante em cada equipamento; e (ii) utilização de diferentes fluidos refrigerantes. Pretende-se também, avaliar a influência de cada uma dessas modificações, no coeficiente de desempenho do ciclo. E verificou-se que cada vez que aumentamos a temperatura ou pressão de vaporização consequentemente o COP aumenta em relação a essas condições, e cada vez que aumentamos a temperatura ou pressão de condensação consequentemente o COP diminui a essas condições.

### **PALAVRAS-CHAVE:**

COP, Irreversibilidade, Refrigeração.

---

<sup>1</sup>**Orientador:** Professor Me. Paulo Henrique Neves Pimenta. Banca: Professor Me. Alex Anderson de Oliveira Moura, Professor. Me. Milton Batista Ferreira Junior.

## ***ABSTRACT***

PIMENTA, Caio Cezar Neves. **ANALYSIS PROCEDURES TO INCREASE THE REFRIGERATION CYCLES PERFORMANCE - COP RATE.** 2015. Monograph (Undergraduate in Mechanical Engineering) - UNIRV – Universidade de Rio Verde, Rio Verde, 2015.

Refrigeration is the art or science-related cooling bodies or fluids to temperatures below those available in a particular location and time, a process that today is existing in virtually all homes and industries in the world. In the refrigeration field has encouraged a subject conducting extensive research and investment is large improvement in the performance of principal components of a vapor compression refrigeration system: compressor, condenser, expansion device and evaporator. The performance of these components is directly related to the thermodynamic irreversibilities resulting from the flow of the refrigerant through these components and the heat transfer process. The present study aims to numerically analyze the performance of the refrigeration cycle theory, in order to verify and quantify the influence of changes in operating conditions and operation of the cycle, such as: (i) variations in both pressure as the inlet temperature and output of the refrigerant in each equipment; and (ii) use different refrigerants. It is intended also to evaluate the influence of each of these modifications, the cycle performance coefficient. And it was found that every time increase the temperature or vapor pressure consequently, the COP increases in relation to these conditions, and each time increased temperature, or Condensing pressure COP decreases accordingly those conditions.

## **KEY WORDS**

COP, irreversibility, Refrigeration.

-----  
**Orientador:** Professor Me. Paulo Henrique Neves Pimenta. Banca: Professor Me. Alex Anderson de Oliveira Moura, Professor. Me. Milton Batista Ferreira Junior.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Gráfico da Temperatura x Entropia .....	14
Figura 2 - Representação esquemática dos estados termodinâmicos ao longo de um sistema padrão .....	15
Figura 3 - Diferenças entre o ciclo teórico e o real de compressão a vapor.....	16
Figura 4 - Evaporador de tubo aletado .....	17
Figura 5 - Linhas de sucção e expansão .....	18
Figura 6 - Compressor de ciclos de refrigeração.....	19
Figura 7 – Condensador.....	20
Figura 8 - Ciclo de refrigeração ideal é mostrado esquematicamente.....	25
Figura 9 - Distribuição do COP com Pressão de evaporação constante de 100 kPa.....	31
Figura 10 - Distribuição do COP com Pressão de evaporação constante de 130 kPa.....	32
Figura 11 – Distribuição do COP com Pressão de evaporação constante de 150 kPa .....	32
Figura 12 - Distribuição do COP com Pressão de evaporação constante de 170 kPa.....	33
Figura 13 - Distribuição do COP com Pressão de evaporação constante de 190 kPa.....	33
Figura 14 - Distribuição do COP com temperatura de vaporização constante de 258.15 k.....	35
Figura 15 - Distribuição do COP com temperatura de vaporização constante de 263.15 k.....	35
Figura 16 - Distribuição do COP com temperatura de vaporização constante de 268.15 k.....	36
Figura 17 - Distribuição do COP com temperatura de vaporização constante de 273.15 k.....	36
Figura 18 - Distribuição do COP com temperatura de vaporização constante de 278.15 k.....	37

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 - Testes referentes às pressões de evaporação e condensação.....	30
Tabela 2 - Testes referentes às temperaturas de evaporação e condensação.....	31

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIACÕES

$g$  – É a aceleração da gravidade  $[m/s^2]$ ;

$h_e$  – É a entalpia que entra no volume de controle  $[kj/kg]$ ;

$h_s$  – É a entalpia que sai do volume de controle  $[kj/kg]$ ;

$\dot{Q}$  – É a transferência de calor no volume de controle  $[kj/kg]$ ;

$\dot{m}_e$  – É o fluxo de massa entrando no volume de controle  $[kg/s]$ ;

$\dot{m}_s$  – É o fluxo de massa saindo do volume de controle  $[kg/s]$ ;

$P$  – É a pressão do volume de controle  $[kPa]$ ;

$s_e$  – É a entropia que entra no volume de controle  $[kj/kg\ k]$ ;

$s_s$  – É a entropia que sai do volume de controle  $[kj/kg\ k]$ ;

$V$  – É a velocidade do fluido cruzando o volume de controle  $[m/s]$ ;

$\dot{W}$  – É o trabalho realizado pelo volume de controle  $[Kw]$ ;

$z$  – É a elevação de um pontal horizontal de referência ao volume de controle  $[m]$ ;

$x$  – É o título do fluido, que o mesmo varia entre 0 a 1, 0 a 100% de vapor.

$COP$  – Coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração.

ODP - Ozone depletion Potential;

GWP - Global Warming Potential;

$\Delta t$  – É a variação da temperatura  $[°C]$ ;

$\Delta p$  – É a variação da pressão  $[kPa]$ .

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	11
	1.1OBJETIVOS .....	12
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	13
	2.1Ciclo teórico de refrigeração por compressão a vapor .....	13
	2.2Diferenças entre um ciclo teórico e um ciclo real de refrigeração .....	15
	2.3Componentes de um ciclo de refrigeração.....	16
	2.3.1EVAPORADOR .....	16
	2.3.2LINHAS DE SUCÇÃO .....	17
	2.3.3COMPRESSOR.....	18
	2.3.4LINHAS DE DESCARGA.....	19
	2.3.5CONDENSADOR.....	19
	2.3.6RESERVATÓRIO DE LÍQUIDO.....	20
	2.4Revisões de literatura.....	20
3	FORMULAÇÃO DO PROBLEMA .....	24
	3.1Coeficiente de desempenho de ciclos de refrigeração a vapor – COP .....	27
	3.2Fatores que influenciam no coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração.....	28
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	30
	4.1Resultados em função da Pressão (kPa) .....	31
	4.2Resultados em Função da Temperatura (K) .....	34
5	CONCLUSÃO.....	39
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	40

## 1 INTRODUÇÃO

Os sistemas por compressão a vapor é o mais usado na prática hoje em dia, em determinados lugares em que se deseja baixar a temperatura de um local tornando o ambiente com melhores condições térmicas para o que se deseja, então, o sistema funciona da seguinte maneira: o vapor é comprimido, condensado e logo a seguir sua pressão é baixada por uma válvula de expansão o que leva o fluido a evaporar a baixa pressão.

Refrigeração é a arte ou a ciência relacionada ao resfriamento de corpos ou fluidos para temperaturas inferiores àquelas disponíveis em um determinado local e instante, um processo que atualmente é existente em praticamente todas as residências e indústrias do mundo.

O ciclo de refrigeração é basicamente a retirada de calor de um determinado local para outro, com o intuito de reduzir a temperatura para qualquer aplicação que deseja tirar proveito desse sistema, mas na realidade no ciclo de refrigeração podem existir diferentes tipos de perdas, como perda de carga no evaporador, no condensador enfim, em todo ciclo (GARRIDO, 2014).

Na área de refrigeração um assunto que tem incentivado a realização de inúmeras pesquisas e grandes investimentos é a melhoria no desempenho dos componentes principais de um sistema de refrigeração por compressão de vapor: compressor, condensador, dispositivo de expansão e o evaporador. O desempenho desses componentes está diretamente ligado às irreversibilidades termodinâmicas resultantes do escoamento do fluido refrigerante ao longo desses componentes e do processo de transferência de calor (PIMENTA, 2015).

O objetivo de um sistema de refrigeração é manter uma região fria a uma temperatura inferior a de sua vizinhança. Em geral isso é feito usando-se sistemas de refrigeração a vapor.

## **1.1 OBJETIVOS**

O Presente trabalho tem por objetivo analisar numericamente o desempenho do ciclo teórico de refrigeração, de modo a verificar e quantificar a influência de modificações nas condições de operação e funcionamento do ciclo, tais como: (i) variações tanto na pressão quanto na temperatura de entrada e saída do refrigerante em cada equipamento; e (ii) utilização de diferentes fluidos refrigerantes. Pretende-se também, avaliar influência de cada uma dessas modificações, no coeficiente de desempenho do ciclo.

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Neste capítulo serão revisados os principais tipos e as diversas maneiras de como pode, e deve funcionar um ciclo de refrigeração por compressão a vapor, assim como os métodos disponíveis na literatura para análise e projeto de ciclos de refrigeração, os equipamentos de que é composto o ciclo são analisados separadamente e são eles:

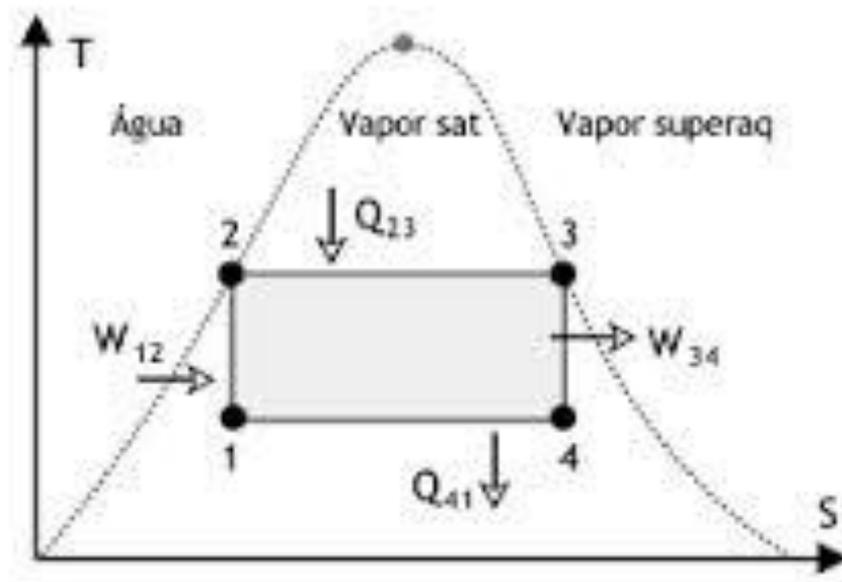
- Compressor;
- Condensador;
- Válvula de expansão;
- Evaporador.

### **2.1 Ciclo teórico de refrigeração por compressão a vapor**

O Ciclo de Carnot se destaca entre os possíveis ciclos frigoríficos por se tratar de um ciclo ideal que opera entre duas temperaturas, e, portanto é aquele que representa maior eficiência. Este ciclo é de grande importância no estudo de sistemas de refrigeração, pois representa um meio relativamente simples de avaliar influências das temperaturas de operação do sistema. Representa o limite máximo do coeficiente de desempenho do ciclo entre dois níveis de temperatura, então dessa maneira qualquer ciclo de refrigeração real que opere dentre os mesmos níveis de temperatura, deve apresentar um coeficiente de desempenho inferior àquela obtida com o ciclo de Carnot (STOECKER, JABARDO, 2002).

O ciclo de Carnot é composto por um compressor, dois trocadores de calor e uma turbina motor térmico. Os processos termodinâmicos relacionados a estes componentes são:

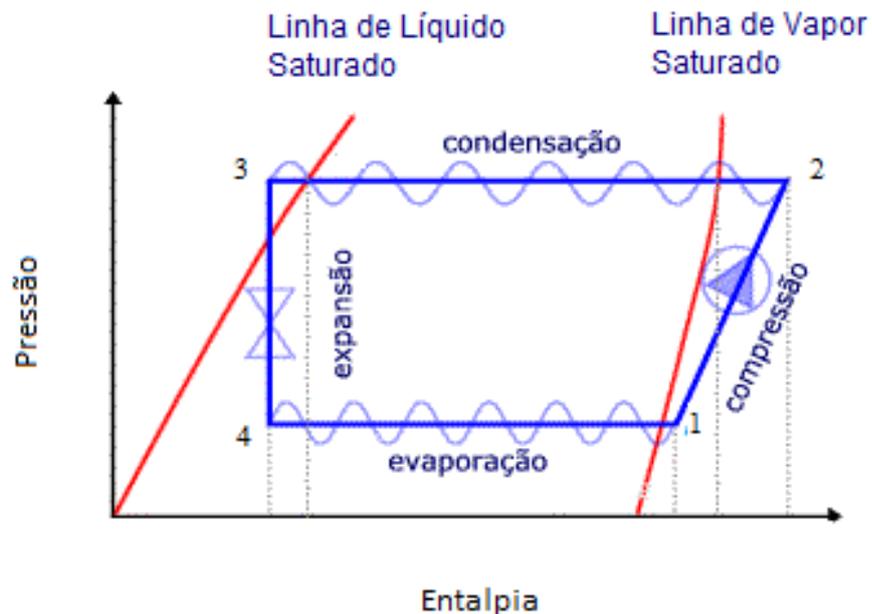
- Compressão adiabática;
- Troca de calor a pressão constante;
- Expansão adiabática;
- Troca de calor a pressão constante.



**Figura 1 - Gráfico da Temperatura x Entropia**

Fonte: (SILVA, 2014).

Já o ciclo padrão de compressão de vapor, utiliza componentes básicos: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. No compressor o vapor é comprimido isentropicamente até a pressão de condensação. No condensador, o fluido refrigerante é condensado a pressão constante até o estado de líquido saturado. No dispositivo de expansão, o fluido refrigerante é expandido, num processo isentálpico até a pressão de evaporação. No evaporador o fluido refrigerante recebe calor do ambiente que se deseja refrigerar até o estado de vapor saturado, no qual retorna ao compressor, e o ciclo se repete. Os ciclos de refrigeração são ciclos termodinâmicos, e são representados pelo diagrama mostrado na Figura. 2, também conhecido como diagrama de Mollier (SUGUIMOTO, 2011).



**Figura 2 - Representação esquemática dos estados termodinâmicos ao longo de um sistema padrão**

Fonte: (SUGUMOTO, 2011).

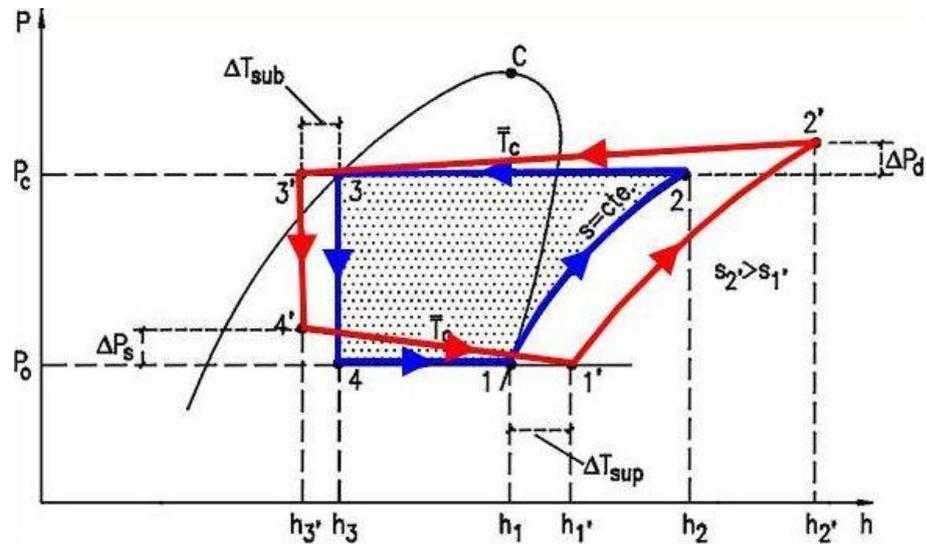
Os ciclos por compressão a vapor são os mais utilizados em equipamentos de frigoríficos a frio (GUIMARÃES, 2011).

Todo ciclo térmico real é comparado ao ciclo de Carnot, pois é o que possui maior rendimento térmico possível, onde pode também ser definido outro ciclo, chamado ciclo teórico de refrigeração, devido aos seus processos ser bem parecidos com o ciclo real de refrigeração (GUIMARÃES, 2011).

## 2.2 Diferenças entre um ciclo teórico e um ciclo real de refrigeração

Devido às irreversibilidades termodinâmicas, existem algumas diferenças entre os ciclos teóricos e reais de refrigeração por compressão de vapor, como mostrado na Figura. 3.

Uma das grandes diferenças é a queda de pressão nas linhas de descarga (líquido e de sucção), assim como no condensador e evaporador, devido às perdas de cargas que existem durante o percorrer do fluido na tubulação  $\Delta P_s$  e  $\Delta P_d$ , (FERREIRA, 2012).



**Figura 3 - Diferenças entre o ciclo teórico e o real de compressão a vapor**  
 Fonte: (FERREIRA, 2012).

Um ciclo ideal trabalha dentro da curva de saturação do fluido de trabalho, porque assim é possível determinar as propriedades termodinâmicas, mas por não ser viável tecnicamente, é realizada uma modificação no ciclo ideal visando um melhor desempenho do ciclo, sendo desconsideradas as perdas de carga no condensador e evaporador (MEDEIROS; BARBOSA, 2009).

Outras diferenças são: o sub-resfriamento na saída do condensador que no caso, não são todos os sistemas que são projetados com este sub-resfriamento, outra diferença também é o superaquecimento na saída do compressor, sendo este o processo mais importante do ciclo que é a compressão que faz com que o fluido passe por todos os equipamentos do ciclo por completo, e esse superaquecimento é importante porque ele evita a entrada de líquido no compressor, outro processo importante é o de compressão, que no ciclo real  $s_e \neq s_s$ , e no processo ideal o processo é isoentrópico  $s_e = s_s$  (FERREIRA, 2012).

### 2.3 Componentes de um ciclo de refrigeração

Os principais componentes de um ciclo de refrigeração serão destacados a seguir:

#### 2.3.1 EVAPORADOR

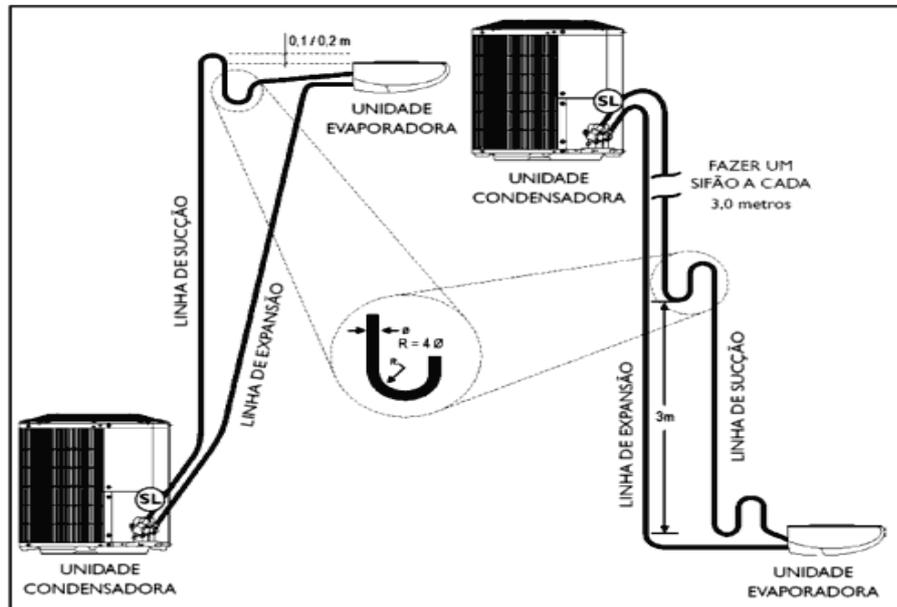
É um trocador de calor que recebe o refrigerante na fase (líquido ou bifásico) a baixa pressão. Ao escoar pelos tubos, o refrigerante absorve calor do ambiente a ser refrigerado enquanto é vaporizado. Para que ocorra o fluxo de calor do recipiente para o evaporador, o evaporador deverá ser mantido a uma temperatura inferior a temperatura do recipiente. A diferença da temperatura do evaporador e do recipiente é denominada ( $\Delta T$ ). Ao deixar o evaporador o refrigerante está na fase de vapor saturado, com título  $x = 1$ , ou seja, 100% de vapor (PINELLI, 2008).



**Figura 4 - Evaporador de tubo aletado**  
Fonte: (BUENO, 2004).

### 2.3.2 LINHAS DE SUCÇÃO

É a tubulação usada para o transporte do fluido refrigerante na fase vapor ou líquido, ligando o evaporador ao compressor. Para o ciclo ideal, admite-se que o refrigerante ao passar pela tubulação de sucção, não troca calor com o ambiente. Já no ciclo real, apesar do isolamento, o vapor frio que passa pela tubulação, e na linha de sucção troca calor com o espaço externo (PINELLI, 2008).



**Figura 5 - Linhas de sucção e expansão**

Fonte: (linhas de sucção, 2015).

### 2.3.3 COMPRESSOR

Trata-se de um dispositivo eletromecânico que é usado para desenvolver o fluxo de massa através do ciclo. O vapor frio flui do evaporador até o compressor, no qual a pressão é elevada por uma transferência de energia cinética. Este processo eleva a temperatura de saturação do vapor para um nível que permite o vapor condensar a temperaturas ambientes normais, o refrigerante flui pelos componentes restantes no sistema e retorna para o evaporador onde o ciclo é repetido (PINELLI, 2008). A figura 6 a seguir mostra a imagem de um compressor.



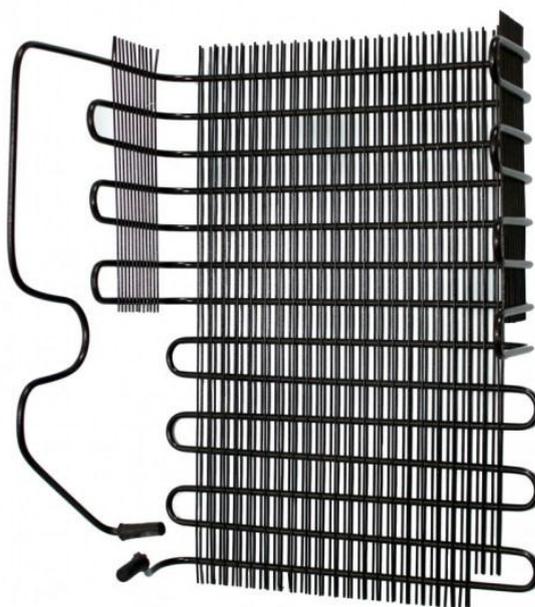
**Figura 6 - Compressor de ciclos de refrigeração.**  
Fonte: (Refringer,2015).

#### 2.3.4 LINHAS DE DESCARGA

É a tubulação usada para o transporte do vapor superaquecido a alta pressão, ligando o compressor ao condensador e teoricamente é admitido que o vapor não troca calor com a tubulação. Na prática o vapor elimina calor para o ambiente externo (PINELLI, 2008).

#### 2.3.5 CONDENSADOR

É um trocador de calor que recebe vapor a alta pressão e a alta temperatura e que provoca sua condensação retirando calor do mesmo através da condensação, fazendo com que o fluido passe da fase de vapor superaquecido para a fase de líquido saturado (PINELLI, 2008).



**Figura 7– Condensador.**

Fonte: (Portal da Refrigeração, 2015).

#### 2.3.6 RESERVATÓRIO DE LÍQUIDO.

Reservatório de líquido: trata-se de um tanque que recebe o refrigerante líquido do condensador e o armazena, criando um selo de líquido entre o condensador e o dispositivo medidor, impedindo a passagem de vapor para o dispositivo de medição (PINELLI, 2008).

### 2.4 Revisões de literatura

Lobosco (2009) desenvolveu uma função para avaliar o desempenho de ciclos de refrigeração por compressão a vapor, desde o ponto de vista das leis da termodinâmica, e as influências ambientais que podem causar a refrigeração por compressão a vapor. A função proposta representa um índice global de avaliação da eficiência termodinâmica e dos critérios

ambientais, envolvendo a análise exérgica do ciclo – Valores do COP, do ODP (ozone depletion potencial) e do GWP (Global Warming Potencial). Foram realizados testes com diferentes misturas de refrigerante, e também foram avaliados alguns refrigerantes puros (R134a, R290, R152a e R600a) e misturas binárias dos mesmos em três proporções mássicas: 75%, 50% e 25%. O desempenho do ciclo termodinâmico teve uma variação de 10% e 20% das pressões da região de alta pressão e de baixa pressão. E entre os refrigerantes usados, foi possível concluir que o R600a é o refrigerante mais adequado para o ciclo proposto.

GARCIA (2007) desenvolveu uma avaliação do desempenho de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, com capacidade de refrigeração de 17,5 kW, operando com uma válvula de expansão termostática. Os resultados mostraram que mudanças na velocidade do compressor permitem que o sistema opere confortavelmente e adequadamente para altas e baixas cargas frigoríficas. Além disso, verificou-se que com a carga de refrigerante fixa, pode-se melhorar o COP do ciclo, variando-se a velocidade do compressor e permitindo-se também ajustar o grau de superaquecimento para este tipo de sistema.

PINELLI (2008) propôs a montagem de um protótipo de resfriamento de líquido completamente automatizado, cujas variáveis do processo e a análise do consumo de energia elétrica puderam ser monitoradas. Os ensaios foram realizados com variações de carga térmica e frequência do motor, respectivamente de 1800, 1500, 1200 e 900 W e 40, 50, 60 e 70 Hz considerando-se condensação a água e condensação a ar. Foram analisados os comportamentos da temperatura de descarga, COP Total, COP Útil e potência consumida. Os melhores resultados foram obtidos de um sistema com condensação a ar, além do que, para temperaturas de condensação menores e temperaturas de evaporação maiores, ocorreu um aumento no COP total, COP útil e uma redução na temperatura de descarga e no consumo de energia.

YUMRUTA (2002) fizeram uma análise em termos de exergia em um sistema de refrigeração com o fluido de trabalho sendo a amônia, a fim de estudar os efeitos que este fluido causa nas temperaturas de condensação e evaporação sobre perdas de exergia, perdas de pressão, eficiência da segunda lei da termodinâmica e o coeficiente de desempenho (COP). O estudo foi analisado através de um software para o equacionamento e cálculo numérico das equações obtidas através da análise de exergia. Notou-se que a temperatura de condensação e de evaporação tem um grande efeito sobre perdas de exergia no condensador e evaporador.

PALÁCIOS (2007) estudou sistemas de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito de  $H_2O$  por meio de análises termodinâmicas, exérgicas e exergoeconômicas,

considerando-se como fonte de aquecimento, um sistema de queima direta de gás natural e o outro em energia. Os resultados mostraram que a eficiência exergética do sistema de simples efeito com queima direta foi de 2,03%, enquanto a eficiência do sistema de duplo efeito com queima direta foi de 3,75%. Os sistemas acionados por água quente (simples efeito) e por vapor (duplo efeito) apresentaram eficiências exergéticas de 10,84% e 15,43%. Isto indica que, do ponto de vista exergético, sistemas de refrigeração por absorção são mais apropriados para trabalhar como parte de sistemas de cogeração, ou com a utilização de rejeitos de calor como insumo de energia.

JOFFILY (2007) analisou a metodologia de testes para caracterização de desempenho de compressores, de ar condicionado e refrigeradores. Essa metodologia visou reduzir o tempo para realização de testes no desempenho e reduzir o consumo de energia, construiu-se uma bancada didática e utilizou-se um modelo computacional para fim de obter resultados mais precisos. A bancada de teste tinha configuração física diferente dos ciclos de compressão a vapor. Na bancada o refrigerante é trabalhado apenas na região superaquecida. Para alcançar esse propósito, a bancada era composta por um compressor seguido por um dispositivo de expansão e, a seguir, por um trocador de calor responsável pela diminuição de temperatura do fluido refrigerante. Foi proposta uma segunda opção de bancada para realização de testes e uma troca de posições entre o trocador de calor e o dispositivo de expansão, desta forma o fluido perdia calor antes de chegar ao dispositivo de expansão. Tanto a primeira como a segunda opção de montagem dos equipamentos pode ser utilizada, nesse caso o refrigerante sofrerá uma pequena perda de calor seguido de uma expansão, e após a sua expansão tornará a perder calor. Essas opções foram utilizadas com a finalidade de ampliar a faixa de testes, já que por sua vez cada configuração apresenta uma limitação específica. Os ensaios realizados na bancada mostraram que a metodologia apresentou resultados satisfatórios. A operação da bancada foi simples e eficiente, fato comprovado pelos 85% dos ensaios realizados estarem dentro da faixa de operação do compressor e esses ensaios cobrirem 55% da área de operação do mesmo.

CAVALCANTE (2005), devido ao o grande consumo de energia, foi necessitado de novos geradores de energia, com o intuito de conseguir suprir as necessidades que aqui existem. Tudo isso leva aos engenheiros a construção de novas máquinas geradoras de energia cada vez mais eficientes. Foi analisado neste artigo o desempenho de uma unidade de refrigeração por compressão a vapor que é usado R-12 no ciclo, como fluido de trabalho para operação. O intuito do projeto é analisar experimentalmente como a performance de uma unidade de refrigeração,

é afetada sob diferentes condições de operações, e também avaliar sua eficiência e como é afetada pela introdução de um trocador de calor entre um evaporador e um compressor. Os resultados foram obtidos com e sem o trocador de calor entre o evaporador e o compressor, o COP foi calculado através de três potências diferentes: potência elétrica, potência indicada e potência de eixo, obtendo os seguintes resultados:

- Os valores dos COP`s dessa unidade de refrigeração dependem indiscutivelmente da potência usada em seu sistema;
- Os COP`s aumentam com a temperatura de evaporação “saturação” no evaporador, quando mantém a temperatura de saturação no condensador “pressão no condensador constante”;
- Se a pressão no evaporador for constante, o aumento do COP quando aumentada a pressão no condensador é imperceptível;
- Com a introdução do trocador de calor entre o evaporador e o compressor, resulta em um melhor rendimento no ciclo de refrigeração analisado.

MEDEIROS (2009) estudou uma análise do coeficiente de performance COP, de um chiller doméstico que opera em regime transiente com fluido de trabalho, o R-410A. Foram coletados os dados a partir de medidores de pressão e temperatura. Foi utilizado um software Coolpak para a análise do COP, no qual foi realizada uma comparação do ciclo real e ideal, a partir do gráfico: Pressão *versus* entalpia específica. Os resultados mostraram que o aumento considerável do COP é resultado do aumento de pressão de evaporação do ciclo, e que não muda tanto de um ciclo real para um ciclo ideal, tanto que chega a ser descartada a variação entre os dois tipos.

### 3 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

A análise do ciclo de refrigeração é feita baseando-se na equação da primeira e da segunda Lei da Termodinâmica, dadas, respectivamente por:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (1)$$

$$\frac{dS}{dt} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{ger} \quad (2)$$

Nas quais,  $\dot{Q}$ , é a taxa de transferência de calor do volume de controle,  $\dot{W}$ , é o trabalho realizado pelo volume de controle,  $\dot{m}_e$ , é o fluxo de massa que entra no volume de controle,  $\dot{m}_s$ , é o fluxo de massa saindo do volume de controle,  $h_e$ , é a entalpia do fluido que entra no volume de controle,  $h_s$ , é a entalpia do fluido que sai do volume de controle,  $V_e$ , é a velocidade de entrada do fluido no volume de controle,  $V_s$ , é a velocidade de saída do fluido do volume de controle,  $g$ , é a aceleração da gravidade,  $Z_e$ , é a elevação acima de um ponto de referência na entrada do volume de controle  $Z_s$ , é a elevação acima de um ponto de referência na saída do volume de controle,  $S_e$ , é a entropia do fluido que entra no volume de controle,  $S_s$  é a entropia do fluido que sai do volume de controle  $\dot{S}_{ger}$ , é a destruição de exergia do volume de controle.

O ciclo de refrigeração ideal é mostrado esquematicamente na Fig. 8. Cada equipamento é analisado separadamente por meio das Eqs. (1) e (2).

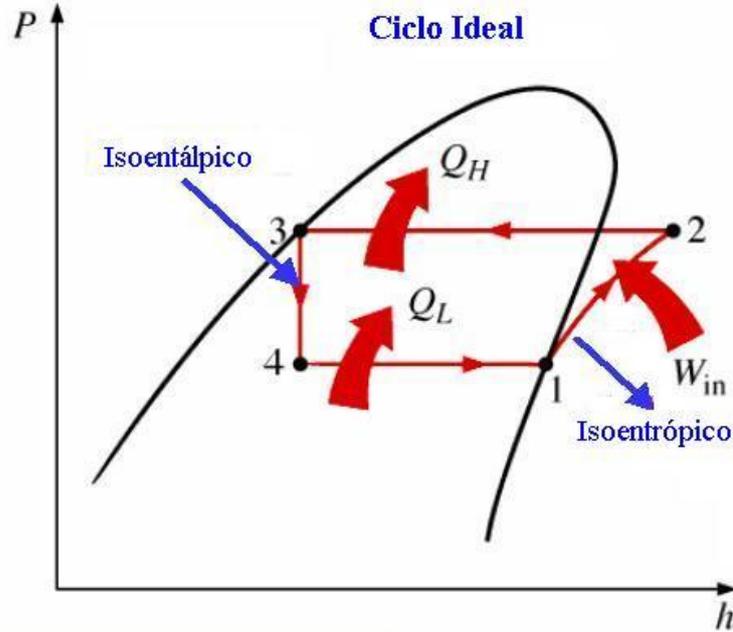
Os processos que compõem o ciclo mostrado na Figura. 2, são:

- Processo 1 → 2: Compressão

Nesse processo, a energia é fornecida ao fluido refrigerante por meio de um processo de compressão, desde a pressão de evaporação até a pressão de condensação (GUIMARÃES, 2011).

No compressor ocorre um processo adiabático,  $\dot{Q} = 0$ , (isentrópico) mesma entropia que entra no equipamento, está saindo. O fluido ao passar pelo evaporador está com uma pressão baixa e necessita ser aumentada sua pressão, por isso passa por um compressor com,  $x = 1$  com 100% de vapor, onde o fluido será comprimido até atingir a pressão de condensação,

ao sair do compressor está na fase de vapor superaquecido com uma temperatura maior que a temperatura de condensação (GUIMARÃES, 2011).



**Figura 8 - ciclo de refrigeração ideal é mostrado esquematicamente**  
 Fonte: (SILVA, 2005).

Para esse processo considera-se:

- i. Processo adiabático,  $\dot{Q} = 0$ . Para um ciclo de refrigeração real, o compressor perde calor para o ambiente, no entanto para um ciclo de refrigeração ideal despreza-se o calor perdido no compressor, pois esse é muito pequeno, se comparado a energia fornecida ao fluido no processo de compressão;
- ii. Processo ocorre em regime permanente, portanto,  $\frac{dE}{dt} = 0$ ;
- iii. Variações de energia cinética e potencial são desprezíveis;
- iv. Processo reversível,  $\dot{S}_{ger} = 0$ .

Simplificando as Eqs. (1) e (2), tem-se que:

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

$$s_1 = s_2 \quad (4)$$

- Processo 2 → 3 – Rejeição de calor a pressão constante no condensador.

Neste processo o fluido transfere calor para o ambiente, mudando a fase do fluido. No condensador ocorre um processo de rejeição de calor do refrigerante para o ambiente, a pressão constante, neste processo o fluido é resfriado a temperatura de superaquecimento até a temperatura de condensação, logo em seguida o fluido é condensado até se tornar líquido saturado com,  $x = 0$ , ou seja, 0 % de vapor (GUIMARÃES, 2011).

Para esse processo considera-se:

- Processo isobárico, onde ocorre troca de calor à pressão constante;
- Mudança de fase, o fluido passa da fase de vapor superaquecido para a fase de líquido saturado;
- Processo reversível,  $\dot{S}_{ger} = 0$ ;
- Não realiza trabalho,  $W = 0$ ;
- Variações de energia cinética e potencial são desprezíveis.

Simplificando as Eqs. (1) e (2), tem-se que:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_h = T \dot{m} (s_3 - s_2) \quad (6)$$

- Processo 3 → 4 - Dispositivo de expansão

No dispositivo de expansão ocorre uma expansão adiabática e irreversível, que é a pressão de condensação até a pressão de vaporização. Para a pressão adiabática da válvula considera-se um processo isentálpico – mesma entalpia de entrada, será a de saída (GUIMARÃES, 2011).

Para esse processo considera-se:

- Regime permanente  $\frac{dE}{dt} = 0$ ;
- Variações de energia cinética e potencial são desprezíveis;
- Não realiza trabalho,  $\dot{W} = 0$ ;
- Não troca calor, adiabático,  $\dot{Q} = 0$ ;

- v. Mudança de fase - o fluido passa da fase de líquido saturado para a fase de vapor saturado úmido ou região bifásica, contendo vapor e líquido.

Simplificando as Equações. (1) e (2), tem-se que:

$$h_3 = h_4 \quad (7)$$

$$\dot{m}(s_3 - s_4) + s_{ger} = 0 \quad (8)$$

- Processo 4 → 1- Absorção de calor à pressão constante.

Neste processo, a capacidade calorífica é retirada do ambiente a ser refrigerado, por meio do evaporador. No evaporador ocorre o processo de transferência de calor onde a pressão é constante e é passado por um processo de troca de calor onde sua fase é de saturação, ou seja, vapor saturado úmido, com isso se torna uma região bifásica, e ao passar no evaporador se torna vapor saturado seco, onde se retira toda porcentagem de umidade contida no ar (GUIMARÃES, 2011).

Para esse processo considera-se:

- Regime permanente  $\frac{dE}{dt} = 0$ ;
- Variações de energia cinética e potencial são desprezíveis.
- Não realiza trabalho,  $\dot{W} = 0$ ;
- Pressão constante;
- Mudança de fase - o fluido passa da fase de vapor saturado úmido, para a fase de vapor saturado seco.

Simplificando as Equações. (1) e (2), tem-se que:

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

$$\dot{Q}_l = t \dot{m} (s_4 - s_1) \quad (10)$$

### 3.1 Coeficiente de desempenho de ciclos de refrigeração a vapor– COP

Segundo Medeiros e Barbosa (2009), quando se faz necessário medir a eficiência de um ciclo de refrigeração é usado o coeficiente de performance, o *COP*, que é um parâmetro

fundamental na análise de sistemas de refrigeração. Relaciona-se o efeito desejado na refrigeração, com o que se paga por isso, ou seja, a energia consumida, avaliando a capacidade o ciclo de retirar calor sobre a potência consumida pelo compressor.

O objetivo do ciclo de refrigeração é a remoção de calor do ambiente a ser refrigerado, e com isso o seu coeficiente de desempenho ( $COP$ ), é definido como sendo a razão entre o calor retirado e o trabalho realizado (GUIMARÃES, 2011).

$$COP = \frac{\text{energia útil}}{\text{energia gasta}} = \frac{Q_L}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (11)$$

O  $COP$  depende dos seguintes parâmetros:

- Temperatura de evaporação;
- Temperatura de condensação;
- Propriedades de sucção do compressor;
- Fator de carga de todos os componentes.

O ciclo de Carnot representa o limite máximo de eficiência em operação de um ciclo entre dois níveis de temperaturas, a temperatura da fonte fria,  $T_L$ , e a temperatura da fonte quente  $T_H$ , portanto seu  $COP$  é chamado ideal e é calculado da seguinte maneira:

$$COP_{ideal} = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporador}}}{\dot{W}_{\text{compressor}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{cond}} - \dot{Q}_{\text{evap}}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (12)$$

Na medida em que as temperaturas de vaporização e condensação variam a vazão do fluido refrigerante, a potência de compressão e a capacidade de refrigeração também variam. Em resumo, para calcular o  $COP$  todos os dados têm que ser levados em consideração (GUIMARÃES, 2011).

### 3.2 Fatores que influenciam no coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração

Vários parâmetros influenciam no desempenho de um ciclo de refrigeração. Esses parâmetros são na verdade modificadores do ciclo a fim de aumentar sua eficiência. No caso estes fatores são (MEDEIROS E BARBOSA, 2009):

- Temperatura de evaporação: sua redução resulta no decréscimo do *COP*;
- Temperatura de condensação: quanto maior for o seu valor menor será o *COP*;
- Sub-resfriamento: garante que tenha somente líquido no dispositivo de expansão aumentando a troca térmica no evaporador e conseqüentemente o *COP*;
- Superaquecimento: usado para garantir a entrada do fluido no estado gasoso no compressor.
- Gás a ser usado: dependendo do gás instalado pode aumentar ou diminuir o *COP*.

#### 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos para a avaliação do desempenho de ciclos de refrigeração. As propriedades termofísicas dos refrigerantes foram obtidas por meio da biblioteca termodinâmica REFREPOP 8.0. Os resultados computacionais obtidos são apresentados em termos de distribuições de temperatura, pressão de vaporização e condensação do refrigerante ao longo do evaporador e condensador, em diferentes condições de operação, para os fluidos refrigerantes R134a, R22, R410A, e Amônia.

Em um primeiro momento, foram testadas para todos os refrigerantes a influência das pressões de condensação e evaporação no *COP* do ciclo, nesses testes, para cada variação da pressão de evaporação, a pressão de condensação era variada entre 1000 e 2000 kPa, como mostrado na Tabela 1.

**Tabela 3 - Testes referentes às pressões de evaporação e condensação**

<b>PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (kPa)</b>	<b>100</b>	<b>130</b>	<b>150</b>	<b>170</b>	<b>190</b>
	1000	1000	1000	1000	1000
	1100	1100	1100	1100	1100
	1200	1200	1200	1200	1200
	1300	1300	1300	1300	1300
	1400	1400	1400	1400	1400
<b>PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (kPa)</b>	1500	1500	1500	1500	1500
	1600	1600	1600	1600	1600
	1700	1700	1700	1700	1700
	1800	1800	1800	1800	1800
	1900	1900	1900	1900	1900
	2000	2000	2000	2000	2000

Posteriormente foram testadas as influências das temperaturas de condensação e evaporação no *COP* do ciclo, nesses testes, para cada variação da temperatura de evaporação, a temperatura de condensação era variada entre 293,15 e 309,15 K, como mostrado na Tab. 2.

Tabela 4 - Testes referentes às Temperaturas de evaporação e condensação

TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO (K)	258.15	263.15	268.15	273.15	278.15
	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
	295,15	295,15	295,15	295,15	295,15
	297,15	297,15	297,15	297,15	297,15
	299,15	299,15	299,15	299,15	299,15
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO (K)	301,15	301,15	301,15	301,15	301,15
	303,15	303,15	303,15	303,15	303,15
	305,15	305,15	305,15	305,15	305,15
	307,15	307,15	307,15	307,15	307,15
	309,15	309,15	309,15	309,15	309,15

#### 4.1 Resultados em função da Pressão (kPa)

Nas figuras 9 a 13, apresentam-se as variações do *COP* em função da pressão de condensação mantendo-se a pressão de vaporização constante.

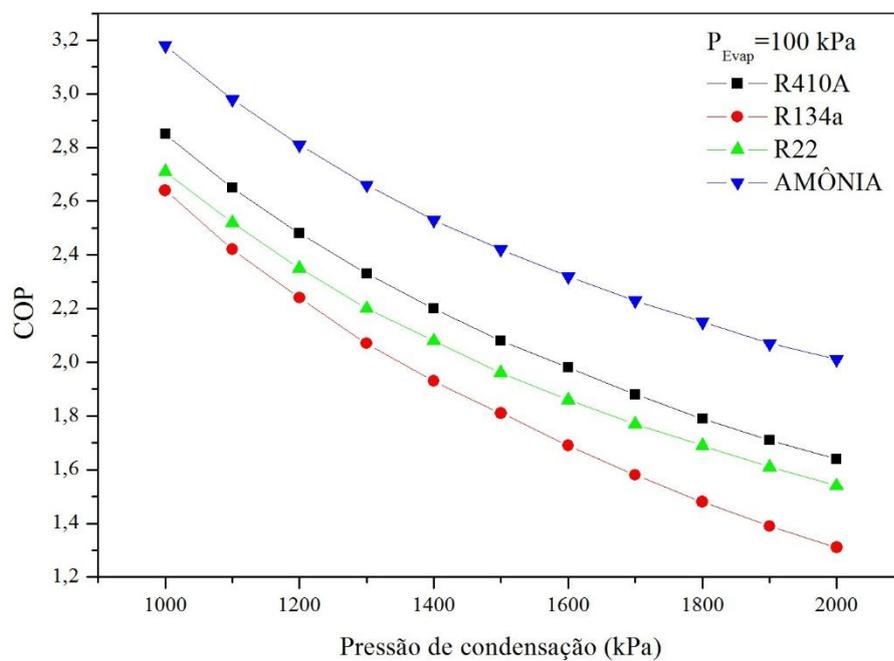
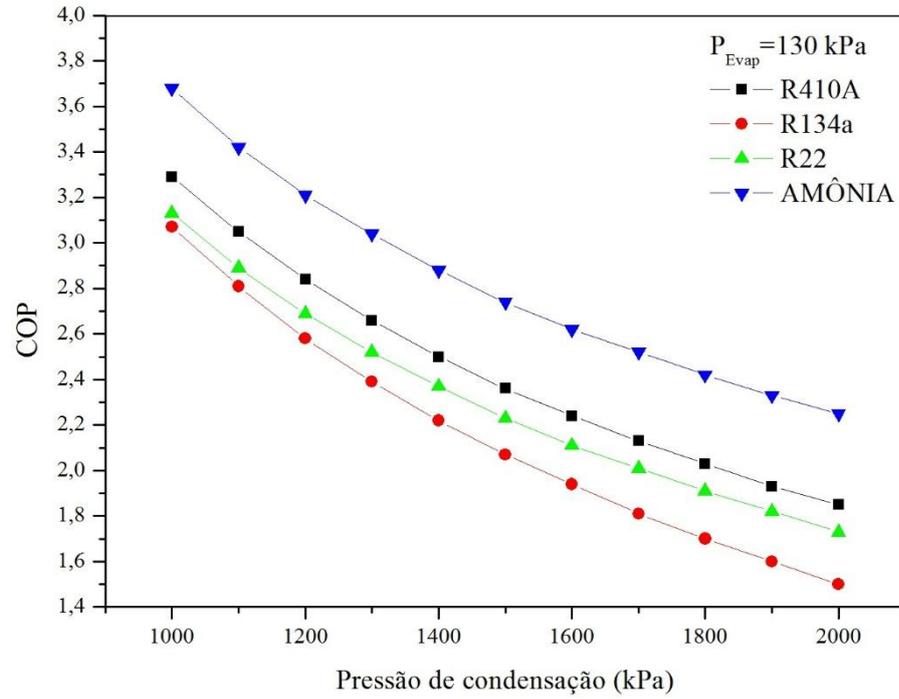
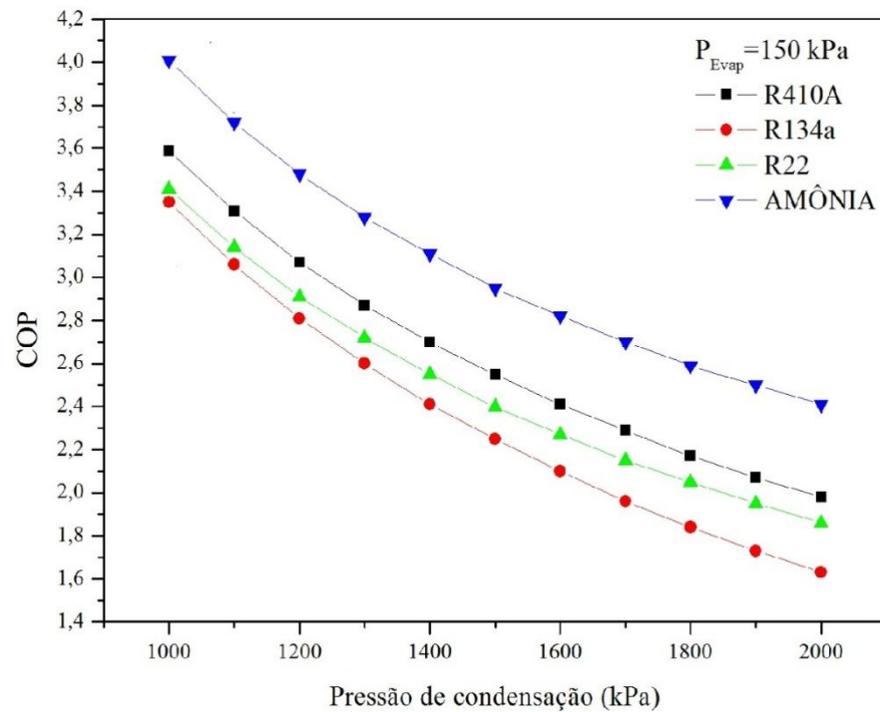


Figura 9 - Distribuição do COP com Pressão de evaporação constante de 100 kPa

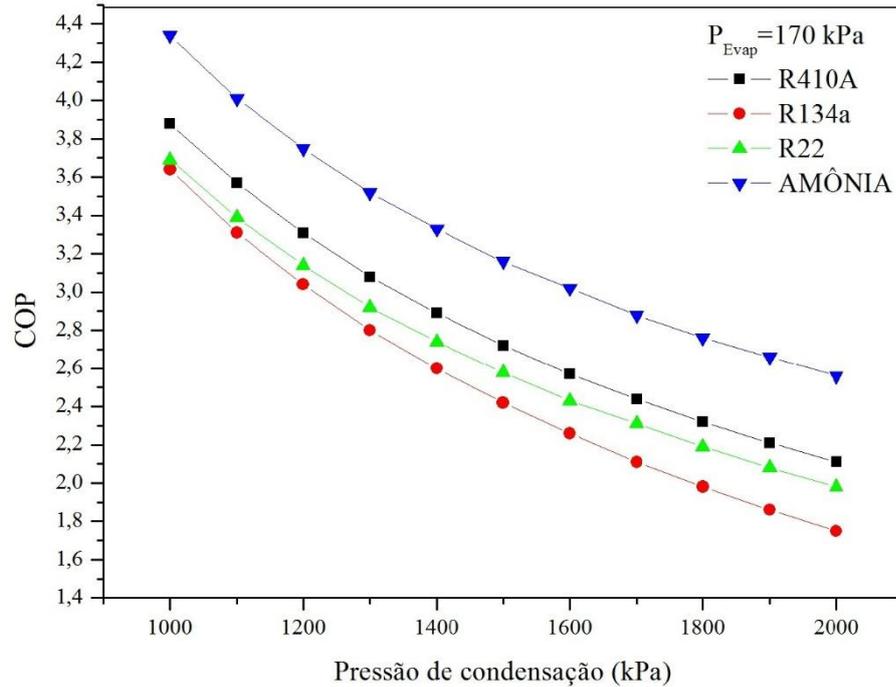
Fonte: Próprio autor.



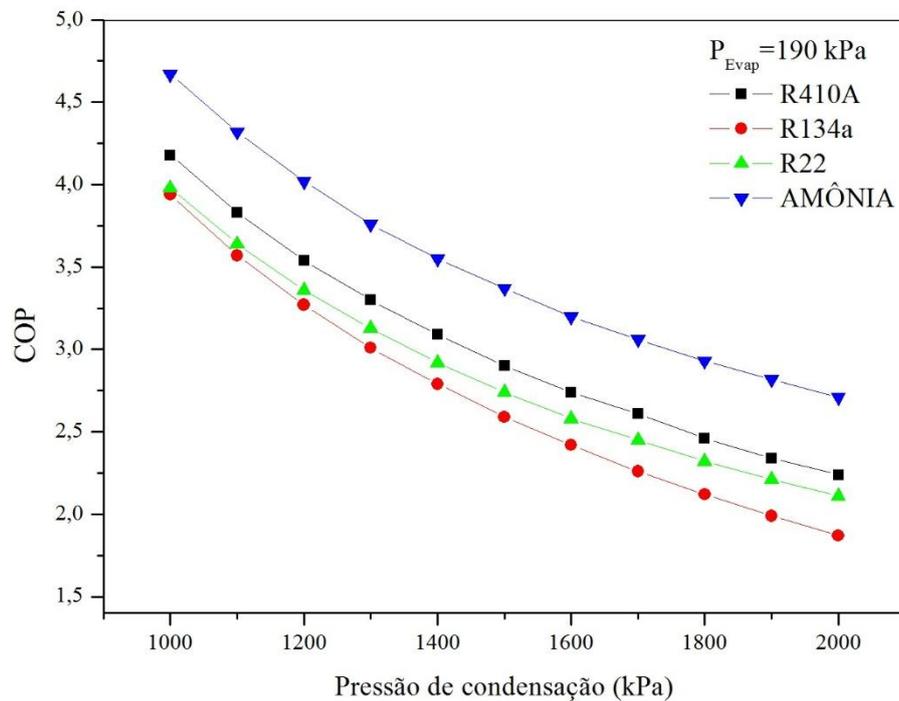
**Figura 10 - Distribuição do COP com Pressão de evaporação constante de 130 kPa**  
 Fonte: Próprio autor.



**Figura 11– Distribuição do COP com Pressão de evaporação constante de 150 kPa**  
 Fonte: Próprio autor.



**Figura 12 - Distribuição do COP com Pressão de evaporação constante de 170 kPa**  
 Fonte: Próprio autor.



**Figura 13 - Distribuição do COP com Pressão de evaporação constante de 190 kPa**  
 Fonte: Próprio autor.

Observa-se nas Figuras 9 a 13 que o *COP* é inversamente proporcional à pressão de condensação para todos os fluidos refrigerantes testados, R134a, R410a, R22 e Amônia.

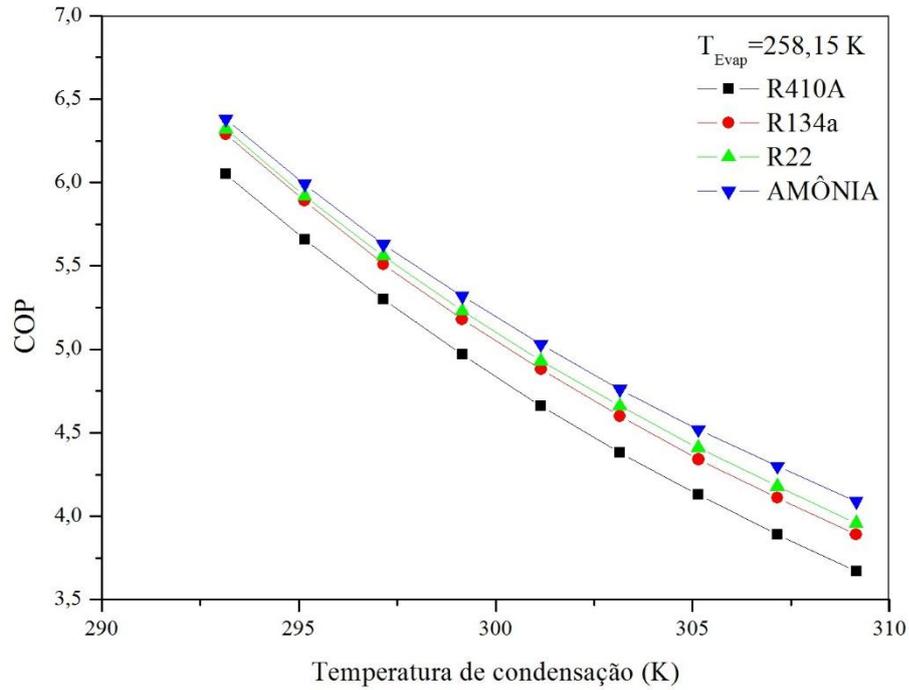
Verifica-se também que para os testes realizados o fluido mais eficiente é a amônia, pois em todos os testes, o *COP* obtido foi maior do que o *COP* dos outros refrigerantes. Entretanto, a amônia não é ideal para o uso em refrigeradores domésticos, pois contém compostos químicos prejudiciais à saúde humana, o que justifica sua utilização apenas em sistemas de refrigeração industrial.

Desconsiderando o desempenho da amônia, verifica-se nas Figuras. 9 a 13, que para as diferentes pressões testadas, o refrigerante R410A apresenta um *COP* significativamente maior que o R134A e o R22. Vale ressaltar, que o mesmo sistema de refrigeração pode operar em diferentes pressões, tanto de evaporação quanto de condensação, dependendo das condições do ambiente no qual o ciclo está instalado.

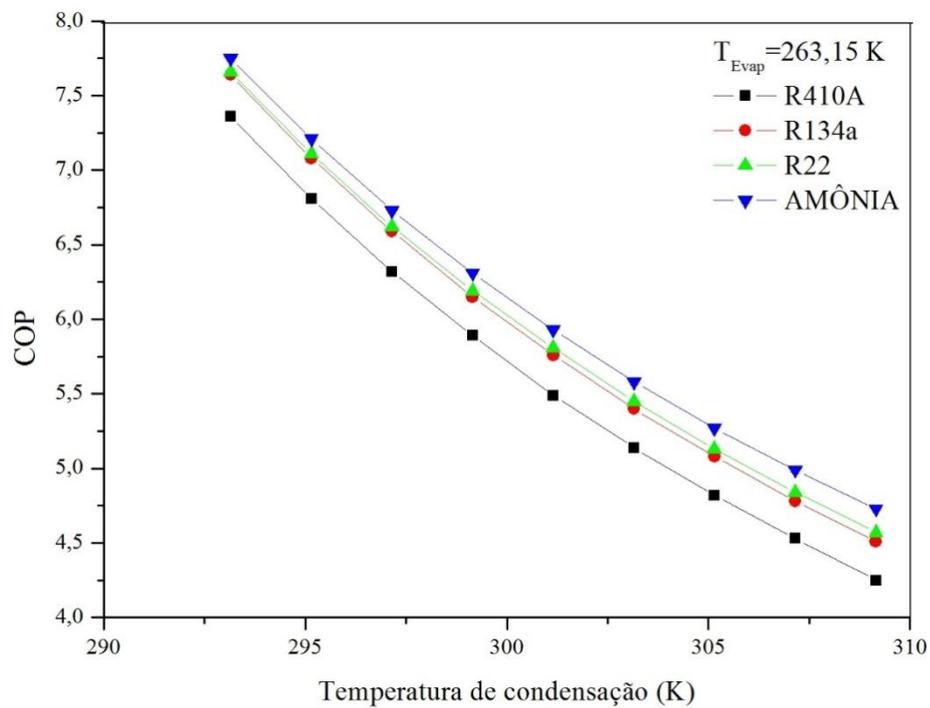
Outro fato que deve ser levado em consideração é o aumento do coeficiente de desempenho com a diminuição da pressão de condensação e com o aumento da pressão de evaporação. Tal fato é explicado pela diminuição da diferença entre a pressão máxima e mínima do ciclo, o que conseqüentemente, diminui a potência de compressão que deve ser fornecida ao compressor. Como o coeficiente de desempenho é inversamente proporcional à potência de compressão (Vide. Eq. 11), a diminuição da potência de compressão resulta no aumento do *COP*, entretanto, tal fato também diminui a capacidade de refrigeração do ciclo, pois quanto menor a diferença entre as pressões de condensação e evaporação, menor a diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação. O item 4.2 trata de forma detalhada a influência causada no coeficiente de desempenho do ciclo em função de tais temperaturas.

#### **4.2 Resultados em Função da Temperatura (K)**

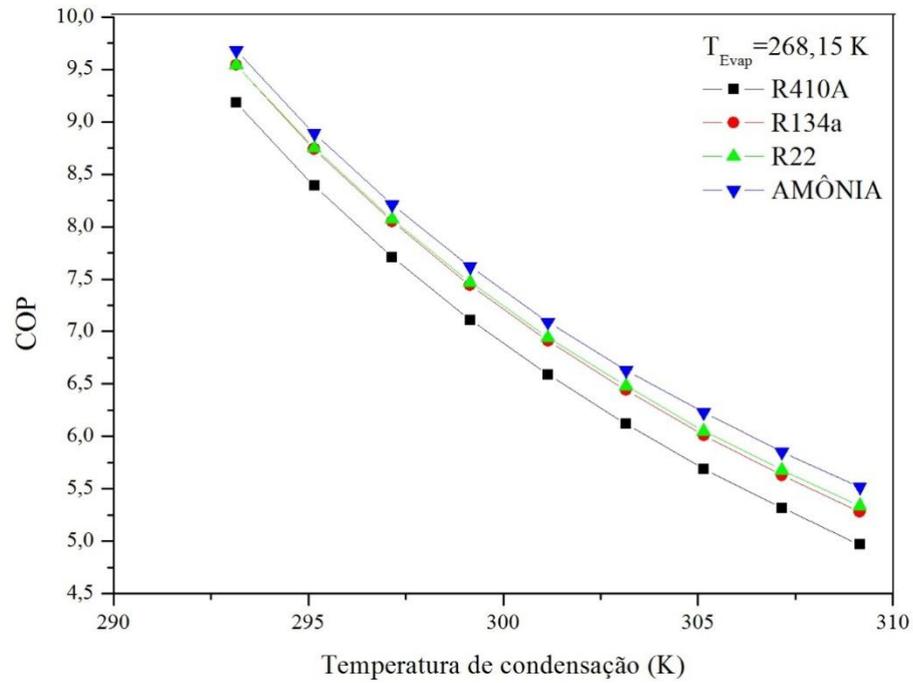
As Figuras 14 a 18 apresentam variações do *COP* em função da temperatura de condensação mantendo-se a temperatura de vaporização constante.



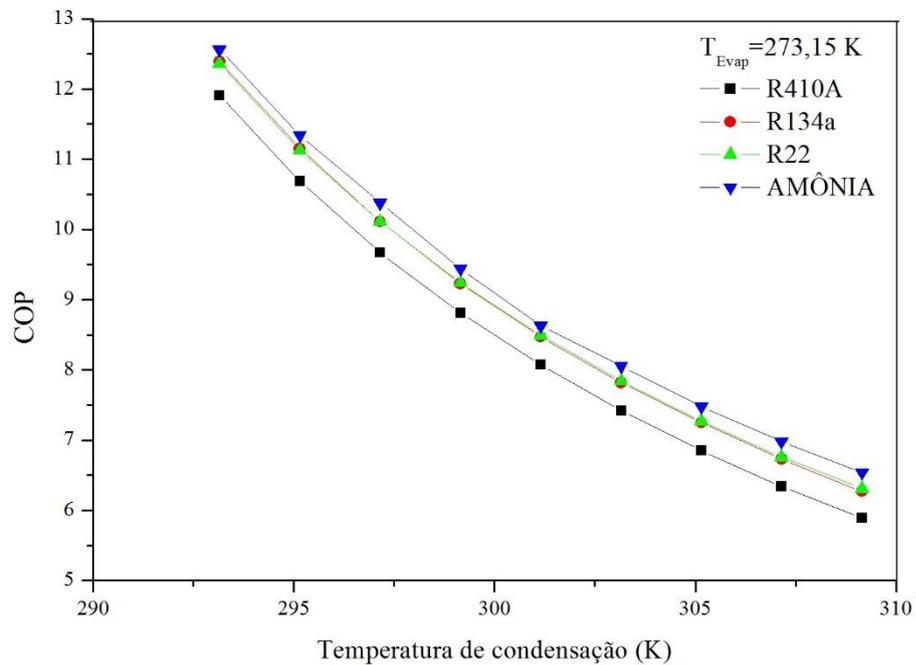
**Figura 14 - Distribuição do COP com temperatura de vaporização constante de 258.15 k**  
 Fonte: Próprio autor.



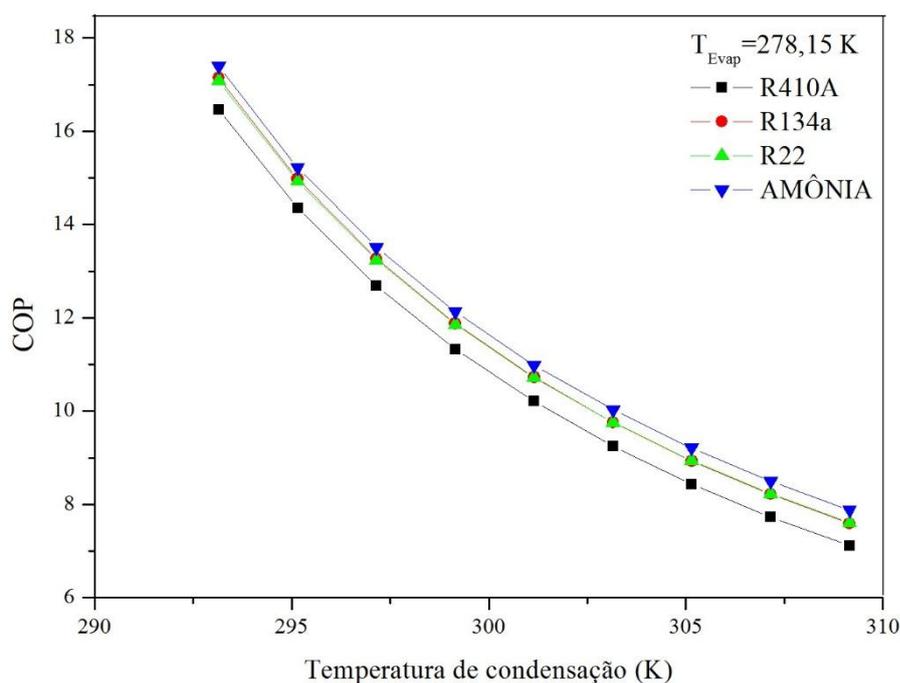
**Figura 15 - Distribuição do COP com temperatura de vaporização constante de 263.15 k**  
 Fonte: Próprio autor.



**Figura 16 - Distribuição do COP com temperatura de vaporização constante de 268.15 k**  
 Fonte: Próprio autor.



**Figura 17 - Distribuição do COP com temperatura de vaporização constante de 273.15 k**  
 Fonte: Próprio autor.



**Figura 18 - Distribuição do COP com temperatura de vaporização constante de 278.15 k**  
**Fonte: Próprio autor.**

Observa-se nas Figuras. 14 a 18 que o *COP* é inversamente proporcional a temperatura de condensação, para todos os fluidos refrigerantes testados, R134a, R410a, R22 e Amônia. Verifica-se também que para os testes realizados, o fluido mais eficiente é a amônia, pois em todos os testes o *COP* obtido foi maior do que o *COP* dos outros refrigerantes.

Desconsiderando o desempenho da amônia, verifica-se nas Figuras. 14 a 18, que para as diferentes temperaturas testadas, o refrigerante R22 apresenta um *COP* praticamente igual ao R134a e significativamente maior que o R410A. Vale destacar, que numa aplicação real, a temperatura de condensação depende diretamente das condições do ambiente externo, e a temperatura de evaporação das condições do ambiente a ser refrigerado.

Ressalta-se ainda que a escolha do refrigerante a ser usado em um determinado ciclo está diretamente relacionada às suas propriedades termofísicas, e as condições na qual o ciclo deve operar. Os refrigerantes testados possuem diferentes temperaturas de saturação a uma dada pressão, o que impossibilita, por exemplo, a utilização do R410A, do R22 e da Amônia em uma aplicação na qual a temperatura de evaporação deva ser de  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  a uma pressão de 165 kPa, pois os fluidos R22, R410A e a Amônia para esta determinada temperatura e pressão, estariam na fase de vapor superaquecido. Em tais condições o único refrigerante capaz de satisfazer tal necessidade é o R134a, que estará na região de saturação para tal pressão e temperatura.



## 5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve por objetivo analisar numericamente o desempenho do ciclo teórico de refrigeração, de modo a verificar e quantificar a influência de modificações nas condições de operação e funcionamento do ciclo. Os métodos testados foram: (i) Variação das pressões de condensação mantendo-se pressão de evaporação constante; (ii) Variação das temperaturas de condensação mantendo-se a temperatura de evaporação constante.

Os testes realizados e os resultados obtidos levaram à seguinte conclusão:

- O *COP* é diretamente proporcional a pressão de evaporação para uma mesma pressão de condensação.
- O *COP* é inversamente proporcional a pressão de condensação para uma mesma pressão de evaporação.
- O *COP* é diretamente proporcional a temperatura de evaporação para uma mesma temperatura de condensação.
- O *COP* é inversamente proporcional a temperatura de condensação para uma mesma temperatura de evaporação;
- Existem quatro procedimentos que podem ser usados a fim de aumentar o coeficiente de desempenho do ciclo teórico de refrigeração: (i) aumento da temperatura de evaporação mantendo-se a temperatura de condensação constante; (ii) diminuição da temperatura de condensação mantendo-se a temperatura de evaporação constante; (iii) aumento da pressão de evaporação mantendo-se a pressão de condensação constante; (iv) diminuição da pressão de condensação mantendo-se a pressão de evaporação constante.
- O ciclo de refrigeração operando com amônia apresentam maior *COP*, entretanto sua aplicação restringe-se a sistemas de refrigeração industrial;
- O aumento do coeficiente de desempenho do ciclo teórico de refrigeração está diretamente ligado ao fluido refrigerante usado e às condições de operação às quais o ciclo é submetido.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE, **Fundamental Handbook**, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, chapter 06, 1981.

BUENO, S. S. **Modelagem do escoamento ao longo de evaporadores de serpentinas com tubos aletados**. 2004. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) . Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, UNESP, Ilha Solteira, SP.

CAVALCANTE, Janailson Oliveira. **Eficiência de uma unidade de refrigeração por compressão a vapor**. 2005. Congresso Brasileiro de Engenharia. Universidade Federal de Campina Grande. Paraíba, 2005.

FERREIRA, Thalís Igor Bezerra. **Simulação de performance de um condicionamento de ar operando com fluido refrigerante R-410a em substituição ao R-22**. Projeto de graduação em Engenharia Mecânica. UFRN- Universidade Federal do Rio Grande de Norte, Natal. 2012.

GARRIDO, Caio Vargas. **Análise térmica de um sistema de bomba de calor para geração de vapor**. 2014. Projeto de graduação em engenharia mecânica- Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014.

GARCIA, F. E. M.; BANDARRA FILHO, E. P.; MENDOZA, O. S. H. **Avaliação do desempenho de um sistema refrigeração por compressão de vapor a velocidade variável**. IN: 17º Simpósio do programa de pós-graduação em engenharia mecânica, 2007, Uberlândia, p.1 - 6.

GOMES, J. M. **Termodinâmica – Ciclo de Carnot**. Fotografia. Disponível em: <<http://portaldoprofessor.mec.gov.br/fichaTecnicaAula.html?aula=18630>>. Acessado em 02/04/2015.

GUIMARÃES, Luiz Gustavo Monteiro. **Modelagem e construção de um protótipo de refrigeração por absorção de vapor de baixa potência operando com água-brometo de**

**lítio e utilizando fontes térmicas de baixa pressão.** São João Del Rei, 2011. Programa de pós-graduação em engenharia mecânica.

FRANÇA, Fernando. **Controle Térmico de ambientes.** Campinas SP, 2010. Pesquisa apresentada a UNICAMP, universidade de Campinas SP.

JOFFILY, Leandro de Azevedo Lima. **Caracterização de desempenho de compressores de refrigeração segundo um ciclo superaquecido de teste.** Brasília, 2007. Dissertação de mestrado, Universidade de Brasília.

LEBRE, Pedro Miguel da Silva; **estudo da importância de um ejetor de geometria variável para a aplicação em ciclos de refrigeração.** Porto, 2011. Dissertação de mestrado, Universidade do Porto.

LITZINGER, T. A. **A review of experimental studies of knock chemistry in engines.** Progress in Energy and Combustion Science, 2004.

LOBOSCO, R. J.; **Análise do desempenho termodinâmico e ambiental de um ciclo de refrigeração e proposta de uma função global de avaliação.** Campinas, 2009. Dissertação de mestrado, Universidade Estadual de Campinas.

MENEGHETTI, C. R.; **Estratégias de controle em câmara de refrigeração por compressão de vapor.** Campinas, 2009. Dissertação de mestrado, Universidade Estadual de Campinas.

MEDEIROS, Pedro Samuel Gomes; BARBOSA, Pedro Rubens Formiga. **Análise do Coeficiente de Performance de um chiller doméstico operando com R-410, em regime transiente.** UFRN, Universidade Federal do Rio Grande do Norte. 2009.

PIMENTA, Paulo Henrique Neves. **Análise de desempenho de evaporadores de tubo aletado.** Ilha Solteira, 2014. UNESP- Universidade Estadual Paulista.

PINELLI, T. G.; **Automação e análise do consumo de energia de um sistema de refrigeração para resfriamento de líquido**. Campinas, 2008. Dissertação de mestrado, Universidade Estadual de Campinas.

PEREIRA, M. V. A.; **Análise exergética experimental de uma unidade de refrigeração por absorção de 5 TR movida a gás liquefeito de petróleo (GLP) e/ou gases de exaustão**. Paraná, 2006. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Paraná.

PALACIOS, R. B.; **Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H<sub>2</sub>O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural**. Campinas, 2007. Dissertação de mestrado, Universidade Estadual de Campinas.

PORTAL DA REFRIGERACAO. **Componentes de um compressor**. Curitiba 2015, PR. Disponível em: [http://www.refrigeracao.net/Topicos/ciclo\\_refri.htm](http://www.refrigeracao.net/Topicos/ciclo_refri.htm). Acessado em 04/07/2015.

REFRINGER. **Retifica e manutenção de compressores e ar condicionado**. São Paulo – SP, 2015. Disponível em: <http://www.refringer.com.br/instalacao-compressores-refrigeracao.php>. Acessado em 04/07/2015.

SILVA, F. V. DA.; **Comparação do desempenho de um sistema de refrigeração para resfriamento de líquido, controlado a diferentes modos de controle**. Campinas, 2003. Tese de doutorado, Universidade Estadual de Campinas.

SILVA, M. N. da. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

SILVA, Rodrigo Santos da. **Uso de Caldeira de Recuperação em Navios de Apoio Offshore**. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2015.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**. 2. Ed. São Paulo: Ed. Blucher, 2002.

SUGUIMOTO. **Análise numérica de evaporadores do tipo ROLL-BOND usado em refrigeradores domésticos.** Ilha Solteira – SP.2011.

YUMRUTA R.; KUNDUZ M.; KANOGLU M.; **Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems.** Exergy, na international journal. 2: 266–272, 2002.