

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DA MECÂNICA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DÂMARIS GUERRA RODRIGUES PINTO  
DIEGO VINÍCIUS AGUIAR ALVES

**ESTUDO COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS DOS CICLOS SUBCRÍTICOS EM  
CASCATA COM O CICLO TRANSCRÍTICO EM MULTIPRESSÃO, UTILIZANDO O  
CO<sub>2</sub> COMO FLUIDO REFRIGERANTE**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CORNÉLIO PROCÓPIO

2017

DÂMARIS GUERRA RODRIGUES PINTO  
DIEGO VINÍCIUS AGUIAR ALVES

**ESTUDO COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS DOS CICLOS SUBCRÍTICOS EM  
CASCATA COM O CICLO TRANSCRÍTICO EM MULTIPRESSÃO, UTILIZANDO O  
CO<sub>2</sub> COMO FLUIDO REFRIGERANTE**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel.

Orientador: Prof. Dr. Henrique Cotait Razuk

CORNÉLIO PROCÓPIO

2017



Ministério da Educação  
Universidade tecnológica Federal do Paraná  
Campus Cornélio Procópio  
Curso de Engenharia Mecânica



## TERMO DE APROVAÇÃO

ESTUDO COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS DOS CICLOS SUBCRÍTICOS  
EM CASCATA COM O CICLO TRANSCRÍTICO EM MULTIPRESSÃO,  
UTILIZANDO O CO<sub>2</sub> COMO FLUIDO REFRIGERANTE

por

DÂMARIS GUERRA RODRIGUES PINTO

e

DIEGO VINICIUS AGUIAR ALVES

Trabalho de conclusão de curso apresentado às **16:00hs** do dia **30/11/2017** como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico no programa de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Os candidatos foram arguidos pela Banca Avaliadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Avaliadora considerou o trabalho aprovado.

---

Prof. Dr. Henrique Cotait Razuk  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Prof. Dr. Rubens Gallo  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Prof. Dr. Marcos Antonio de Souza Lourenço  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

“A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso”

Dedicamos este trabalho especialmente as nossas famílias e a todos que estiveram ao nosso lado nessa jornada, nos bons e maus momentos, sempre nos motivando a seguir nossos caminhos com fé e confiança.

## **AGRADECIMENTOS**

Eu Dâmaris Guerra Rodrigues Pinto, agradeço primeiramente a Deus que permitiu que tudo isso fosse possível. Ele que esteve presente, não somente nestes anos como universitária, mas em todos os momentos abençoando meu caminho.

Dedico este Trabalho de Conclusão de Curso à minha mãe Jane. Obrigada por sempre acreditar em mim e nunca desistir. Por me orientar e dedicar a sua vida para que eu tivesse a oportunidade de estudar e me tornar uma pessoa melhor. Essa conquista também é sua. Dedico também à memória do meu pai Narciso, a quem orgulhosamente me refiro com saudades. Obrigada pelas lindas lembranças.

Aos meus irmãos Rúbila e Narciso, obrigada pelas palavras de apoio, pelas ajudas e pelo amor incondicional. Ao meu namorado Rômulo, que fez-se sempre presente principalmente nos momentos mais difíceis, me motivando e acreditando no meu potencial, sendo porto seguro e família.

Agradeço ao Professor Doutor Henrique Coitat Razuk pela confiança e oportunidade em nos orientar neste trabalho, e pela paciência em transmitir seu conhecimento sempre nos motivando com prontidão e amizade. Agradeço também, ao meu colega de trabalho Diego, pela amizade e coragem em enfrentar este momento de conclusão comigo.

Agradeço aos amigos, todos, que torcem pelas minhas conquistas, e que acompanharam cada passo dado até esse momento. Em especial ao amigo Danilo, que sempre como um irmão, motivou minha transferência para a Universidade Tecnológica Federal do Paraná fazendo com que hoje tudo isso fosse possível, e à minha amiga Larice que, como uma irmã, cuida de mim mesmo longe, incentivando e mimando como uma mão de anjo sobre a minha vida.

Agradeço à Universidade Federal do Mato Grosso, onde iniciei minha graduação, e à Universidade Tecnológica Federal do Paraná pelo acolhimento nestes últimos anos de graduação proporcionando um novo mundo de conhecimento.

Aos que diretamente não foram citados, peço desculpas pois neste pequeno espaço seria impossível enunciar todas as pessoas que foram tão importantes nessa fase. Deixo a minha gratidão.

## **AGRADECIMENTOS**

Eu Diego Vinicius Aguiar Alves, agradeço primeiramente a Deus, meu refúgio, fortaleza e que me sustentou durante toda minha jornada na universidade, sempre me colocando em seus braços e guiando meus passos.

A minha mãe Divina Maria Aguiar Alves, ao meu pai Francisco José Cunha Alves e ao meu irmão Gustavo Henrique Aguiar Alves que fizeram dos meus sonhos os deles e se esforçaram incansavelmente para que tudo isso fosse possível. Dedico a vocês este trabalho, que nada mais é que a representação de mais uma etapa concluída em que vocês foram essenciais para tal feito.

Ao meu orientador Professor Doutor Henrique Cotait Razuk, meu grande amigo, pela sua sabedoria e confiança durante este processo de aprendizagem. Obrigado por nos orientar, nos acolher e nos tratar com todo o respeito e carinho demonstrados.

Agradeço aos meus amigos e companheiros de caminhada, Yuri Andrade, Orides Danilo Lotto e Fernando Zolin Catenacci, pelos momentos compartilhados e histórias escritas. Agradeço também, a minha colega de trabalho Dâmaris Guerra, pela amizade, parceria e por todo seu empenho em fazer um ótimo trabalho.

A Universidade Tecnológica Federal do Paraná pelo suporte prestado e pela oportunidade de me desenvolver pessoalmente, para que assim, eu me torne um profissional de excelência no futuro.

Enfim, a todos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

“Se você tem oito horas para cortar uma árvore, gaste seis  
afiando seu machado.”  
(Abraham Lincoln).

## RESUMO

AGUIAR, Diego V. A; GUERRA, Dâmaris R. P. **Estudo comparativo das eficiências dos ciclos subcríticos em cascata com o ciclo transcrito em multipressão, utilizando o CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante.** 2017. 64 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso Superior de engenharia mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2017.

A refrigeração industrial está presente em vários setores da cadeia produtiva, inclusive no setor industrial alimentício, sendo muito utilizada em processos tais como o de criodessecação ou liofilização. O presente trabalho apresenta uma alternativa para o aumento do coeficiente de performance (COP) apresentado no trabalho de FERREIRA (2016), do ciclo cascata amônia/amônia de uma Cia de Café Solúvel na cidade de Cornélio Procópio - Paraná, pela substituição das bombas de amônia por compressores abertos de parafuso, bem como compará-lo energeticamente com outros sistemas industriais de refrigeração tais como o subcrítico em cascata e o transcrito em Booster, utilizando o CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante em cascata com outros refrigerantes especificados neste trabalho. Mediante a substituição das bombas de amônia pelos compressores, este ciclo idealizado apresentou uma redução na taxa total de exergia destruída em 21,64% e conseqüentemente, um aumento significativo do seu COP, porém menor, quando comparado com as análises energéticas dos ciclos subcríticos em cascata e transcrito estudados.

**Palavras-chave:** Sistema de refrigeração em Cascata. Refrigeração. Liofilização de Café. CO<sub>2</sub>. Booster.



## ABSTRACT

AGUIAR, Diego V. A; GUERRA, Dâmaris R. P. **Comparison study of the efficiency of the subcritical cascade cycles with the transcritical cycle in multipressure, using CO<sub>2</sub> as refrigerant.** 2017. 64 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso Superior de engenharia mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2017.

The industrial refrigeration is present in several sectors of the production chain, even without industrial food sector, and is used in processes such as freeze-dry or lyophilization. The present work presents an alternative for the increase of the coefficient of performance (COP) presented in the paper by FERREIRA (2016), of the ammonia / ammonia cascade cycle of a Soluble Coffee Company in the city of Cornélio Procópio - Paraná, by replacing the pumps ammonia by open screw compressors as well as comparing it energetically with other industrial refrigeration systems such as the subcritical cascade and the transcritical in Booster using CO<sub>2</sub> as cascade coolant with other refrigerants specified in this work. By replacing the ammonia pumps with the compressors, this idealized cycle presented a reduction in the total exergy rate destroyed by 21.64% and consequently, a significant increase of its COP, but smaller, when compared with the energetic analyzes of the subcritical cycles in cascade and transcritical.

**Keywords:** Cascade cooling system. Refrigeration. Coffee lyophilization. CO<sub>2</sub>. Booster.

## LISTA DE ABREVIATURAS

BT	Baixa temperatura
HT	Alta temperatura
MT	Média Temperatura
Cia	Companhia
Co.	Company

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 –	Sistema multipressão com dois estágios de compressão e resfriador intermediário.....	19
Figura 2 –	Sistema cascata (a) Esquema de operação do ciclo (b) Representação no diagrama <i>pressão x entalpia</i> .....	20
Figura 3 –	Ciclo de refrigeração com compressores em booster.....	21
Figura 4 –	Ciclo R744 Subcrítico em diagrama de Mollier.....	24
Figura 5 –	Ciclo R744 Transcrítico em diagrama de Mollier.....	25
Figura 6 –	Sistema em cascata considerado para as análises.....	28
Figura 7 –	Fluxograma simplificado do ciclo em cascata.....	29
Figura 8 –	Diagrama <i>pressão x entalpia</i> do ciclo de baixa.....	31
Figura 9 –	Fluxograma simplificado do ciclo em cascata idealizado.....	33
Figura 10 –	Ferramenta Refrigeration Utilities.....	34
Figura 11 –	Diagrama <i>pressão x entalpia</i> do sistema de alta do ciclo em cascata idealizado.....	35
Figura 12 –	Diagrama <i>pressão x entalpia</i> do sistema de baixa do ciclo em cascata idealizado.....	36
Figura 13 –	Ferramenta Bitzer Software para seleção dos compressores.....	37
Figura 14 –	Diagrama ciclo Subcrítico Cascata R744_BT_MT/R134-a_HT...	40
Figura 15 –	Diagrama <i>pressão x entalpia</i> R744_BT_MT para o sistema subcrítico em cascata.....	41
Figura 16 –	Diagrama <i>pressão x entalpia</i> R134-a_HT para o sistema subcrítico em cascata.....	41
Figura 17 –	Diagrama ciclo Subcrítico Cascata R744_BT/R134-a_MT.....	43
Figura 18 –	Diagrama <i>pressão x entalpia</i> R744_BT para o sistema subcrítico em cascata.....	43
Figura 19 –	Diagrama <i>pressão x entalpia</i> R134-a_MT para o sistema subcrítico em cascata.....	44
Figura 20 –	Diagrama ciclo subcrítico em cascata R744/R404-a da bancada da empresa de Compressores.....	45
Figura 21 –	Diagrama ciclo transcrítico em Booster com R744.....	47
Figura 22 –	Diagrama <i>pressão x entalpia</i> ciclo transcrítico em Booster com R744.....	48
Figura 23 –	Comparativo entre todos os ciclos que utilizam CO <sub>2</sub> .....	49
Figura 24 –	Comparativo entre os ciclos de estudo da empresa de compressores de São Paulo.....	49
Figura 25 –	Participação de cada componente do sistema na destruição de exergia do sistema em cascata da Cia.....	52
Figura 26 –	Participação de cada componente do sistema na destruição de exergia do sistema em cascata idealizado.....	53

## LISTA DE SÍMBOLOS

$Q_{COND}$	Calor dissipado pelo condensador
$Q_{EVAP}$	Efeito de refrigeração no evaporador
$h$	Entalpia
$s_f$	Exergia em fluxo
$s_Q$	Exergia associada ao calor
$s_W$	Exergia associada ao trabalho
$s_d$	Exergia destruída
$\dot{E}_d$	Taxa de exergia destruída
$\dot{W}$	Trabalho Fornecido
$\dot{m}$	Vazão mássica

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Relação das pressões, temperaturas, entalpias e entropias extraídas da Cia.....	30
Tabela 2 -	Cargas térmicas, Trabalho realizado e vazões encontradas.....	31
Tabela 3 -	Graus de superaquecimento útil e total e subresfriamento.....	32
Tabela 4 -	Relação das pressões, temperaturas e entalpias para o sistema cascata idealizado.....	35
Tabela 5 -	Cargas térmicas, Trabalho cedido e vazões encontradas do sistema cascata idealizado.....	38
Tabela 6 -	Balanco de energia do ciclo subcrítico em cascata R744 _BT_MT /R134-a_HT.....	42
Tabela 7 -	Balanco de energia do ciclo subcrítico em cascata R744_BT/ R134-a_MT.....	44
Tabela 8 -	Balanco de energia do ciclo subcrítico em cascata R744/R404-a...	46
Tabela 9 -	Balanco de energia do ciclo transcrito em Booster com R744.....	48
Tabela 10 -	Exergias específicas e absolutas em fluxo no sistema em cascata da Cia.....	51
Tabela 11 -	Exergias associadas ao calor e trabalho e exergia destruída do sistema em cascata da Cia.....	51
Tabela 12 -	Exergias associadas ao calor e trabalho e exergia destruída do sistema em cascata idealizado.....	53

## LISTA DE SIGLAS

CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono
COP	Coeficiente de Performance
CFC	Clorofluorcarboneto
HFC	Hidrofluorcarboneto
HCFC	Hidroclorofluorcarboneto
R134-a	Refrigerante HFC
R402-a	Refrigerante a base de HCFC
R404-a	Refrigerante HFC
R408-a	Refrigerante HCFC
R717	Amônia
R744	Dióxido de Carbono

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>15</b>
1.1	Introdução e Motivação para o Trabalho.....	15
1.2	Problemas e Premissas.....	15
1.3	Objetivos do Presente Trabalho.....	16
1.4	Estrutura do Trabalho.....	17
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>18</b>
2.1	Conceito de Ciclos de Refrigeração.....	18
2.2	Ciclo de Refrigeração Multipressão.....	19
2.3	Ciclo de Refrigeração em Cascata.....	19
2.4	Ciclo de Refrigeração em “Booster” .....	20
2.5	Análise Exergética.....	21
2.6	Características do Co <sub>2</sub> .....	23
2.7	Aplicação do Co <sub>2</sub> nos Ciclos de Refrigeração.....	23
2.7.1	Ciclo subcrítico.....	23
2.7.2	Ciclo transcrito.....	24
2.8	Refrigerantes Combinados.....	25
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO.....</b>	<b>27</b>
3.1	Ciclo de Refrigeração em Cascata Amônia/Amônia.....	27
3.2	Desenvolvimento de um Sistema em Cascata Comparativo.....	33
3.3	Ciclos de Refrigeração Subcrítico e Transcrito em Cascata .....	39
3.3.1	Ciclo subcrítico em cascata R744_BT_MT/R134-a_HT.....	39
3.3.2	Ciclo subcrítico em cascata R744_BT/R134-a_MT.....	42
3.3.3	Ciclo subcrítico em cascata R744/R404-a.....	45
3.3.4	Ciclo transcrito em booster R744.....	46
3.4	Análise Exergética.....	50
3.4.1	Análise exergética do sistema em cascata da cia.....	50
3.4.2	Análise exergética do sistema em cascata idealizado.....	52
<b>4</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>55</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>57</b>
	<b>APÊNDICES.....</b>	<b>58</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Introdução e Motivação para o Trabalho

A refrigeração industrial está presente em vários segmentos e cumpre um papel fundamental na cadeia produtiva. No setor alimentício, por exemplo, ela está presente em grandes supermercados na conservação de alimentos, bem como em processos produtivos específicos que envolvem a remoção de líquidos de alimentos, como o processo de criodessecação ou mais conhecido como liofilização.

O processo de liofilização é um processo comumente utilizado na desidratação de alimentos e é utilizado para preservar alimentos perecíveis, princípios ativos e bactérias através da remoção de água por sublimação. As condições de baixa pressão e temperaturas utilizadas nesse tipo de processo garantem a preservação da qualidade nutricional dos alimentos, pois as proteínas, assim como as vitaminas, ficam seguras de reações enzimáticas e oxidativas que levam a grandes perdas nutricionais. (UFRGS, 2015).

Para o processo de liofilização do café um sistema de refrigeração cascata (amônia/amônia) é utilizado. O presente trabalho propõe uma melhoria do desempenho deste sistema bem como compará-lo energeticamente com outros sistemas em cascata que utilizam o CO<sub>2</sub> com outros fluidos refrigerantes, bastante usuais dentro da indústria de refrigeração, os ciclos em cascata subcrítico e transcrito bem como o ciclo transcrito em "Booster". Através do estudo energético destes ciclos, será feita uma análise comparativa dos COPs gerados afim de definir qual destes é o mais eficiente.

## 1.2 Problemas e Premissas

Segundo FERREIRA (2016), o COP do sistema em cascata, utilizado pela empresa Cia de Café Solúvel, encontra-se defasado em, aproximadamente, 47% em relação ao COP de um sistema multipressão convencional, devido ao sistema estar em cascata com um sistema de bombeamento. Será proposta a idealização de um ciclo com dois compressores em paralelo e um evaporador de baixa em cascata com o sistema multipressão idealizado por FERREIRA (2016).



Para os ciclos subcríticos em cascata e transcrito em booster, as análises serão realizadas utilizando o CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante. O grande interesse no uso do CO<sub>2</sub> deve-se ao fato do mesmo ser menos agressivo ao meio ambiente, apresentar uma capacidade volumétrica de carga mais elevada e possuir propriedades termodinâmicas que facilitam a transferência de calor e evitam perdas de carga, o que faz com que sistemas a base de R744 possam ser mais eficientes que outros ciclos que ainda são utilizados na indústria de refrigeração como, por exemplo, os hidrocarbonetos halogenados ou puros.

A combinação de outros fluidos refrigerantes com o R744 pode apresentar modificações tanto nas características dos sistemas de refrigeração, quanto no desempenho de cada ciclo.

Portanto, na escolha de quais refrigerantes e qual tipo de sistema de refrigeração utilizar, deve-se estar atento às necessidades de cada instalação, de modo a analisar seu comportamento para que esse sistema se torne o mais eficiente possível.

### **1.3 Objetivos do Presente Trabalho**

Este trabalho visa dar continuidade a parceria acadêmica empresarial com a Cia de Café, iniciado por FERREIRA (2016), que objetivou uma análise energética e exérgica do ciclo Cascata Amônia/Amônia, visando:

- Propor uma melhoria para o aumento do coeficiente de performance (COP) do ciclo cascata Amônia/Amônia apresentado no trabalho realizado por FERREIRA (2016), pela substituição das bombas de amônia por compressores abertos de parafuso;
- Compará-lo energeticamente com outros ciclos similares em cascata disponibilizados na literatura atual, tal como o ciclo de refrigeração subcrítico, que utiliza o CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante em cascata, operando em baixa e média temperatura, com o R134-a e o R404-a, operando em alta temperatura de refrigeração;

- Estabelecer critérios comparativos dos ciclos subcríticos em cascata com o transcrito em “Booster” proposto por uma empresa de compressores da cidade de São Paulo.

#### **1.4 Estrutura do Trabalho**

Neste primeiro Capítulo é exposto brevemente o processo de liofilização de café, uso do CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante em ciclos de refrigeração, quais ciclos serão utilizados, bem como os problemas, premissas e os objetivos deste trabalho. No Capítulo 2 são expostos os conceitos teóricos que servirão de base para a compreensão, desenvolvimento e análise propostos por este trabalho. No Capítulo 3 são apresentados os materiais e métodos necessários para o desenvolvimento deste trabalho e, no Capítulo 4, apresentadas as análises e resultados determinados a partir do estudo dos ciclos, bem como as dúvidas que surgiram durante a realização do mesmo. Por fim, no Capítulo 5 são apresentadas as conclusões relacionadas a esta análise comparativa e as considerações finais.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 Conceito de Ciclos de Refrigeração

Segundo ASHRAE (2001), o ciclo de refrigeração é um sistema térmico que transfere energia térmica de uma região de baixa temperatura para outra em alta temperatura. Contrariando a tendência natural do calor, isso só se torna possível a partir do fornecimento de trabalho externo. Dessa forma, pode-se aplicar a primeira e segunda lei da termodinâmica individualmente em cada componente para determinar os balanços de massa, energia e irreversibilidades de cada componente do ciclo.

O desempenho de um ciclo de refrigeração é descrito por um coeficiente de performance. O COP é definido como a quantidade de calor removida, dividido pela energia necessária para o operar o ciclo, assim temos:

$$COP = \frac{\text{Efeito de refrigeração útil}}{\text{Potencial líquida fornecida por fontes externas}} \quad (1)$$

Atualmente, tem-se diversas aplicações e algumas variações para um sistema de refrigeração, porém os mais utilizados dentro da indústria são o de absorção de vapor e o de compressão a vapor. Neste trabalho é apresentado um estudo envolvendo variações para ciclos de compressão a vapor.

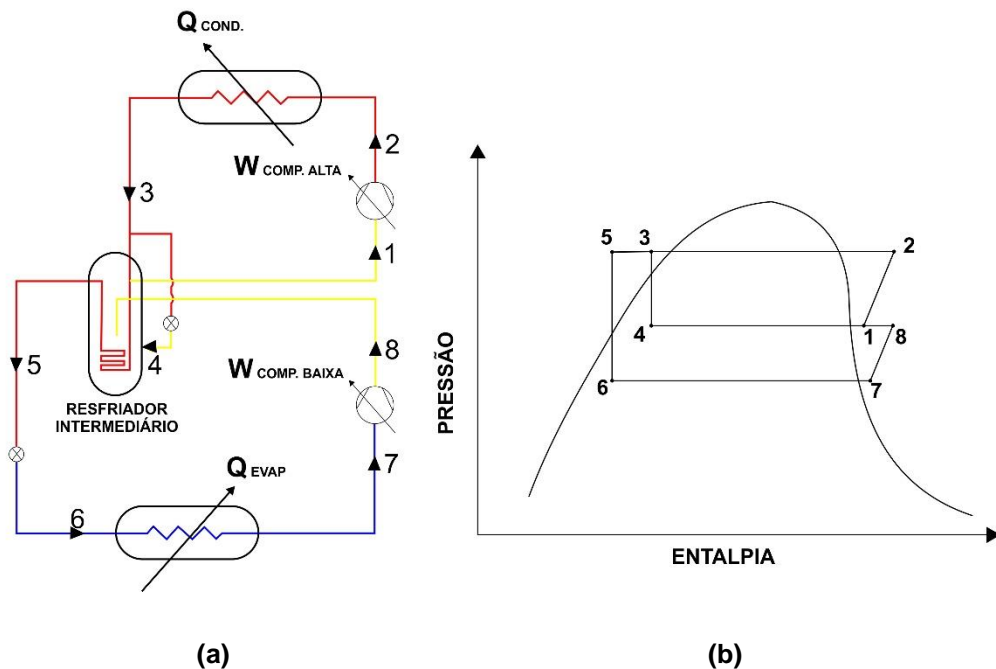
### 2.2 Ciclo de Refrigeração Multipressão

Segundo Stoecker e Jabardo (2002), o ciclo de refrigeração multipressão é um sistema de refrigeração por compressão a vapor, que possui dois ou mais níveis de baixa pressão, neste caso faz-se necessário o uso de sistemas de múltiplos estágios de pressão, sendo mais usual o sistema com duplo estágio de compressão, onde um compressor opera na linha de baixa pressão e o outro na linha de alta.

Quando se emprega sistemas com múltiplos estágios de compressão, utiliza-se geralmente equipamentos que operam em linha de pressão intermediária,

entre a alta e a baixa, resfriando o vapor de descarga do compressor de baixa antes de entrar no compressor de alta, além de separar o líquido do vapor antes da sucção deste compressor, garantindo o grau de superaquecimento à entrada do mesmo. Esses resfriadores intermediários são utilizados a fim de limitar a temperatura na descarga do compressor, reduzindo assim, por consequência, o trabalho de compressão.

A Figura 1 mostra um sistema multipressão com dois estágios de compressão e um resfriador intermediário, juntamente com seu diagrama *pressão x entalpia*.



**Figura 1: Sistema multipressão com dois estágios de compressão e resfriador intermediário**

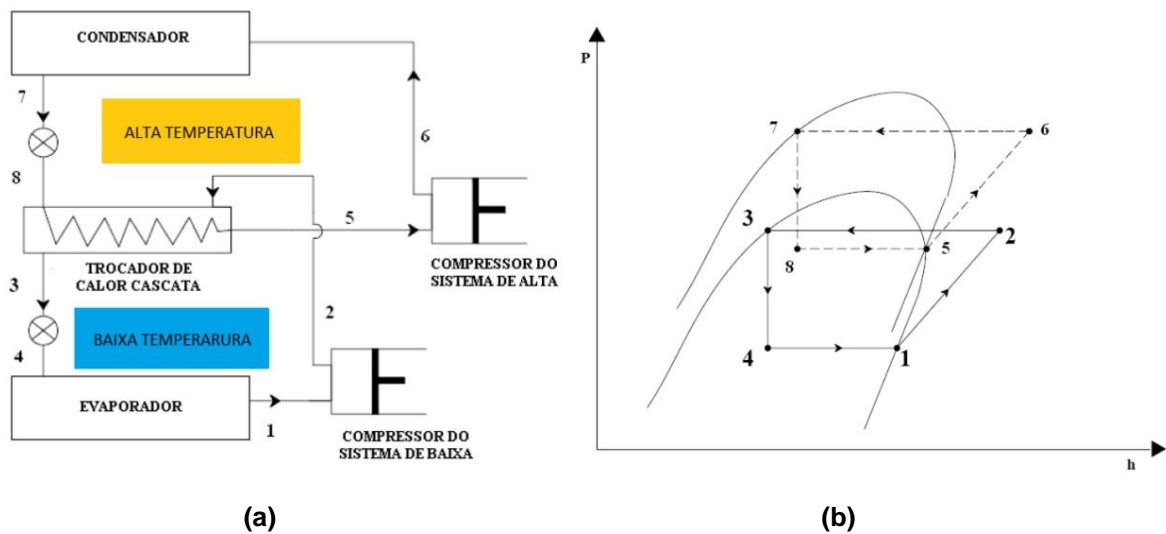
Fonte: FERREIRA (2016).

### 2.3 Ciclo de Refrigeração em Cascata

Segundo Stoecker e Jabardo (2002), o ciclo de refrigeração em cascata é um sistema que utiliza uma série refrigerantes com pontos de ebulição progressivamente menores em ciclos de estágio simples, nos circuitos de alta e baixa pressão, constituindo, assim dois ou mais sistemas frigoríficos independentes, não

havendo contato entre os fluidos refrigerantes. A interface entre esses sistemas é um trocador de calor que opera como condensador para o circuito de baixa temperatura e como evaporador para o de alta e a seleção dos refrigerantes a serem utilizados devem atender as necessidades de pressão e temperatura.

Dependendo da aplicação é possível utilizar sistemas com mais de dois estágios em cascata e até uma combinação de sistemas de múltiplos estágios com sistemas em cascata. O ciclo em questão está representado na Figura 2.



**Figura 2: Sistema cascata (a) Esquema de operação do ciclo (b) Representação no diagrama pressão x entalpia.**

Fonte: WANG (2001).

Mesmo possuindo alguma desvantagem, como a sobreposição de temperatura do sistema de condensação e de evaporação para a transferência de calor, resultando assim em um maior consumo de energia, pode-se dizer que o ciclo em cascata foi criado basicamente para que os refrigerantes utilizados trabalhem em uma faixa de operação ótima, de forma com que a temperatura e a pressão sejam adequadas.

## 2.4 Ciclos de Refrigeração em “Booster”

Quando deseja-se trabalhar com temperaturas muito baixas é viável utilizar sistemas de compressão multi-estágio como, por exemplo, o sistema “Booster”, dessa

forma evita-se taxas de compressões elevadas, caso contrário a eficiência volumétrica do compressor ficará comprometida.

O sistema em booster utiliza um compressor de estágio simples operando no estágio de baixa pressão do sistema de refrigeração, tendo sua descarga conectada em série na linha de sucção do compressor de estágio de alta pressão, resultando assim em uma maior vida útil dos compressores e menor consumo de energia já que consegue-se reduzir a taxa de compressão do sistema.

A Figura 3 mostra um exemplo de aplicação de compressores em Booster (SILVA, 2011).

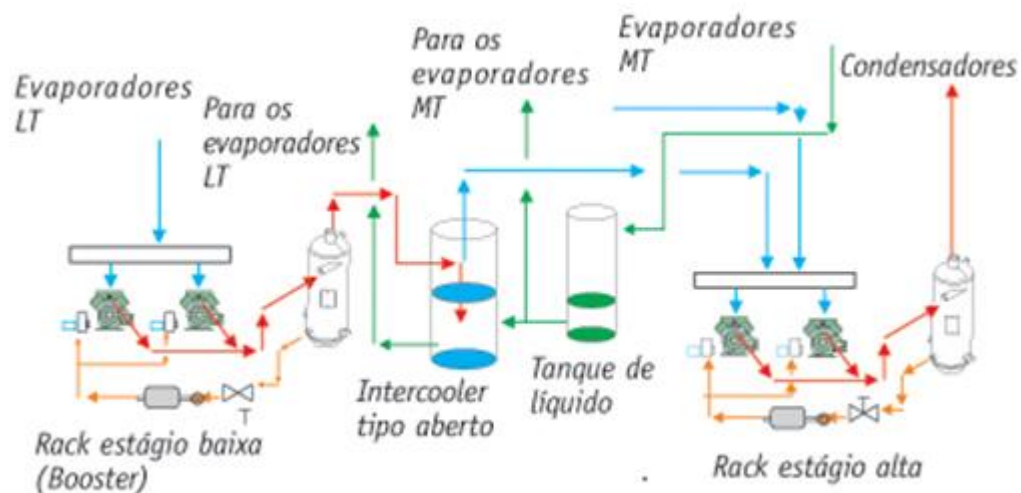


Figura 3: Ciclo de refrigeração com compressores em booster.

Fonte: SILVA, 2011

## 2.5 Análise Exergética

Define-se exergia como sendo o maior trabalho teórico obtido para que o ambiente interaja com o sistema de estudo até encontrarem o equilíbrio e utiliza-se esse método para uma busca de condições operacionais mais eficientes.

Segundo Moran e Shapiro (2002), a análise exergética é extremamente conveniente para potencializar a busca pelo uso mais eficiente de energia, pois com ela é possível determinar perdas e rejeitos localizados, devido ao fato de estar inteiramente ligada aos princípios fundamentais da segunda lei da termodinâmica.

O balanço de Exergia conforme a Segunda Lei da Termodinâmica é expresso na Eq. 2.

$$\dot{S}_{ger} = \sum_{Entrada} \dot{m}s - \sum_{Saída} \dot{m}s - \sum \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \quad (2)$$

O balanço de exergia será fornecido pela multiplicação da geração de entropia pela temperatura ambiente conforme Eq. 3.

$$\dot{X}_{des} = T_0 \dot{S}_{ger} \quad (3)$$

Dessa forma, podemos definir matematicamente a exergia de acordo com a Eq. 4.

$$S = \left[ \left( U + \frac{v^2}{2} + gZ \right) - U_0 \right] + P_0 (V - V_0) - T_0 (S - S_0) \quad (4)$$

Porém, torna-se mais interessante em alguns casos trabalhar com a exergia específica por unidade de massa, representada pela Eq. 5, na qual a energia do sistema é dada por:

$$E_{sist} = (U + EC + EP) = \left( U + \frac{v^2}{2} + gZ \right) \quad (5)$$

e  $V$  e  $S$  são respectivamente, o volume e a entropia e  $U_0$ ,  $V_0$ ,  $S_0$ ,  $T_0$  e  $P_0$  representam respectivamente a energia interna, o volume, a entropia, a temperatura e a pressão. Assim, a variação da exergia para um sistema fechado e em determinado ponto, pode ser calculada de acordo com a Eq. 6.

$$S_1 - S_0 = (E_1 - E_0) + P_0 (V_1 - V_0) - T_0 (S_1 - S_0) \quad (6)$$

## 2.6 Características do CO<sub>2</sub>

O CO<sub>2</sub>, também conhecido como R744, foi um dos primeiros gases a ser utilizado como refrigerante, tendo sido proposto para este fim em 1850 por Alexander Twining. Durante as décadas de 20 e 30 foi muito utilizado, sendo principalmente escolhido para embarcações, enquanto a amônia era mais comumente utilizada em estações estacionárias. O R744 foi utilizado até a década de 40, quando houve o surgimento dos CFCs e, mais tarde, dos HCFCs.

Desde a década de 90, o dióxido de carbono está ressurgindo no mercado como refrigerante, depois de anos de preferência pelos hidrofluorcarbonetos, principalmente como a solução para as preocupações que surgem em relação ao meio ambiente, já que o CO<sub>2</sub> é considerado um refrigerante orgânico, pois é 100% natural e possui um custo relativamente baixo, além de ser fonte disponível na atmosfera com uma concentração de 0,04% em volume.

O R744 tem alta capacidade volumétrica de refrigeração, comparada aos refrigerantes sintéticos e, dependendo das condições de aplicação, chega a ser de 5 a 8 vezes maior que outros refrigerantes. Isso significa trabalhar com compressores, componentes e tubulações de tamanhos reduzidos. Possui também ótimas características para transferência de calor, além de ser estável química e termodinamicamente. Possui uma excelente miscibilidade com os óleos lubrificantes, o que facilita sua separação e diminui o arraste para o sistema, aumentando conseqüentemente a transferência de calor nos evaporadores e condensadores (RAMOS, 2014).

## 2.7 Aplicação do CO<sub>2</sub> nos Ciclos de Refrigeração

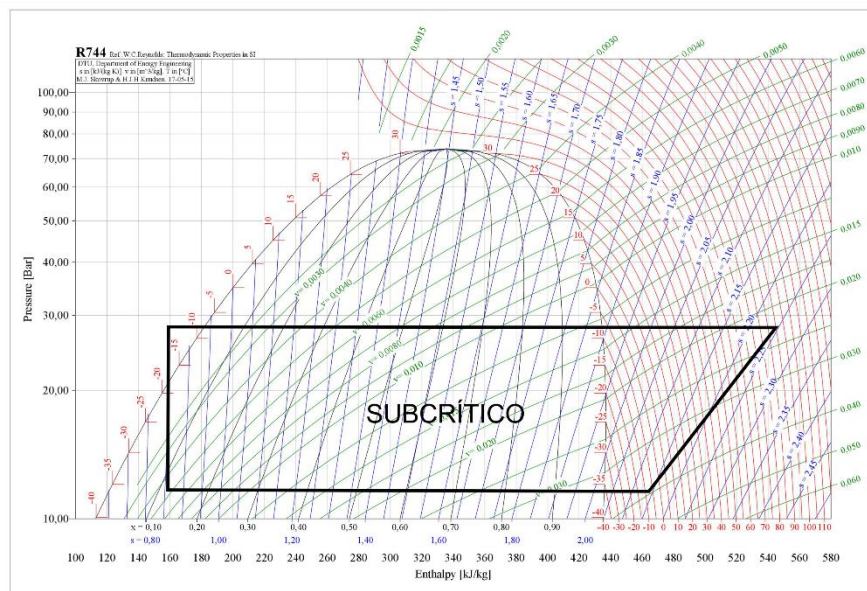
### 2.7.1 Ciclo subcrítico

O CO<sub>2</sub> utilizado em a ciclos subcríticos vem sendo muito utilizado comercialmente e industrialmente, principalmente em sistemas de refrigeração de supermercados e a cada dia vem ganhando mais destaque ao redor do mundo. A relação de compressão do sistema (*bar*) utilizando o R744 com este tipo de ciclo é



menor que a de outros refrigerantes. Porém, utilizando o R744, passa-se a se ter pressões muito mais elevadas, e se faz necessário o uso de sistemas de duplo estágio, sendo o sistema cascata o mais utilizado. A Figura 4 mostra a aplicação do R744 em um ciclo subcrítico no diagrama *pressão x entalpia* (RAMOS 2014).

A aplicação subcrítica em cascata, leva muita vantagem em relação aos sistemas de estágio simples, pois sua alta densidade do vapor de sucção resulta numa troca de calor eficiente entre a linha de sucção do CO<sub>2</sub> e a linha de líquido do estágio de alta pressão, além de aumentar o rendimento do sistema de alta pressão garantindo também um controle estável do superaquecimento do vapor de sucção do compressor de CO<sub>2</sub>, e evitando a diluição do refrigerante no óleo (MMA, 2011).



**Figura 4: Ciclo R744 Subcrítico em diagrama de Mollier.**

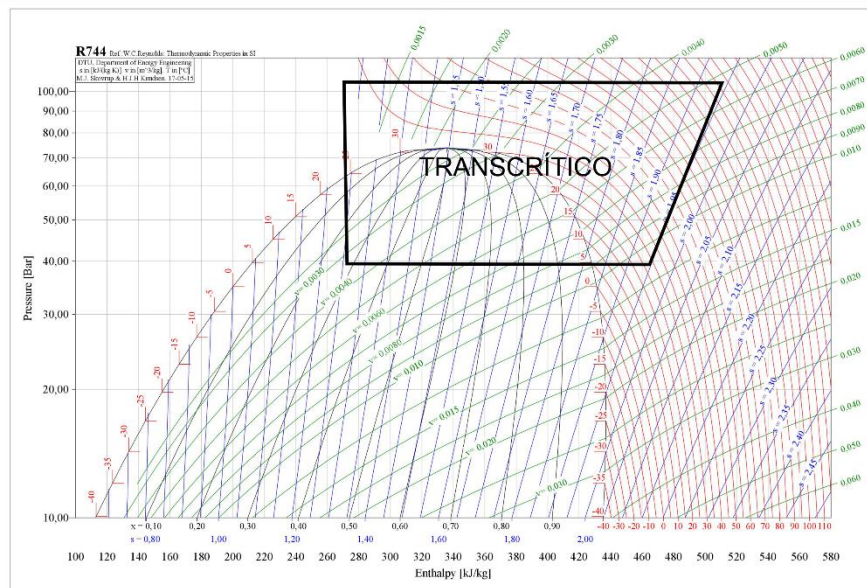
**Fonte: Autor.**

## 2.7.2 Ciclo transcrito

A principal característica do ciclo transcrito é a capacidade de alcançar altas pressões, principalmente na linha de descarga. Devido a essas elevadas pressões, ambos os lados, de alta e baixa pressão, necessitam de equipamentos especiais para que possam suportá-las. Na alta essas pressões alcançam entre 80 e 140 *bar* e na baixa ela pode chegar até 70 *bar*.

Neste tipo de ciclo não existe condensador, pois o CO<sub>2</sub> é comprimido até atingir temperaturas acima do ponto crítico, dessa forma não é possível condensá-lo, somente resfriá-lo, surgindo dessa forma um componente indispensável para este ciclo, que o diferencia de qualquer outro: um trocador de calor chamado “gás cooler” (RAMOS, 2014).

No ciclo transcrito, a pressão do “gás cooler” e a temperatura não são interligadas como na região subcrítica de duas fases. A elevada pressão de vapor, resulta não apenas numa baixa relação de pressão, mas também em altos coeficientes de troca de calor e perdas de pressão relativamente baixas (MMA, 2011). A Figura 5 mostra a aplicação do R744 em um ciclo transcrito no diagrama *pressão x entalpia*.



**Figura 5: Ciclo R744 Transcrito em diagrama de Mollier.**

**Fonte: Autor.**

## 2.8 Refrigerantes Combinados

Para o desenvolvimento deste trabalho serão utilizados dois outros refrigerantes, que irão compor os sistemas de refrigeração juntamente com o R744, o R134-a e o R404-a. O R134-a é um excelente refrigerante, utilizado numa grande variedade de aplicações e inclusivamente como componente de muitas das misturas HFC que existem no mercado. Permite trabalhar com pressões mais baixas do que

com o resto de HFCs, sendo muito eficiente do ponto de vista energético para temperaturas positivas e médias.

O R404a é uma mistura de gases refrigerantes HFC quase azeotrópica, com grau zero de destruição da camada de ozônio, utilizada em equipamentos novos de refrigeração a médias e baixas temperaturas. Também é um substituto indireto em equipamentos que já trabalharam com o R502 e os seus substitutos HCFC, tais como o R408a, o DI-44, o HP80 (GASSERVEI, 2017).

### 3 DESENVOLVIMENTO

#### 3.1 Ciclo de Refrigeração em Cascata Amônia/Amônia

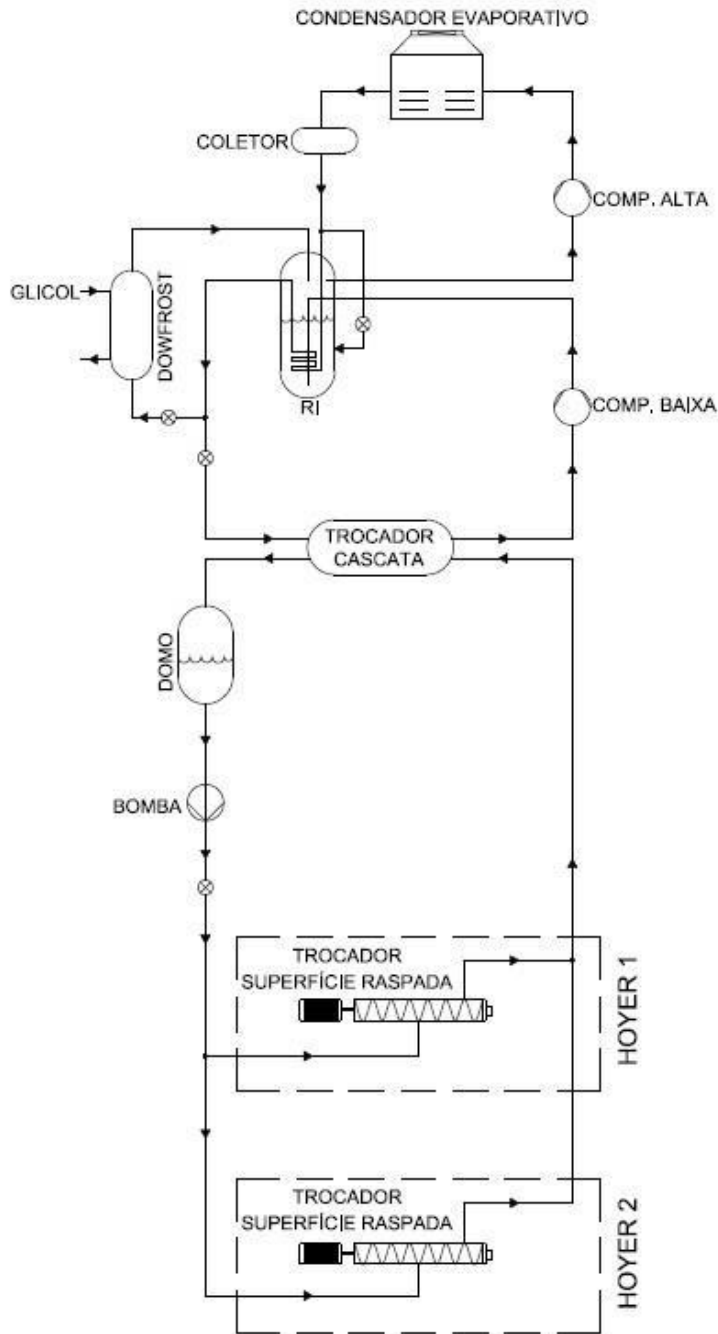
Para o estudo do ciclo de refrigeração da Cia de Café Solúvel da cidade de Cornélio Procópio no Paraná, foram realizadas visitas técnicas à empresa, com a finalidade de levantar os dados necessários para a proposta apresentada por FERREIRA (2016). Desta forma, além do layout do ciclo frigorífico em questão, foram levantados todos os dados pertinentes à tal análise.

Quando foi realizada a implementação do ciclo de refrigeração em cascata, a Cia Iguazu de Café Solúvel exigiu para a uma empresa terceirizada, na concepção do projeto, um ciclo de refrigeração que operasse com um refrigerante considerado “puro”, pois este está livre de agentes contaminantes, como óleo por exemplo. A necessidade de se operar com um refrigerante “puro”, vem do fato da Cia citada acima utilizar um trocador de calor de superfície raspada em seu sistema de refrigeração, assim o fluido entra em contato com o creme de extrato de café e se faz necessário que o mesmo não contenha ou carregue nenhuma partícula contaminante. As câmaras frigoríficas onde se encontram os trocadores de calor de superfície raspada são denominadas “*Hoyers*”.

Juntamente com os trocadores de calor de superfície raspada, o sistema deveria atender também um trocador de calor de casco e tubos, o Dowfrost, que é utilizado para refrigeração do glicol, cuja função é manter as baixas temperaturas dos ciclos de refrigeração, além de evitar o desgaste das tubulações. Como solução, a empresa implementou o sistema cascata, utilizando um sistema multipressão no ciclo de alta e um sistema de bombeamento no ciclo de baixa, responsável apenas pela circulação do fluido, pois o uso de compressores no ciclo acarretaria, com o tempo, a contaminação do fluido refrigerante por óleo lubrificante, dessa forma aplicando o bombeamento somente no ciclo de baixa não há a contaminação do fluido.

Com o passar do tempo, este sistema cascata sofreu algumas mudanças e atualmente ele funciona como “reserva”, sendo utilizada em casos de emergências ou parada para manutenção. Porém, FERREIRA (2016), ao realizar sua análise, considerou somente os pontos nos quais o sistema cascata atendia efetivamente,

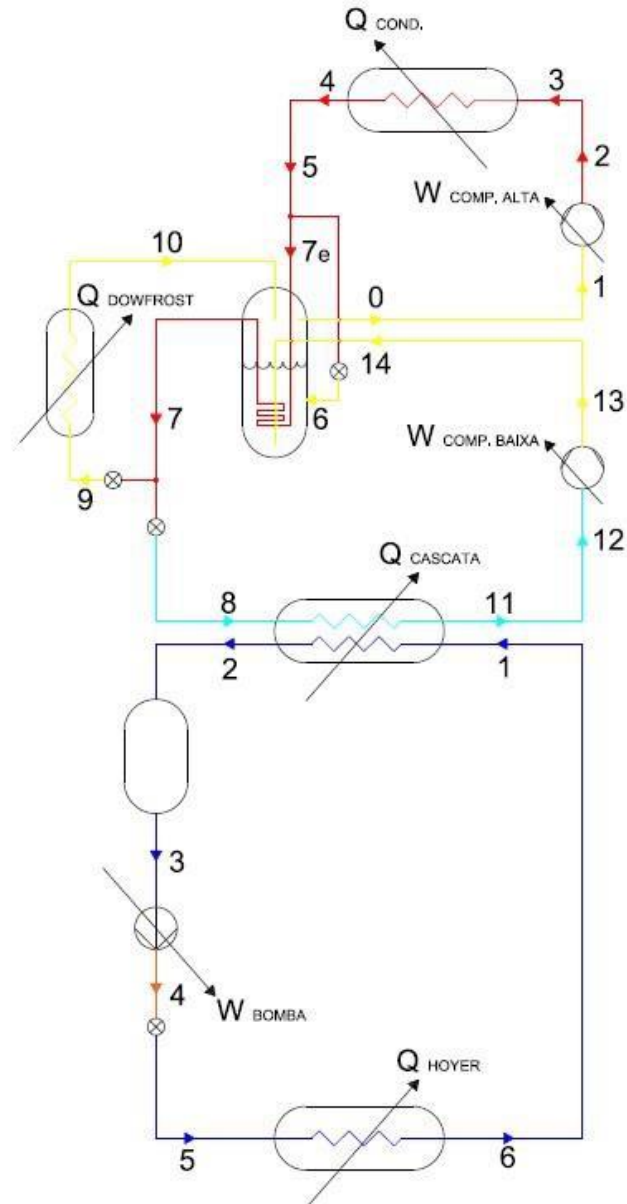
desconsiderando assim, os pontos em que ele atende como reserva. A Figura 6 mostra o sistema do ciclo que foi considerado para as realização das análises.



**Figura 6: Sistema em cascata considerado para as análises.**

Fonte: Ferreira, 2016

Para a análise desse ciclo de refrigeração em questão, FERREIRA, 2016 apresenta um fluxograma simplificado do sistema, onde é expresso os pontos principais e necessários para tal estudo. A Figura 7 representa o sistema simplificado.



**Figura 7: Fluxograma simplificado do ciclo em cascata.**

**Fonte: FERREIRA, 2016**

Com o fluxograma do ciclo de refrigeração e os dados coletados conforme citado anteriormente e utilizando o software *CoolPack*, foi possível definir as linhas de pressões principais do sistema, bem como determinar as respectivas entalpias e entropias referentes aos pontos coletados. A Tabela 1 apresenta a relação das temperaturas e pressões coletadas, bem como as entalpias e entropias referentes as mesmas.

**Tabela 1: Relação das pressões, temperaturas, entalpias e entropias extraídas da Cia.**

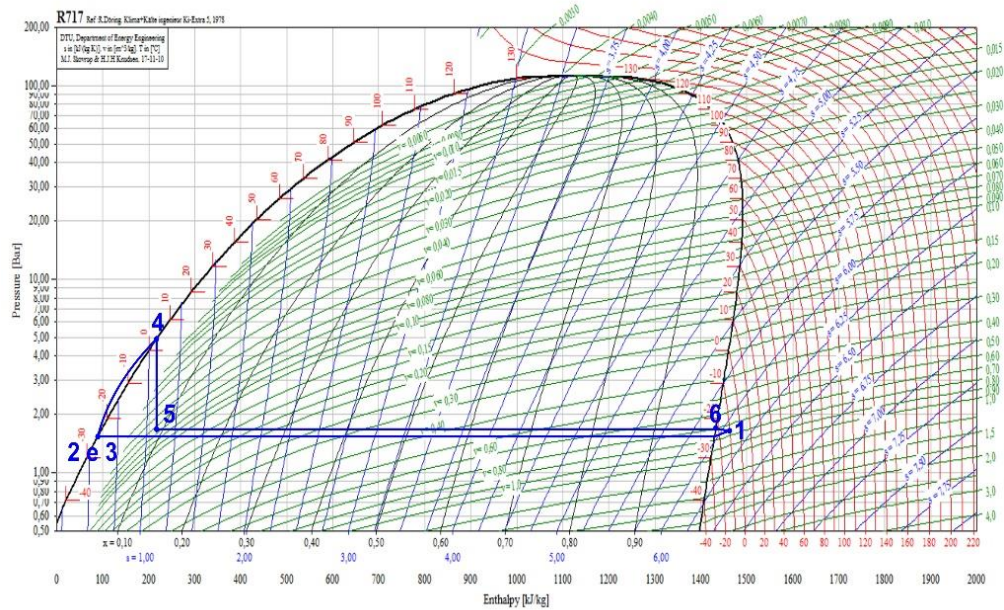
	ESTADO	PRESSÃO P (Bar)	TEMPERATURA T (°C)	ENTALPIA h (KJ/Kg)	ENTROPIA s (KJ/Kg.K)
	0 VAPOR SATURADO	2,9	-10	1449,29	5,7514
	1 VAPOR SUPER AQUECIDO	2,9	10	1498,49	5,9329
	2 VAPOR SUPER AQUECIDO	11,7	116	1718,47	5,9400
	3 VAPOR SATURADO	11,7	30	1485,16	5,2594
	4 LÍQUIDO SATURADO	11,7	30	339,04	1,4786
	5 LÍQUIDO SUBRESFRIADO	11,7	28	329,61	1,4478
	6 LÍQUIDO + VAPOR	2,9	-10	329,61	1,4966
ALTA	7 LÍQUIDO SUBRESFRIADO	11,7	-8	163,58	0,8653
	8 LÍQUIDO + VAPOR	1,2	-30	163,58	0,8839
	9 LÍQUIDO + VAPOR	2,9	-10	163,58	0,8656
	10 VAPOR SUPER AQUECIDO	2,9	-2	1469,35	5,8339
	11 VAPOR SUPER AQUECIDO	1,2	-25	1433,9	6,1057
	12 VAPOR SUPER AQUECIDO	1,2	-10	1467,84	6,2385
	13 VAPOR SUPER AQUECIDO	2,9	100	1705,83	5,5693
	14 VAPOR SUPER AQUECIDO	2,9	100	1705,83	6,5693
	1 VAPOR SUPER AQUECIDO	1,5	-17	1448,55	6,0581
	2 LÍQUIDO SATURADO	1,5	-25	86,97	0,5677
BAIXA	3 LÍQUIDO SATURADO	1,5	-25	86,97	0,5677
	4 LÍQUIDO SATURADO	4,9	4	218,3	1,0660
	5 LÍQUIDO + VAPOR	1,5	-25	218,3	1,0969
	6 VAPOR SUPER AQUECIDO	1,5	20	1441,57	6,0307

Fonte: FERREIRA, 2016

O fluido é bombeado para estar em constante circulação. Dessa forma FERREIRA (2016) destaca que o bombeamento acarreta em um aumento de pressão que é posteriormente compensado pela válvula de expansão antes da entrada no evaporador, o que faz com que volte para a mesma pressão de condensação. A alta pressão identificada onde há vapor superaquecido é resultado do superaquecimento na saída do evaporador.

Constata-se que a condensação e a evaporação acontecem na mesma linha de pressão, diferenciando uma da outra, a mudança de estado. As Figuras 8 ilustra o que foi constatado nesse processo, o afastamento entre as linhas de pressão tem a funcionalidade de facilitar a visualização, porém ressalta-se que os processos ocorrem na mesma linha de pressão.





**Figura 8: Diagrama pressão x entalpia do ciclo de baixa.**

**Fonte: Autoria Própria**

Determinadas todas as entalpias do sistema em estudo e partindo da máxima carga térmica admitida pelos evaporadores dos ciclos de alta e baixa, foram realizados vários balanços de energia e massa, tendo como finalidade a determinação dos valores das vazões mássicas no sistema, bem como os valores das cargas térmicas trocadas e o valor do trabalho cedido ao sistema (FERREIRA, 2016). A Tabela 2 apresenta os resultados encontrados e a Tabela 3 os graus de superaquecimento útil, total e subresfriamento.

**Tabela 2: Cargas térmicas, Trabalho cedido e vazões encontradas.**

	COMPONENTE	CARGA TÉRMICA (KW)	VAZÃO MÁSSICA (Kg/s)
<b>BAIXA</b>	HOYER 1	62,8	0,0513
	HOYER 2	62,8	0,0513
	BOMBA	13,5	0,1027
	CONDENSADOR CASCATA	139,8	0,1027
<b>ALTA</b>	EVAPORADOR CASCATA	139,8	0,1101
	COMPRESSOR DE BAIXA	26,2	0,1101
	DOWFROST	13,4	0,0102
	COMPRESSOR DE ALTA	42,2	0,1917
	CONDENSADOR	221,6	0,1917

**Fonte: FERREIRA, 2016**



---

**Tabela 3: Graus de superaquecimento útil e total e subresfriamento.**


---

<b>SUPERAQUECIMENTO TOTAL</b>	<b><math>\Delta T(^{\circ}C)</math></b>
HOYER – CASCATA	8
COMPRESSOR BAIXA – CASCATA	20
RI – COMPRESSOR ALTA	20
<b>SUPERAQUECIMENTO TOTAL</b>	<b><math>\Delta T(^{\circ}C)</math></b>
HOYER – CASCATA	5
COMPRESSOR BAIXA – CASCATA	5
RI – COMPRESSOR ALTA	20
<b>SUBRESFRIAMENTO</b>	<b><math>\Delta T(^{\circ}C)</math></b>
CONDENSADOR	2
RI	36

---

Fonte: FERREIRA, 2016

Finalizado o balanço no objeto de estudo em questão, FERREIRA (2016) determinou o coeficiente de performance (COP) do sistema através da Eq. 7, além de determinar seu consumo total em kW, conforme apresentado:

$$COP = \frac{Q_{EVAPORATIVO}}{W_{COMPRESSOR}} \quad (7)$$

$$COP_{ALTA} = 2,24$$

$$COP_{BAIXA} = 9,31$$

$$COP_{SISTEMA} = 1,69$$

**CONSUMO DO SISTEMA: 81,9 kW**

### 3.2 Desenvolvimento de um Sistema em Cascata Comparativo

Como sugestão de instalação de um novo sistema cascata, foi esquematizado um possível ciclo teórico baseado na troca de instalação de bombas por dois compressores, utilizando-se do mesmo fluido refrigerante.

A proposta foi um sistema utilizando o ciclo de alta pressão do sistema cascata em estudo, da forma apresentada, com o propósito de aproximar-se do sistema real, instalado e em operação na Cia de café solúvel. As devidas alterações para temperaturas foram realizadas para que o projeto pudesse entrar em conformidade com um ciclo de refrigeração. A Figura 9 mostra o fluxograma simplificado do sistema cascata idealizado.

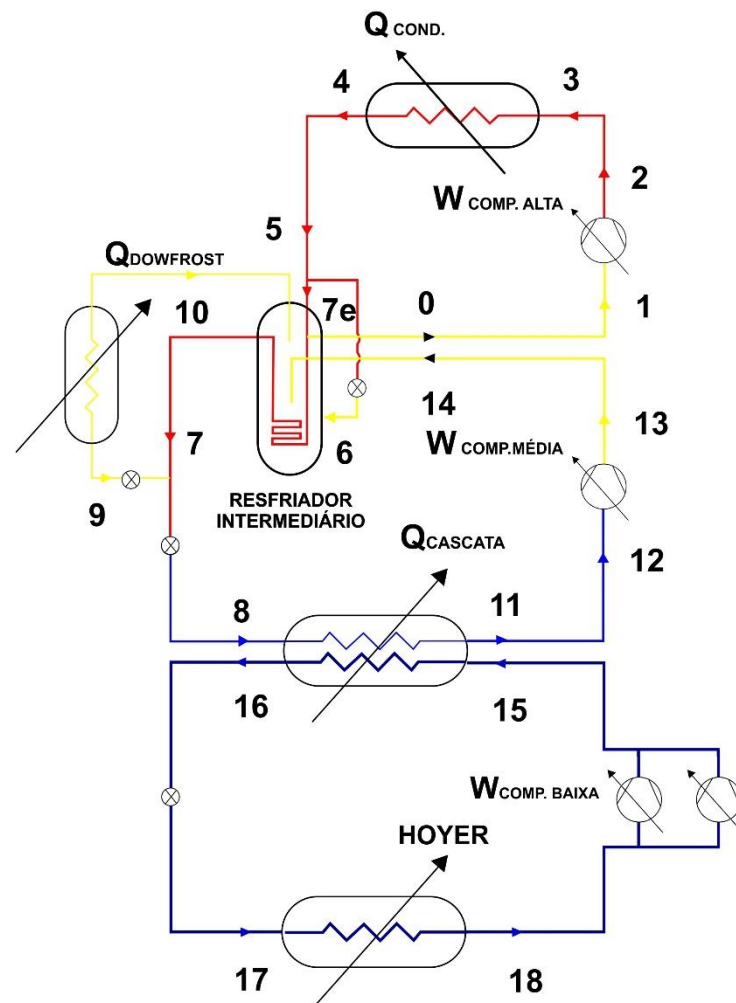
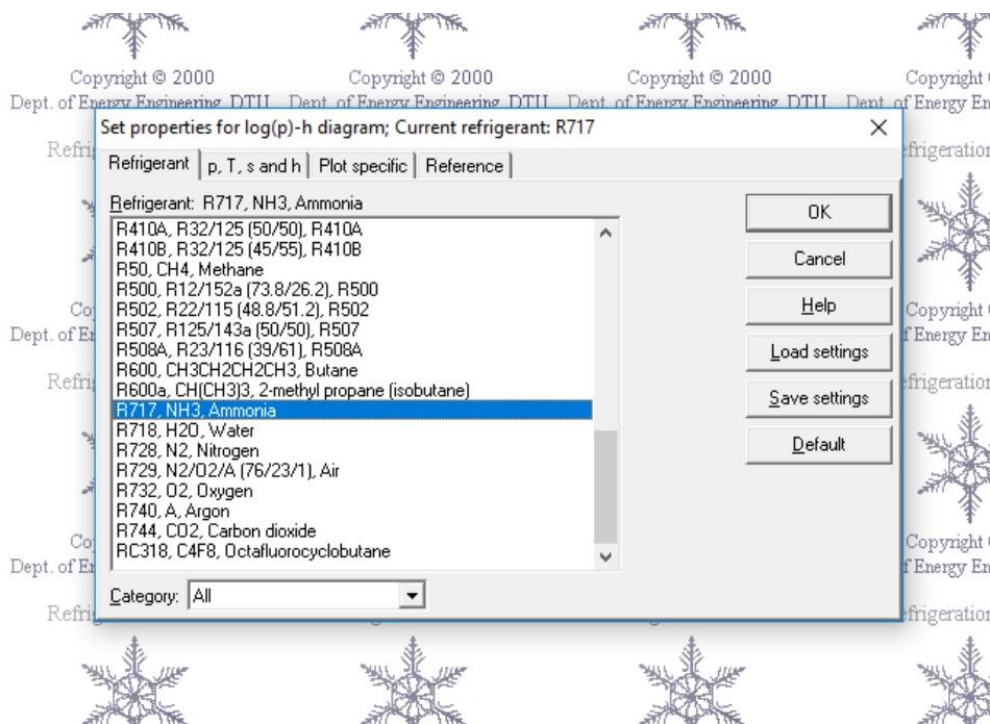


Figura 9: Fluxograma simplificado do ciclo em cascata idealizado.

Fonte: Autoria Própria

Considerando os cálculos e valores coletados pelo trabalho em estudo, aplicando os mesmos procedimentos para o novo sistema cascata amônia/amônia, foram determinadas as entalpias através do software *CoolPack*, calculadas as cargas térmicas trocadas pelo sistema e o trabalho dos compressores instalados. Foi também realizado um novo balanço de massa para o trocador de forma que, a nossa vazão mássica para o compressor de média temperatura fosse encontrada. A Figura 10 ilustra a ferramenta *CoolPack*.



**Figura 10: Ferramenta Refrigeration Utilities.**

**Fonte: Software CoolPack.**

A realização de balanços de massa e energia no sistema possibilitaram o cálculo de um novo coeficiente de performance que será apresentado pelos dados a seguir.

As cargas térmicas de trabalhos dos *Hoyers* e suas respectivas vazões mássicas também foram mantidas.

A Tabela 4 apresenta as respectivas entalpias dos pontos coletados para a realização dos cálculos.

Tabela 4: Relação das pressões, temperaturas e entalpias para o sistema cascata idealizado.

	ESTADO	PRESSÃO P (Bar)	TEMPERATURA T (°C)	ENTALPIA h (KJ/Kg)	ENTROPIA s (KJ/Kg)
0	VAPOR SATURADO	2,9	-10	1449,29	5,7514
1	VAPOR SUPER AQUECIDO	2,9	10	1498,49	5,9329
2	VAPOR SUPER AQUECIDO	11,7	116	1718,47	5,9400
3	VAPOR SATURADO	11,7	30	1485,16	5,2594
4	LÍQUIDO SATURADO	11,7	30	339,04	1,4786
5	LÍQUIDO SUBRESFRIADO	11,7	28	329,61	1,4478
6	LÍQUIDO + VAPOR	2,9	-10	329,61	1,4966
7	LÍQUIDO SUBRESFRIADO	11,7	-8	163,58	0,8653
8	LÍQUIDO + VAPOR	2,9	-10	154,51	0,8311
9	LÍQUIDO + VAPOR	2,9	-10	163,58	0,8656
10	VAPOR SUPER AQUECIDO	2,9	-2	1469,35	5,8339
11	VAPOR SUPER AQUECIDO	2,9	-10	1449,29	5,7514
12	VAPOR SUPER AQUECIDO	1,5	-5	1476,05	6,1322
13	VAPOR SUPER AQUECIDO	2,9	34	1553,67	6,1202
14	VAPOR SUPER AQUECIDO	2,9	100	1705,83	6,5693
15	VAPOR SUPERAQUECIDO	4,29	-10	1486,83	5,7098
16	LÍQUIDO SATURADO	4,29	0	200,00	5,6153
17	LÍQUIDO + VAPOR	1,9	0	200,00	6,0790
18	VAPOR SUPERAQUECIDO	1,9	-20	1436,51	5,8994

Fonte: Autoria Própria

As Figuras 11 e 12 apresentam o diagrama *pressão x entalpia* do sistema cascata desenvolvido.

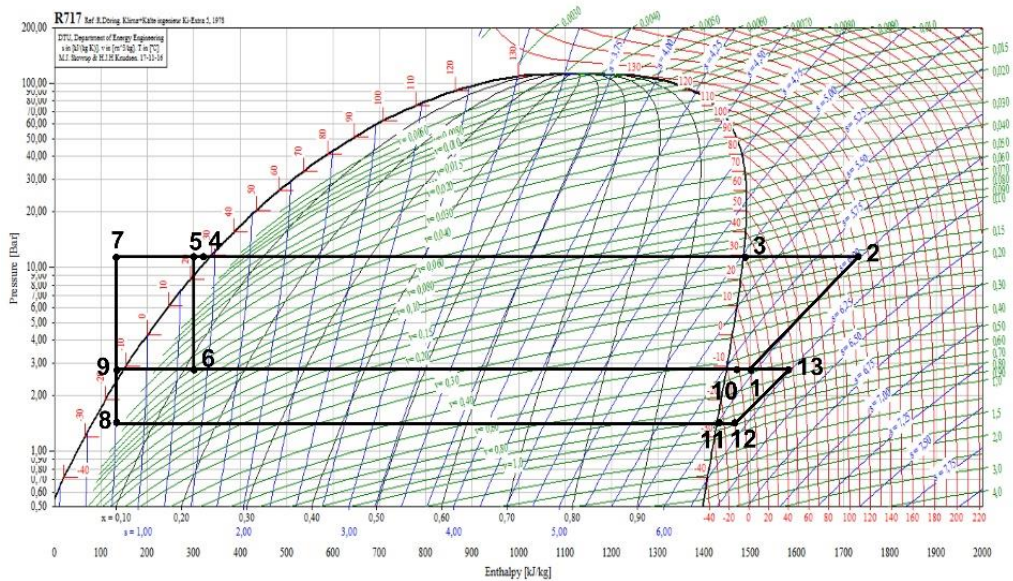
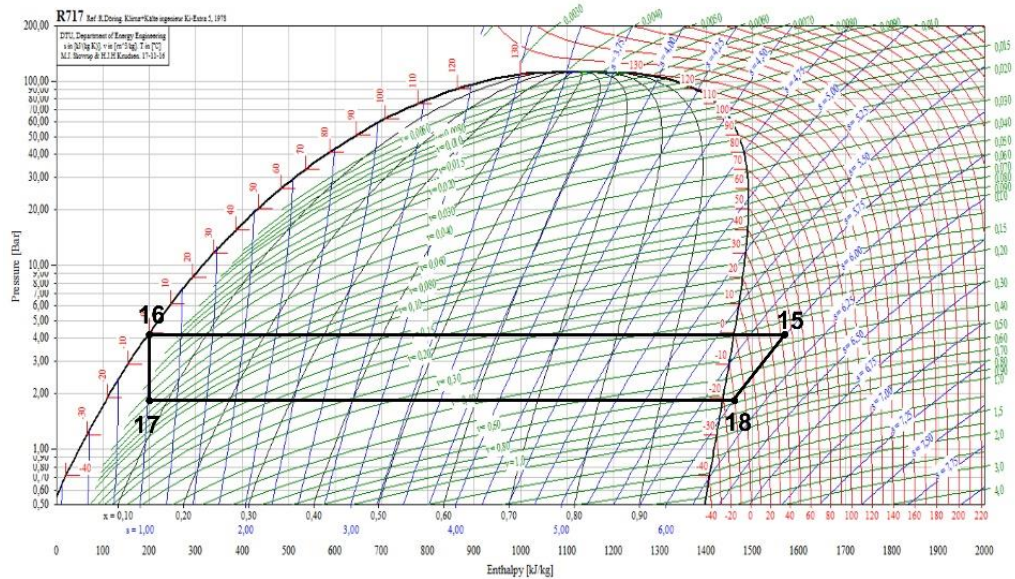


Figura 11: Diagrama *pressão x entalpia* do sistema de alta do ciclo em cascata idealizado.

Fonte: Autoria Própria.



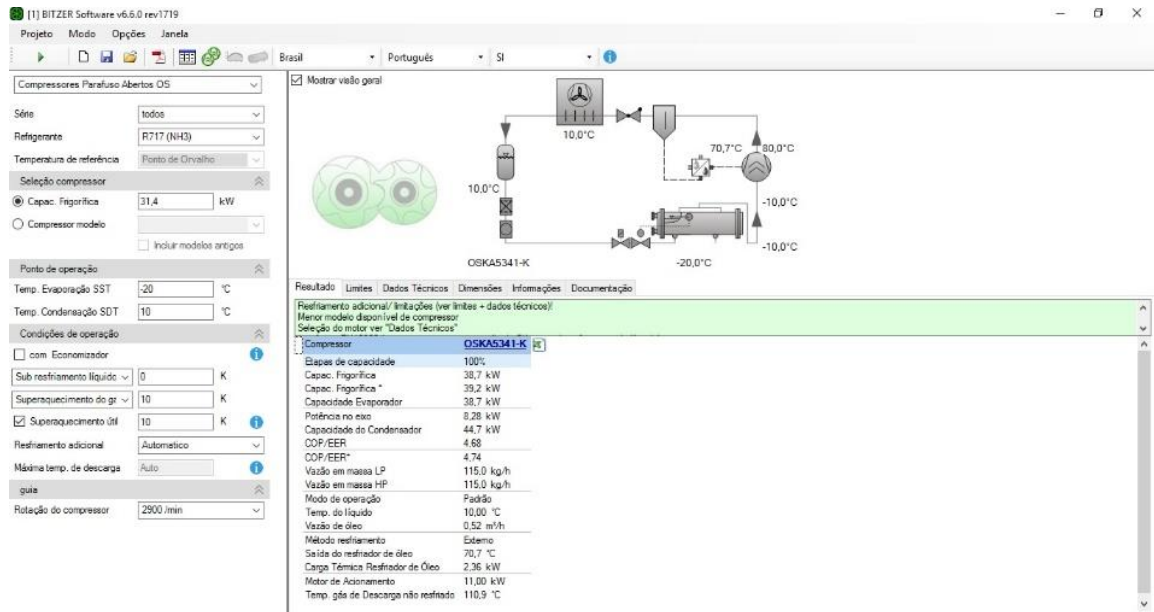
**Figura 12: Diagrama pressão x entalpia do sistema de baixa do ciclo em cascata idealizado.**

**Fonte: Autoria Própria.**

As cargas térmicas dos *Hoyers* e suas respectivas vazões mássicas também foram mantidas, e partindo disso, sabendo que capacidade dos compressores que trabalharão nesse novo sistema receberão essa mesma carga, adotou-se a temperatura de  $-20^{\circ}\text{C}$  para o ciclo de baixa viabilizando assim a instalação dos novos equipamentos.

Para seleção dos compressores instalados no sistema, utilizou-se um software livre, o Software Bitzer versão 6.6 optando pelo modelo de Parafusos Abertos com base no refrigerante utilizado e nas condições de projeto. Considerando a carga fornecida para esses compressores, observou-se a necessidade de instalação de dois equipamentos do modelo OSKA5341-K selecionados conforme ilustrado na Figura 13.





**Figura 13: Ferramenta Bitzer Software para seleção dos compressores**

Fonte: Bitzer Compressores.

Determinadas as entalpias dos respectivos pontos do ciclo, partimos para os balanços de energia realizados em cada um dos componentes do sistema. Para os componentes do ciclo de alta temperatura foram utilizados os valores já calculados pelo trabalho em análise. Assim, realizou-se primeiramente um novo Balanço de massa no Trocador Cascata:

$$\sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s \quad (8)$$

A partir desse balanço e, considerando a vazão mássica já calculada do Hoyer, pudemos encontrar a nova vazão mássica do compressor de média temperatura. Para essa nossa vazão encontrada o trabalho do compressor foi calculado de acordo com a equação a seguir:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{13} - h_{12}) \quad (9)$$

Como último cálculo do sistema, encontramos o trabalho do novo compressor instalado no sistema de baixa temperatura encontrado a partir do equacionamento adiante:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{15} - h_{16}) \quad (10)$$

Os sucessivos balanços de energia e massa realizados no sistema, permitiram a obtenção das vazões mássicas, cargas térmicas e trabalhos, como dito anteriormente, ao longo do ciclo, tornando possível a realização do cálculo de um novo coeficiente de performance. A Tabela 5 a seguir apresenta os resultados encontrados pelos equacionamentos anteriores acompanhados dos valores já calculados por FERREIRA (2016).

**Tabela 5: Cargas térmicas, Trabalho cedido e vazões encontradas do sistema cascata idealizado.**

	COMPONENTE	CARGA TÉRMICA (KW)	VAZÃO MÁSSICA (Kg/s)
<b>BAIXA</b>	HOYER 1	62,8	0,0513
	HOYER 2	62,8	0,0513
	COMPRESSOR BAIXA	2,47	0,0513
	CONDENSADOR CASCATA	139,8	0,1027
<b>ALTA</b>	EVAPORADOR CASCATA	139,8	0,1101
	COMPRESSOR MÉDIA	8,75	0,529
	DOWFROST	13,37	0,0102
	COMPRESSOR DE ALTA	37,73	0,1917
	CONDENSADOR	221,6	0,1917

Fonte: Autoria Própria

Concluído a coleta de dados e realizados os devidos balanceamentos, seguindo a equação 8 foi calculado o Coeficiente de Performance (COP) do sistema através do equacionamento já citado anteriormente. Os resultados são apresentados a seguir:

$$\text{COP}_{\text{ALTA}} = 3,02$$

$$\text{CONSUMO DO SISTEMA} = 48,95 \text{ kW}$$

Comparando o COP encontrado com as análises anteriores, constata-se que o sistema em cascata desenvolvido apresenta grande vantagem quando comparado ao outro sistema em cascata da Cia. No ciclo utilizado pela empresa que utiliza o sistema de bombeamento em cascata, pode-se notar que é necessário mais trabalho cedido para se alcançar os mesmo efeitos de refrigeração, consequentemente o consumo de potência nestes sistemas torna-se mais elevado.

### 3.3 Ciclos de Refrigeração Subcrítico e Transcrito em Cascata

Como proposto no pré-projeto, outros quatro ciclos de refrigeração com utilização do refrigerante R744 (CO<sub>2</sub>) serão objetos de estudo neste trabalho. O Coeficiente de Performance de cada ciclo foi calculado, a partir de diferenças entálpicas e temperaturas pré-determinadas. Desse forma após as análises poderemos explicitar qual dos ciclos tem o maior COP, sendo assim mais eficiente.

Para realização dos cálculos foi definido de acordo com sistemas refrigerativos industriais valores para as temperaturas de baixa, média e alta pressão da seguinte forma:

**ALTA TEMPERATURA = 10°C**

**ALTA TEMPERATURA = -5°C**

**BAIXA TEMPERATURA = -30°C**

#### 3.3.1 Ciclo subcrítico em cascata R744\_BT\_MT/R134-a\_HT

Nesta análise trataremos de um ciclo cascata subcrítico, já explicado sua conceituação anteriormente, o R744 será responsável por resfriar os evaporadores das seções de média e de baixa temperatura, enquanto o R134-a será responsável pelos evaporadores da seção de alta temperatura assim como condensar o R744 no trocador de calor que une os dois circuitos (RAMOS, 2011). As análises dos refrigerantes serão feitas separadamente. A Figura 14 representa o esquema deste ciclo.





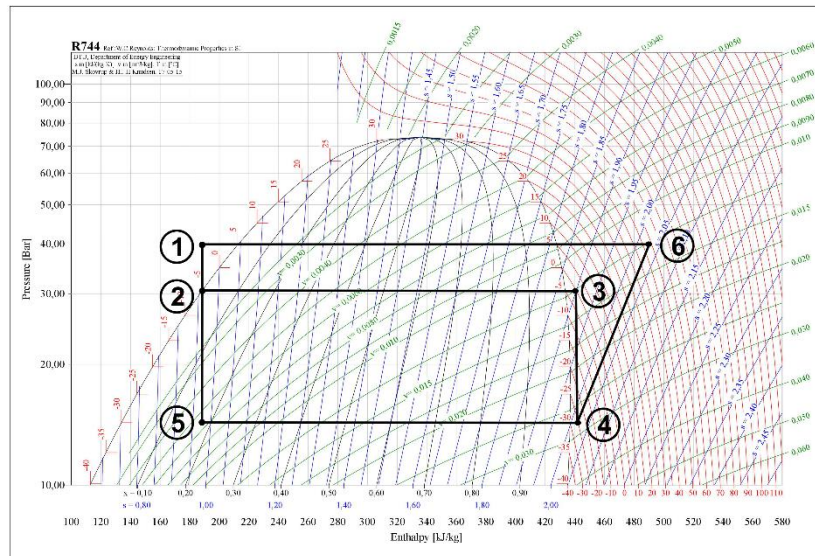


Figura 15: Diagrama *pressão x entalpia* R744\_BT\_MT para o sistema subcrítico em cascata.

Fonte: Autoria Própria.

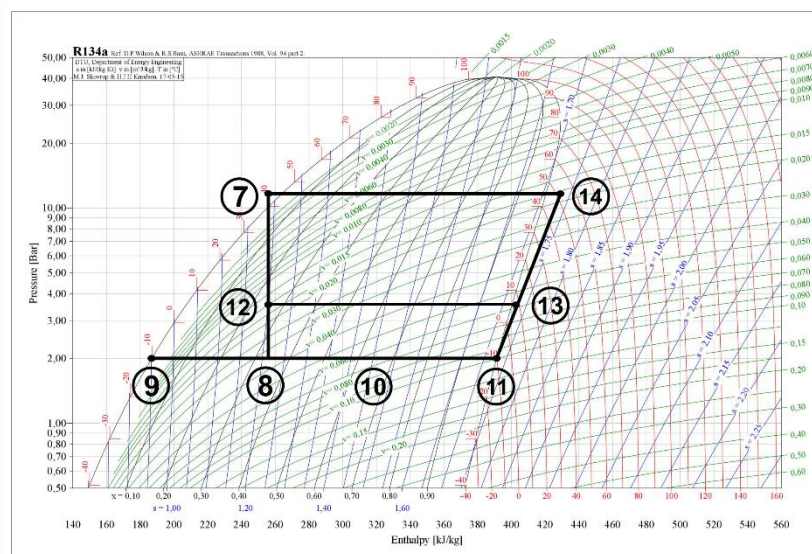


Figura 16: Diagrama *pressão x entalpia* R134-a\_HT para o sistema subcrítico em cascata.

Fonte: Autoria Própria.

Para a realização do cálculo do COP, partiu-se do balanço de energia aplicado ao sistema, A Tabela 6 mostra os balanços energéticos necessários para compressão do ciclo.

Tabela 6: Balanço de energia do ciclo subcrítico em cascata R744\_BT\_MT/R134-a\_HT

BALANÇO DE ENERGIA	
COMPONENTES	BALANÇO
COMPRESSOR_LT	$\dot{W}_{comp\_LT} = (h_6 - h_4)\dot{m}_{LT} / \eta_{LT}$
COMPRESSOR1_HT	$\dot{W}_{comp1\_HT} = (h_{14} - h_{13})\dot{m}_{HT} / \eta_{HT}$
COMPRESSOR2_HT	$\dot{W}_{comp2\_HT} = (h_{14} - h_{11})\dot{m}_{HT} / \eta_{HT}$
EVAPORADOR 1_BT	$Q_{evap1\_BT} = (h_4 - h_5)q_{evap} \dot{m}_{evap\_BT}$
EVAPORADOR 2_MT	$Q_{evap2\_MT} = (h_3 - h_2) q_{evap} \dot{m}_{evap\_MT}$
EVAPORADOR 3_HT	$Q_{evap3HT} = (h_{13} - h_{12}) q_{evap} \dot{m}_{evap\_MT}$
CONDENSADOR	$Q_{cond} = (h_{14} - h_7)\dot{m}_{HT}$
TROCADOR CASCATA	$(h_9 - h_{10})\dot{m}_{BT} = (h_1 - h_6)\dot{m}_{MT}$
SEPARADOR DE LIQ.	$(h_{11} - h_8)\dot{m}_{MT} = (h_{10} - h_9)\dot{m}_{HT}$
DISP.DE EXPANSÃO 1	$h_1 = h_2$
DISP. DE EXPANSÃO 2	$h_1 = h_5$
DISP. DE EXPANSÃO 3	$h_7 = h_{12}$
DISP. DE EXPANSÃO 4	$h_7 = h_8$

Fonte: Autoria Própria.

Desta forma, para este sistema em questão chegamos ao seguinte valor de *COP*, frisando mais uma vez que os cálculos foram realizados através das diferenças entálpicas e que o interesse principal desta análise é verificar quais dos ciclos tem maior performance.

$$COP_{\text{SISTEMA}} = 4,21$$

### 3.3.2 Ciclo subcrítico em cascata R744\_BT/R134-a\_MT

Seguindo as análises dos ciclos de refrigeração, é apresentado a seguir o ciclo cascata subcrítico apenas com baixa e média temperaturas, em que o refrigerante CO<sub>2</sub> é utilizado nos evaporadores de baixa temperatura e o R134a atende aos evaporadores de média temperatura. Pra esse tipo de arranjo do ciclo de média temperatura, caso haja necessidade do uso de válvulas de expansão eletrônicas no permutador de calor onde o refrigerante que evapora condensa ao CO<sub>2</sub>, podem ser feitas as modificações necessárias.

Neste circuito o evaporador cumpre um papel muito importante e devido à grande diferença nas temperaturas que podem ser encontradas entre os dois fluidos, é necessário adicionar a transferência rápida de calor devido à mudança de fase que

ocorre durante a condensação de CO<sub>2</sub>. Neste sistema não é fácil evitar o retorno do líquido ao compressor devido a rápida ebulição do R134-a (SANZ, F; FERNANDEZ, O; VADILLO, I.). A Figura 17 representa o esquema simplificado deste ciclo, e as Figuras 18 e 19 os diagramas *pressão x entalpia* dos refrigerantes em questão.

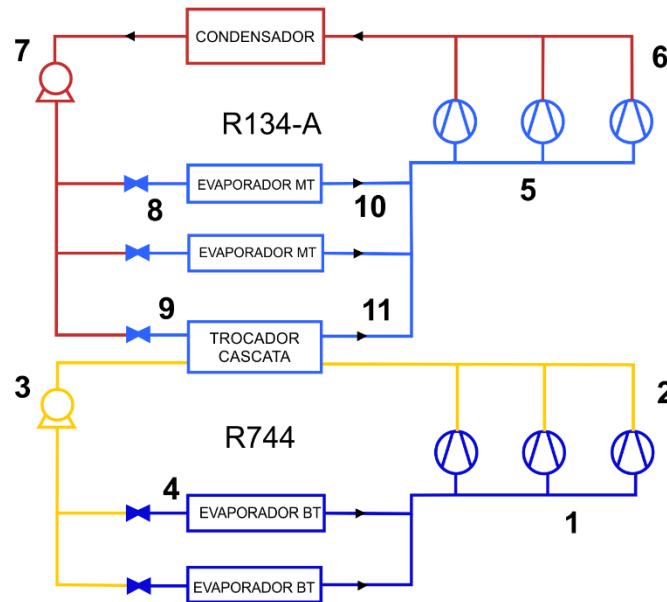


Figura 17: Diagrama ciclo Subcrítico Cascata R744\_BT/R134-a\_MT.

Fonte: Autoria Própria.

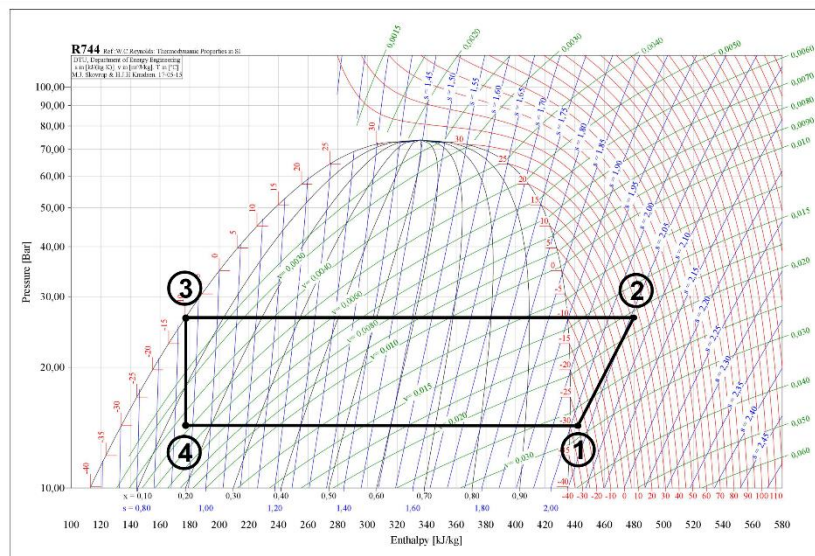
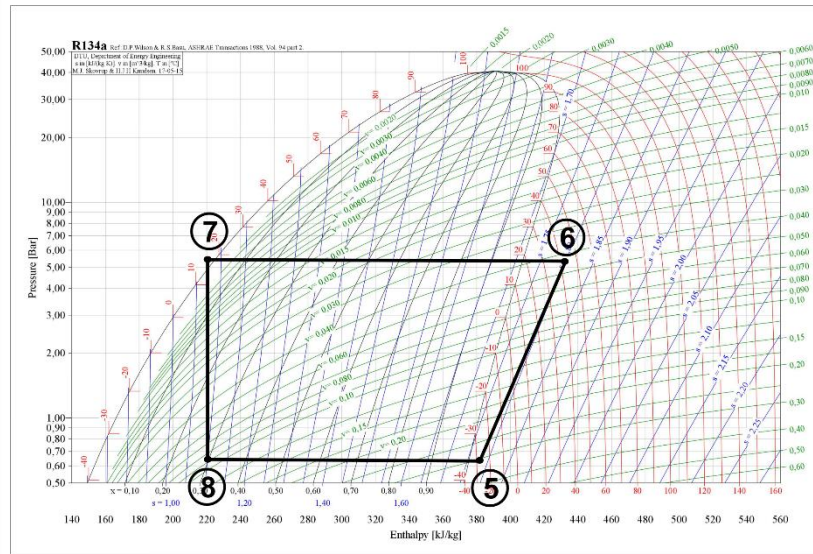


Figura 18: Diagrama *pressão x entalpia* R744\_BT para o sistema subcrítico em cascata.

Fonte: Autoria Própria.



**Figura 19: Diagrama pressão x entalpia R134-a\_MT para o sistema subcrítico em cascata.**

**Fonte: Autoria Própria.**

A Tabela 7 apresenta os balanços energéticos necessários para compreensão do ciclo.

Tabela 7: Balanço de energia do ciclo subcrítico em cascata R744_BT/R134-a_MT	
BALANÇO DE ENERGIA	
COMPONENTES	BALANÇO
COMPRESSOR_LT	$\dot{W}_{comp\_LT} = (h_2 - h_1) \dot{m}_{LT}$
COMPRESSOR1_MT	$\dot{W}_{comp1\_MT} = (h_6 - h_5) \dot{m}_{MT}$
EVAPORADOR 1_BT	$Q_{evap1\_LT} = (h_1 - h_4) q_{evap} \dot{m}_{evap\_LT}$
EVAPORADOR 2_MT	$Q_{evap2\_MT} = (h_{10} - h_8) q_{evap} \dot{m}_{evap\_MT}$
CONDENSADOR	$Q_{cond} = (h_8 - h_7) \dot{m}_{MT}$
TROCADOR CASCATA	$(h_3 - h_2) \dot{m}_{LT} = (h_{11} - h_9) \dot{m}_{MT}$
DISP. DE EXPANSÃO	$h_3 = h_4$
DISP. DE EXPANSÃO	$h_8 = h_{10}$

**Fonte: Autoria Própria.**

Aplicando os mesmos procedimentos analisados no sistema anterior, foram coletados os dados de entalpias dos pontos necessários para o cálculo do COP, que podem ser visto no APÊNDICE A, e assim encontrou-se o seguinte valor:

$$\text{COP}_{\text{SISTEMA}} = 6,92$$

Para este sistema pode-se perceber um aumento bastante significativo no coeficiente de performance, mostrando que o ciclo apresentado apresenta grande vantagem em termos de performance. O equacionamento e coleta de dados também pode ser vista no APÊNDICE A.

### 3.3.3 Ciclo subcrítico em cascata R744\_BT\_MT/R404-a\_HT

O ciclo esquematizado a seguir, apresenta um sistema de CO<sub>2</sub> subcrítico instalado no laboratório de uma empresa de compressores em São Paulo – SP, onde os refrigerantes CO<sub>2</sub> e R404-a estão em circuitos separados. Apesar dos dois circuitos estarem em contato pelo trocador cascata, não há mistura dos refrigerantes.

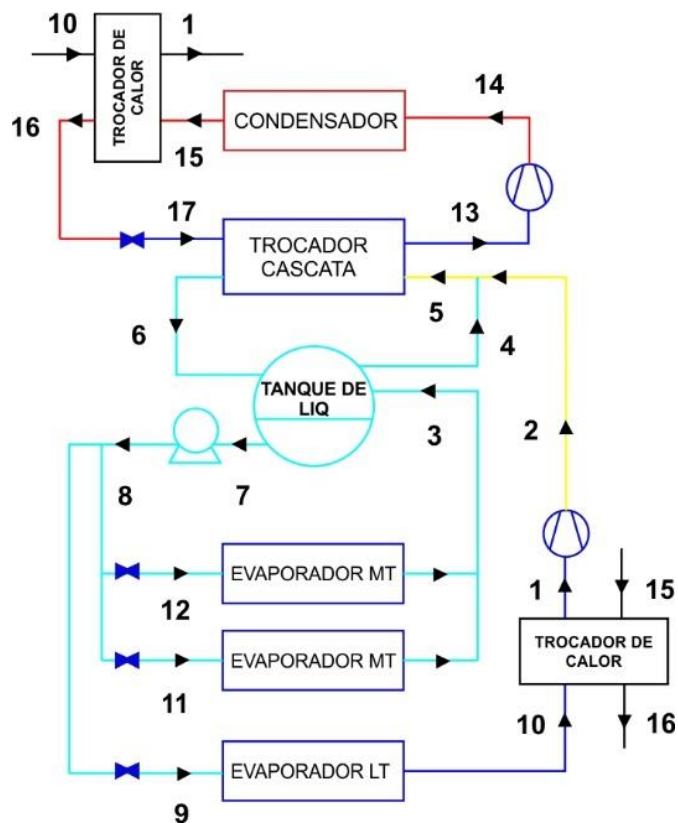


Figura 20: Diagrama ciclo subcrítico em cascata R744/R404-a da bancada da empresa de compressores.

Fonte: Autoria Própria

De acordo com a Figura 20, os evaporadores com CO<sub>2</sub> de MT operam com recirculação de líquido a -5°C, enquanto os evaporadores com CO<sub>2</sub> de LT operam com expansão direta a -30°C de temperatura de evaporação, os processos ocorrem conforme o ciclo de compressão a vapor, utilizando um compressor semi-hermético alternativo (SILVA, 2008).

A Tabela 8 apresenta os balanços energéticos necessários para compressão do ciclo.

Tabela 8: Balanço de energia do ciclo subcrítico em cascata R744/R404-a	
BALANÇO DE ENERGIA	
COMPONENTES	BALANÇO
COMPRESSOR_LT	$\dot{W}_{comp\_LT} = (h_1 - h_2)\dot{m}_{LT}$
COMPRESSOR_HT	$\dot{W}_{comp\_HT} = (h_{13} - h_{14})\dot{m}_{HT}$
EVAPORADOR1_LT	$Q_{evap1\_LT} = (h_{10} - h_9)\dot{m}_{LT}$
EVAPORADOR 2_MT	$Q_{evap2\_MT} = (h_3 - h_{11})\dot{m}_{evap2\_MT}$
EVAPORADOR 3_MT	$Q_{evap3\_MT} = (h_3 - h_{12})\dot{m}_{evap3\_MT}$
CONDENSADOR	$Q_{cond} = (h_{15} - h_{14})\dot{m}_{HT}$
TROCADOR CASCATA	$(h_{33} - h_{17})\dot{m}_{HT} = (h_5 - h_6)\dot{m}_{cond.c}$
TROCADOR DE CALOR	$(h_{16} - h_{15})\dot{m}_{evap3} = (h_1 - h_{10})\dot{m}_{evap1}$
DISP. DE EXPANSÃO 1	$h_9 = h_8$
DISP. DE EXPANSÃO 2	$h_{11} = h_8$
DISP. DE EXPANSÃO 3	$h_{12} = h_8$
DISP. DE EXPANSÃO 4	$\dot{E}_{d,DE4} = \dot{E}_{X16} - \dot{E}_{X17}$

Fonte: Autoria Própria.

Aplicando os conceitos já descritos em outras análises e realizando uma análise sistemática no trabalho de PEREIRA (2010), encontrou-se o valor do coeficiente de performance referente a este ciclo.

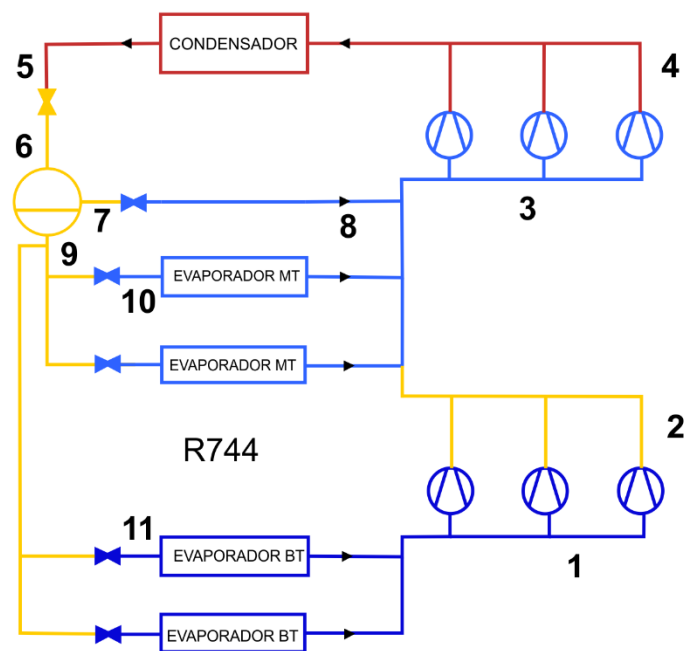
$$COP_{SISTEMA} = 3,27$$

### 3.3.4 Ciclo transcrito em booster R744



A possibilidade de utilização de um sistema Booster de CO<sub>2</sub> em vez de um cascata com dois refrigerantes tornou-se atrativa pelo uso de somente um fluido refrigerante natural no sistema. Aqui é representado um sistema básico, onde o CO<sub>2</sub> é utilizado em um ciclo duplo. Primeiramente em serviços de vapor de baixa temperatura, onde o vapor é aspirado e descarregado a uma pressão equivalente a -25 bar e temperatura de 10°C, onde se une ao vapor proveniente de serviços de média temperatura e se comprime até uma temperatura de descarga em função da temperatura ambiente, oscilando entre 56 bar a 20° C e 100 bar com temperatura isotérmica de 40°C e com temperaturas de descarga acima de 100°C (SANZ, F; FERNANDEZ, O; VADILLO, I.).

O Figura 21 esquematiza o sistema proposto com os possíveis pontos para análise entálpica. Este ciclo também é objeto de estudos da empresa de compressores.



**Figura 21: Diagrama ciclo transcrito em Booster com R744.**

**Fonte: Aatoria Própria**

As Figura 22 apresenta o diagrama *pressão x entalpia* ciclo sistema Booster com CO<sub>2</sub>.



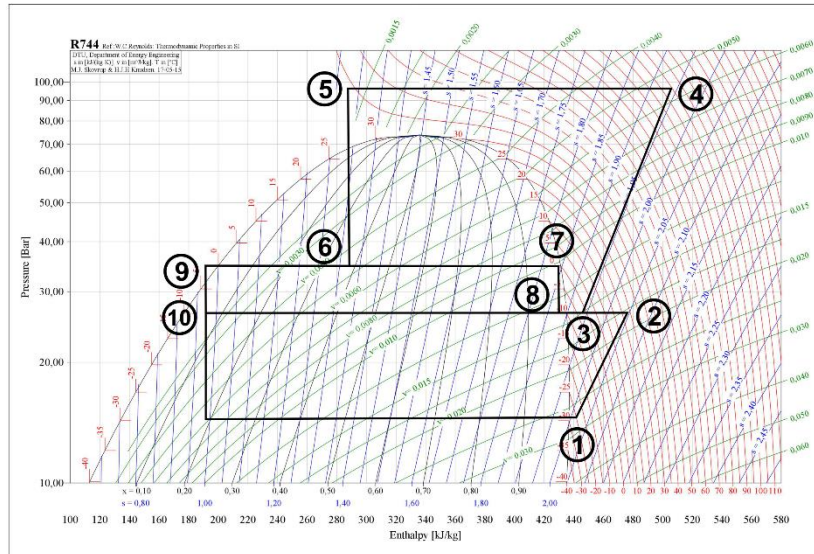


Figura 22: Diagrama *pressão x entalpia* ciclo transcrito em Booster com R744.

Fonte: Autoria Própria

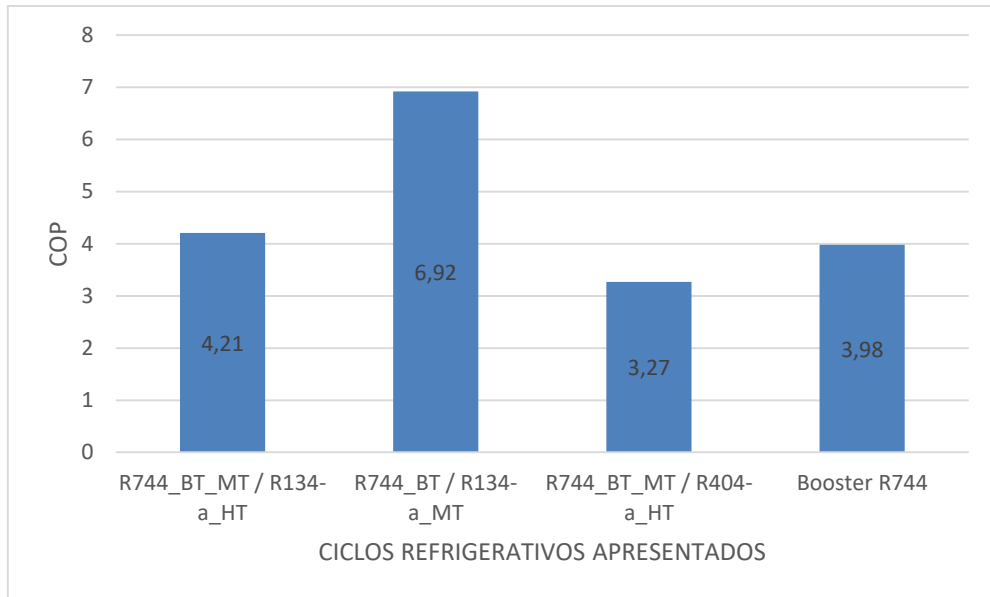
Através do balanço de energia foi possível equacionar cada ponto deste ciclo expressos na Tabela 9.

Tabela 9: Balanço de energia do ciclo transcrito em Booster com R744	
BALANÇO DE ENERGIA	
COMPONENTES	BALANÇO
COMPRESSOR_LT	$\dot{W}_{comp\_LT} = (h_2 - h_1)\dot{m}_{LT} / \eta_{LT}$
COMPRESSOR_MT	$\dot{W}_{comp\_MT} = (h_4 - h_3)\dot{m}_{MT} / \eta_{MT}$
EVAPORADOR1_LT	$Q_{evap1\_LT} = (h_1 - h_{11})\dot{m}_{evap\_LT}$
EVAPORADOR 2_MT	$Q_{evap2\_MT} = (h_3 - h_{10})\dot{m}_{evap2\_MT}$
CONDENSADOR	$Q_{cond} = (h_5 - h_4)\dot{m}_{MT}$
DISP. DE EXPANSÃO 1	$h_1 = h_{11}$
DISP. DE EXPANSÃO 2	$h_3 = h_{10}$
DISP. DE EXPANSÃO 3	$h_6 = h_5$
DISP. DE EXPANSÃO 4	$h_8 = h_7$

Fonte: Autoria Própria.

Aplicando os conceitos anteriormente citados em todas as análises, que podem ser visto no APÊNDICE A, encontrou-se o seguinte valor para o coeficiente de performance:

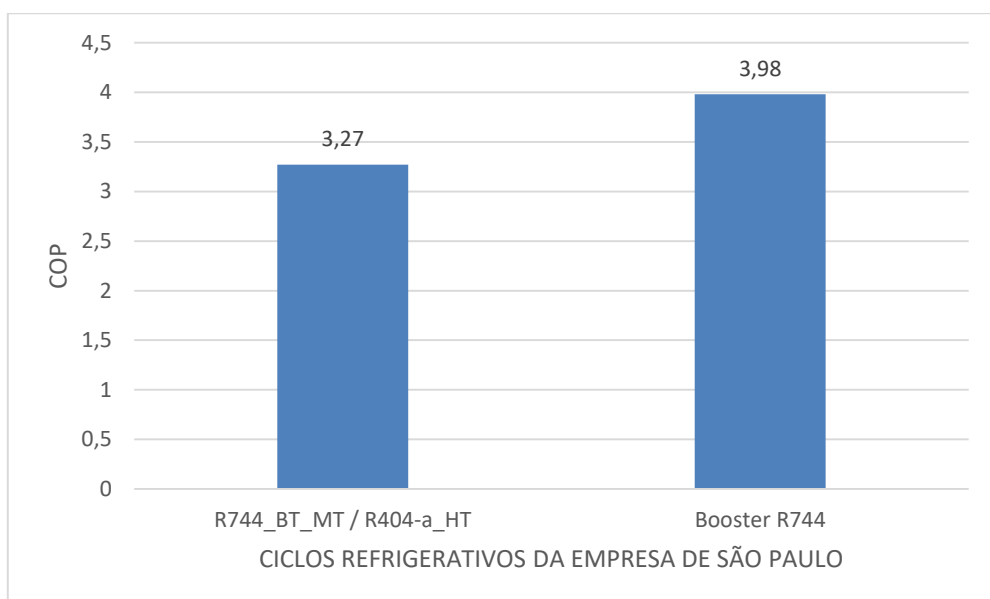
$$COP_{SISTEMA} = 3,98$$



**Figura 23: Comparativo entre todos os ciclos que utilizam CO<sub>2</sub>.**

**Fonte: Autoria Própria**

A Figura 23 apresenta os resultados dos COPs dos ciclos que utilizam CO<sub>2</sub> pelos seus respectivos refrigerantes. Pode-se visualizar que o ciclo refrigerativo que utiliza o CO<sub>2</sub> em baixa e o R134-a em média apresenta elevada vantagem em relação aos demais em termos de performance. Isso se deve ao fato da combinação dos refrigerantes, o R134-a tem um ótima eficiência em temperaturas médias, o que causa um aumento significativo da performance do ciclo.



**Figura 24: Comparativo entre os ciclos de estudo da empresa de compressores de São Paulo.**

**Fonte: Autoria Própria**

Comparando o ciclo subcrítico utilizado na bancada da empresa de compressores de São Paulo com o ciclo em booster, também objeto de estudos da empresa, constata-se que o ciclo em booster apresenta um maior COP, devido ao uso de apenas um refrigerante natural e este tipo de ciclo ser utilizado quando deseja-se alcançar níveis de pressões mais elevados.

### 3.4 Análise Exergética

#### 3.4.1 Análise exergética do sistema em cascata da cia.

Para efeitos comparativos, neste tópico será apresentado a análise exergética realizada por FERREIRA (2016) no ciclo de refrigeração em cascata amônia/amônia da Cia de café solúvel em relação a análise exergética realizada no ciclo de refrigeração em cascata proposto por este trabalho, com a finalidade de identificar os pontos de maior destruição da capacidade de realizar trabalho destes ciclos citados. Para realização desta análise, foram utilizados dados das tabelas apresentadas anteriormente, para a análise do ciclo da Cia serão utilizadas os dados das Tabelas 1 e 2. Na análise exergética há a necessidade de se assumir um estado de referência, neste caso assumindo que amônia encontra-se no estado gasoso e à temperatura e pressões ambientes (25°C e 1,013 Bar) (FERREIRA, 2016).

Aplicando os conceitos descritos no Tópico 2.5 na entrada e saída dos componentes do sistemas, multiplicação pelas suas respectivas vazões mássicas na Tabela 10 é apresentado os valores das exergias específicas e absolutas em fluxo.

	<b>S<sub>fe</sub></b>	<b>S<sub>fs</sub></b>	<b>S<sub>fe</sub></b>	<b>S<sub>fs</sub></b>
<b>HOYER 1</b>	311,864	64,8614	16,010	3,329
<b>HOYER 2</b>	311,864	64,8614	16,010	3,329
<b>BOMBA</b>	338,235	321,072	34,729	32,967
<b>EXP. HOYER 1</b>	321,072	311,864	16,483	16,010
<b>EXP. HOYER 2</b>	321,072	311,864	16,483	16,010
<b>CASCATA</b>	63,676	338,235	6,538	34,729
	320,614	34,841	35,285	3,834
<b>EXP. CASCATA</b>	326,160	320,614	35,895	35,285
<b>COMP. BAIXA</b>	29,207	168,618	3,2143	18,557
<b>EXP. RI</b>	318,605	304,077	22,761	21,723
	151,287	155,812	1,549	29,875
<b>RESFRIADOR INTERMEDIÁRIO</b>	318,605	326,160	38,327	39,236
	168,618		18,557	
	304,077		21,723	
<b>EXP. DOWFROST</b>	326,160	326,062	3,340	3,339
<b>DOWFROST</b>	326,062	151,287	3,339	1,549
<b>COMP. ALTA</b>	150,925	368,79	28,938	70,711
<b>CONDENSADOR</b>	338,298	318,605	64,86	61,089

Fonte: FERRERIA, 2016

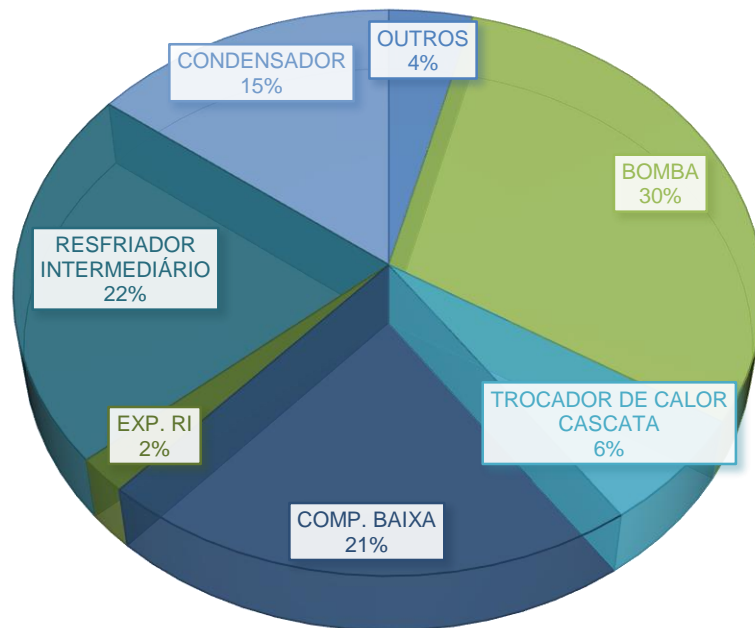
A Tabela 11 apresenta os valores da exergia associadas ao calor, ao trabalho e a destruição de exergia em cada componente do sistema.

**Tabela 11: Exergias associadas ao calor e trabalho e exergia destruída do sistema em cascata da Cia.**

	<b>S<sub>q</sub></b>	<b>S<sub>w</sub></b>	<b>S<sub>d</sub></b>
<b>HOYER 1</b>	12,661		0,019
<b>HOYER 2</b>	12,661		0,019
<b>BOMBA</b>		13,484	15,247
<b>EXP. HOYER 1</b>			0,472
<b>EXP. HOYER 2</b>			0,472
<b>CASCATA</b>			3,259
<b>EXP. CASCATA</b>			0,610
<b>COMP. BAIXA</b>		26,192	10,849
<b>EXP. RI</b>			1,037
<b>RESFRIADOR INTERMEDIÁRIO</b>			11,046
<b>EXP. DOWFROST</b>			0,001
<b>DOWFROST</b>	1,779		0,010
<b>COMP. ALTA</b>		42,178	0,405
<b>CONDENSADOR</b>	3,656		7,432
		<b>SOMA</b>	<b>50,882</b>

Fonte: FERRERIA, 2016

O Gráfico 3 apresenta as porcentagens de exergia destruídas por cada componente do sistema em estudo.



**Figura 25: Participação de cada componente do sistema na destruição de exergia do sistema em cascata da Cia.**

**Fonte: Autoria Própria.**

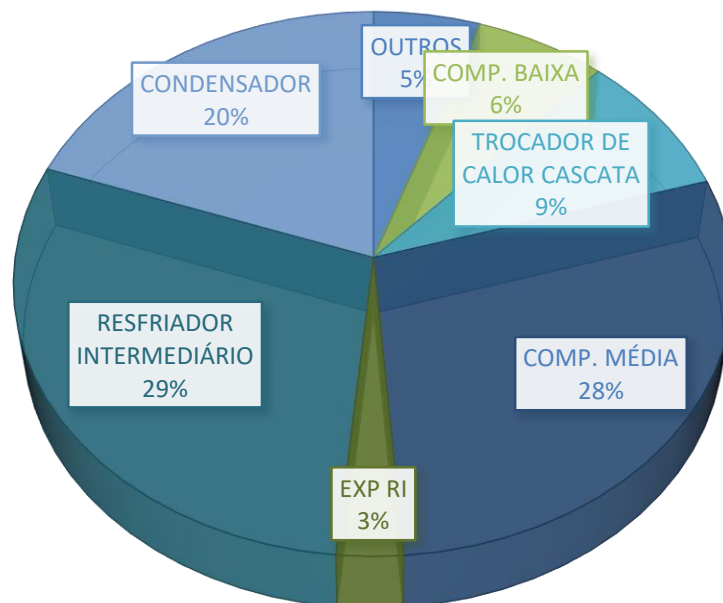
### 3.4.2 Análise exérgica do sistema em cascata idealizado

Para a análise exérgica do sistema idealizado e proposto por este trabalho, baseou-se nos mesmos conceitos utilizados na análise anterior e também apresentados no tópico 2.5. Foi assumido o mesmo estado de referência, amônia no estado gasoso à temperatura e pressões ambientes (25°C e 1,013 Bar). A Tabela 12 apresenta os valores da exergia associadas ao calor, ao trabalho e a destruição de exergia em cada componente do sistema.

**Tabela 12: Exergias associadas ao calor e trabalho e exergia destruída do sistema em cascata idealizado.**

	$S_q$	$S_w$	$S_d$
HOYER 1	12,661		0,019
HOYER 2	12,661		0,019
COMP. BAIXA		2,47	4,233
EXP. HOYER 1			0,472
EXP. HOYER 2			0,472
CASCATA			3,259
EXP. CASCATA			0,610
COMP. MÉDIA		26,192	10,849
EXP. RI			1,037
RESFRIADOR INTERMEDIÁRIO			11,046
EXP. DOWFROST			0,001
DOWFROST	1,779		0,010
COMP. ALTA		42,178	0,405
CONDENSADOR	3,656		7,432
		<b>SOMA</b>	<b>39,868</b>

Fonte: Autoria Própria.



**Figura 26: Participação de cada componente do sistema na destruição de exergia do sistema em cascata idealizado.**

Fonte: Autoria Própria.

O Gráfico 4 apresenta as novas porcentagens de exergia destruídas por cada componente do sistema após a análise. É possível perceber com essa análise que ao trocar a bomba pelos compressores em paralelo, conseguiu-se elevada uma redução na taxa de exergia destruída por este componente, reduzindo assim a taxa total de exergia destruída em 21,64%.

## 4 CONCLUSÃO

Esse trabalho objetivou uma análise da literatura disponível sobre o uso do dióxido de carbono, CO<sub>2</sub>, na refrigeração industrial em função das exigências estipuladas nos acordos mundiais, ocasionando uma intensificação nas pesquisas sobre fluidos que não prejudicam a camada de ozônio nem o aquecimento global. Com poucos trabalhos disponíveis, onde a maioria é de origem europeia, o presente trabalho analisou os principais ciclos subcríticos em cascata bem como o transcrito em “Booster” dispostos na literatura utilizando o CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante.

Uma pequena desvantagem no uso de CO<sub>2</sub> se encontra no seu baixo coeficiente de eficácia, COP, quando operado com altas temperaturas. Assim, estudou-se ciclos cascatas com o CO<sub>2</sub> no circuito de baixa temperatura e os fluidos refrigerantes, R134-a e R404-a, no circuito de alta e média temperatura, elevando assim, o COP desses sistemas, uma vez que é sabido que o efeito de refrigeração do CO<sub>2</sub> é muito alta a 0°C, quando comparada com outros fluidos refrigerantes.

Em conformidade aos dados coletados e apresentados no trabalho de FERREIRA (2016), foi verificado o aumento de 44% do coeficiente de performance do ciclo proposto devido a substituição das bombas de amônia por compressores abertos de parafuso, apresentando uma redução na taxa total de exergia destruída em 21,64% e conseqüentemente, um aumento significativo do seu COP. Caso seja possível a substituição da Amônia pelo CO<sub>2</sub> no ciclo de baixa pressão em cascata, um novo modelo de ciclo poderá ser futuramente estudado.

Comparando os coeficientes de performance dos ciclos que utilizam o refrigerante CO<sub>2</sub> em cascata no lado da baixa pressão e temperatura com refrigerantes em média pressão e temperatura, conclui-se que o ciclo que utiliza o R134-a possui uma eficiência energética 52,7% maior quando comparado com ciclo subcrítico da empresa de compressores que utiliza o R404-a.

Para o ciclo transcrito em Booster, que utiliza apenas o CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante, tanto na baixa quanto na média pressão, quando comparado com o ciclo subcrítico, também desta empresa que utiliza o R404-a, na média temperatura, observa-se um aumento de 17,8 % na eficiência energética.



Conclui-se ainda que, em relação ao CO<sub>2</sub>, pelas suas excelentes características como não ser tóxico ou inflamável, ser ausente de degradação da qualidade alimentar, econômico, não apresentar limite de carga e caracterizar baixo potencial de aquecimento global entre outras, completa o quadro de vantagens considerando o fato da questão ambiente ser atualmente bastante debatida e valorizada.

## REFERÊNCIAS

ASHRAE. **ASHRAE Handbook Systems**. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2001.

BITZER. **Bitzer International Software**. 2013.

FERREIRA, N. P. **Estudo Comparativo entre os Coeficientes de Performance dos Ciclos Frigoríficos Convencional e Cascata Amônia/Amônia do Processo de Liofilização de Café**. Cornélio Procópio: Trabalho de conclusão de curso – Curso superior de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2016.

GASSERVEI. **Fluidos Refrigerantes**. Disponível em: < <http://www.gasservei.com/en>> Acesso em: 23 out. 2017.

COOLPACK for Windows 8.1. Versão 1.5. Copyright © 2000 - 2012.

MMA. **Uso de Fluidos Alternativos em Sistema de Refrigeração e ar Condicionado**. Brasília: Ministério do Meio Ambiente (MMA), 2011.

PEREIRA, G. D. S. **Análise de Sistemas de Refrigeração a CO<sub>2</sub> em Supermercados**. Pernambuco: Universidade Federal de Pernambuco, 2010.

RAMOS, R. G. **Projeto de um Sistema de Refrigeração e Climatização em um Supermercado Utilizando o CO<sub>2</sub> como Refrigerante**. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2014.

SANZ, F; FERNANDEZ, O; VADILLO, I. **APLICACIONES COM CO<sub>2</sub> EM REFRIGERACIÓN COMERCIAL**. Madrid, Espanha: Danfoss Power Solutions S.A, 2013.

SHAPIRO, Howard N.; MORAN, Michael J. **Princípios de Termodinâmica Para Engenharia**. São Paulo: Editora GEN LTC, 2002.

SILVA, A. **Aplicações do CO<sub>2</sub> no Setor de Refrigeração Comercial para Supermercados – Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado**. Brasília: Ministério do Meio Ambiente (MMA), Publicação Técnica, pág. 129-158, 2008.

SILVA, A. **Sistemas em Booster para Baixas Temperaturas de Evaporação – Projeto e Instalação**. São Paulo: Portal EA, 2011.

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

UFRGS. **Secagem de Vegetais**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Disponível em: <[http://www.ufrgs.br/alimentus1/objetos/veg\\_desidratados/](http://www.ufrgs.br/alimentus1/objetos/veg_desidratados/)> Acesso em: 20 out. 2017.

WANG, S. K. **Refrigeration & Ar Conditioning.** Índia: E. E. IIT, 2001.

## APÊNDICES

### APÊNDICE A: Cálculos

APÊNDICE A.1 – Sistema em Cascata Idealizado.

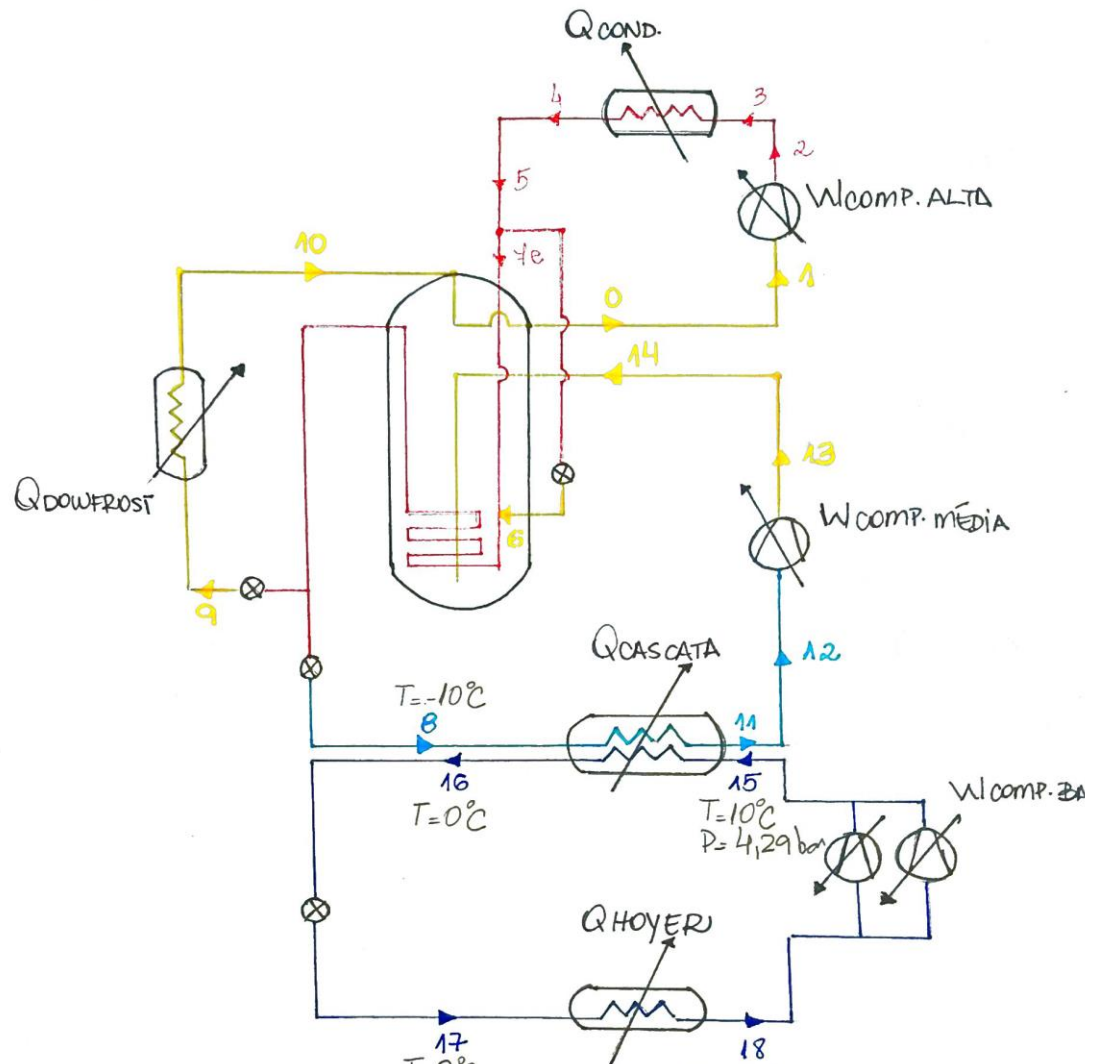
APÊNDICE A.2 – Sistema Subcrítico em Cascata R744\_BT\_MT/R134-a\_HT.

APÊNDICE A.3 – Sistema Subcrítico em Cascata R744\_BT/R134-a\_MT.

APÊNDICE A.4 – Sistema Transcrítico em Booster R744.

## APÊNDICE A.1 – Sistema em Cascata Idealizado

## ▶ FLUXOGRAMA DO SISTEMA IDEALIZADO



ENTALPIAS E ENTROPIAS

$$h_8 = 154,51 \text{ kJ/kg} \rightarrow s = 0,8311 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{11} = 1449,29 \text{ kJ/kg} \rightarrow s = 5,7514 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{15} = 1486,83 \text{ kJ/kg} \rightarrow s = 5,7098 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{16} = 200 \text{ kJ/kg} \rightarrow s = 5,6153 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{17} = 200 \text{ kJ/kg} \rightarrow s = 6,0790 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{18} = 1436,51 \text{ kJ/kg} \rightarrow s = 5,8894 \text{ kJ/kgK}$$

▶ HOYER

- vazão máxica = 0,0491 Kg/s
- $Q = 62,8 \text{ kW}$

▶ COMP. ALTA  $\rightarrow W = 34,73 \text{ kW}$

▶ DOWFROST  $\rightarrow Q = 13,2 \text{ kW}$

▶ COMP. MÉDIA  $\rightarrow W = 8,75 \text{ W}$

▶ COMP. BAIXA

$$W = \dot{m}(h_{15} - h_{18})$$

$$W = 0,0491 (1486,83 - 1436,51)$$

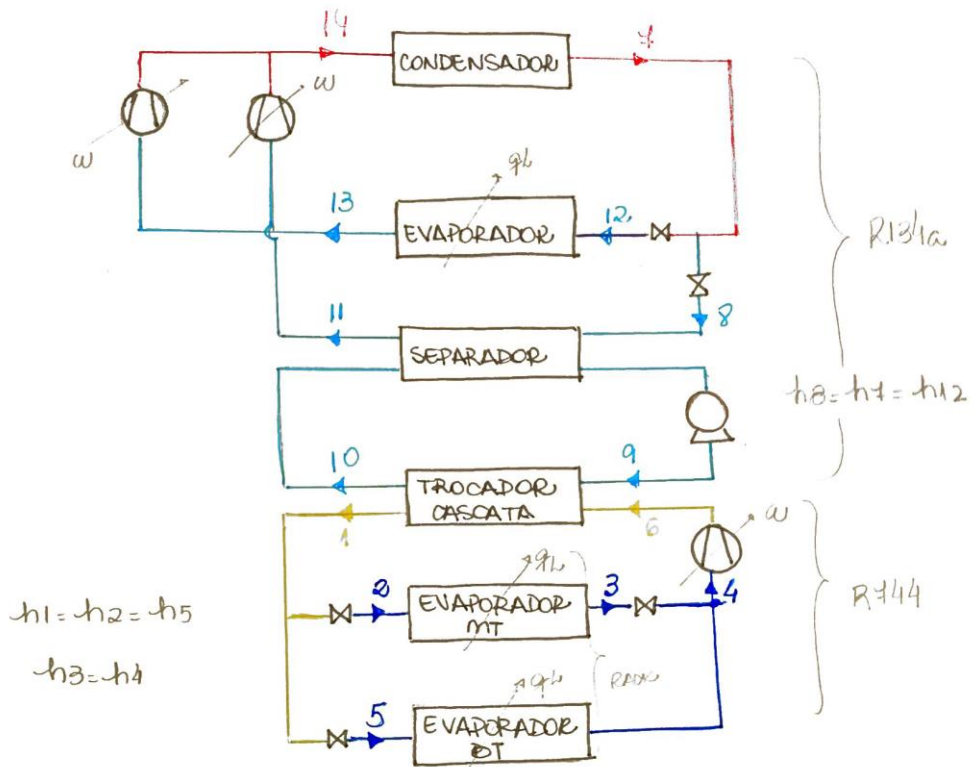
$$W = 2,47 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = \frac{Q_T}{W_T} = \frac{138,8}{45,95} = \underline{\underline{3,02}}$$

APÊNDICE A.2 – Sistema Subcrítico em Cascata R744\_BT\_MT/R134a-HT

CICLO 1: R744 BT-MT/R134a HT

- HT = 35°C
- MT = -10°C
- BT = -30°C



COP calculado por diferença entálpica  $\rightarrow COP = \frac{q_L}{w_C}$

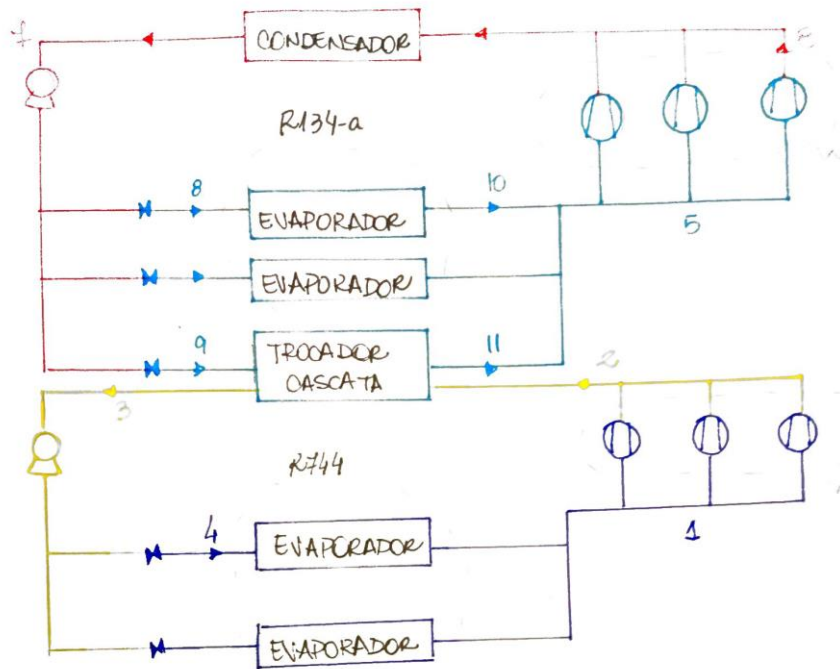
$$COP = \frac{(h_3 - h_2) + (h_{13} - h_{12})}{(h_6 - h_4) + (h_{14} - h_{13}) + (h_{14} - h_{11})} = \frac{399,57}{94,9} = 4,21$$

- $h_2 = 122,23 \text{ kJ/kg}$
- $h_3 = 422,19 \text{ kJ/kg}$
- $h_4 = 442,19 \text{ kJ/kg}$
- $h_6 = 473,03 \text{ kJ/kg}$
- $h_{11} = 391,32 \text{ kJ/kg}$
- $h_{12} = 256,16 \text{ kJ/kg}$
- $h_{13} = 401,77 \text{ kJ/kg}$
- $h_{14} = 422,55 \text{ kJ/kg}$

$COP = 4,21$

APÊNDICE A.3 – Sistema Subcrítico em Cascata R744\_BT/R134-a\_MT

▶ CICLO 2 - 744 BT / R134a MT



$$\begin{aligned}
 h_1 &= 442,19 \text{ kJ/kg} \\
 h_2 &= 473,02 \text{ kJ/kg} \\
 h_4 &= 138,23 \text{ kJ/kg} \\
 h_6 &= 428,55 \text{ kJ/kg} \\
 h_8 &= 256,16 \text{ kJ/kg} \\
 h_{10} &= 401,77 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

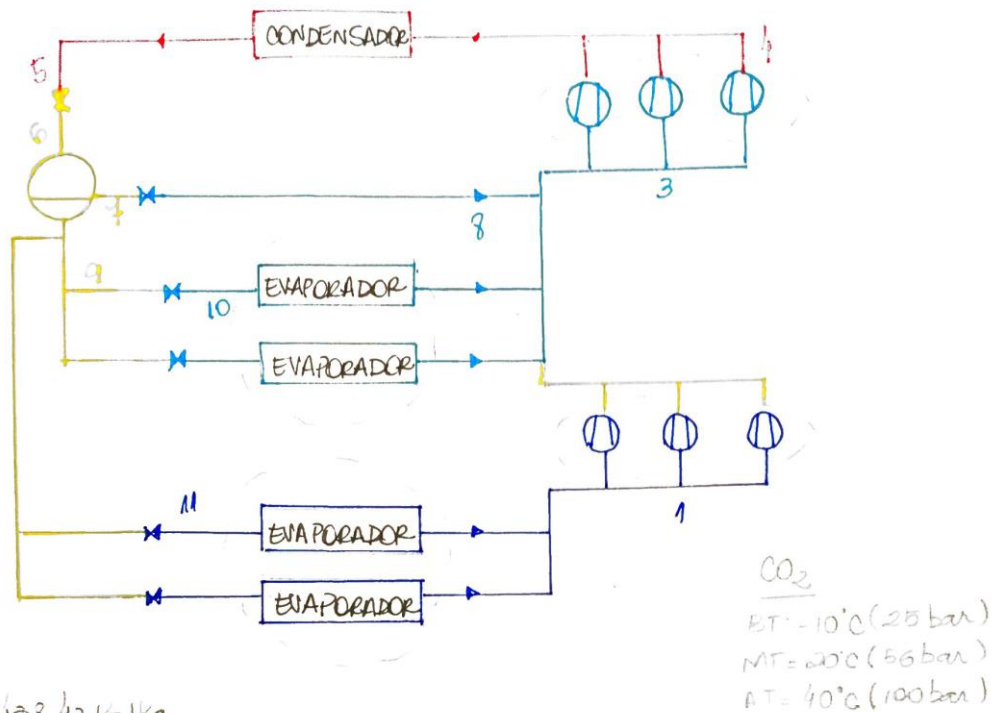
$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{TOTAL}}}{W_{\text{TOTAL}}} = \frac{299,57}{57,62} = \underline{\underline{5,19}}$$

↓  
 valores por  
 diferença entálpica!



APÊNDICE A.4 – Sistema Transcrítico em Booster R744.

▶ CICLO 4: CO<sub>2</sub> BOOSTER TRANSCRÍTICO



$$\begin{aligned}
 h_1 &= 432,47 \text{ kJ/kg} \\
 h_2 &= 451,36 \text{ kJ/kg} \\
 h_3 &= 313,77 \text{ kJ/kg} \\
 h_u &= 321,12 \text{ kJ/kg} \\
 h_{10} &= 255,52 \text{ kJ/kg} \\
 h_{11} &= 176,86 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

$$\text{COP}_{\text{SIST.}} = \frac{Q_{\text{TOTAL}}}{W_{\text{TOTAL}}} = \frac{319,86}{81,24} = \underline{\underline{3,93}}$$