

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

**ANÁLISE ENERGÉTICA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE UMA UNIDADE
SATÉLITE**

**THYAGO PORFIRIO RIBEIRO
Orientador: Prof. Me. PAULO HENRIQUE NEVES PIMENTA**

**Trabalho apresentado a faculdade de Engenharia
Mecânica da UNIRV – Universidade de Rio Verde –
Como parte das exigências para obtenção da nota da
disciplina Trabalho de Conclusão de Curso II.**

**RIO VERDE – GOIÁS
2015**

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

**ANÁLISE EXPERIMENTAL PARA AUMENTO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA
DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE UMA UNIDADE SATÉLITE**

THYAGO PORFIRIO RIBEIRO
Orientador: Prof. Me. PAULO HENRIQUE NEVES PIMENTA

RIO VERDE – GOIÁS
2015

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ANÁLISE EXPERIMENTAL PARA AUMENTO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA
DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE UMA UNIDADE SATÉLITE**

THYAGO PORFIRIO RIBEIRO

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

Prof. Me. Paulo Henrique Neves Pimenta
Orientador

Prof. Ludmylla Gomes Cabral
Examinador

Prof. Me. Fábio Vieira de Andrade Borges
Examinador

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

Rio Verde - GO
2015

DEDICATÓRIA

Dedico esta monografia a minha mãe, Ana Paula Ribeiro, a minhas irmãs Gabryella Londina Ribeiro Lima, Amanda Ribeiro Monteiro e Anna Clara Ribeiro Monteiro, aos meus avós Vilmar Batista Ribeiro, Marta Nunes Ribeiro e Gerli Rocha, aos meus tios Meire Faria dos Santos e Divino Batista Ribeiro, há vocês que são o pilar da minha vida, o meu apoio, as pessoas que me fizeram o homem que sou hoje.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiro a Deus, pois sem suas bênçãos em minha vida não poderia ter superado todos os obstáculos.

Aos meus familiares, em especial a minha mãe Ana Paula Ribeiro, por todo o apoio e paciência.

Aos meus tios Moabe, Eduardo e Danner que sempre se mostraram solidários a causa.

Aos meus colegas de classe sempre unidos nos momentos difíceis.

Aos meus colegas de trabalho por todo o apoio, compreensão e material disponibilizado, que foi fundamental para o sucesso deste estudo.

RESUMO

RIBEIRO, Thyago Porfirio. **ANÁLISE EXPERIMENTAL PARA AUMENTO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE UMA UNIDADE SATÉLITE**. 2015. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – UniRV – Universidade de Rio Verde, Rio Verde, 2015.

A refrigeração é usada em muitas indústrias, da fabricação de café instantâneo as mais modernas técnicas cirúrgicas em hospitais. Existem infinitas aplicações na indústria nas quais o calor é removido de um certo local ou de um material de forma a alcançar um efeito desejado. Na indústria alimentícia a refrigeração é um processo indispensável na conservação de alimentos, no entanto o consumo energético de uma unidade de refrigeração é alto, dessa forma é de suma importância avaliar a eficiência energética do ciclo responsável por tal processo. Devido as condições de fatores desfavoráveis ao uso de energia é mais que necessário fazer análises para reduzir esse consumo, fazendo com que, empresas que investirem nessas reduções terem um retorno socioeconômico, essas reduções no consumo as tornam mais competitivas, pois o mercado dá preferência a estas empresas. Portanto o presente trabalho tem por objetivo desenvolver um modelo para analisar o desempenho de uma unidade satélite de refrigeração, avaliar o desempenho real do ciclo e verificar melhorias a serem feitas com o objetivo de otimizar o funcionamento da unidade. Verificou-se que o método de aumento na eficiência energética no ciclo de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ mostrou-se eficiente, aumentando o *COP* (Coeficiente de Desempenho) do sistema de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, mas com a modificação tem-se uma diminuição do *COP* (Coeficiente de Desempenho) do sistema de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Essa diminuição no *COP* (Coeficiente de Desempenho) é devido ao aumento das potências do sistema, potência do compressor e das bombas, pois as análises foram feitas sem alteração na capacidade frigorífica.

PALAVRAS-CHAVE

Refrigeração, ciclo térmico, eficiência energética.

ABSTRACT

RIBEIRO, Thyago Porfirio. **EXPERIMENTAL ANALYSIS FOR INCREASED ENERGY EFFICIENCY OF A REFRIGERATION CYCLE OF THE SATELLITE UNIT**. 2015. Monograph² (Undergraduate in Mechanical Engineering) - UniRV - University of Rio Verde, Rio Verde, 2015 .

The cooling is used in many industries, the manufacture of instant coffee the modern surgical techniques in hospitals. There are endless applications in industry where heat is removed from a certain location or shape of a material to achieve a desired effect. In the food industry refrigeration is an essential process in food preservation however the energy consumption of a refrigeration unit is high, so it is of paramount importance to assess the energy efficiency of the cycle responsible for this process. Because the conditions of unfavorable factors when energy usage is more than necessary to analysis to reduce the latter, so that, companies invest in these reductions have a socio-economic return, these reductions in consumption make them more competitive because the market preferably these companies. Therefore this study aims to develop a model to analyze the performance of a satellite unit cooling, evaluate the actual performance of the cycle and verify improvements to be made in order to optimize the operation of the unit. It found - that the method of increasing energy efficiency in the cycle of $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ was efficient , increasing the COP (Coefficient of Performance) $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ system, but with the modification has - a decrease in the COP (Coefficient of Performance) of the system $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$. This decrease in the COP (Coefficient of Performance) is due to increased system power, power of the compressor and the pumps because the analyzes were made without change in the refrigerating capacity.

KEY WORDS

Cooling, thermal cycle, energy efficiency.

²**Advisor:** Prof. Me. Paulo Henrique Neves Pimenta. Banca: Prof. Ludymilla Gomes Cabral; Prof. Me. Fábio Vieira de Andrade Borges.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Ciclo padrão de compressão a vapor.	17
Figura 2: Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.	18
Figura 3: Diferenças entre o ciclo teórico e o real de refrigeração.	19
Figura 4: Rotores macho e fêmea de um compressor parafuso dentro da carcaça.....	22
Figura 5: Fluxograma de compressor parafuso com sistema de resfriamento de óleo por termo-sifão.	23
Figura 6: Condensador evaporativo.	24
Figura 7: Unidade satélite de refrigeração.	26
Figura 8: Fluxograma de refrigeração regime -3 °C.	30
Figura 9: Fluxograma de refrigeração regime -10 °C.	30
Figura 10: Fluxograma de refrigeração regime -3 °C e -10 °C com interligação.	31
Figura 11: COP em função da pressão de condensação.	35
Figura 12: Potência do compressor em função da pressão de condensação.	36
Figura 13: Potência das bombas em função da pressão de condensação.	37
Figura 14: COP em função da pressão de condensação com sub resfriamento.	38
Figura 15: Potência do compressor em função da pressão de compressão.	38
Figura 16: COP em função da pressão de condensação.	39
Figura 17: COP em função da pressão de condensação.	40
Figura 18: Potência do compressor em função da condensação.	41

LISTA DE TABELAS

TABELA 1	Propriedades físicas da amônia anidra.....	21
----------	--	----

LISTA DE SIGLAS E ABREVIACÕES

USAT. - Unidade satélite

ppm - Partículas por milhão

COP - Coeficiente de desempenho

Kcal - Quilocaloria [kcal]

RL - Reservatório de líquido

SL - Separador de líquido

Q_{ev} - Capacidade Frigorífica do Sistema [W]

\dot{Q}_H - Calor rejeitado no condensador [kW]

\dot{Q}_L - Calor absorvido no evaporador [kW]

$\frac{dE}{dT}$ - Taxa de variação da energia no interior do volume de controle

\dot{Q} - Taxa de transferência de calor [kW]

\dot{W} - Trabalho [kW]

\dot{m} - Fluxo de massa [kg/s]

$\frac{ve^2}{2}$ - Energia cinética

gz - Energia potencial

W_{cp} - Consumo de Potência do Compressor [W]

h, h1, h2, h3, h4, h5, h6, h7, h8, h_e, h_s – Entalpias [kJ/kg]

atm - Pressão atmosférica [Pa]

kg – Quilograma

s – Segundo

°C - Graus Celsius

m^3 - Metros cúbicos

$kmol$ - Quilomol

NH_3 - Amônia

H - Hora

$R-717$ - Amônia

P - Pressão

kW/h - Quilowatt por hora

MW/h - Megawatt por hora

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.1 Objetivo	13
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1 Revisão de literatura	13
2.2 Métodos de análise de processos de Refrigeração	16
2.2.1 Ciclo Real.....	19
2.2.2 Coeficiente de desempenho.....	19
2.2.3 Propriedades do fluido refrigerante: Amônia.....	20
2.2.4 Compressor tipo parafuso	21
2.2.5 Condensador evaporativo.....	24
2.2.6 Evaporador	25
2.2.7 Dispositivo de Expansão	25
2.2.8 Unidade satélite.....	25
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	27
3.1.1 Análise dos ciclos.....	27
3.1.2 Potência teórica de compressão	28
3.1.3 Calor rejeitado no condensador.....	28
3.1.4 Capacidade frigorífica.....	28
3.1.5 Dispositivo de expansão.....	29
3.1.6 Metodologia aplicada	32
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	35
4.1.1 Resultados obtidos	35
5 CONCLUSÃO	42
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	43

1 INTRODUÇÃO

A refrigeração é amplamente usada na indústria alimentícia, tanto para resfriamento quanto para congelamento de alimentos visando a conservação de suas propriedades. Tais processos tem aumentado gradativamente o consumo energético do planeta assim consequentemente tornando os mais caros. A preocupação com o consumo energético e com a redução de custos tem resultado na realização de inúmeras pesquisas e grandes investimentos na área de refrigeração.

A diminuição do impacto ambiental e visão socioeconômica estão sendo cada vez mais procuradas e tem recebido grandes investimentos de empresas privadas, os retornos desses investimentos além de diminuição do custo do produto reflete na imagem da própria empresa. Portanto o investimento no seguimento de “consciência ambiental ” tem retorno muito viável com o preço médio da energia elétrica de R\$ 543,8 por MW/h, Firjan (2015).

O consumo de energia de uma unidade satélite é consideravelmente grande, análises no modo de operação se fazem mais do que necessários. A análise do modo de operação, e fazendo ajuste trabalhando com temperaturas no padrão sem desperdícios traz bons resultados, gerando a diminuição do custo da tonelada do produto acabado, iniciativas como a do Procel, que vem desde 1987 investindo em eficiência energética, demonstra essa preocupação com a melhoria destes processos, visto a demanda energética necessárias nas industrial alimentícias, tanto em as outras indústrias.

O grande problema na utilização de sistemas de refrigeração de grande porte, é o superdimensionamento ou a escolha de equipamentos ineficientes que aumenta o consumo das unidades satélites. O comportamento das indústrias alimentícias atende o mercado, pedido e demanda varia em determinadas épocas do ano, aumentando ou diminuindo a produção e consequentemente o consumo energético da planta. É viável fazer alterações na unidade satélite de maneira a diminuir o consumo de operação do sistema de refrigeração.

O estudo se baseia na disponibilidade do projeto dessa unidade satélite trabalhando com dois regimes de temperatura $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, o reservatório de líquido que trabalha no regime de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ receber o fluido refrigerante a uma temperatura de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, assim não aumenta muito a carga térmica dentro do reservatório, pois no projeto original o reservatório de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ receberia fluido refrigerante do reservatório com temperatura de $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$, com a modificação fazendo com que o coeficiente de desempenho do ciclo melhor, assim tendo diminuição da potência do compressor.

1.1 Objetivo

O Presente trabalho tem por objetivo desenvolver um modelo para analisar o desempenho de uma unidade satélite de refrigeração, avaliar o desempenho real do ciclo e verificar melhorias a serem feitas com o objetivo de otimizar o funcionamento da unidade.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é feita a revisão de trabalhos disponíveis na literatura, buscando-se determinar parâmetros e métodos de análise que possam ser usados na resolução do modelo proposto.

2.1 Revisão de literatura

Salvador (1999) analisou a eficácia da variação de *set – point* (parâmetro) de pressão e temperatura quando se trata de redução de energia. O estudo mostrou que o sistema de refrigeração, um túnel de congelamento, que se torna eficaz com a modificação, de não mais trabalhar em condições máximas, quando é possível diminuir a carga térmica, conseqüentemente diminui o consumo de energia elétrica. A modificação mostrou-se eficiente para variações em função da máxima temperatura de evaporação com redução de até 7 % do consumo para operação com 80 % da carga térmica de produto. Verificou-se também que com *set – point* ajustado pela rotina de otimização do sistema, ou seja, variando conforme a necessidade, faz com que o consumo de energia dos compressores tenha uma redução de 9% do consumo para operação com 80 % de carga térmica.

Gaspar, Pitanga, Gonçalves (2004) estudaram a variação da umidade do ar em sistemas de refrigeração para conservação e exposição de alimentos perecíveis em ambiente aberto utilizados em superfícies comerciais. Apresentou-se diversos ensaios com a temperatura do produto, velocidade do ar nas grelhas de insuflação e de retorno, interior dos produtos, entrada e saída do evaporador. Baseado nesses dados, apresentou-se situações para o melhoramento do sistema, como por exemplo diminuir o espaçamento das aletas do evaporador. Apresentou-se também conseqüências como o bloqueio das aletas devido o congelamento do vapor d'água presente no ar que condensa ao entrar em contato com as aletas, o que segundo os autores viria

a aumentar consumo de energia, pois ocorreria um aumento nos ciclos de descongelação já que é usada resistências elétricas para realizar o mesmo.

Rahn (2006) realizou uma pesquisa na área da refrigeração de pescado, na qual mostrou-se a relação entre pressões de trabalho com o fluido refrigerante amônia (R-717) e o acúmulo de água na instalação. O estudo revelou que sistemas de refrigeração operando a pressão de ebulição inferior à atmosférica apresentam índices muito pequenos de contaminação por água. Analisando o fator energético visando redução de custos por motivos de dificuldades no fornecimento e custos de energia encontrada nas condições do projeto foi mostrado no estudo que a energia está sendo desperdiçada nos sistemas analisados, para valores do fator contaminante de água na amônia variando de 2 a 19 % aumenta em vinte e duas vezes esses custos com energia.

Tassini (2012) apresenta em seu estudo as diversas influências sofridas por um sistema de refrigeração: - ações com impacto na pressão de condensação/descarga – ações com impacto na pressão de evaporação/sucção foram analisadas, tendo em vista o aumento da sua eficiência energética, essas ações tanto em forma de investimentos com gastos e com medidas operacionais afim de melhorar seu desempenho, medidas mais simples como realizar purgas de indispensáveis, limpeza, conservação dos condensadores são medidas operacionais simples sem grandes custos. Mudanças na automação variando pressão de sucção durante o ano para trabalhar com a relação de maior temperatura possível e qualidade do produto final é viável devido as influencias climáticas dando impacto direto a pressão de condensação. Verificou-se que investimentos nesses sistemas de refrigeração é viável pois o mesmo é dimensionado para atender a máxima carga térmica o que na maioria do tempo não ocorre.

Buzelin (2003) analisou em um laboratório a redução de consumo de energia elétrica proporcionada com o uso de inversor de frequência em um sistema de refrigeração, devido a sistemas tradicionais usarem o controle *on – off* (liga – desliga) há somente dois estados de operação rotação máxima ou zero rotação um inversor de frequência se torna indispensável na redução de energia. O estudo foi realizado em um laboratório com *set – point* de 8 °C com duração de 24 horas, o resultado se mostrou promissor com uma diferença de 34,64 % a menos no consumo de energia do sistema com inversor quando comparados.

Com a intenção de implantar outros meios de refrigerar um abatedouro de aves, Benedetti (2010) realizou um estudo técnico e econômico de um sistema de refrigeração por ciclo de absorção amônia-água. Segundo o autor os sistemas de refrigeração por absorção, tem a elevação da pressão do vapor oriundo do evaporador e destinado ao condensador é realizada com o auxílio do fenômeno da absorção, devido ao qual o fluido refrigerante absorvido por um

absorvente transforma-se em uma mistura na fase líquido. Devido as disponibilidades do abatedouro como recuperação de energia térmica dos resíduos do abatedouro, o sistema pode ser parcialmente substituído dependendo da capacidade requerida do sistema de refrigeração. Questões energéticas segundo o estudo de caso se torna propicia a instalação do sistema já que o abatedouro é um ambiente potencial que, teoricamente, permitiria a obtenção da fonte energética a um custo muito baixo, viabilizando a implantação do sistema de absorção.

Pinelli (2008), realizou estudo que fez várias comparações de condensação com resfriamento a ar e água, análise da temperatura de evaporação e condensação do sistema de refrigeração, análise da temperatura de descarga e calor de compressão, análise da temperatura de descarga e calor de compressão, *COP* (Coeficiente de Performance) total, *COP* (Coeficiente de Performance) útil e potência consumida também fez a comparação entre diferentes frequências do motor 40, 50, 60 e 70 Hz e cargas térmicas de 1800, 1500, 1200 e 900 W respectivamente em uma câmara frigorífica. O que possibilitou identificar valores de temperaturas de condensação maior nos ensaios com condensador resfriado a água comparada com a do ar, esses resultados mostram que quanto maior o calor de compressão, maior a temperatura de condensação gerando maior consumo de energia, a análise do coeficiente de desempenho apresenta valores menores para os ensaios realizados com condensação a água.

Silva (2014), analisou a possibilidade de aumentar a eficiência energética de um sistema de refrigeração em um armazém de pescado, sua análise se fez na melhoria do isolamento aumentou-se a espessura de isolamento de 150 mm para 200 mm e o valor do coeficiente de transmissão de calor da parede exterior passou de 0,228 W/m²K para 0,174 W/m²K e da parede interior de 0,233 W/m²K para 0,177 W/m²K. Na mudança do sistema simples de refrigeração para um de duplo estagio a proposta provoca uma poupança de 13% no consumo energético. São 127.776 KWh de energia poupados que representam vinte mil e quatrocentos e quarenta e cinco de reais a menos na fatura de eletricidade, mas não sendo viável devido ao custo de uma nova instalação.

Mendes (2014), analisou o sistema de refrigeração e a eficiência dos compressores de ar comprimido. Para o sistema de refrigeração o uso de inversores de frequência nos motores elétricos de compressores e ventiladores como forma de aumentar a eficiência energética de fábricas de bebidas, além de usar um sistema *Auto – Stage* (inicia o sistema com parâmetros pré-determinados, como exemplo a pressão do separador de líquido), que modula automaticamente a operação de cada máquina. Análises da redução da temperatura de 1 °C na condensação se mostra importante, foi identificado uma redução de 3% a 10% no consumo de energia. A recomendação é que o sistema opere com a maior pressão de sucção possível,

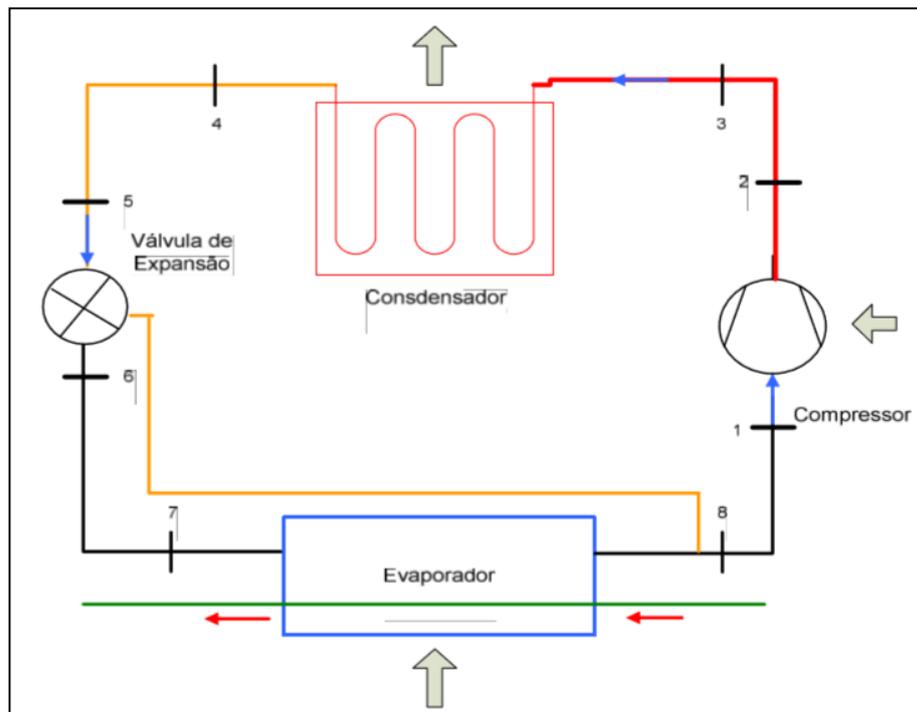
objetivando o menor consumo de energia, a pureza do fluido refrigerante como a da amônia sem o contaminante de água ou ar na instalação diminui o consumo de energia. Para ar comprimido é notado que um dos problemas é os desperdícios tanto em vazamentos quanto em mau uso do mesmo, secando esteiras ou até o chão. As recomendações seriam sempre manter os compressores em condições ideais de funcionamento, manter a temperatura de trabalho correta para não superaquecer a máquina evitando o declínio na produção do ar comprimido fazendo com que se force mais as outras máquinas ou a parada de produção se estiver trabalhando sozinho, fazer a purga de condensado dos reservatórios, a inclusão de um gerenciador, pois assim é possível fazer um melhor controle, colocando ou parando máquinas dependendo do consumo, são algumas das recomendações do autor.

Cardoso (2014) propôs um estudo de caso em um entreposto frigorífico, estudando 03 câmaras e uma antecâmara com temperaturas internas das câmaras de $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Identificou falhas no dimensionamento dos equipamentos de frio e propôs mudanças, foi calculado a carga térmica, e dimensionado equipamentos mais eficientes para suprir cada carga calculada de cada câmara. E feito o estudo econômico do gasto mensal dos equipamentos e o investimento para a substituição. Evidenciando a importância de um dimensionamento correto dos equipamentos para evitar o desperdício de energia e, portanto, de recursos naturais.

2.2 Métodos de análise de processos de Refrigeração

Segundo Stoecker, Jabardo (2002) a refrigeração industrial pode ser caracterizada pela temperatura de operação. Com temperaturas mais baixas podem atingir valores entre -60 a $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ no limite superior. Outra forma de caracterizar a refrigeração industrial pode ser descrita como sendo o processo utilizado nas indústrias químicas, de alimentos e de processos, envolvendo dois terços das aplicações a indústria manufatureira e laboratório.

O ciclo de refrigeração teórico está apresentado na Figura 1.

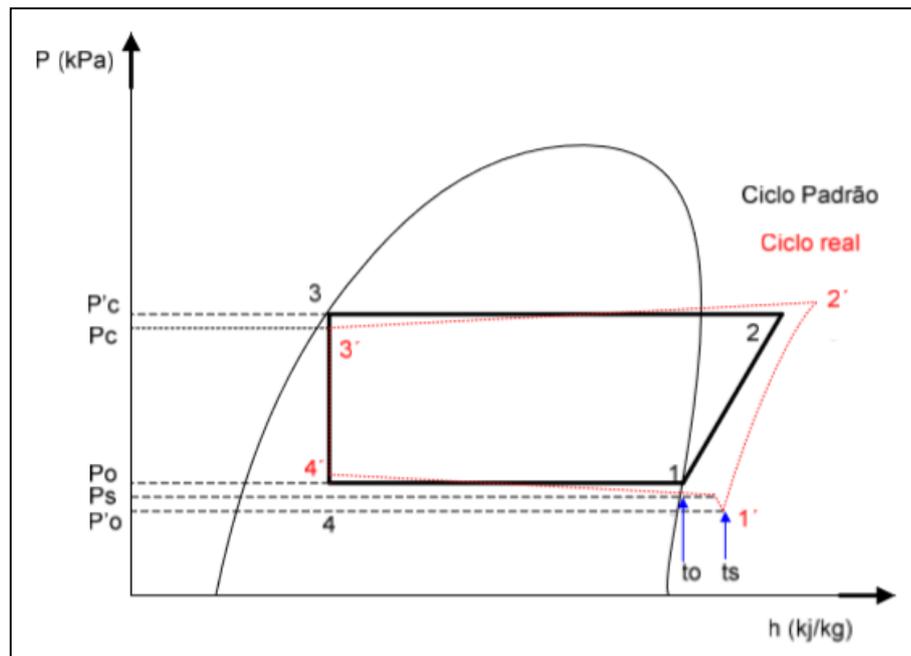


Fonte: Pinelle (2008, p.4).

Figura 1: Ciclo padrão de compressão a vapor.

Esse sistema de refrigeração é constituído do evaporador, compressor, condensador e válvula de expansão. O ciclo começa na entrada de fluido refrigerante no evaporador, na aspiração desse pelo compressor, o fluido passa pelo condensador até o controle de vazão e pressão na válvula de expansão e a alimentação do evaporador com líquido saturado a baixa pressão. O estudo do ciclo padrão é importante pois é nele que é baseado quanto tão eficiente é o real, devido a sua aproximação nos resultados finais de desempenho, além de outros dados para se tirar do projeto como vazão de refrigerante, vazão volumétrica deslocada pelo compressor e determinar com certa tolerância as pressões e temperaturas.

O ciclo de refrigeração P-h está apresentado na Figura 2.



Fonte: Pinelli (2008, p.5).

Figura 2: Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.

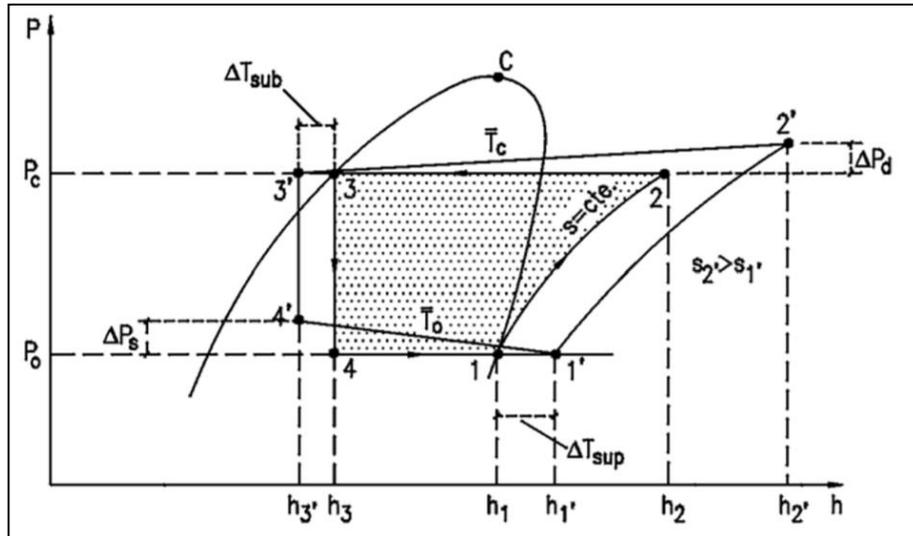
De acordo com Stoecker, Jabardo (2002) o ciclo consiste dos seguintes processos:

- 1-2 compressão isentrópica até a pressão de condensação;
- 2-3 redução da temperatura do vapor seguida de condensação até líquido saturado a pressão constante;
- 3-4 expansão isoentálpica até a pressão de evaporação no dispositivo de expansão;
- 4-1 evaporação até o estado de vapor saturado a pressão constante.

Define-se como ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor, um ciclo no qual os processos são mais próximos aos do ciclo real. Desta forma, torna-se mais fácil comparar o ciclo real com o ciclo teórico, que terá melhor performance operando nas mesmas condições do ciclo real Stoecker, Jabardo (2002).

2.2.1 Ciclo Real

O ciclo de refrigeração real está apresentado na Figura 3.



Fonte: Procel (2005, p.40).

Figura 3: Diferenças entre o ciclo teórico e o real de refrigeração.

Um das grandes diferenças dos ciclos são as perdas de cargas e escoamento do fluido refrigerante. Segundo Lopes (2007), durante o processo de compressão ocorrem irreversibilidades e transferência de calor para ou do meio. Portanto, a entropia pode aumentar ou diminuir durante esse processo, pois a irreversibilidade e a transferência de calor do refrigerante provocam uma diminuição da entropia. A pressão do líquido que deixa o condensador será menor do que a pressão do vapor que entra, e a temperatura do refrigerante, no condensador estará um pouco acima daquela do meio para o qual o calor é transferido.

Há perdas nas tubulações queda de pressão nas linhas de descarga, líquido e de sucção, assim como no condensador e no evaporador, temperatura do evaporador um pouco alta, influenciando no volume específico do fluido, diferenças analisadas no ciclo real com todas as perdas e influência do meio envolvido, superaquecimento da sucção do compressor.

2.2.2 Coeficiente de desempenho

Segundo Stoecker, Jabardo (2002) defini-se *COP* como a relação entre a energia útil, que é o objetivo do ciclo, e a energia que deve ser paga para a obtenção do efeito desejado. No

caso de ciclos frigoríficos esse efeito é a refrigeração, ao passo que o trabalho líquido representa aquela quantidade que deve se pagar.

$$COP = \frac{Q_{ev}}{W_{cp}} \quad (1)$$

Onde:

Q_{ev} : Capacidade Frigorífica do Sistema (em kW)

W_{cp} : Consumo de Potência do Compressor (em kW)

2.2.3 Propriedades do fluido refrigerante: Amônia

A amônia anidra o R-717 é uma das melhores opções para instalações de grande porte devido à grande capacidade frigorífica, seu preço no mercado de aproximadamente 4,39 R\$/Kg em algumas distribuidoras e ao fato de ser natural e não prejudicar a camada de ozônio.

Segundo Cleto (2005) a Amônia (NH_3 , ou R-717), se apresenta como um gás incolor, mais leve que o ar e possui um odor muito forte inserido na sua composição artificialmente, servindo de alerta de vazamento, para que pessoas consigam sair do local antes de ocorrer problemas com a sua inalação, mesmo em concentrações muito pequenas desde 5 ppm. Com cerca de 35 ppm o gás já se torna nocivo para a saúde, sintomas iniciais como dificuldade de respirar e ardência nos olhos, boca, garganta e em machucados expostos já começam a incomodar. O volume de amônia produzido pelo homem é equivalente a apenas 3% da quantidade total presente na natureza. Além disso, a amônia é altamente solúvel em água, formando uma solução conhecida como hidróxido de amônia, ou no Brasil, amoníaco, (NH_4OH), são apresentadas mais algumas propriedades na Tabela. 1.

As principais propriedades físicas da amônia anidra são:

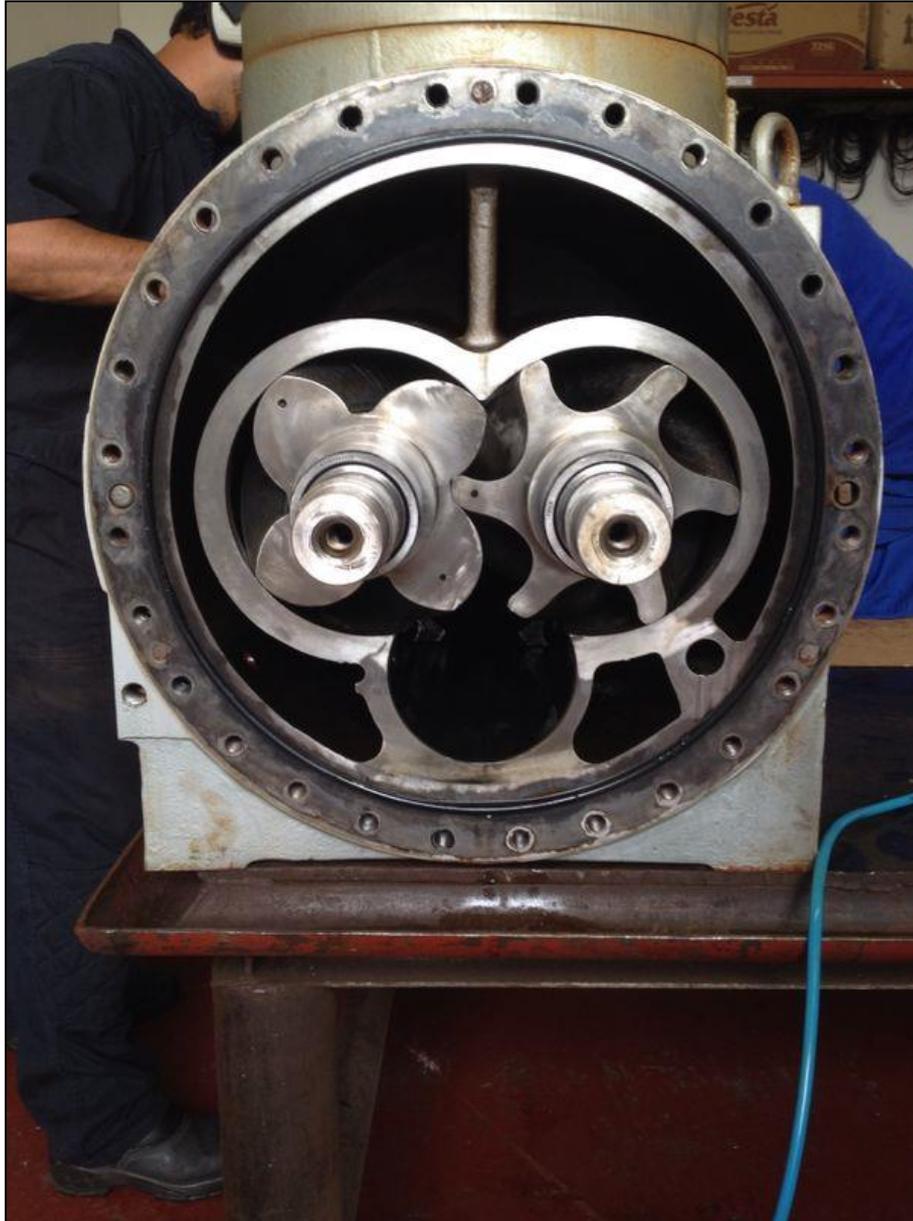
TABELA 1 – Propriedades físicas da amônia anidra.

Fórmula Molecular	NH_3
Massa Molecular	17.03 kg/kmol
Ponto de Ebulição a 1.0 atm	-33.4 °C
Ponto de Congelamento a 1.0 atm	-77.9 °C
Pressão Crítica	113.5 bar
Temperatura Crítica	132.4 °C
Volume específico a 1.0 atm e 0 °C	1.2954 m^3/kg
Densidade do líquido saturado a 35.0 °C	587.4 kg/m^3
Ponto de Ignição	651 °C

Fonte: CLETO (2005, p.3).

2.2.4 Compressor tipo parafuso

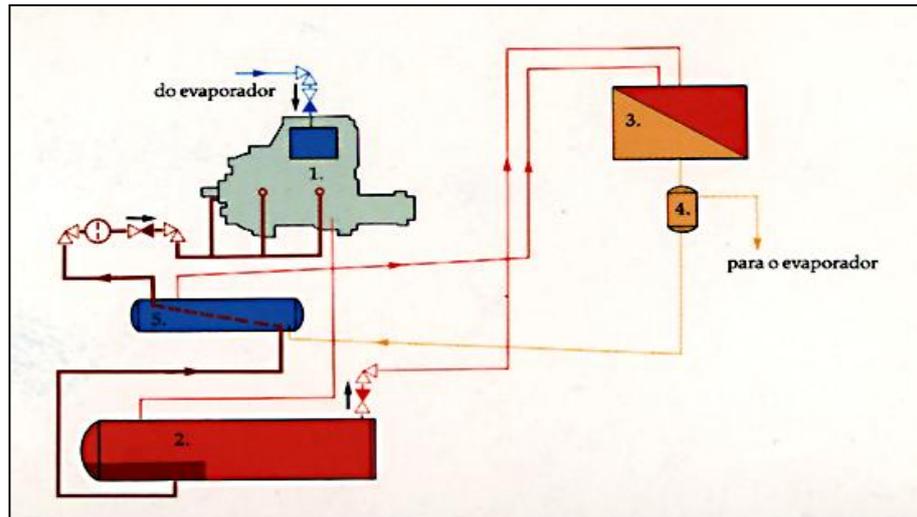
Segundo Procel (2005) os compressores tipo parafuso podem ser classificados como: de parafuso simples e de parafuso duplo. Os compressores tipo parafuso duplo são mais utilizados que os simples, devido ao fato de apresentar eficiência isoentrópica ligeiramente maior, em torno de 3% a 4%. Na Figura 4 é mostrado dois rotores de um compressor tipo parafuso vista de frente desmontado parcialmente dentro da carcaça.



Fonte: Próprio autor.

Figura 4: Rotores macho e fêmea de um compressor parafuso dentro da carcaça.

É apresentado na Figura 5 um fluxograma de um sistema de resfriamento por óleo usado em alguns compressores parafuso.



Fonte: Cleto (2005, p.31).

Figura 5: Fluxograma de compressor parafuso com sistema de resfriamento de óleo por termo-sifão.

1. O compressor tipo parafuso tem seu funcionamento acionado por um motor elétrico, onde o rotor macho aciona o rotor fêmea que fica no interior da carcaça do mesmo. Com o acionamento o fluido refrigerante entra pela parte superior e sai pela parte inferior do compressor a descarga. Com esse movimento de deslocação o rotor macho encaixa no rotor fêmea gerando a compressão.

2. O fluido refrigerante comprimido é deslocado para o dentro do vaso de pressão que fica interligado com o compressor o fluido refrigerante sai pela descarga.

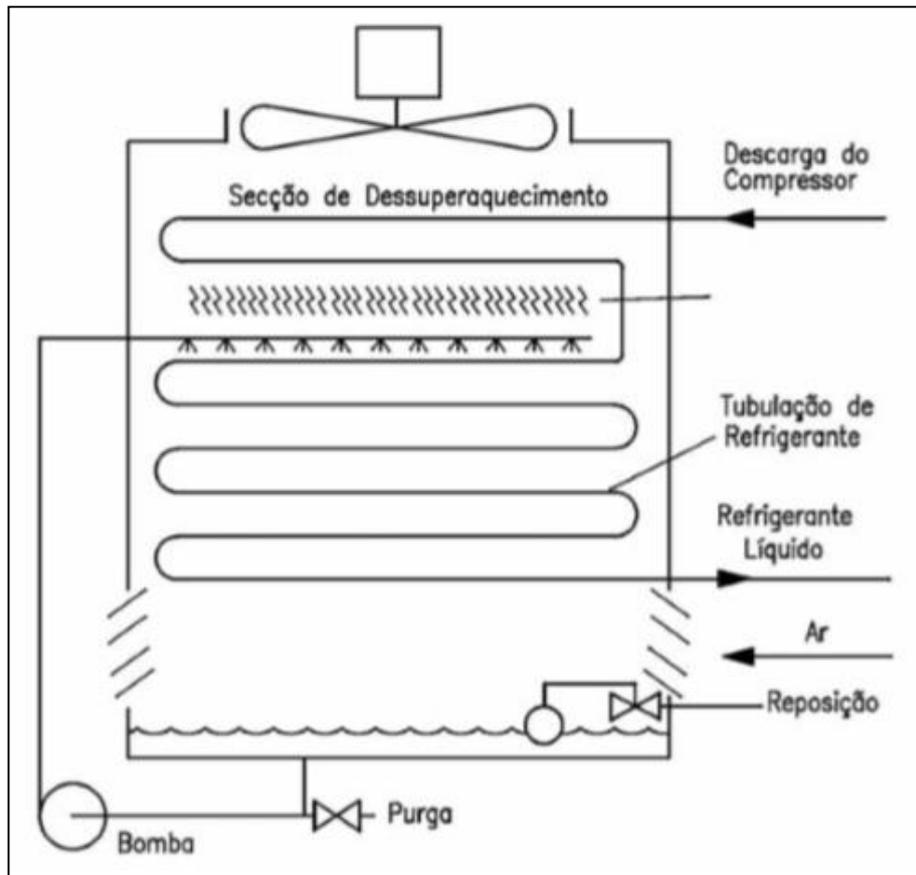
3. O fluido refrigerante é deslocado até o condensador por diferença de pressão, dali ele passa pelo processo de condensação, diminuindo a pressão e temperatura do fluido.

4. Após passar pelo condensador desce por diferença de pressão até o reservatório de líquido, daí o fluido é distribuído para o separador de líquido, e segue no sistema de refrigeração.

5. O óleo usado para a lubrificação do compressor fica em um sistema fechado dentro do vaso de pressão, é resfriado com o fluido refrigerante dentro do termo – sifão, o óleo é transportado por de uma bomba de óleo para as partes mecânicas do compressor como: atuador de capacidade, mancais, selagem de líquido entre os fusos e injeção de líquido nos modelos mais simples.

2.2.5 Condensador evaporativo

O condensador consiste em uma estrutura com ventiladores na parte superior, no interior os blocos serpentina, a quantidade de blocos depende da capacidade requerida do sistema, bombas de água do lado de fora da estrutura, separadores de água entre os ventiladores e os blocos serpentina para os ventiladores não puxarem toda a água e sim o máximo de ar quente e reservatório de água abaixo da estrutura como mostrado na Figura 6.



Fonte: Procel (2005, p.113).

Figura 6: Condensador evaporativo.

Após o fluido refrigerante ser comprimido, por diferença de pressão é forçado a passar pelo condensador pela descarga do compressor, em estado de gás superaquecido na entrada, o fluido volta a ser líquido na saída do condensador, pois é resfriado com a água que é distribuída em cima dos blocos serpentina, e com a ajuda dos ventiladores que retira o ar quente resultado desse processo.

2.2.6 Evaporador

O evaporador faz com que o fluido refrigerante absorva calor do meio, fazendo com que o fluido mude de estado físico passando de líquido para vapor. É necessário um bom dimensionamento do mesmo para que não ocorra perdas de carga desnecessárias ou até a má operação do mesmo, pois tem que se considerar ciclos de degelo para não ocorrer bloqueios entre as aletas ou na frente dos ventiladores devido a neve que se junta, além do dimensionamento certo para cada caso, pois evaporadores de grande porte há gasto desnecessário de energia ou pequeno demais não vai atender o dimensionamento de frio da câmara.

2.2.7 Dispositivo de Expansão

O dispositivo de expansão, nada mais é do que o canal do qual produz o rebaixamento de pressão, e devido as propriedades dos fluidos refrigerantes abaixando a pressão, diminui a temperatura, e assim por diferença de pressão, o líquido continua seu trajeto seguindo o sistema de refrigeração até o evaporador.

Outra característica desse dispositivo é o controle da vazão de fluido refrigerante que circula dentro do evaporador, pois um evaporador inundado não faz a troca de calor com o ambiente com toda a sua eficiência, gerando maior retorno de líquido ao separador de líquido, desta forma ocorrendo o desperdício. O diâmetro do orifício de passagem garante esse funcionamento correto, dependendo do tamanho do evaporador e do fluido refrigerante

2.2.8 Unidade satélite

A aquisição de uma USAT, se mostra com ótimos benefícios, como nela tem todos os equipamentos necessários para realizar o ciclo de refrigeração completo, a mesma pode ser instalada o mais próximo possível das câmaras do frigorífico, isso faz com que o custo com tubulação e quantidade de fluido refrigerante seja bem menor. Na Figura 7 apresenta – se o esquema de uma unidade satélite.



Fonte: Catálogo Mycom (2008).

Figura 7: Unidade satélite de refrigeração.

A unidade satélite (USAT.) é protegida pela carcaça exterior, é equipada com todos os sistemas de segurança, vem montada da fábrica agilizando a instalação, tem grande mobilidade para manutenção e devido as possibilidade de desmontar as portas facilitando a retirada dos equipamentos, vem com toda a automação feita precisando fazer alguns ajuste para atender o processo de refrigeração corretamente.

Uma grande parcela do custo de instalação de um sistema de refrigeração é a tubulação segundo Telles (2008). O valor das tubulações representa, em média, 20% a 25% do custo total da instalação, em média 45% a 50% do custo total da montagem de todos os equipamentos, o projeto das tubulações custa em média 20% do custo total do projeto da indústria. Com a disponibilidade da USAT. Sua instalação pode ser o mais próximo dos ambientes a serem refrigerados, esse custo diminui e muito o volume de fluído refrigerante e devido a esse fator de proximidade já que as tubulações reduziram muito de comprimento.

A USAT. Estudada tem a disponibilidade de aplicação do projeto, pois trabalha com dois regimes de temperatura, contém dois compressores parafusos tipo parafuso trabalhando no regime de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ com capacidades de 1.193.000 kcal/H e 758.700 kcal/H e outro parafuso tipo parafuso no regime de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ que tem capacidade de 1.876.000 kcal/H.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

O desperdício de energia elétrica se torna muito grande quando se fala em dimensionamento de sistemas de refrigeração. Na maioria das vezes é feito um superdimensionamento dos equipamentos para atender a demanda atual e a demanda prevista para um possível crescimento da indústria.

Visando um melhoramento da eficiência energética, e com a disponibilidade do projeto da unidade satélite, na qual são dois regimes de operação $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ é feita uma análise visando modificar o fluxograma de refrigeração. Essa modificação consiste na interligação do fluido a temperatura de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ direto para o sistema de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, o qual antes o regime de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ era alimentado por amônia na pressão de 1351,321 kPa a $35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

São feitas as análises do sistema novo, às novas condições de operação da USAT. E comparando – os com o sistema antigo, por meio dos resultados do coeficiente de desempenho dos dois regimes.

3.1.1 Análise dos ciclos

Segundo Procel (2005) a primeira lei da termodinâmica mostrada na equação 2, estabelece que energia não pode ser criada nem destruída, mas somente transformada, entre as várias formas de energia existentes. A equação é dada por Primeira Lei da Termodinâmica:

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

Na qual:

$\frac{dE}{dT}$: é a taxa de variação da energia no interior do volume de controle;

\dot{Q} : é a taxa de transferência de calor para o volume de controle;

\dot{W} : é o trabalho por unidade de tempo realizado pelo volume de controle.

$\sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right)$: é o somatório das energias que entram no volume de controle

devido aos fluxos de massa que atravessam a superfície de controle (h_e = entalpia específica, $\frac{V_e^2}{2}$

é a energia cinética específica e gz_e , é a energia potencial específica nas entradas);

$\sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right)$: é o somatório das energias que saem do volume de controle devido aos fluxos de massa que atravessam a superfície de controle (h_s = entalpia específica, $\frac{v_s^2}{2}$ é a energia cinética específica e gz_s , é a energia potencial específica nas saídas);

3.1.2 Potência teórica de compressão

A potência teórica de compressão é a quantidade de energia por unidade de tempo que é fornecida ao fluido refrigerante para elevar a pressão do ciclo. Desprezando-se o fluxo de calor por ser uma compressão adiabática e isentrópica. No ciclo real, o compressor perde calor para o ambiente, no entanto essa perda de calor é desprezível, em um processo adiabático o gás muda sua condição sem absorver nem passar calor do ou para o ambiente, durante o processo e também é necessário calcular a potência para as bombas, considerando regime permanente e desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, a potência dos compressores e das bombas é dado por:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_e - h_s) \quad (3)$$

3.1.3 Calor rejeitado no condensador

A função do condensador é retirar calor do fluido refrigerante, transferindo-o para o meio de resfriamento. Essa taxa de transferência de calor no condensador é determinada por \dot{Q}_H . Considerando regime permanente, a não realização de trabalho e desprezando-se as variações de energia cinética e potencial tem-se que:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_s - h_e) \quad (4)$$

3.1.4 Capacidade frigorífica

A capacidade frigorífica é a quantidade de calor, por unidade de tempo, retirada do meio que se quer resfriar. Para o calor absorvido no evaporador \dot{Q}_L . Considerando regime permanente, a não realização de trabalho e desprezando-se as variações de energia cinética e potencial tem-se que:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_s - h_e) \quad (5)$$

3.1.5 Dispositivo de expansão

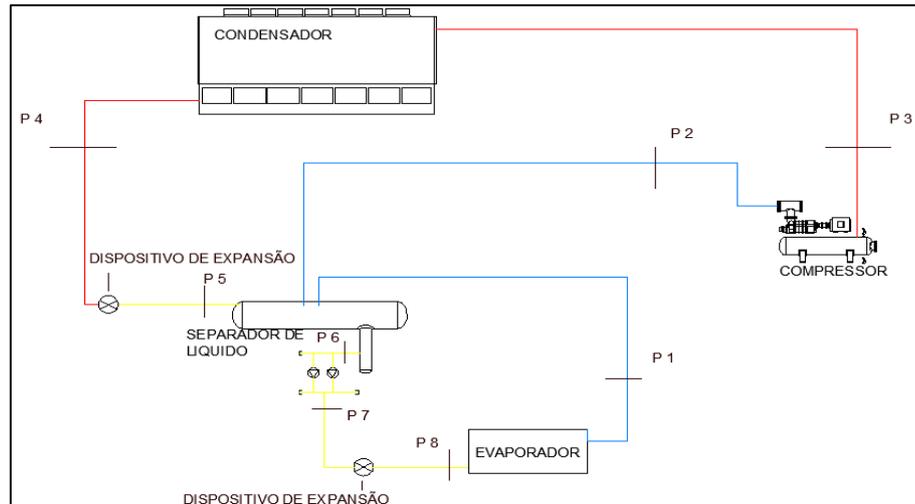
Para os dispositivos de expansão o processo teórico é adiabático, não há realização de trabalho e existem apenas uma entrada e uma saída. Assim, tem-se que: a entalpia de entrada do dispositivo e saída serão iguais, ou seja: $h_e = h_s$

Nas Figuras 8 e 9 mostra-se os modelos de fluxograma do regime -3 °C e regime -10 °C da USAT em estudo.

A interligação dos dois regimes mostrada na Figura 10 no ponto 11, é feita de maneira a se aproveitar a pressão de bombeio das bombas do regime de -3 °C com uma pressão de 641,325 kPa tornando-se possível alimentar o separador de líquido do sistema de -10 °C que está com uma pressão interna de 291,325 kPa devido a diferença de pressão o líquido é bombeado para o separador do sistema de -10 °C. Não será necessário fazer modificação para o sistema de bombeio do separador de -3 °C para realizar a interligação, pois a pressão de bombeio mantém sem diminuição, atendendo a de projeto, de 641,325 kPa.

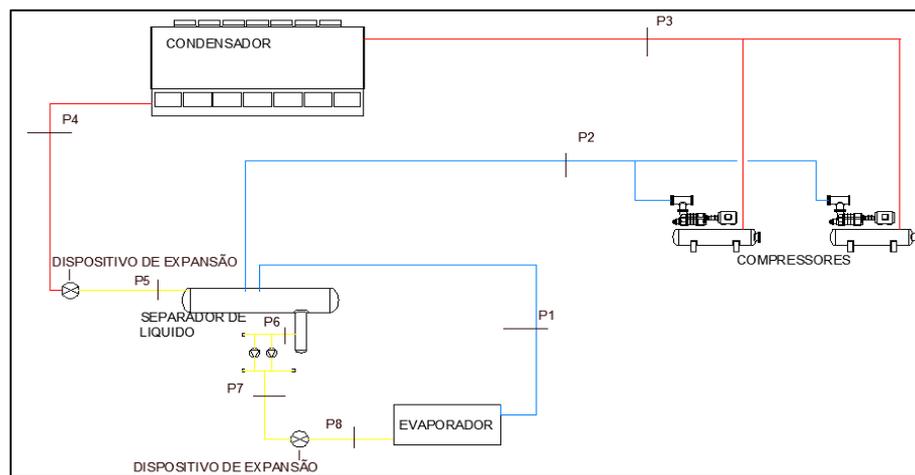
As cores amarela, vermelha e azul nas figuras 8, 9 e 10 são:

- Amarelo: linhas de amônia líquida a baixa pressão e baixa temperatura;
- Vermelho: linhas de amônia a alta pressão e alta temperatura;
- Azul: linhas de sucção, amônia em estado de vapor saturado seco.



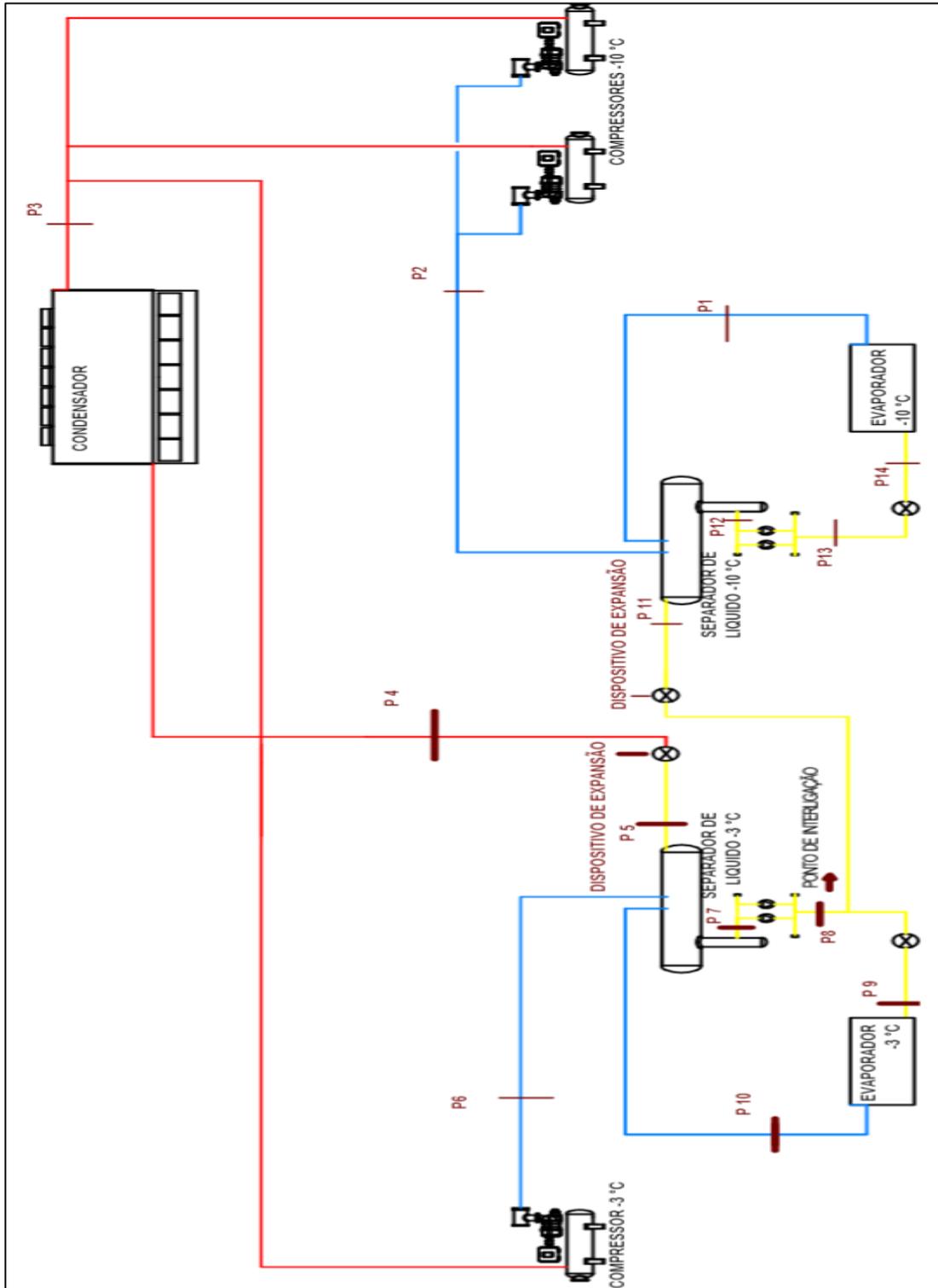
Fonte: Próprio autor (2015).

Figura 8: Fluxograma de refrigeração regime $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Fonte: Próprio autor (2015).

Figura 9: Fluxograma de refrigeração regime $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Fonte: Próprio autor (2015).

Figura 10: Fluxograma de refrigeração regime -3 °C e -10 °C com interligação.

3.1.6 Metodologia aplicada

Os modelos matemáticos para estudo destes ciclos de refrigeração foram obtidos através da análise da primeira lei da termodinâmica. Para ambos os métodos foi considerado que:

1. Pressão de condensação igual para os dois ciclos, pois o condensador é o mesmo.
2. Troca de calor a pressão constante, processo reversível.
3. Compressão adiabática passando de fase de vapor saturado seco para a fase de vapor superaquecido.
4. Expansão irreversível adiabática, passando da fase de líquido saturado para a fase de vapor saturado úmido com título baixo.
5. Ganho de calor a pressão constante processo reversível passando de uma mistura de líquido e vapor saturado.
6. Considerado pressão absoluta (pressão manométrica somando com a pressão atmosférica de 101,325 kPa) para obtenção das propriedades termodinâmicas.
7. Para análise do regime -3 °C é considerado somente uma bomba, o mesmo é feito para o ciclo de -10 °C.
8. Para análise do regime -10 °C é considerado somente um compressor.
9. Para o calor absorvido no evaporador do sistema de -10 °C é considerado a capacidade de refrigeração de projeto de \dot{Q}_L : 2025419161 kW/h.
10. Para o calor absorvido no evaporador do sistema de -3 °C é considerado a capacidade de refrigeração de projeto de \dot{Q}_L : 20323425 kW/h.
11. No sistema interligado considera – se somente um condensador para os dois sistemas.

Para o sistema de -3 °C, como mostrado na Figura 8, são feitas as considerações:

No ponto 1, saída do evaporador, a amônia está pressão de 391,325 kPa, que se mantém na sucção do compressor, ponto 2. No ponto 3, entrada do condensador, a amônia está a uma pressão de 1351,325 kPa, que se mantém no ponto 4, saída do condensador. Ao deixar o condensador, a amônia escoo pelo dispositivo de expansão. Ao sair do dispositivo de expansão, ponto 5, a pressão da amônia diminui e se torna a mesma de sucção do compressor. No ponto 6, entrada das bombas, a pressão da amônia é a mesma dos pontos 5, 2 e 1. No ponto 7, saída das bombas, a pressão é de 641,325 kPa. Ao sair das bombas a amônia escoo por outro

dispositivo de expansão e, ao deixa-lo, ponto 8, a pressão diminui até a pressão de evaporação, no ponto 1.

Para o sistema de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, mostrado na Figura 9, são feitas as considerações:

No ponto 1, saída do evaporador, a amônia está com pressão de 291,325 kPa, que se mantém na sucção do compressor, ponto 2. No ponto 3, entrada do condensador, a amônia está a uma pressão de 1351,325 kPa, que se mantém no ponto 4, saída do condensador. Ao deixar o condensador, a amônia escoo pelo dispositivo de expansão. Ao sair do dispositivo de expansão, ponto 5, a pressão da amônia diminui e se torna a mesma de sucção do compressor. No ponto 6, entrada das bombas, a pressão da amônia é a mesma dos pontos 5, 2 e 1. No ponto 7, saída das bombas, a pressão é de 541,325 kPa. Ao sair das bombas a amônia escoo por outro dispositivo de expansão e, ao deixa-lo, ponto 8, a pressão diminui até a pressão de evaporação, no ponto 1.

Para o sistema interligado, mostrado na Figura 10, são feitas as considerações:

No ponto 1, saída do evaporador, a amônia está pressão de 291,325 kPa, que se mantém na sucção do compressor de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, ponto 2. No ponto 3, entrada do condensador, a amônia está a uma pressão de 1351,325 kPa, que se mantém no ponto 4, saída do condensador. Ao deixar o condensador, a amônia escoo pelo dispositivo de expansão. Ao sair do dispositivo de expansão, ponto 5, a pressão da amônia diminui e se torna a mesma de sucção do compressor de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, de 391,325 kPa, no ponto 6. No ponto 7, entrada das bombas, a pressão da amônia é a mesma dos pontos 5 e 6. No ponto 8, saída das bombas, a pressão é de 641,325 kPa. Ao sair das bombas a amônia escoo para dois dispositivos de expansão, o dispositivo de expansão na entrada do evaporador do sistema de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ no ponto 9 e para o dispositivo de expansão de alimentação do separador do sistema de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ no ponto 11. Ponto 10, saída do evaporador, pressão de 391,325 kPa, a mesma dos pontos 5, 6 e 7. No ponto 12, entrada das bombas, a pressão da amônia é a mesma dos pontos 11 e 2. No ponto 13, saída das bombas, a pressão é de 541,325 kPa. Ao sair das bombas a amônia escoo por outro dispositivo de expansão e, ao deixa-lo, ponto 14, a pressão diminui até a pressão de evaporação, no ponto 1.

No ponto 11, na interligação do sistema acontece o sub resfriamento do líquido na entrada da válvula de expansão que provoca o aumento da capacidade frigorífica do sistema sem aumentar a potência consumida. A capacidade de um sistema de refrigeração é a taxa à qual o sistema removerá calor da câmara a ser refrigerada. No sistema típico o sub resfriamento ocorre no final do condensador, onde tem perda de calor que resulta na diminuição da temperatura no reservatório de líquido. Quando acontece esse sub resfriamento tem – se menor vazão mássica de refrigerante para a mesma carga térmica, a potência teórica de compressão

também diminuirá devido à redução de vazão e o calor no liberado condensador também diminuirá. Outra vantagem do sub resfriamento é diminuir a possibilidade de ocorrer vaporização do fluido refrigerante na linha de alimentação do separador.

Para usar as equações 3, 4 e 5 é necessário determinar as vazões mássicas e entalpias em cada ponto. Neste trabalho, as entalpias são calculadas pela biblioteca de propriedades termodinâmicas REFPROP 8.0 (LEMMON; HUBER; MCLINDEN, 2007).

O coeficiente de desempenho do ciclo é dado pela equação 6:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_C + \dot{W}_B} \quad (6)$$

Onde:

\dot{Q}_L - Calor absorvido no evaporador;

\dot{W}_C - Potência do compressor;

\dot{W}_B - Potência da bomba.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

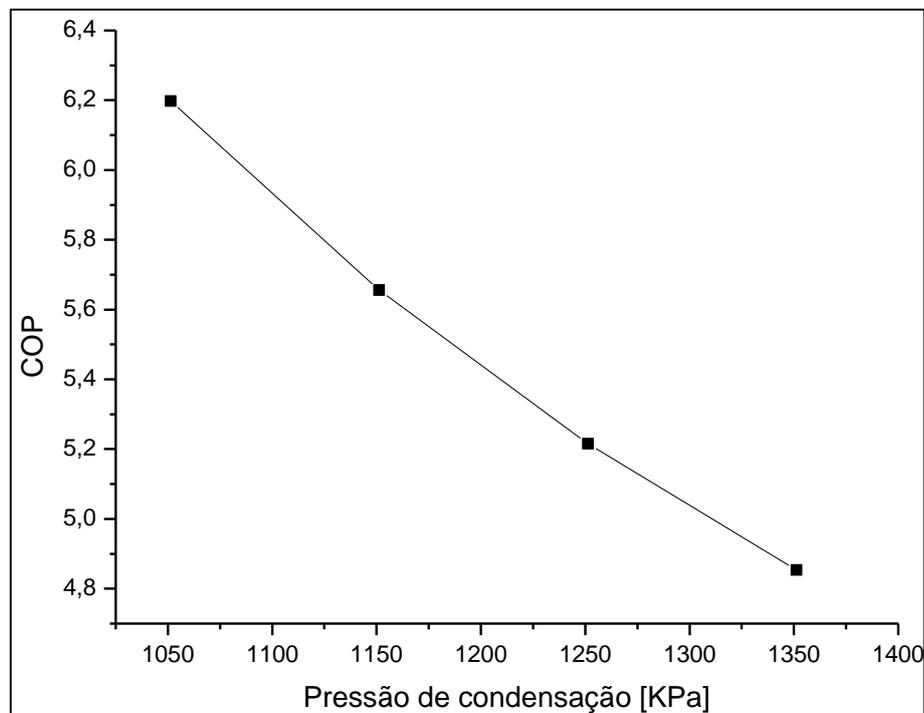
Neste capítulo são analisados os resultados obtidos através da comparação dos dois ciclos mostrando as alterações no desempenho dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

4.1.1 Resultados obtidos

Determinando-se as pressões e entalpias de cada ponto é possível encontrar as potências dos compressores, das bombas, calor absorvido e o coeficiente de desempenho do ciclo.

Para o sistema de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ com uma pressão de condensação de projeto de 1351,325 kPa e variando de 1251,325, 1151,325 e 1051,325 como mostra a Figura 11, tem – se um ponto de partida para iniciar as comparações.

Na Figura 11 mostra-se a variação do *COP* em função da escala de aumento do *COP* pela pressão de condensação, no ponto de maior *COP* menor pressão de condensação e maior pressão de condensação menor *COP*.



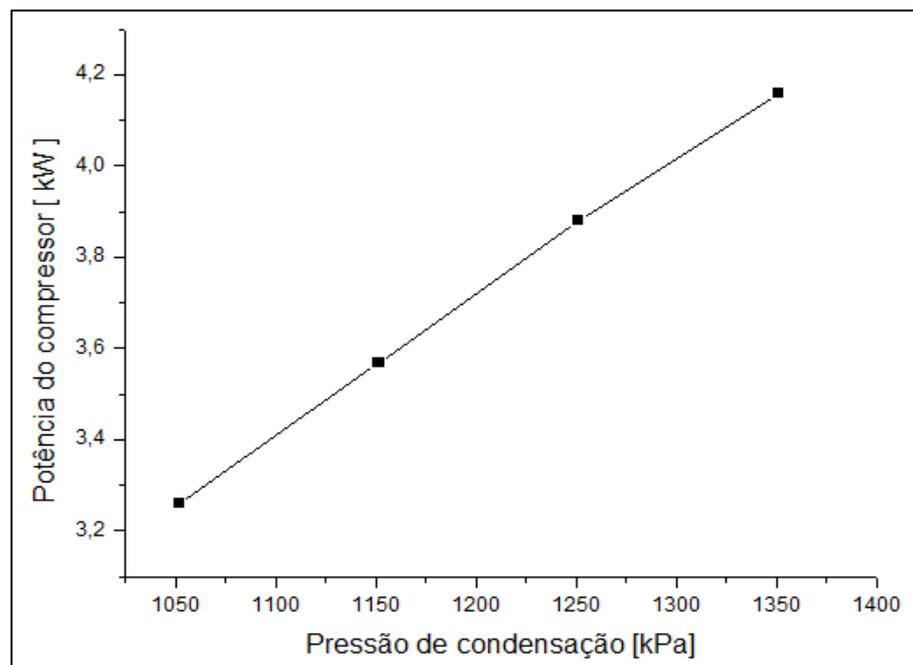
Fonte: Próprio autor.

Figura 11: COP em função da pressão de condensação.

Observa – se na Figura 11 que o menor *COP* ocorre a uma pressão de condensação de 1351,325 kPa, de 4,8, assim com a diminuição da pressão de condensação para 1251,325 kPa tem-se um aumento de 0,3626 no *COP*, com a pressão de condensação em 1151,325 kPa o aumento é de 0,8025, com pressão de condensação de 1051,325 kPa o *COP* é de 6,1972.

Verifica – se que o *COP* é inversamente proporcional a pressão de condensação, o *COP* do ciclo aumentou quando mudou – se a pressão de condensação de 1350 kPa para 1050 kPa, o coeficiente de desempenho do ciclo aumentou em 1,3443. A diminuição da pressão de condensação é possível com práticas operacionais como: limpeza dos bicos ejetores de água nos blocos serpentina, renovação de água, que garantem uma maior diferença de temperatura entre a água e o fluido refrigerando no condensador, tratamento eficiente da água dos condensadores, afim de evitar a formação de incrustações que diminuem a área de troca térmica ou mesmo instalando um dessuperaquecedor que retira calor sensível do fluido refrigerante antes dele entrar no condensador, este pode ser feito com um trocador de placa dimensionado conforme a necessidade e troca calor com água.

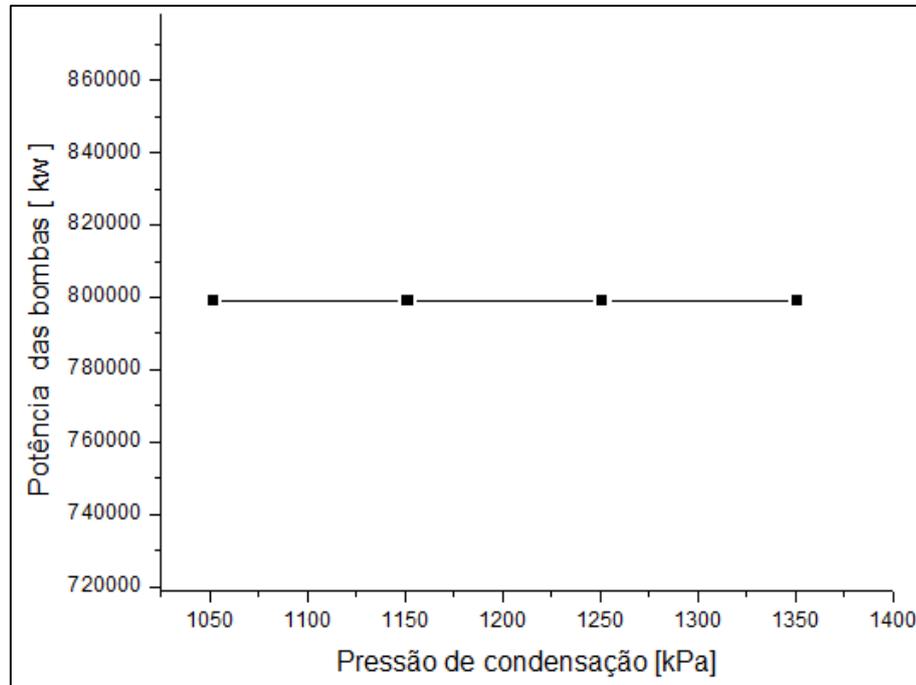
No gráfico da Figura 12, mostra-se a variação da potência requerida no compressor em função da pressão de condensação. Verifica-se a diminuição na potência requerida do compressor com a diminuição da pressão de condensação, o que explica o aumento do *COP* e a capacidade frigorífica se mantem a mesma de projeto.



Fonte: Próprio autor.

Figura 12: Potência do compressor em função da pressão de condensação.

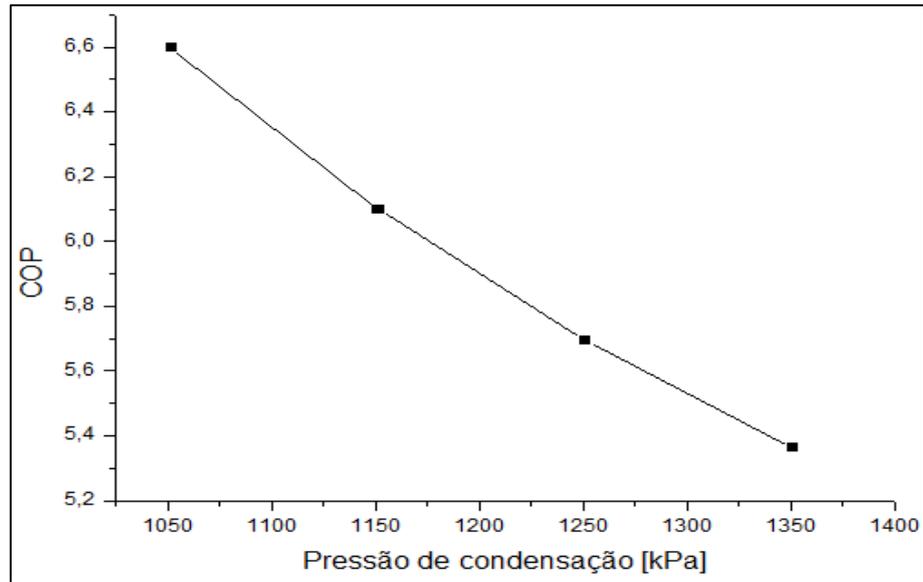
Na figura 13 apresenta-se a variação da potência requerida pelas bombas em função da pressão de condensação. Verifica-se que a potência das bombas não se altera devido a manter o fluxo de massa e pressão de trabalho constante de 541,325 KPa. As entalpias de entrada nem de saída se mantêm praticamente constantes.



Fonte: Próprio autor.

Figura 13: Potência das bombas em função da pressão de condensação.

Dando sequência nas análises de aumento do *COP*, na figura 14 apresenta-se variações do *COP* em função da pressão de condensação no ciclo modificado simulando-se um aumento no sub resfriamento do líquido de alimentação do separador. Na interligação feita entre os dois regimes no ponto 11, que é alimentado com amônia a uma pressão de 641,325 kPa da Figura 10 e variando a pressão de condensação de 1351,325 kPa até 1051,325 kPa como na Figura 11.

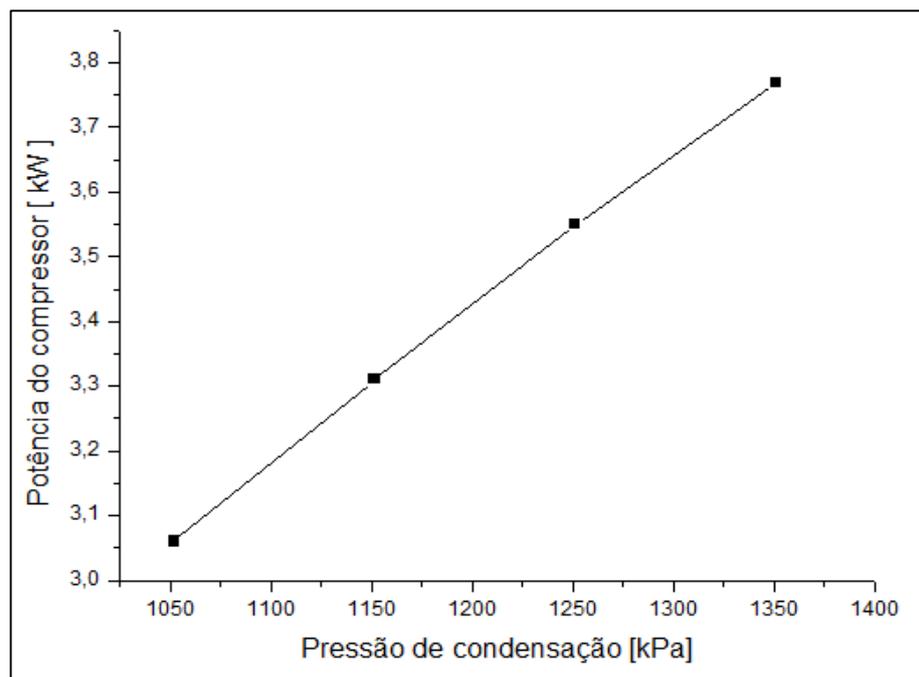


Fonte: Próprio autor.

Figura 14: COP em função da pressão de condensação com sub resfriamento.

Observa-se na Figura 14 que mudando – se a alimentação do separador, com amônia a uma menor pressão em consequência a uma temperatura também inferior à de condensação, o *COP* aumentou de 5,3613 para 6,5965. Verifica – se também que o *COP* aumento de 1,7436 em relação ao ciclo do regime de -10 sem modificação.

Na Figura 15 apresenta-se a variação da potência do compressor em função da pressão de compressão.



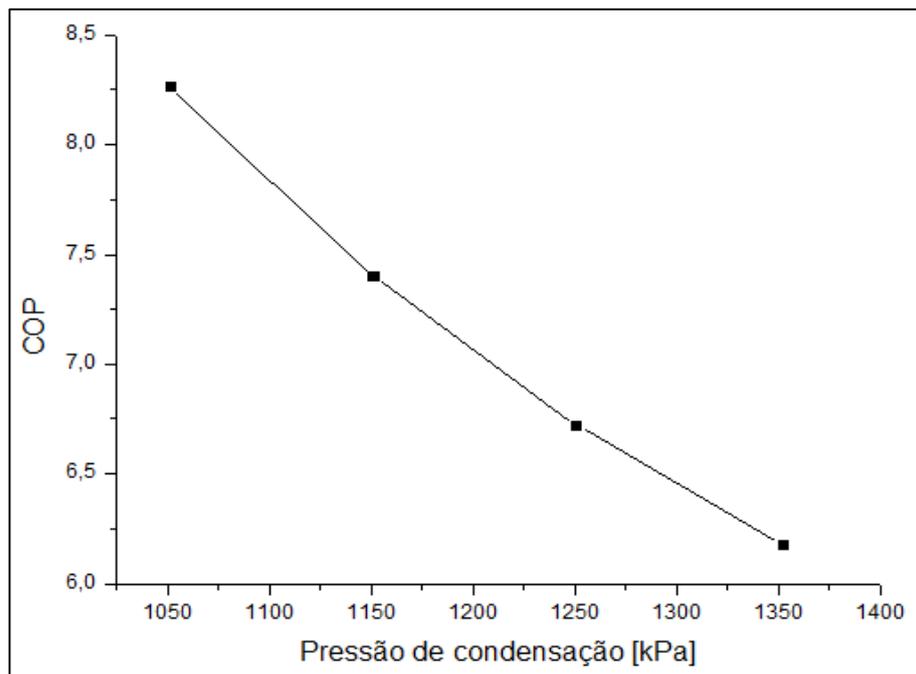
Fonte: Próprio autor.

Figura 15: Potência do compressor em função da pressão de compressão.

Verifica – se na Figura 15 que na condição de maior pressão de condensação e com o líquido sub resfriado, a potência do compressor é de 3,7698 kW, menor do que a potência sem o sub resfriamento que era de 4,1656 kW, ou seja, uma diminuição de 0,3958 kW, nas melhores condições, ou seja, com pressão de condensação menor, a potência do compressor chega a 3,0654 kW.

A potência das bombas, que também afetam o *COP*, no entanto, assim como na Figura 13, está se mantêm constante com a mesma potência pois não houve alteração em seu funcionamento.

Para o sistema do regime de -3 °C, feito as análises da mesma maneira do sistema do regime de -10 °C, alterando a pressão de condensação. Na Figura 16 apresenta – se variações no *COP* em função da pressão de condensação do regime de -3 °C.

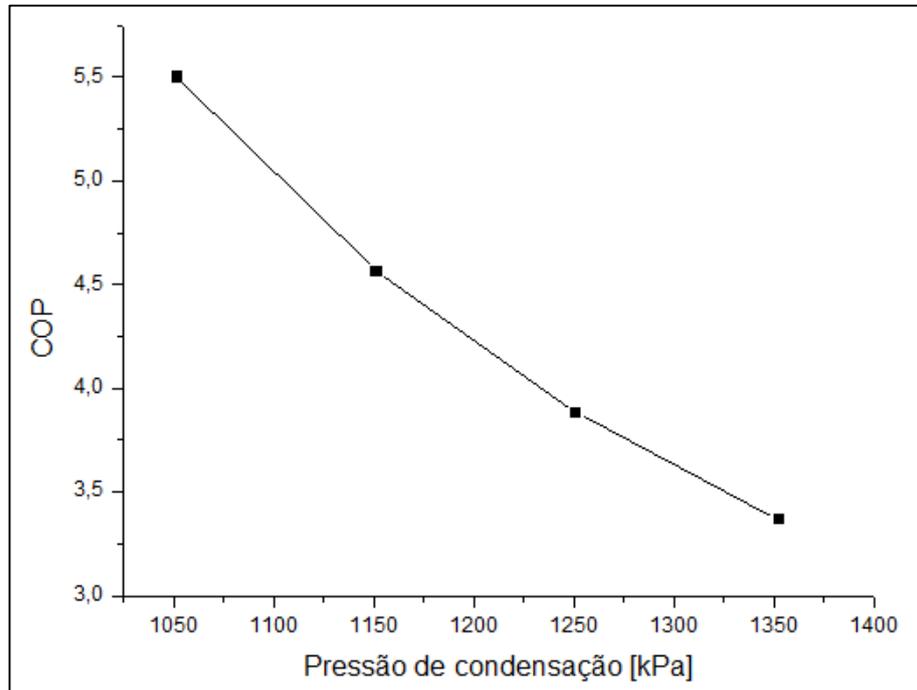


Fonte: Próprio autor.

Figura 16: COP em função da pressão de condensação.

Verifica – se na Figura 16 que a diminuição da pressão de condensação resulta em um *COP* elevado, ou seja, uma alta eficiência do ciclo. Com pressão de condensação de 1351,325 kPa *COP* tem valor de 6,17 conforme tem diminuição na pressão de condensação o *COP* chega a 8,2 na análise com a pressão de 1051,325 kPa.

Na Figura 17 verifica – se a diminuição do *COP*, após a alteração feita no ciclo, ponto 11 da Figura 10.



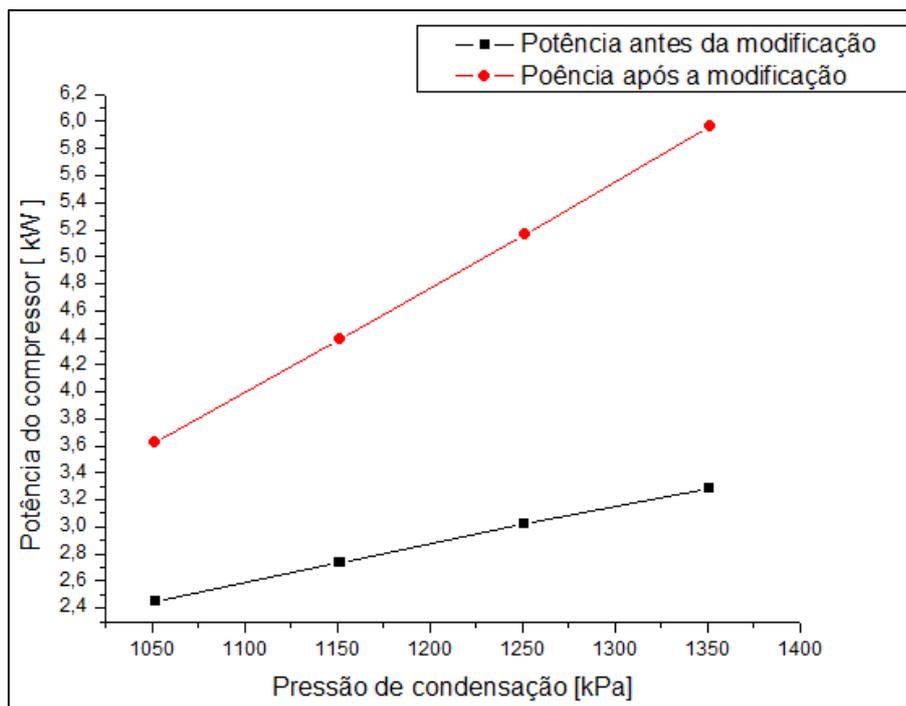
Fonte: Próprio autor.

Figura 17: COP em função da pressão de condensação.

Verifica – se que na Figura 17 a diminuição do COP de 3,36 para uma pressão de condensação de 1351,325 kPa, para um aumento do COP chegando a 5,49 com uma pressão de condensação de 1051,325 kPa.

Apesar da diminuição do *COP* do sistema de -3 °C, outros fatores têm que ser analisados, como a potência do compressor e potência das bombas, já que essas são as que influenciam no *COP*.

Na Figura 18 apresenta-se a potência do compressor antes e depois da interligação.



Fonte: Próprio autor.

Figura 18: Potência do compressor em função da condensação.

Verifica-se na figura 18 as potências do ciclo antes e depois da modificação, assim a potência antes da interligação que varia de 3,28 kW para uma pressão de condensação de 1351,325 kPa até 2,45 kW para uma pressão de condensação de 1051,325 kPa. A potência após a modificação varia de 5,97 kW para a pressão de condensação mais alta, com a diminuição da condensação a potência diminui até 3,63 kW para a pressão de condensação de 1051,325 kPa.

A potência as bombas não têm alteração quando muda – se a pressão de condensação conforme mostra a figura 13 do ciclo -10 °C. Que para o sistema de -3 °C é de 8306,5822 kW antes da modificação e depois de feita vai para 633436,316 kW.

Esses dois aumentos nas potências tanto de compressão quanto na das bombas é devida ao aumento da vazão mássica no separador, pois o separador de líquido do regime de -3 °C tem que alimentar os dois regimes aumentando a vazão mássica de refrigerante.

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho analisou – se um modelo de unidade satélite, empregado o uso de um sistema de refrigeração industrial por compressão a vapor com refrigerante amônia (R-717) para climatização de ambientes e resfriamento de produtos em câmaras composta por trocador a placa para climatização, evaporador com circulação forçada, reservatórios de líquido, compressor tipo parafuso e condensador evaporativo.

A motivação da pesquisa foi a otimização energética dos sistemas onde foram apresentas ações que podem melhorar a eficiência e conseqüentemente reduzir o consumo elétrico de um sistema de refrigeração industrial por compressão de vapor, devido ao sistema do regime de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ operar na maior parte do tempo fora das condições nominais de projeto.

Nota – se que os melhores resultados dos *COP*'s foram com condensação de 1051,325 kPa, mantendo – se o sistema nessas condições de operação tem – se bons resultados na eficiência energética pois segundo Procel (2005). Para cada $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ de redução na temperatura do fluido refrigerante, antes de entrar no condensador, reduz o consumo de energia em aproximadamente, 2% a 3%. Para que isso ocorra é necessário trabalhar com a menor pressão de condensação possível, deixando as áreas de troca térmica sempre limpas e livres de incrustações, trabalhar com uma renovação de água, pois quanto maior for a diferença de temperatura maior a troca de calor, evitar instalar o condensador em lugares muito quentes e com pouco fluxo de ar e também se faz necessário a remoção de incondensáveis da instalação pois os mesmos atrapalham a performance do condensador.

O método de aumento na eficiência energética no ciclo de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ mostrou-se eficiente, aumentando o *COP* do sistema de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, mas com a modificação tem – se uma diminuição do *COP* do sistema de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Essa diminuição no *COP* é devido ao aumento das potências do sistema, potência do compressor e das bombas, pois as análises foram feitas sem alteração na capacidade frigorífica.

Para o sistema do regime de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ sem modificação, tem-se um *COP* de 6,19 com uma pressão de condensação de 1051,325 kPa, com a mesma pressão de condensação e com os sistemas interligados o *COP* do sistema tem um aumento, passando para 6,59.

A modificação dos sistemas mostra – se possível mesmo com a diminuição do *COP* do regime de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, pois com um *COP* de 8,2 tem – se um superdimensionamento do sistema. Com o sistema interligado e a pressão de condensação de 1051,325 kPa o *COP* é de 5,5 atendendo o sistema.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BENEDETTI, Túlio Moraes. **Análise Técnica e Econômica de um Sistema de Refrigeração por Ciclo de Absorção Amônia-água e sua Integração com um Abatedouro de Aves.** 2010. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas. Campinas, SP: [s.n.], 2010.

BUZELIN, Luiz Otávio Soranço. **Concepção e Desenvolvimento Teórico-Experimental de um Sistema de Refrigeração Inteligente.** 2003. 69p. Dissertação (MESTRADO) - Universidade Federal do Paraná. Curitiba.2003.

CARDOSO, Guilherme Berriel. **Potencial de Redução de Consumo de Energia Elétrica em Entrepasto Frigorífico: Um Estudo de Caso.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial) - Universidade Estadual Paulista. São Paulo. 2014.

CLETO, T. Y. **Instalações de Refrigeração Industrial Utilizando Amônia como Refrigerante - Parte I, II e III,** 2005.

GASPAR, P. D., PITANGA, R. A., GONÇALVES, L.C. Carrilho. **Influência das Condições Ambientais no Desempenho Térmico e Energético de Expositores Refrigerados.** 2004. Departamento de Engenharia Eletromecânica. Universidade da Beira Interior. Departamento de Engenharia Mecânica. E.S.T.G. - Instituto Politécnico da Guarda.

LOPES, Marco Aurélio. **Projeto e Simulação de Resfriadores de Líquidos.** 2007. 139 p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica. São Paulo. 2007.

MAYEKAWA DO BRASIL REFRIGERAÇÃO. **MYCOM –Unidade Compressora – Parafuso, Manual de operação e manutenção.** Arujá, 2008.

MENDES, J. E. A. **Eficiência Energética aplicada na indústria de bebidas em sistemas de refrigeração e ar comprimido – Estudo de casos.** 2014. 141 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

PINELLI, Thiago Gomes. **Automação e Análise do Consumo de Energia de um Sistema de Refrigeração para Resfriamento de Líquido.** 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. Campinas. 2008.

Portal do Sistema Firjan; Disponível em <www.firjan.com.br/quantocustaenergia/>. Acesso em 30 de agosto de 2015.

PROCEL, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. **CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, FUPAI/EFFICIENTIA. Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio de Janeiro: Eletrobrás. 2005. 316p.**

RAHN, Marco Aurélio dos Santos. **Estudo da Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Mecânica que Utilizam R-717 Contaminado por Água uma Aplicação para Indústria Pesqueira do Rio Grande.** 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Oceânica) - Fundação Universidade Federal do Rio Grande. Curso de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica. Rio Grande.

REFPROP 8.0; LEMMON; HUBER; MCLINDEN, 2007.

SALVADOR, Francisco. **Projeto de um Sistema de Refrigeração Industrial com "Set-point Variável.** 1999. 105p. Dissertação (MESTRADO) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Eletrônica. São Paulo.

SILVA, João André Beltrão Madeira. **Avaliação do Desempenho Energético de Câmaras de Refrigeração Industrial.** 2014. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Coimbra. Faculdade de Ciências e Tecnologia. Coimbra. 2014.

STOECKER, W. F; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial.** 2 ed. Blucher. São Paulo. 2002.

TASSINI, J.O. **Energy Efficiency in Industrial Refrigeration Systems: Case Study.** 2012. 113 p. Dissertation (Master in Mechanical Engineering) - Engineering College, São Paulo State University - Guaratinguetá, 2012.

TELLES, Pedro Carlos da Silva, 1925. **Tubulações industriais: materiais, projeto, montagem** / Pedro Carlos da Silva Telles. 10.ed. Reimpr. Rio de Janeiro: LTC, 2008.