

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA – UFU

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA – FEMEC

GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

VINICIUS VENDRAMINI SILVA CARDOSO

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS E
DA PERFORMANCE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL**

UBERLÂNDIA - MG

2017

VINICIUS VENDRAMINI SILVA CARDOSO

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS E
DA PERFORMANCE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Faculdade de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Uberlândia como
requisito parcial para a obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof.Dr.Arthur Antunes

UBERLÂNDIA -MG

2017

VINICIUS VENDRAMINI SILVA CARDOSO

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS E
DA PERFORMANCE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Faculdade de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Uberlândia como
requisito parcial para a obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof.Dr.Arthur Antunes
Orientador

UBERLÂNDIA-MG

2017

RESUMO

A busca pela redução do consumo de potência elétrica e pelo aumento da produtividade em sistemas de refrigeração tem se tornado frequente, e cada vez mais importante no mercado. Sendo assim, as empresas tem dedicado um precioso tempo para o estudo detalhado dos rendimentos dos ciclos de operação. Neste trabalho é proposto o estudo do coeficiente de performance (COP) de um ciclo de compressão a vapor, o qual utiliza amônia como fluido refrigerante. A análise se dará por meio da variação dos parâmetros operacionais do ciclo, tais como: temperatura de descarga dos compressores, pressão de condensação, temperatura de saída do sub-cooler e temperatura do regime de operação. Para tanto, dados experimentais foram coletados diretamente na planta industrial e, assim, os diversos estados termodinâmicos e os balanços de energia e entropia, viabilizaram a análise de performance do ciclo. Os resultados indicaram uma melhora do COP do sistema ao trabalhar em condições otimizadas de operação, atingindo um valor máximo de 4,5.

Palavras-chave: COP, Amônia, Refrigeração.

ABSTRACT

The quest for reducing electricity consumption and increasing productivity in refrigeration systems has become frequent, and increasingly important in the market. Thus, as companies have devoted precious time to the detailed study of the yields of the operating cycles. This work proposes the study of the coefficient of performance (COP) of a steam compression cycle, which uses ammonia as a refrigerant. The analysis takes place through the variation of the operating parameters of the cycle, such as: compressor discharge temperature, condensation pressure, subcooler outlet temperature, operating temperature. For that, the experimental data were collected directly in the industrial plant and, thus, the various thermodynamic states and the energy and entropy balances, enabled a cycle performance analysis. The results indicated an improvement of the COP in the working system under optimized operating conditions, reaching a maximum value of 4.5.

Key words: COP, Ammonia, Refrigeration

SUMÁRIO

1.Introdução	1
2.Materiais e métodos.....	2
2.1 Fundamentação Teórica	2
2.2 Descrição da Planta Frigorífica	4
3.Modelo termodinâmico	15
4.Resultados	19
5.Conclusão	22
6.Referências bibliográficas.....	23

1.INTRODUÇÃO

O sistema de refrigeração constitui o coração do frigorífico e da indústria alimentícia, auxiliando no armazenamento de produtos e aumentando o seu tempo de conservação. Estes contribuem também, com um importante fator; a preservação dos alimentos nas temperaturas adequadas para o cumprimento das leis estabelecidas pelo Serviço de Inspeção Federal (SIF). O resfriamento de alimentos conserva o sabor e o valor nutricional dos alimentos se comparados a outros métodos de conservação, motivo pelo qual as indústrias vem optando e ampliando cada vez mais seus sistemas de refrigeração. De acordo com (GEORGE,1993) cerca de 25% da produção de alimentos no mundo é refrigerada, além de uma vasta estrutura de transporte e estocagem.

Os sistemas de refrigeração, no entanto possuem um enorme peso no consumo de energia elétrica das indústrias representando 60% a 75% do valor desta conta. Por isso, tem se falado tanto em eficiência energética visando reduzir, todo excesso de consumo de energia elétrica para geração de frio. Nessa questão todo esforço gasto pelas empresas é importante para aumentar a eficiência de suas instalações. O uso de inversores de frequência tem auxiliado na redução do consumo, contudo a necessidade do aumento da produção tem limitado a ação destes.

A simulação de sistemas de refrigeração desempenha um papel fundamental no projeto de instalação, onde alguns processos são estudados e analisados de forma isolada. De acordo com (STOECKER,1989) soluções para estes sistemas podem ser ainda mais otimizadas se os processos são analisados como um sistema completo. Neste sentido o estudo em questão, propõe uma análise do sistema completo, bem como seus parâmetros e componentes na busca de otimizar sistemas de refrigeração aumentando o coeficiente de performance da instalação.

2-MATERIAIS E MÉTODOS

A simulação do ciclo frigorífico real foi realizada em um software comercial EES (Engineering Equation Solver), com licença concedida pela Universidade Federal de Uberlândia, no intuito de facilitar o desenvolvimento do modelo termodinâmico para otimização do ciclo em estudo.

2.1 Fundamentação Teórica

A capacidade térmica de acordo com (Hélio Creder,2004) pode ser definida, como uma determinada massa, a quantidade de calor necessária para produzir um determinado aumento na temperatura depende da substância. A capacidade térmica, por unidade de massa de um corpo, é o que se denomina "calor específico" e depende da natureza da substância do qual é feito, daí chamar-se específico de uma substância. Assim (Hélio Creder,2004) define ponto de orvalho como a temperatura abaixo da qual se inicia a condensação, à pressão constante, do vapor d'água contido no ar. A Umidade absoluta é a quantidade de vapor presente na mistura ar-vapor. A umidade relativa é a relação entre a umidade absoluta existente e a máxima umidade absoluta a uma dada temperatura, ou seja, quando o ar estiver saturado de vapor.

A temperatura de bulbo úmido é a temperatura mais baixa que pode ser alcançada apenas pela evaporação da água. É a temperatura que se sente quando a pele está molhada e está exposta a movimentação de ar. A temperatura de bulbo úmido é uma indicação da quantidade de umidade no ar. A temperatura de Bulbo seco pode ser definida de acordo com (Roberto Precci,2002), como a temperatura medida com um termômetro comum. Caso o termo temperatura seja usada sem especificação o leitor deve entender como temperatura de bulbo seco.

No trabalho aqui apresentado, será avaliado um ciclo de compressão a vapor de Amônia (R-717), constituído de regime de alta e baixa pressão. Sendo assim, um ciclo real deverá ser comparado com ciclo teórico, pois o último se aproxima mais das condições de trabalho do que o ciclo ideal de Carnot. Os ciclos de refrigeração possuem o princípio básico de funcionamento teórico semelhante ao da Figura 01.

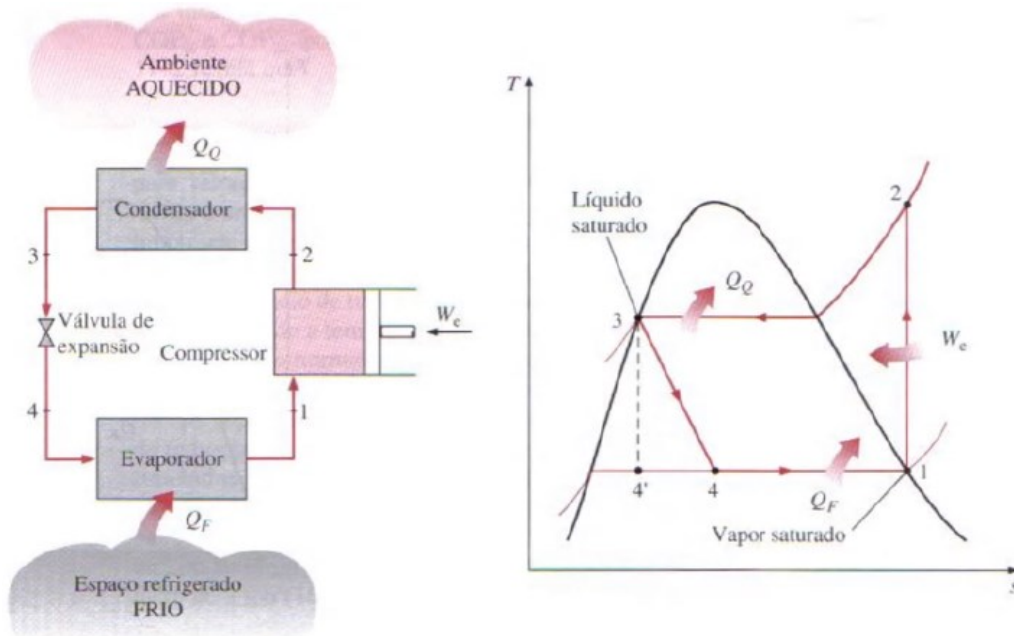


Figura 01-Ciclo Teórico de Refrigeração- (Cengel, Y. A.; Boles, M.A.: **Termodinâmica**. 1996.)

A diferença entre o ciclo teórico e o real, podem ser resumidas em perdas de carga na linha de sucção e descarga dos compressores, além do superaquecimento na entrada do compressor e sub-resfriamento na saída do condensador, como é mostrado na Figura 02.

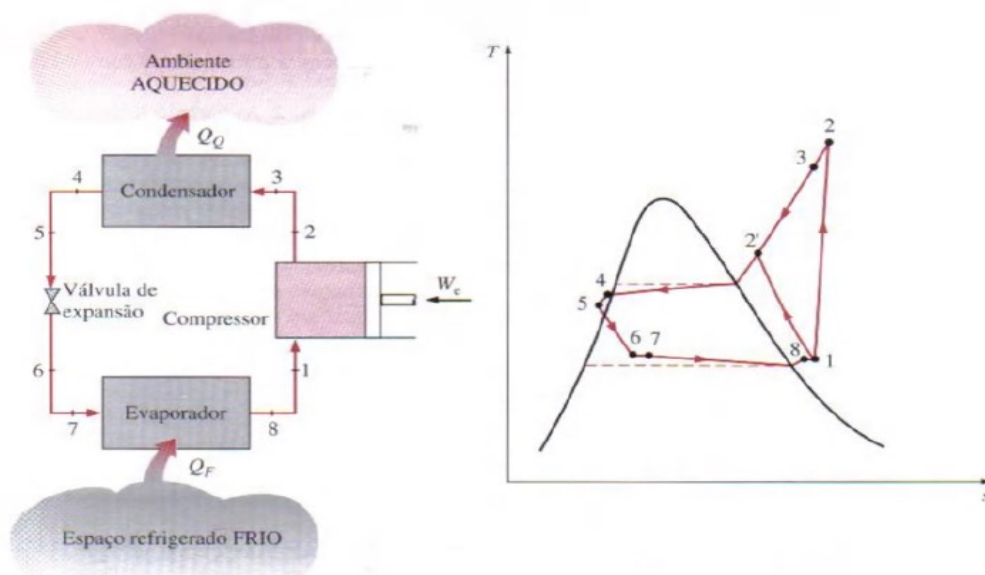


Figura.02-Ciclo Real de Refrigeração- (Cengel, Y. A.; Boles, M.A.: **Termodinâmica**. 1996.)

De acordo com (Eficiência Energética Eletrobrás) o Coeficiente de Performance do Ciclo pode ser definido como a razão entre a energia útil e a energia gasta para que esta seja produzida; de acordo com a Equação 01:

$$COP = \frac{\text{Energia Útil}}{\text{Energia Gasta}} = \frac{\text{Efeito de Resfriamento}}{\text{Entrada de Trabalho}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

Sendo assim, o COP se torna uma importante ferramenta para avaliar o desempenho de uma instalação frigorífica, e possíveis pontos de melhorias. Os parâmetros de influência do COP serão abordados nos próximos capítulos de forma mais abrangente.

2.2 Descrição da Planta Frigorífica

A seguir, tem-se na Figura 03 todos os componentes do ciclo de refrigeração apresentado neste trabalho:

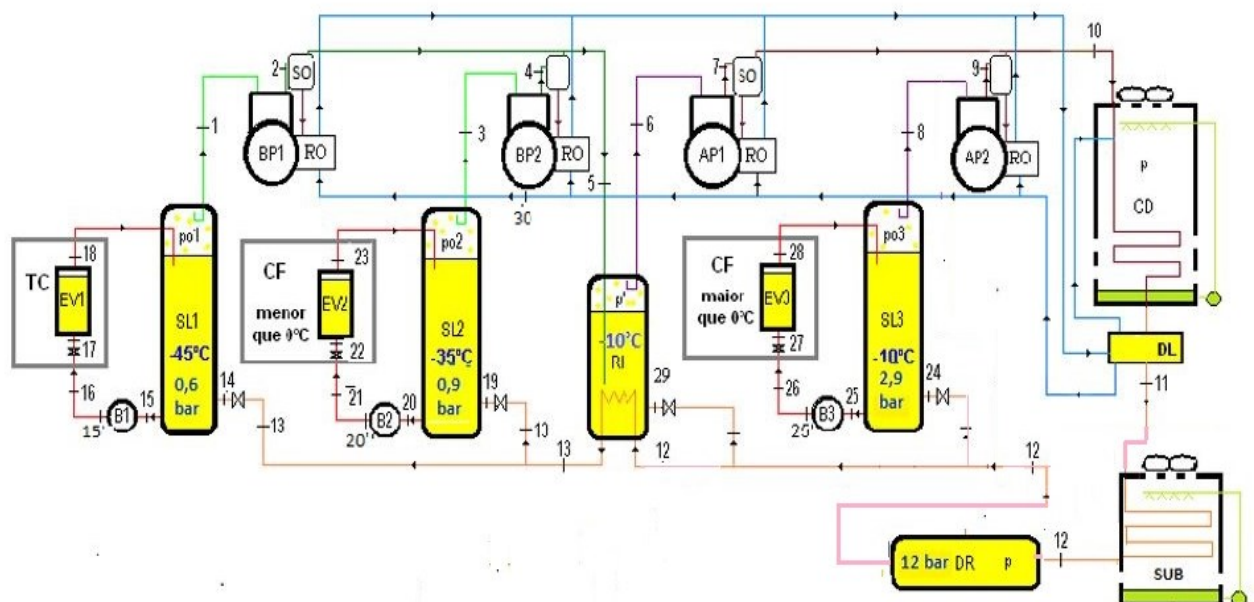


Figura 03-Ciclo Demonstrativo Completo

A sala de maquinas aqui abordada; é responsável por atender a maior demanda da fábrica que é composta por: túneis de congelamento, giro freezer, câmaras de congelamento e resfriamento, câmaras de armazenagem de carcaça de suínos, além de áreas de resfriamento para equipamentos de processamento e embalagem.

De acordo com a Figura 04 da instalação real, localizada na sala de maquinas do frigorífico, observa-se à direita os compressores de amônia e a esquerda encontram-se os separadores de liquido.

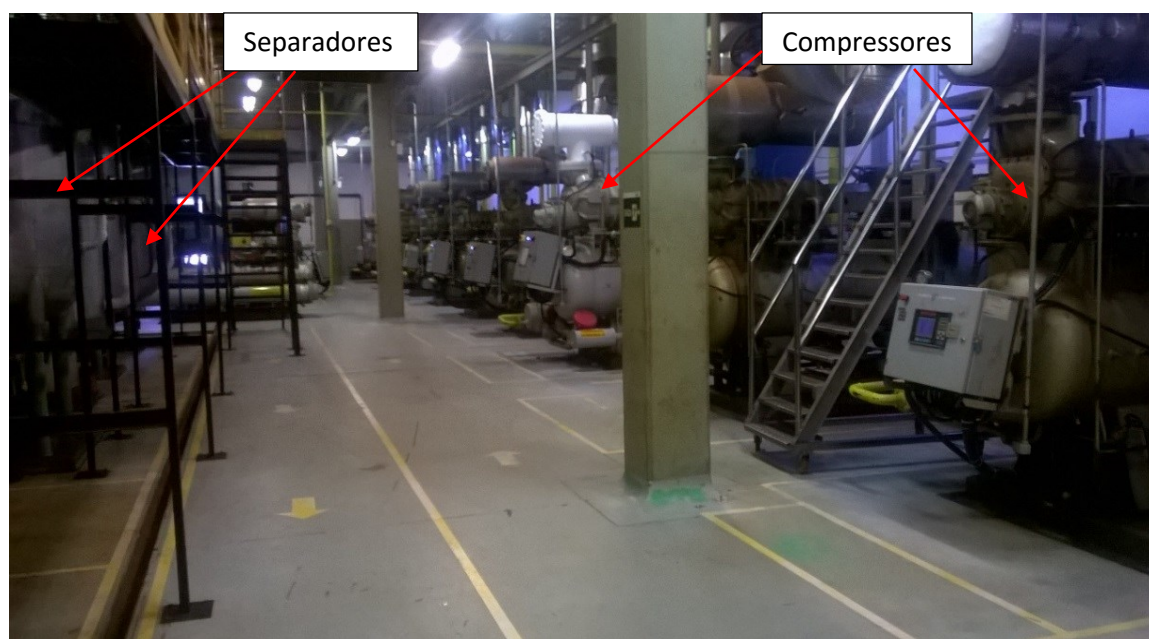


Figura 04-Sala de Maquinas (Autor).

O compressor perde calor para o meio ambiente, no entanto este calor é pequeno se comparado a energia necessária para realizar o processo de compressão.

Na maioria das instalações frigoríficas, o compressor é o componente que mais consome energia, influenciando significativamente no custo operacional da instalação (STOECKER; JABARDO,1994)

Os compressores utilizados no ciclo, são do tipo parafuso duplo, que pertencem a classe dos compressores de deslocamento positivo. Os compressores parafuso possuem dois rotores um macho, e uma fêmea. O rotor macho aciona o rotor fêmea, que fica alojada em uma carcaça estacionária como na Figura 05, transportando e comprimindo o fluido refrigerante de forma continua.

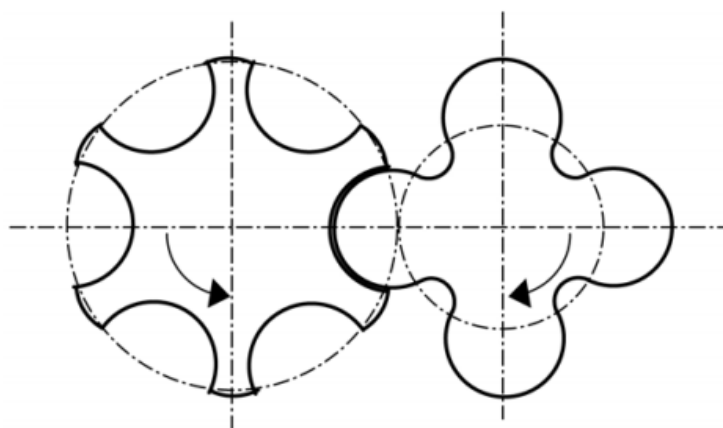


Figura 05-Compressor Parafuso (Eficiência Energética Eletrobrás).

O modelo de compressor parafuso utilizado no ciclo é da fabricante MYCON como o da Figura 06. Os compressores possuem manômetros e sensores de temperatura regulamentos na norma (NR-13,1994) “Caldeiras, Vasos de pressão e tubulações”.



Figura 06-Compressores Parafuso MYCOM (Autor).

O controle da capacidade do compressor é feito através da “Slide Valve” ou através do controle da rotação, feita pelo inversor de frequência. No caso desta instalação, apenas 2 compressores de alta e 2 de baixa possuem inversor de frequência devido ao seu alto custo de aquisição, estes são os chamados compressores mestre.

O controle do compressor mestre é feito através de um “set-point” da pressão de aspiração do separador de líquido; caso a pressão do separador esteja muito alta em relação a pressão padrão, é enviado um sinal ao painel do compressor mestre que através do inversor de frequência aumenta sua rotação, caso seja necessário, o compressor mestre aciona os demais compressores de forma a reduzir a pressão no separador de líquido. Se a pressão do separador esteja muito baixa o processo de controle é o inverso, o compressor mestre reduz a rotação e diminui a capacidade dos demais compressores.

A capacidade de troca térmica de um elemento no estado líquido é superior ao estado gasoso, desta maneira é ideal que só entre amônia no estado de líquido saturado no evaporador que está dentro das câmaras.

Além disso, deve-se garantir que não entre amônia no estado de líquido para linha de sucção do compressor e assim prejudique o seu funcionamento. Desta maneira são instalados o separadores de líquido Figura 07, para garantir esta separação líquido/vapor saturado. A sala de máquinas aqui abordada trabalha nos regimes de -12,-35 e -45°C.



Figura 07-Separador de Líquido (Autor).

O nível de líquido dentro dos separadores é controlado por um sensor de nível que se comunica com uma válvula permitindo ou bloqueando a entrada de amônia no separador como ilustrado na Figura 08.

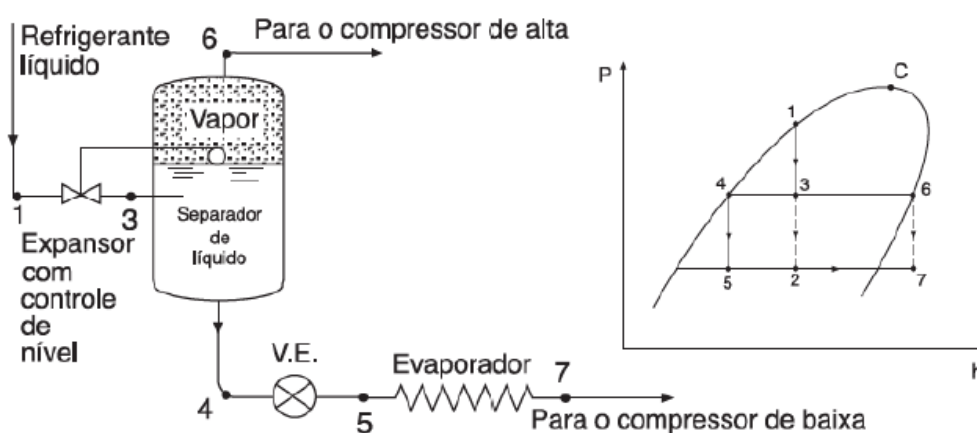


Figura 08-Controle de Nível (Eficiência Energética Eletrobrás,2005).

Os resfriadores intermediários são utilizados em instalações de múltiplos estágios de compressão, onde a sua função é reduzir a temperatura do vapor na saída de um estágio antes de ser aspirado pelo compressor do estágio seguinte. Como em instalações frigoríficas as temperaturas a serem atingidas são muito baixas o resfriamento não pode ser feito por ar, mas sim pela amônia que é expandida até a pressão intermediária, resfriando o refrigerante que deixa o compressor de baixa.

Os condensadores são utilizados para retirar o calor do refrigerante que provem dos compressores de alta pressão, através da troca térmica com o ambiente (ar) e enviar o fluido para o depósito de refrigerante. A capacidade de um condensador depende da pressão e temperatura de condensação.

Ao total são 04 unidades condensadores na sala de máquinas formando uma unidade geral de condensação, estes são do tipo condensadores evaporativos da fabricante MEBRAFE. A unidade geral de condensação pode ser vista na Figura 09.

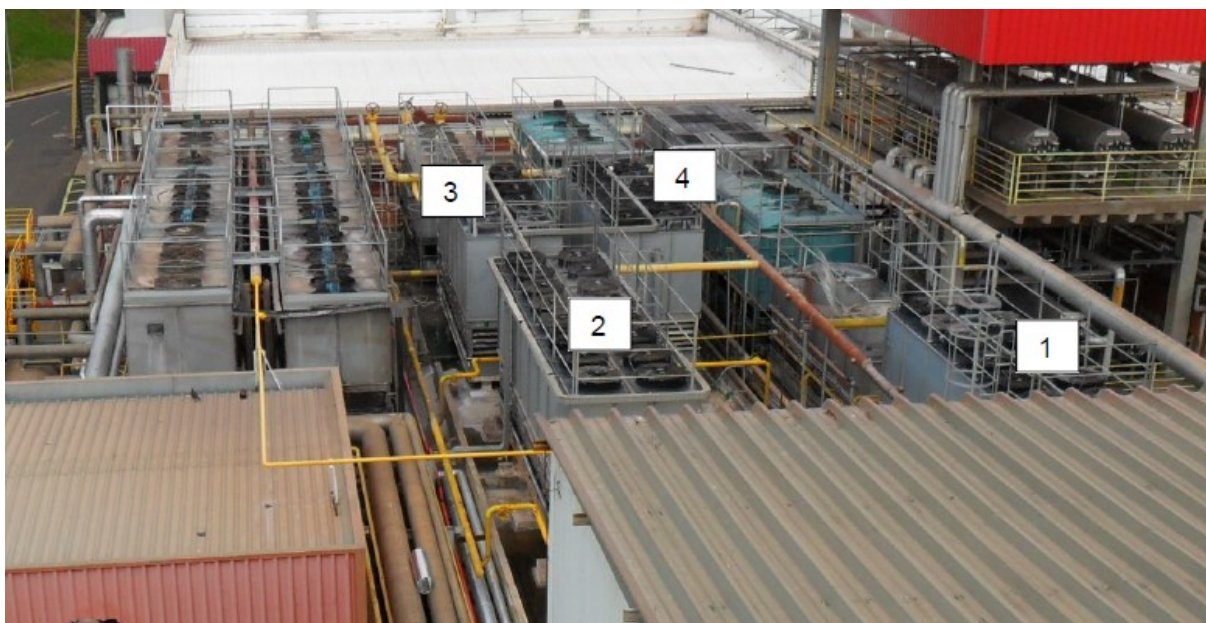


Figura 09-Condensadores Evaporativos (Autor).

Os evaporadores tem a função de retirar a carga térmica diretamente das câmaras e tuneis de congelamento. Nesta instalação frigorifica a capacidade dos evaporadores é variável, visto que existem diversas câmaras com finalidades diferentes, sua carga térmica é bastante variável, sendo assim tem-se evaporadores com capacidade de 60.000 até 1.200.000 kcal/h.

No entanto, em câmaras onde existe constante presença de pessoas não é utilizado diretamente amônia nos evaporadores, mas sim um fluido secundário conhecido como glicol. A amônia é um fluido refrigerante que requer cuidado pois apesar de seu uso comum, de acordo com a (NR-15,1998) “ Atividades e Operações Insalubres” a amônia representa riscos à saúde e, esses riscos exigem uso adequado de equipamentos de proteção individual (EPI) e procedimentos de segurança e manuseio bem elaborados sendo estabelecido o limite de 20 ppm permitidos a atividades onde há circulação de pessoas.

Para reduzir os riscos de contaminação por amônia dos operadores e manutentores da sala de maquinas, além é claro de toda indústria caso a amônia não seja controlada são instalados os chamados lavadores de gás como na Figura 10.O lavador de gás consiste em um exaustor que puxa os gases de dentro da sala de maquinas, fazendo com que passe por bandejas ou chicanes em contracorrente com a água, o que faz com que a amônia possa se aderir a água e não se espalhe pelo ambiente. Assim ocorre a lavagem da amônia que segue por uma tubulação para seu devido descarte.



Figura 10-Lavador de Gás (Autor)

A amônia é considerada um produto químico perigoso, corrosivo para a pele, olhos, vias aéreas superiores e pulmões, sendo mais viável o uso de glicol nas regiões de circulação de pessoas.

O glicol é utilizado como uma mistura na água, para reduzir o ponto de congelamento da água, ele é um líquido claro, incolor, ligeiramente viscoso e completamente miscível com água sendo permitindo seu uso na indústria alimentícia, fazendo que seu uso se torne viável para resfriamento de câmaras de preparo de alimentos e linhas de produção refrigeradas como na Figura 11, no entanto o glicol é utilizado em outra sala de máquinas portanto em outro ciclo de refrigeração diferente do qual abordamos neste trabalho.



Figura 11-Áreas Refrigeradas por Glicol.

Nos casos mais extremos como os dos túneis de congelamento, os alimentos ficam cerca de 12 horas para que possam atingir o congelamento, configurando uma produção de cerca de 80 toneladas diárias. Sendo assim, é necessário uma temperatura no túnel de -25° á -30°C para alcançar o congelamento de todo este produto, o que torna inevitável o uso da amônia para chegar a temperaturas tão reduzidas. As caixas contendo os produtos com 20 quilogramas cada, entram na parte superior do túnel através de esteiras automatizadas e ficam dispostas como uma estante, com o ventilador dos evaporadores liberando ar frio direto nas caixas. Após o congelamento dos produtos, as caixas deixam o túnel pela parte inferior onde são embaladas e levadas para o carregamento dos caminhões refrigerados.

Outro caso extremo é o dos túneis de congelamento contínuo, em forma de espiral do tipo; giro freezer como o da Figura 12, estes são equipamentos usados para o congelamento rápido de produtos. Os produtos entram com temperatura em torno de 76°C e aqui ficam em torno de 55 minutos em ambiente de temperatura -30°C .



Figura 12-Túnel de congelamento em espiral (Giro freezer) – Fonte: Recrusul,2016.

Os suínos são abatidos e passam por uma lavagem e depilação pra retirada de pelos, e são cortados em meia carcaça e retirados seus miúdos. Após isso, seguem para a câmara de resfriamento das carcaças. Estas câmaras de congelamento de carcaças também correspondem a uma considerável carga térmica devido à grande quantidade de carcaças de suínos, estes ficam dispostos enfileirados por trilhos de meia carcaça que estão espaçadas cerca de 50 cm uma das outras como na Figura 13.



Figura13-Camara de Congelamento de Carcaças Parcialmente Preenchida.

Na figura não é possível observar, mas são 2 evaporadores, um de cada lado lançando o ar frio direto nas carcaças de suínos. Os corredores também são refrigerados para que possam

reduzir a carga térmica adicional, adquirida devido a infiltração de ar quente nas câmaras no momento em que o operador preenche a câmara com os suínos.

Os reservatórios de amônia como da Figura 14; são vasos de pressão utilizados para armazenamento de amônia líquida, tem formato cilíndrico horizontal com tampos torosféricos e geralmente são tratados com tintas anticorrosivas.



Figura 14-Reservatório de Amônia.

O subcooler se encontra logo após a saída do depósito de refrigerante e nada mais é do que um trocador de calor como na Figura 15, usado para auxiliar o condensador. Geralmente, é colocado antes do condensador para aliviar a carga térmica, mas neste caso foi colocado após o condensador com um delta de aproximadamente 4°C entre sua entrada e saída. O seu funcionamento se dá através da troca de calor entre a superfície do tubo, a água é bombeada e jogada em contracorrente com os tubos retirando calor do fluido refrigerante que se encontra confinado, para o ciclo apresentado a temperatura de saída se encontra próxima a 22°C .

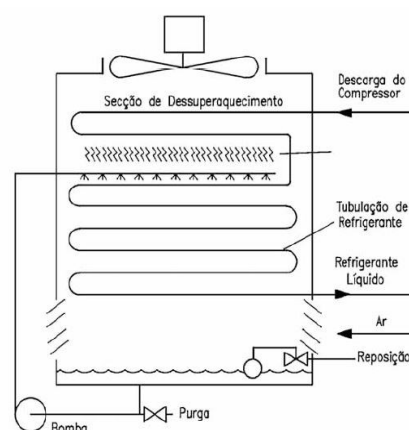


Figura 15-Trocador de calor do tipo subcooler (Hélio Creder,2004).

Os separadores de óleo tem a função importante no ciclo de evitar a contaminação da rede de amônia com o óleo Figura 16, o que reduz a capacidade do ciclo. De acordo com a Mayekawa (MYCOM,2010) o bom desempenho e funcionamento do separador de óleo se baseia no quanto é possível reduzir o arraste de óleo lubrificante para o sistema de refrigeração, mantendo assim a melhor eficiência térmica, resultando em redução do consumo de energia elétrica e menor custo de aquisição de lubrificante.



Figura 16-Separador de Óleo.

3-MODELO TERMODINÂMICO

O ciclo de refrigeração apresentado foi simulado através de um software EES (Engineering Equation solver) com licença concedida pela Universidade Federal de Uberlândia.

O sistema atua com 4 diferentes níveis de pressão: 0.6, 0.9 e 2,9 e 12 bar sendo a última, a pressão de condensação na qual temos a unidade condensadora responsável pela rejeição de calor para o ambiente.

A temperatura de entrada dos compressores em um ciclo real, são governadas pela própria pressão de saturação na sucção, partindo da condição mínima de operação; vapor saturado.

A temperatura de descarga dos compressores foram diretamente medidas com medidor de temperaturas digital do tipo raytech. Os valores das temperaturas nos compressores de baixa variam entre 50 e 65°C, já as temperaturas dos compressores de alta variam entre 70 e 84°C. A variação nestas temperaturas se devem ao fato do compressor estar submetido a carga parcial ou total.

A temperatura de condensação foi tomada como a temperatura de condensação na pressão de descarga dos compressores de alta que é de 12 bar, decrescida de um ΔT de 4°C que existe para que o calor possa fluir da fonte quente (Amônia) para fonte fria (Ambiente).

Assim temos:

$$T_{CD} = T_{SD} - \Delta T \quad (2)$$

Onde:

T_{CD} : É a temperatura de condensação do ciclo, [°C];

T_{SD} : É a temperatura de saturação na pressão de descarga do compressor de alta, [°C];

ΔT : É uma diferença de temperatura de 4°C necessária para garantir o fluxo de calor no sentido do fluido para o ambiente, [°C].

A determinação das propriedades na entrada das bombas foi realizada, admitindo-se a condição mínima de operação; líquido saturado e pressão igual a pressão dos seus respectivos separadores de líquido.

A definição do estado termodinâmico na saída dos evaporadores, foi feita considerando uma taxa de vaporização nos evaporadores inundados de 5%, ou seja, título $x = 0,05$ e pressão igual à dos separadores de líquido em que estão conectados.

A estimativa da carga térmica foi realizada considerando a marca e o modelo dos compressores utilizados no ciclo real, e então retirado suas capacidades do catálogo fornecido pelo fabricante Mycon e considerado a carga na qual cada compressor está sujeito, como mostrado na tabela 1:

Tipo	Modelo	Capacidade Total [kJ/h]	Carga	Capacidade Real [kJ/h]
Baixa Pressão	SérieV-250L	1660211	90%	1494190
Baixa Pressão	Série V-200L	1449338	90%	1304404
Alta Pressão	SérieV-160S	1166918	75%	875188

Tabela 1-Capacidade dos Compressores-Fonte: Fabricante Mycon.

Onde:

CT1 = 1494190 [kJ/h] (Carga Térmica do Separador de Líquido 01-Regime -45°C).

CT2 = 1304404 [kJ/h] (Carga Térmica do Separador de Líquido 02-Regime -35°C).

CT3 = 875188 [kJ/h] (Carga Térmica do Separador de Líquido 03-Regime -10°C).

O cálculo das descargas de amônia foi realizado através de um volume de controle no conjunto Separador de líquido, bomba e evaporador como mostrado na Figura 17.

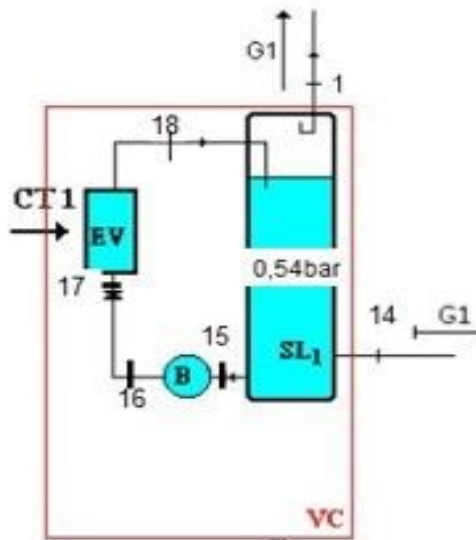


Figura 17 – Volume de controle no separador, bomba e evaporador.

Aplicando a 1ª Lei da termodinâmica:

$$Q_1 = m_1 \times (H_1 - H_{14}) + W_1 \quad (3)$$

Onde:

Q_1 = Calor envolvido o volume de controle, [kJ/h];

m_1 = Vazão mássica, [kg/h];

H_1 = Entalpia na saída do separador de líquido 01, [kJ/kg];

H_{14} = Entalpia na entrada do separador de líquido 01, [kJ/kg];

W_1 = Trabalho envolvido no volume de controle, [kJ/h];

No volume de controle selecionado não existe trabalho envolvido, e o calor é igual a carga térmica retirada no evaporador, conforme a Eq.04 e 05;

$$W_1 = 0 \quad (4)$$

$$Q_1 = CT_1 \quad (5)$$

Assim tem-se:

$$m_1 = \frac{CT_1}{H_1 - H_{14}} \quad [\text{kg/h}] \quad (7)$$

Desta mesma forma, obtém-se a vazão mássica envolvida no volume de controle. O mesmo procedimento foi realizado, criando volumes de controle nos separadores de líquido 02 e 03 e no resfriador intermediário para obter as vazões mássicas de amônia no ciclo.

Logo;

$m_1 = 1310$ - Vazão mássica de amônia que passa pelo compressor de baixa 01.

$m_2 = 1128$ - Vazão mássica de amônia que passa pelo compressor de baixa 02.

$m_3 = 764,8$ - Vazão mássica de amônia que passa pelo compressor de alta 02.

$m_4 = 1547$ - Vazão mássica de amônia que passa pelo compressor de alta 01.

O cálculo das potências absorvidas na compressão foi realizado através de um volume de controle no compressor.

Assim obtém-se o trabalho realizado por cada um dos 04 compressores do ciclo, em [kJ/h];

$W_1 = -287175$ Trabalho real do compressor de baixa 01

$W_2 = -170505$ Trabalho real do compressor de baixa 02.

$W_3 = -149469$ Trabalho real do compressor de alta 02.

$W_4 = -303475$ Trabalho real do compressor de alta 01.

O cálculo do coeficiente de performance do ciclo, agora pode ser realizado após o conhecimento das cargas térmicas e dos trabalhos realizados. De acordo com a Equação 01, obtém-se um coeficiente de performance do ciclo de 4,034.

4.RESULTADOS

Os resultados obtidos na simulação realizada no EES serão aqui apresentados;

A Figura 11 descreve a influência do regime de operação sobre o coeficiente de performance. As alterações foram realizadas aumentando em 1°C a temperatura do regime e verificando sua influência no ciclo, mostrando uma relação quase linear entre a temperatura do regime e o COP, chegando a um valor máximo de 4,507.

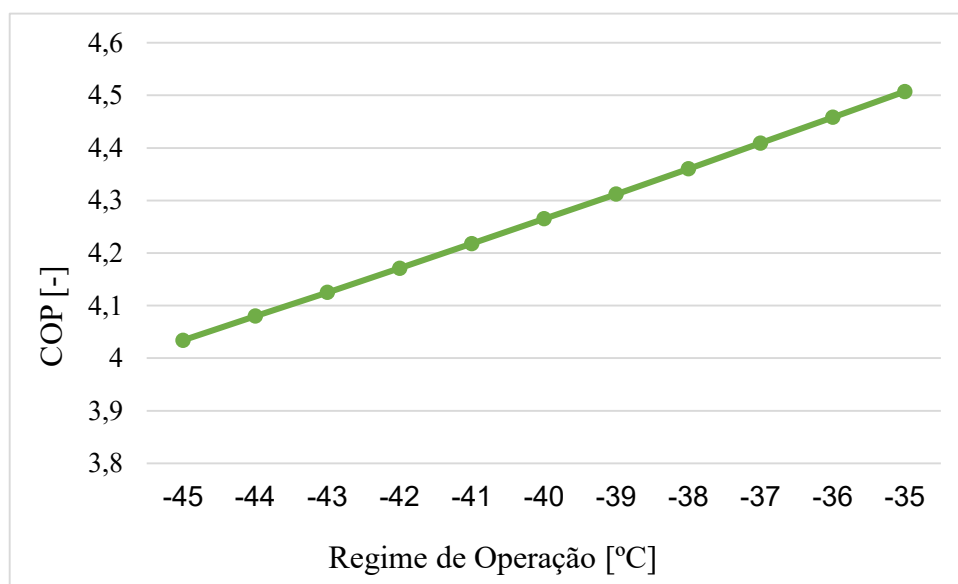


Figura 11 - Influência do Regime de Operação.

A Figura 12 representa a influência da temperatura de descarga dos compressores de alta em relação ao coeficiente de performance, pode ser observado que sua relação é praticamente constante.

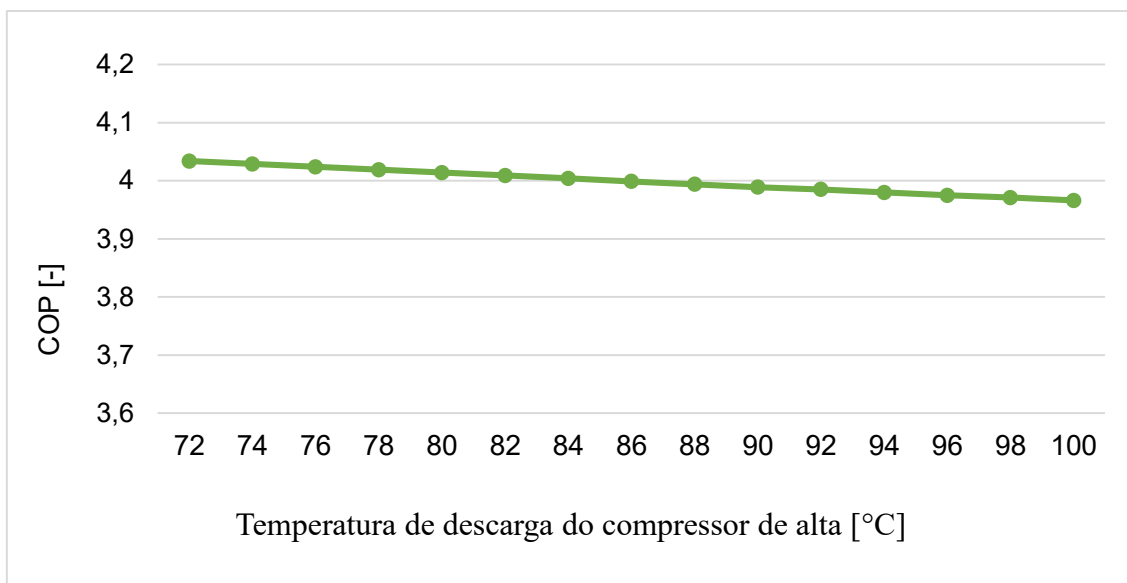


Figura 12 -Influência da temperatura de descarga do compressor de alta [°C].

A Figura 13 representa a influência da variação temperatura de saída do subcooler em relação ao coeficiente de performance.

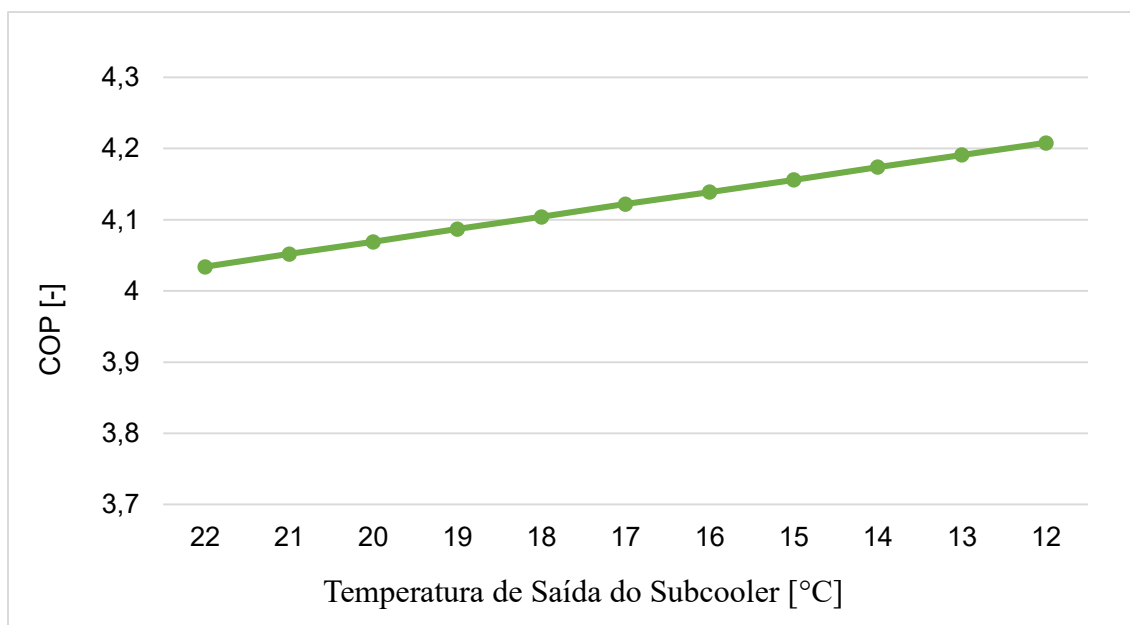


Figura 13-Influência da temperatura de saída do subcooler [°C].

A Figura 14 representa a influência da pressão de condensação no coeficiente de performance, em uma redução na pressão de condensação de 12 bar para 9,4 bar atingindo um COP máximo de 4,404.

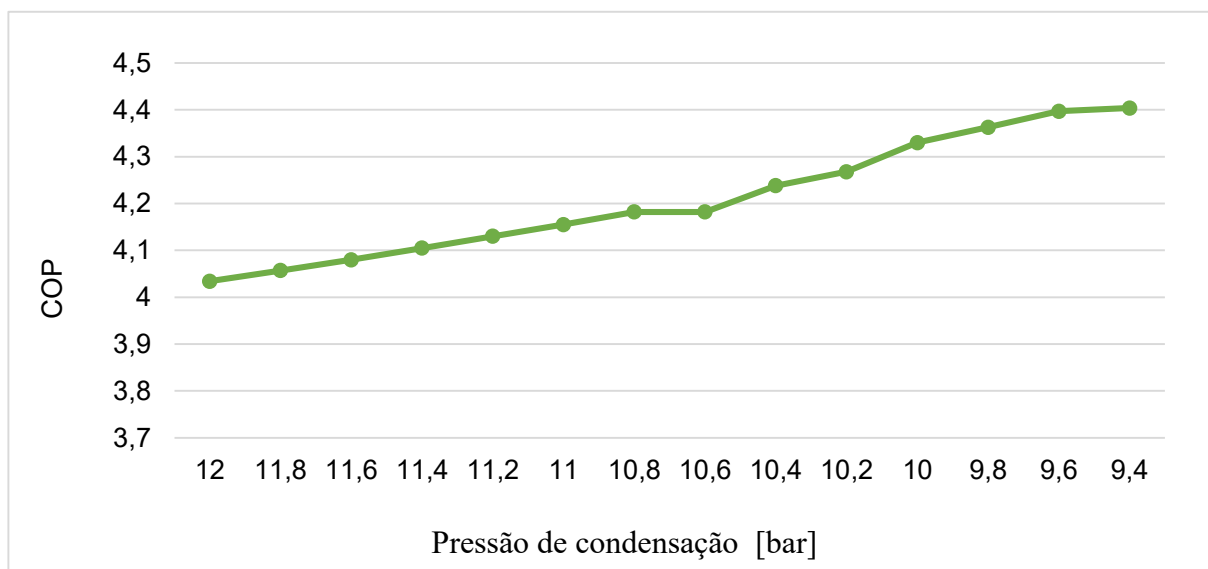


Figura14-Influência da pressão de condensação [bar].

5 CONCLUSÃO

O trabalho apresentado elaborou um modelo para simulação de um ciclo de refrigeração industrial, por compressão a vapor com fluido refrigerante de amônia. Este ciclo é usado para congelamento e conservação de produtos de origem animal.

O trabalho foi motivado pela considerável quantia em dinheiro, paga pela indústria em energia elétrica para manter a sala de máquinas; mais de 80% da eletricidade consumida na empresa. O estudo do ciclo teve como foco o coeficiente de performance, buscando aumentar a carga térmica atendida e reduzir o consumo de energia elétrica por parte dos compressores.

Os resultados apresentados mostram que; o aumento na temperatura do regime de -45°C para -35°C eleva o COP consideravelmente em 11,72%, o que é bastante viável tendo em vista que, as câmaras atendidas por este regime tem temperatura em torno de -30°C . Uma redução de 100°C para 72°C na descarga dos compressores de alta, aumenta o COP em 1,7%, o que inviabiliza qualquer tipo de tentativa de reduzir esta temperatura de descarga já que sua influência no COP não justifica gastos adicionais para resfriamento do compressor. Uma redução de temperatura de 22°C para 12°C na saída do subcooler resulta em um aumento de 4,034 para 4,208 cerca de 4,31%, o que a longo prazo pode ser realizado através do aumento da área de troca de calor do subcooler. A redução da pressão de condensação apresenta resultados positivos, em que; uma diminuição da pressão de 12 bar para 9,4 gera um aumento de 9,17% no COP.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ELETROBRÁS, **Eficiência Energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial**. Rio de Janeiro, 2005.

CENGEL, Y. A.; BOLES, M.A. **Termodinâmica**. Mc Graw-Hill, 1996.

MORAN, M.J. SHAPIRO, H.N. **Fundamentos de termodinâmica técnica**. Ed. Reverte, 1999.

CREDER, HÉLIO. **Instalações de Ar Condicionado**. 6ª Edição. 2004. LTC.

MYCON. **Catálogo Mayekawa-Mycon**: produtos/ catálogos/Compressores Parafusos; Acesso em 13 de Março de 2017.

GEORGE, R.M. **Freezing Processes Used in the Food Industry, Trends in Food Technology**, vol. 4, p. 134-138, 1993.

LEITE, A. A. F., **Oportunidades de eficiência energética para a indústria: setores com maior potencial de eficiência energética: sumário executivo**. Cni, Brasília, 2010. 86p.

SALVADOR, F. **Projeto de um Sistema de Refrigeração Industrial com Set Point Variável. Dissertação de Mestrado** – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo EPUSP, Departamento de Engenharia Eletrônica, São Paulo, 1999.

STOECKER, W.F. **Design of Thermal Systems**, McGraw-Hill Kogakusha, Ltd., 1971.

STOECKER, W. F; J. M. SAIZ JABARDO. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgar Blucher, 2002. 371 p.

MINISTÉRIO DO TRABALHO, GOVERNO DO BRASIL, **NR 15 - Atividades e Operações**.

Van WYLEN, G., SONNTAG, R., BORGNAKKE, C., **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**, Editora Edgard Blücher, 4ª ED, 2003.

LEGISLAÇÃO DO MINISTÉRIO DO TRABALHO, **“Norma Regulamentadora NR-13”**, 26.04.1995.

