

CENTRO UNIVERSITÁRIO DO SUL DE MINAS - UNIS/MG

ENGENHARIA MECÂNICA

LUCAS FARIA VAZI

Biblioteca Monsenhor Domingos Prado Fonseca
N. Class. <i>M 621.564</i>
Cutter <i>V.39.3c</i>
Ano/Ed. _____



**COMPARAÇÃO DE COMPRESSORES BITZER EM TÚNEL DE
CONGELAMENTO**

Varginha - MG

2010

LUCAS FARIA VAZI

**COMPARAÇÃO DE COMPRESSORES BITZER EM TÚNEL DE
CONGELAMENTO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário do Sul de Minas – UNIS/MG como pré-requisito para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico, sob a orientação do Prof. Altamiro Caldonazo Júnior.

Varginha - MG

2010

LUCAS FARIA VAZI

**COMPARAÇÃO DE COMPRESSORES BITZER EM TÚNEL DE
CONGELAMENTO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário do Sul de Minas – UNIS/MG como pré-requisito para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico pela banca Examinadora composta pelos membros: Prof. Esp. Márcio de Santana, Prof. Ms. Alexandre Soriano e Prof Esp. Alexandre Lopes.

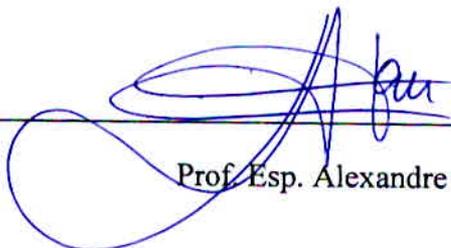
Aprovado em 13 / 12 / 2010



Prof. Esp. Márcio de Santana



Prof. Ms. Alexandre Soriano



Prof. Esp. Alexandre Lopes

OBS.:

Dedico esta monografia aos meus pais, irmãos
e engrandecedores do meu conhecimento no
período da minha formação acadêmica.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus que rege todo o universo, por toda luz a nós concebida, por todas as pessoas, por essa oportunidade de crescimento, de realização e de finalização de uma etapa.

“O homem, entretanto, tem necessidade quase constante da ajuda da benevolência alheia. Ele terá maior probabilidade de obter o que quer, se conseguir interessar a seu favor a auto-estima dos outros, mostrando-lhes que é vantajoso para eles fazer-lhe ou dar-lhe aquilo de que ele precisa. é isto o que faz toda pessoa que propõe um negócio a outra. Dê-me aquilo que eu quero, e você terá isto, aqui que você quer-esse é o significado de qualquer oferta desse tipo; e é dessa forma que obtemos uns dos outros a grande maioria dos serviços de que necessitamos.”

Adam Smith

RESUMO

A eficiência energética de equipamentos de refrigeração é cada vez mais importante para as indústrias e edificações, devido à magnitude que tais equipamentos representam no consumo de energia elétrica. Em sistemas de refrigeração o mais conhecido é o que opera com ciclo por compressão de vapor. Neste ciclo, o compressor é o equipamento mais complexo e de maior custo. Dessa forma, deve-se tomar especial cuidado, pois além de problemas como desgaste e falta de lubrificantes, ele está sujeito a sofrer danos decorrentes do funcionamento incorreto ou falho de todos os outros componentes. Dentro dos compressores existentes, o compressor alternativo pode ser comercialmente considerado o cavalo de batalha da refrigeração industrial, dominando a faixa de capacidades inferiores a 300 kW (85 TRs). Assim, este projeto tem o objetivo de analisar experimentalmente o desempenho de compressores de refrigeração de simples e duplo estágio utilizados nos produtos da empresa.

Palavras-chaves: Refrigeração. Túnel de Congelamento. Compressor. Semi-hermético. Simples Estágio. Duplo Estágio.

ABSTRACT

The energy efficiency of refrigeration is increasingly important for industries and buildings, due to the magnitude that these devices represent the energy consumption of refrigeration electric systems. In the best known is operating with vapor compression cycle. In this cycle, the compressor equipment is more complex and more expensive. Thus, one should take special care, as well as problems such as lack of lubrication and wear; he is liable to suffer damage caused by the malfunction or failure of all other components. Within the existing compressors, the reciprocating compressor can be commercially considered the workhorse of industrial refrigeration, dominating the track capacity below 300 kW (85 HRs). Thus, this project aims to experimentally examine the performance of refrigeration compressors of single and double stage used in company products.

Key words: *Refrigeration. Freezing Tunnel. Compressor. Semi-hermetic. Single Stage. Two Stage.*

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 01 – Esquema dos componentes principais e sua disposição em um sistema de compressão de vapor simplificado	16
Figura 02 – Ciclo de refrigeração de Carnot	19
Figura 03 – Ciclo padrão de compressão a vapor.	21
Figura 04 – Comparação do ciclo padrão e ciclo real	23
Figura 05 – Tipos de Compressores Frigoríficos	25
Figura 06 – Compressor Alternativo Aberto	27
Figura 07 – Compressor Alternativo Semi-Hermético	28
Figura 08 – Compressor Alternativo Hermético	29
Figura 09 – Modificação do ciclo de Carnot pela compressão seca	30
Figura 10 – Influência das pressões de sucção e descarga na eficiência volumétrica	35
Figura 11 – Aplicação Bitzer de Compressores	39
Figura 12 – Indica à medida que a temperatura de evaporação abaixa a redução de capacidade acompanha	40
Figura 13 – Gráfico de condições ideais de trabalho da linha semi-hermética de simples estágio.....	42
Figura 14 – Compressor Bitzer de 6 Cilindros Simples Estágio.....	43
Figura 15 – Vista frontal de compressor semi-hermético de duplo estágio.....	44
Figura 16 – Vista lateral de compressor semi-hermético duplo estágio.....	45
Figura 17 – Vista frontal de compressor semi-hermético de duplo estágio de 4 cilindros Bitzer.....	45
Figura 18 – Gráfico de trabalho dos compressores semi-herméticos de duplo estágio com os refrigerantes R 22, R 404 – A e R 507 – A.....	47
Figura 19 – Válvula solenóide para a liberação do fluido refrigerante para o dessuperaquecimento do sistema	48
Figura 20 – Sistema de Montagem de Compressor Semi-hermético Duplo Estágio com subcooler de líquido e resfriamento pelo sistema eletrônico CIC.....	50

Figura 21 – Sistema de tubulação para o funcionamento do compressor de duplo estágio, utilizando o sistema CIC.	50
Figura 22 – Unidade condensadora montada na empresa klimaquip – Tecnologia do Frio.....	52
Figura 23 – Unidade Evaporadora montada na Klimaquip – Tecnologia do Frio.	53
Figura 24 – Tela inicial do Software.....	55
Figura 25 – Tela do Software para escolha de compressor simples estágio	56
Figura 26 – Tela do Software para escolha do compressor duplo estágio	57
Figura 27 - Aplicação de Compressor de Simples Estágio	59
Figura 28 – Aplicação de Compressores Duplo Estágio.....	59

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 – Faixa de Aplicação de Compressores.....	25
Tabela 02 – Indica a Redução de Capacidade e Quantidade de Controle.....	39
Tabela 03 – Limites de trabalho do compressor de acordo com o gás e as temperaturas de condensação e evaporação.....	41
Tabela 04 – Condições de Trabalho dos Túneis de Congelamento.....	54
Tabela 05– Sistema de Túnel de 1 Carro	60
Tabela 06– Sistema de Túnel de 2 Carros.....	60
Tabela 07–Sistema de Túnel de 4 Carros.....	61

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
1.2. Objetivo	14
1.2.1 Objetivo Específico	15
2 REFERENCIAL TEÓRICO.....	16
2.1. Condicionamento de ar	17
2.2 Refrigeração Industrial.....	18
2.2.1 Ciclo de Carnot.....	19
2.2.2. Coeficiente de eficácia (COP).....	20
2.2.3 Ciclos Padrão e Real de Compressão a Vapor	21
2.3 Compressores de Refrigeração	23
2.3.1. Compressores Alternativos	25
2.3.2. Compressores Alternativos Semi-Herméticos	26
2.3.3. Compressores Alternativos Herméticos	27
2.4 Processo de Compressão.....	29
2.5 Eficiência Volumétrica Efetiva	31
2.5.1 Potência de Compressão Ideal e Eficiência Isoentrópica.....	32
2.5.2 A Capacidade de Refrigeração.....	33
2.5.3 Fatores que Influenciam o desempenho do ciclo	34
3 COMPARATIVOS DOS COMPRESSORES SIMPLES E DUPLO ESTÁGIO.....	38
3.1 Compressor Semi-hermético de simples estágio.....	36

3.2 Limites De Operação Com Capacidade Reduzida	40
3.2.1 Compressores semi-herméticos.....	40
3.3 O compressor de semi-hermético de duplo estágio	43
3.4 Resfriamento entre estágios.....	46
3.5 Possibilidade de operação com os compressores de duplo estágio.....	49
4 A EMPRESA A SER ESTUDADA: TÚNEL DE CONGELAMENTO DA EMPRESA KLIMAQUIP	52
5 RESULTADOS DA PESQUISA.....	58
5.1 Análise Preliminar.....	61
6 CONCLUSÃO	62
REFERÊNCIAS	63

SISTEMA DE BIBLIOTECAS

FEPESMIG

BIBLIOTECA MONSENHOR DOMINGOS PRADO FONSECA

1 INTRODUÇÃO

Neste trabalho apresentaremos o estudo de caso de troca de um elemento de máquina, de grande importância no sistema de refrigeração e alto valor de mercado.

A empresa escolhida é a empresa Klimaquip – Tecnologia do Frio, situada em Pouso Alegre e fabricante de equipamentos de congelamento e resfriamento de produtos alimentícios em geral. Em um dos seus produtos no caso dos túneis de congelamento saiu à necessidade de estudo para a mudança de compressores semi-herméticos de simples estágio para o de duplo estágio oferecido pela empresa Bitzer situada em São Paulo, a empresa é fabricante de compressores e componentes para sistema frigorífico, e demonstrou o produto para a empresa para a possível mudança em seu projeto.

Todos os dados necessários foram retirados dentro do setor de engenharia da empresa, nos oferecendo os dados básicos para o estudo do caso e os dados dos compressores já aplicados no seu processo produtivo.

A empresa Bitzer disponibiliza em seu site informações sobre o objeto de estudo, porém feito contato com o setor de engenharia da empresa para recolhimento de informações utilizadas neste projeto.

Após as coletas de dados, o estudo de caso foi sendo analisado para se obter os resultados e assim informar a decorrência dos fatos.

O resultado será apresentado à empresa para possível mudança no projeto base.

1.2 Objetivos

Neste trabalho buscamos a análise do processo de congelamento de alimentos, voltado para o equipamento “túnel de congelamento”, neste caso estamos trabalhando com a hipótese de mudar os compressores semi-herméticos para outro compressor obtendo maior capacidade frigorífica por menor consumo elétrico.

1.2.1 – Objetivos Específicos

Com a mudança dos compressores semi-herméticos de simples estágio para os compressores semi-herméticos de duplo estágio espera-se conseguir objetivos, maior capacidade frigorífica comparada ao simples estágio e pelo processo aplicado a economia de energia elétrica para a geração da mesma quantidade gerada pelo um compressor de simples estágio.

Deste modo o investimento aplicado nesse novo mecanismo deverá ser pago em um curto espaço de tempo, pela economia gerada através do baixo consumo elétrico.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

No mundo moderno, com o aumento do número de pessoas que ocupam os mais diversos locais do planeta e com a ampliação da tecnologia, a refrigeração vem recebendo cada vez mais importância, pois atua em diversas áreas: proporcionando conforto ambiental das pessoas, melhorando a sensação de bem-estar e aumentando assim a sua produtividade; facilitando a conservação, armazenamento e o transporte de alimentos.

Em alguns casos especiais, a refrigeração faz parte do processo de transformação dos alimentos. Nesse sentido, os sistemas de refrigeração atuam tanto diretamente quanto indiretamente na produção, pois em determinados processos é necessário à utilização de equipamentos que alterem a temperatura, fazendo parte do processo, enquanto alguns equipamentos e processos necessitam funcionar em uma temperatura controlada.

O objetivo principal do ciclo de refrigeração ou frigorífico é transferir a energia produzida em uma região em que se deseje manter a temperatura controlada para uma outra região de alta temperatura.

Dentro dos ciclos de refrigeração, podemos citar os ciclos por compressão de vapor, ciclos por absorção e outros de fins mais específicos utilizados pela indústria.

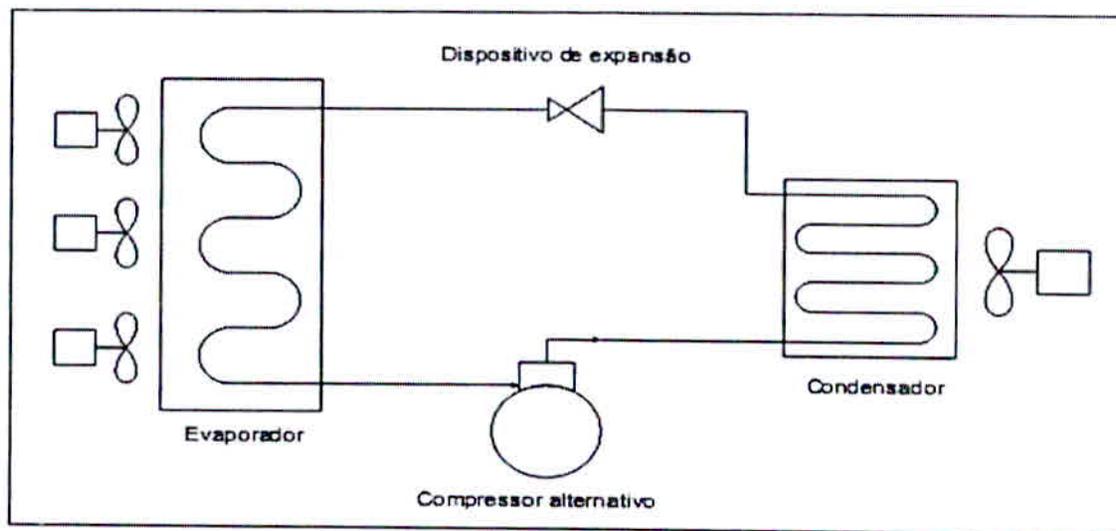


Figura 01 – Esquema dos componentes principais e sua disposição em um sistema de compressão de vapor simplificado. Fonte: STOECKER, Jones (2002).

Na Figura 01 podemos visualizar um esquema simplificado de um sistema por compressão de vapor e seus componentes principais. Para um sistema completo deveriam ser incluídos os filtros, reservatórios, válvulas e equipamentos de controle.

Podemos dividir a refrigeração em dois ramos: condicionamento de ar e refrigeração industrial. Os componentes básicos dos dois ramos não diferem e são: trocadores de calor, ventiladores, bombas, tubos, dutos e controles, sendo que estes sistemas consistem num ciclo frigorífico.

2.1 Condicionamento de ar

Um dos principais objetivos do condicionamento de ar é gerar condições para o conforto térmico humano, sendo que este é definido pela ASHRAE (2001, p.35) como “Conforto térmico é a condição que a mente expressa satisfação com o meio ambiente”.

Esta definição deixa em aberto o que significa: mente ou satisfação, mas indica que o julgamento da sensação térmica não só é definido por condições físicas como também por condições psicológicas. As atividades do metabolismo do corpo humano resultam quase que em sua totalidade em calor, que deve ser continuamente dissipado e regulado para manter a temperatura normal do corpo.

A troca de calor insuficiente superaquece o corpo gerando uma condição de hipertermia enquanto um excesso de troca de calor promove uma condição de hipotermia, ambas malélicas ao corpo humano. Quando a temperatura da pele atinge temperaturas maiores que 45°C ou menores que 18°C causam dor e elevado desconforto, temperaturas internas do corpo abaixo de 28°C pode causar arritmia e morte enquanto temperaturas maiores que 46°C podem causar danos irreversíveis ao cérebro (ASHRAE, 2001). Portanto, mesmo em regiões onde as temperaturas sejam amenas, os edificios podem ser refrigerados para compensar a liberação de calor por pessoas, luzes e outros aparelhos elétricos.

Em edificios comerciais e indústrias, o condicionamento de ar ajuda a aumentar a eficiência dos usuários (funcionários), já em outras instalações como hospitais que exigem condições controladas de temperatura e umidade, o condicionamento de ar se mostra imprescindível para garantir que se evita o processo de contaminação, por exemplo, em salas de cirurgia.

Em outras áreas industriais (laboratórios, imprensa, têxteis, processos de precisão, salas limpas, salas de computador usinas), em que existem funcionários trabalhando em condições insalubres, esta modalidade da refrigeração serve para atenuar problemas e

umentar a sensação de conforto e conservar componente e equipamentos, que são sensíveis a temperaturas e umidade elevadas.

2.2 Refrigeração Industrial

“A refrigeração industrial apresenta uma série de similaridades com o condicionamento de ar, mas também se distingue por diversos aspectos como componentes, procedimentos de projeto e mercadológico” (Stoecker, Jabardo; 2002 p. 29).

Ela pode ser caracterizada pela faixa de temperatura de operação. No limite inferior as temperaturas podem atingir valores entre -60°C a -70°C e 15°C no limite superior.

Aplicações em que se verifiquem temperaturas menores que as citadas pertencem ao ramo da criogenia, ao qual se especializa na produção e utilização de gás natural liquefeito, oxigênio e nitrogênio líquidos. Outra forma de se caracterizar a refrigeração industrial seria através das aplicações. Assim a refrigeração industrial poderia ser descrita como sendo o processo utilizado nas indústrias químicas, de alimentos e de processos (envolvendo dois terços das aplicações) e a indústria manufatureira e de laboratórios.

Algumas aplicações de bombas de calor poderiam ser associadas à refrigeração industrial, onde a rejeição de calor se realiza as temperaturas relativamente elevadas em relação à temperatura ambiente.

A refrigeração industrial abrange vários setores tais como: o de alimentos refrigerados onde a conservação em baixas temperaturas (sem congelamento) aumenta a vida útil dos produtos; de alimentos congelados no qual o processamento de alimentos com o uso do processo de congelamento é utilizado para transformar as características dos alimentos ou controlar a ação de determinados microorganismos.

Pode-se observar o uso da refrigeração em diversos setores como na fabricação de concreto ou na indústria química e de processos onde são utilizados sistemas de refrigeração de grande porte para a separação de componentes de uma mistura por condensação de gases ou por solidificação de uma espécie química, remoção do calor de uma reação química e mesmo a manutenção de uma substância no estado líquido a baixa temperatura para controlar a pressão no interior do vaso de armazenamento.

2.2.1 Ciclo de Carnot

É um ciclo ideal composto por processos reversíveis, alcançando desta forma uma eficiência máxima maior que qualquer ciclo real. Este é o ciclo usado como referência, que estima as temperaturas que produzem a eficiência máxima. De acordo com o esquema e o diagrama temperatura-entropia do ciclo de refrigeração da figura 02 abaixo, observa-se que este ciclo opera transferindo energia de um nível mais baixo de temperatura para o mais alto, necessitando para isto, de um trabalho externo. Todos os processos do ciclo são reversíveis, os processos 1-2 e 3-4 são isoentrópicos.

Os processos do ciclo de Carnot que ocorrem são descritos a seguir:

- 1-2 – Compressão Adiabática (Compressor).
- 2-3 – Rejeição Isotérmica de Calor (Condensador).
- 3-4 – Expansão Adiabática (Válvula de expansão).
- 4-1 – Ganho de calor a pressão constante (Evaporador).

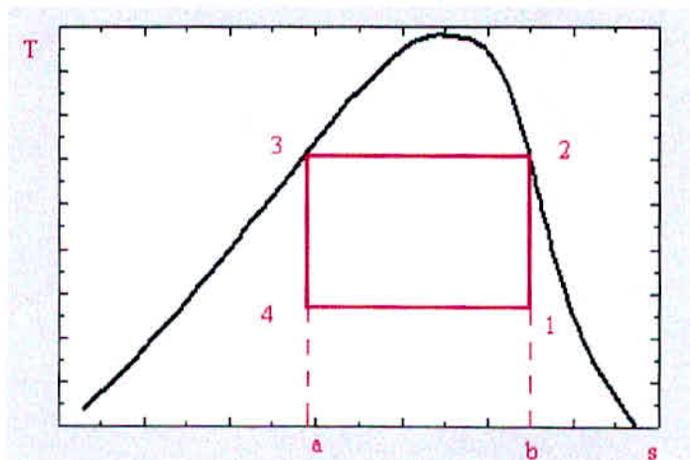


Figura 02 - Ciclo de refrigeração de Carnot.

Fonte: STOECKER, Jones (2002).

A extração de calor da fonte de baixa temperatura realizada através do processo 4-1 é a finalidade do ciclo (efeito útil).

2.2.2 Coeficiente de eficácia (COP)

O conceito do coeficiente de eficácia, ou como é mais conhecido, coeficiente de “performance” (COP), de um ciclo frigorífico é o mesmo que o de eficiência no sentido que ele representa a razão:

$$\frac{\text{quantidade de energia utilizada}}{\text{quantidade de energia gasta}}$$

No ciclo de compressão a vapor, o coeficiente de eficácia ou coeficiente de performance (COP) é definido como:

$$COP = \frac{\text{refrigeração útil}}{\text{trabalho líquido}}$$

O calor trocado em um processo reversível é dado por:

$$q_{rev} = T \cdot ds$$

Na figura 02, a área a-4-1-b-a representa a refrigeração útil, enquanto o trabalho líquido está associado à área 1-2-3-4-1. A área b-2-3-a-b representa o calor rejeitado pelo ciclo. A diferença entre o calor rejeitado e o transferido (área b-1-4-a-b) é o calor líquido, que em um processo cíclico é igual ao trabalho líquido (área 1-2-3-4-1). Assim, uma expressão do coeficiente de eficácia do ciclo de Carnot seria a seguinte:

$$COP_{\text{carnot}} = \frac{T_L (s_1 - s_4)}{(T_H - T_L)(s_1 - s_4)} = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

Onde $S_1 - S_4c$ é a diferença de entropia em 1 e 4, e $T_H - T_L$ é temperatura do nível quente menos temperatura do nível mais frio.

O coeficiente de eficácia de um ciclo de Carnot depende das temperaturas limites, podendo variar entre zero ($T_L = T_H$) e infinito ($T_L \rightarrow 0$ e ou $T_L \rightarrow \infty$).

2.2.3 Ciclos Padrão e Real de Compressão a Vapor

O ciclo padrão de refrigeração é uma adequação do ciclo de Carnot decorrente das limitações construtivas dos componentes. O diagrama temperatura-entropia do ciclo padrão de compressão a vapor é mostrado na figura 03. Os processos deste ciclo são:

1-2: Compressão adiabática reversível desde o estado de vapor saturado até a pressão de condensação;

2-3: Rejeição reversível de calor à pressão constante, diminuindo a temperatura do refrigerante inicialmente e condensando-o depois;

3-4: Expansão irreversível à entalpia constante desde o estado de líquido saturado até a pressão de evaporação;

4-1: Ganho de calor à pressão constante, produzindo a evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado seco.

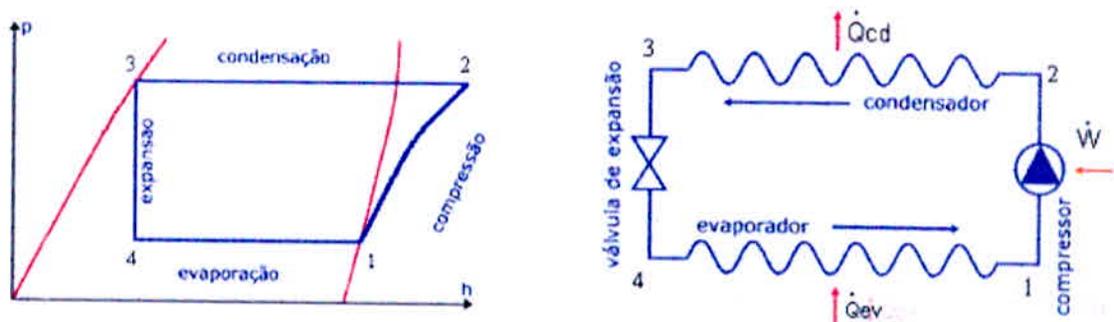


Figura 03 - Ciclo padrão de compressão a vapor.

Fonte: STOECKER, Jones (2002).

Parâmetros importantes de um ciclo padrão de compressão a vapor podem ser determinados pelo diagrama pressão-entalpia. Esses parâmetros são o trabalho de compressão (\dot{W}), a taxa de rejeição de calor (\dot{Q}_{cd}), o efeito de refrigeração (\dot{Q}_{ev}), o coeficiente de

performance (COP), a vazão em volume de refrigerante por quilowatt de refrigeração e a potência por quilowatt de refrigeração.

Analisando termodinamicamente o ciclo de refrigeração por compressão a vapor, para estimar a vazão de refrigerante em um sistema com múltiplas entradas e saídas, a primeira lei da termodinâmica pode ser aplicada por meio de um balanço de energia em um determinado volume de controle. Assim, podemos escrever a primeira lei da termodinâmica como a Eq (2.5):

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_1^2}{2} + Z_1 \cdot g \right) + \sum_{i=1}^n \dot{W} = \frac{dE}{dt} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + Z_2 \cdot g \right)$$

Desprezando as variações de energia cinética e potencial e considerando regime permanente de escoamento para o fluido, ou seja, fluxo que entra é igual ao fluxo que sai do volume de controle.

Assim, temos:

$$\sum \dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m} \cdot h_e = \sum \dot{m} \cdot h_s + \sum \dot{W}_{vc}$$

Referindo todas as grandezas envolvidas na equação (2.6) por unidade de massa, considerando o regime como permanente e a convenção de que o trabalho recebido é negativo:

$$h_{(entrada)} + q = h_{(saida)} + w$$

O trabalho de compressão por unidade de massa é a variação de entalpia no processo 1-2 ou entalpia em 2 menos entalpia em 1, na figura 03.

Sendo o ciclo padrão uma idealização, vamos nos atentar aos parâmetros que indicam as diferenças em comparação com o ciclo real. Para o entendimento destes dois ciclos, cabe recorrer à figura 04 e verificar que as principais diferenças entre esses ciclos residem nas perdas de carga no evaporador e condensador, no sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador e no superaquecimento do vapor na aspiração do compressor. Em virtude do atrito, ocorre uma perda de carga no ciclo real, resultando um trabalho de compressão maior

entre os estados 1 e 2 do que no ciclo padrão. O superaquecimento do vapor que deixa o evaporador evita que gotículas de líquido adentrem o compressor. E finalmente, outra diferença entre os ciclos é a compressão do ciclo real não ser isoentrópica, ocorrendo ineficiência devido ao atrito e outras perdas.

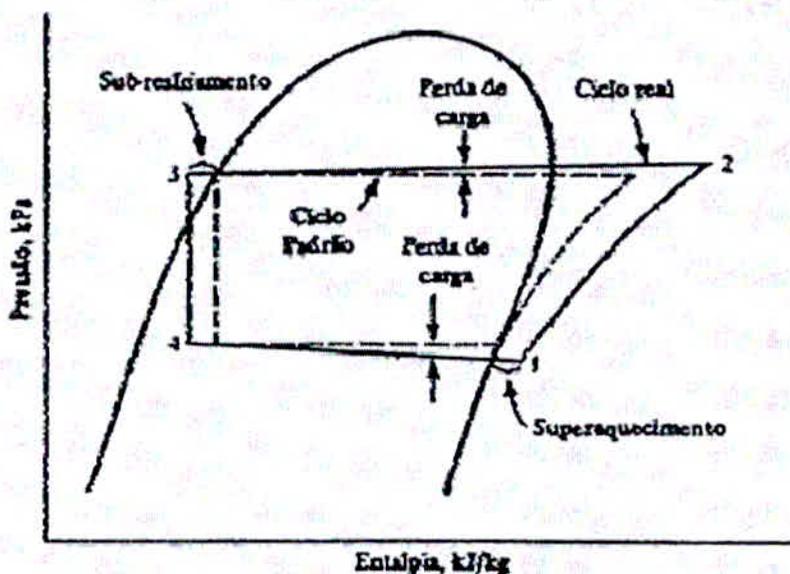


Figura 04 - Comparação do ciclo padrão e ciclo real.

Fonte: STOECKER, Jones (2002, p. 87).

2.3 Compressores de Refrigeração

O compressor é o elemento do sistema de refrigeração de maior importância por ser o componente que consome potência elétrica, nobre e de alto valor econômico, que é a energia gasta no processo de refrigeração.

Os principais tipos de compressores utilizados comercialmente estão relacionados abaixo, entretanto apenas o primeiro tipo (alternativo) é objeto desse estudo.

1. Alternativo;
2. Parafuso;
3. Palheta;
4. Centrífugo;
5. Scroll.

O Compressor Alternativo compreende uma combinação de um ou mais conjuntos de pistão e cilindro. O pistão se desloca em movimento alternativo, aspirando ao gás num curso, comprimindo e descarregando-o no curso de retorno.

O Compressor Rotativo de Parafuso é um outro tipo de unidade de deslocamento positivo. Foi usado pela primeira vez em refrigeração em fins da década de 1950, mas está ganhando terreno rapidamente, em virtude de sua relativa simplicidade. Basicamente ele consiste em duas engrenagens helicoidais ajustadas entre si, sendo uma delas macho e a outra fêmea, num invólucro estacionário com aberturas de sucção e descarga. Para tornar estanques as roscas, na maioria dos projetos, é bombeado óleo através do compressor, junto com o refrigerante.

O Compressor Rotativo de Palhetas Deslizantes é uma unidade de deslocamento positivo, i.e., aprisiona o gás em volume determinado, comprime-o girando dentro de um cilindro, com palhetas deslizantes forçadas contra a parede de cilindro. Quando o espaço entre duas das paletas passa em frente à abertura de sucção, o volume de gás aprisionado é grande. À medida que se desloca em torno do cilindro, este espaço vai se tornando menor, sendo assim o gás comprimido até a pressão máxima, quando é descarregado do cilindro pela tubulação de descarga.

No Compressor Centrífugo, o gás passa sucessivamente por cilindros, conferindo-lhe estágios, necessários para aumentos parciais de pressão até atingir a pressão de descarga requerida.

No Compressor Scroll, o gás passa por entre duas espirais, sendo uma fixa e outra móvel. De acordo que a espiral se movimenta o gás aprisionado é levado para o centro das espirais, aumentando gradativamente a sua pressão até a saída.

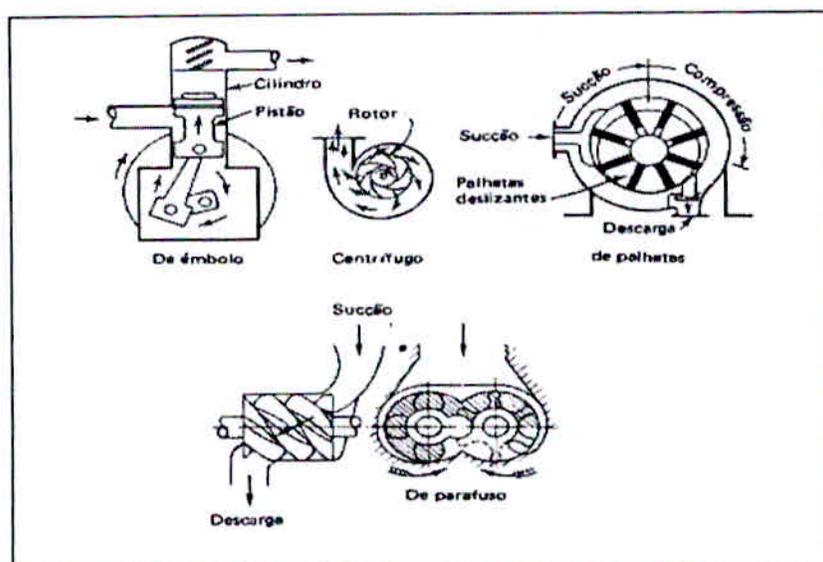


Figura 05 – Tipos de Compressores Frigoríficos.

Fonte: COSTA, E.C. (1982)

Podem se divididos ainda pela Pressão de Evaporação:

1. Baixa Pressão;
2. Média/Alta Pressão;
3. Pressão Comercial.

Na Tabela a seguir apresenta-se as aplicações referentes à pressão de evaporação e suas respectivas temperaturas de evaporação. Além de apresentar as faixas de aplicação e seus limites.

Tabela 01 – Faixa de Aplicação de Compressores.

Faixa de Aplicação		Temperatura de Evaporação
Baixa Pressão de Evaporação	(LBP)	-34,4 a -12,2°C
Média/Alta Pressão de Evaporação	(MBP/HBP)	-15,0 a +12,8°C
Pressão Comercial de Evaporação	(CBP)	-20,0 a +10,0°C
Alta Pressão de Evaporação/Condicionador de Ar	(HBP/AC)	0,0 a +12,8°C

Fonte: ASHRAE (2001).

O uso de um compressor fora da sua faixa de aplicação pode resultar nas seguintes conseqüências:

1. Perda de rendimento;
2. Superaquecimento;
3. Alto consumo de energia;
4. Redução drástica da vida útil;
5. Perda da capacidade de partida.

2.3.1 Compressores Alternativos

Os compressores alternativos foram os primeiros a ser utilizados comercialmente em refrigeração industrial. Apesar disso, este tipo de compressor vem sendo aprimorado, e não se pode considerá-lo um tipo antiquado de compressor.

Acompanhando as tendências apresentadas pelas máquinas rotativas, a rotação destes tem aumentado durante os últimos 20 anos, a rotação variou de 120 a 180 rpm nos primeiros compressores até rotações da ordem de 3000 rpm nos compressores mais modernos.

Divididos em Compressores Abertos, Semi-Herméticos e Herméticos, os compressores alternativos são o elemento fundamental na indústria de refrigeração.

Compressores Alternativos Abertos São aqueles em que o eixo de acionamento sai da carcaça para se acoplar um motor de acionamento (elétrico ou de combustão), Figura 06.

São normalmente utilizados para altas potências de refrigeração:

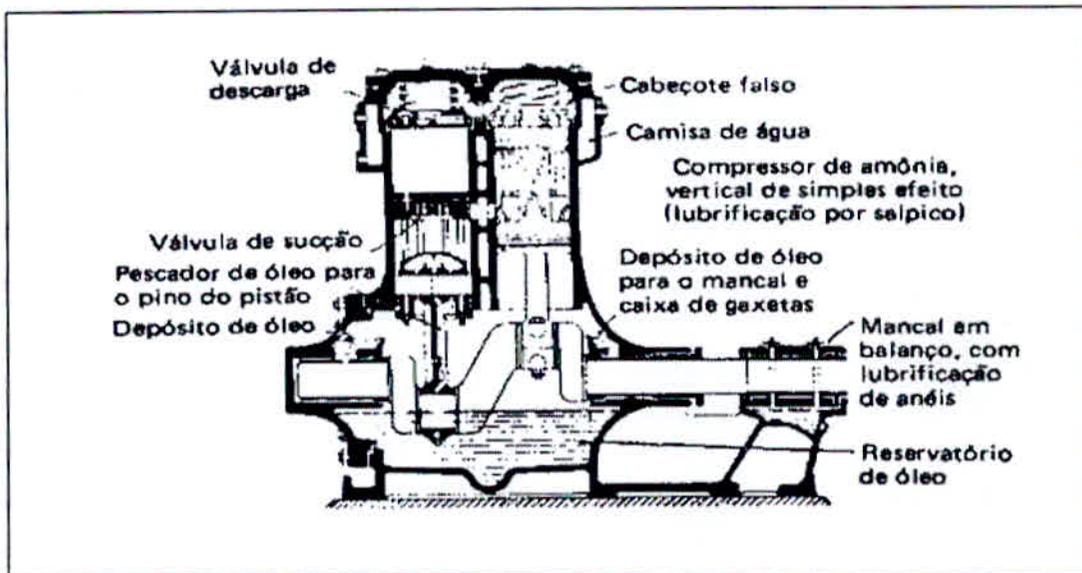


Figura 06 – Compressor Alternativo Aberto.

Fonte: DOSSAT, R., J., (1980).

2.3.2 Compressores Alternativos Semi-Herméticos

São compressores de potência intermediária. Têm uma carcaça única, mas apresentam o cabeçote removível, permitindo a manutenção das válvulas e dos êmbolos do compressor, Figura 07 e Figura 08.

O motor elétrico não é externo, está acoplado dentro do compressor. Como não tem ponta de eixo, também não possui volante.

Eliminando as correias de ligação com o motor externo (compressores abertos), proporciona uma economia de 6% no consumo de energia, sendo que a condição de trabalho do compressor melhora, pois o mesmo é resfriado pelo próprio fluido do sistema.

A seguir, imagem de um compressor Alternativo Semi-Hermético:

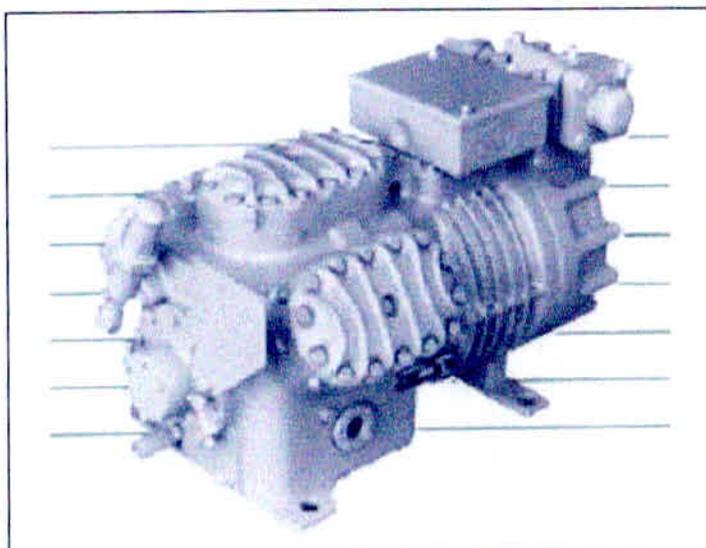


Figura 07 – Compressor Alternativo Semi-Hermético.

Fonte: Boletins de Engenharia Bitzer

2.3.3 Compressores Alternativos Herméticos

É normalmente de pequena capacidade e tanto o motor de acionamento (elétrico) como o compressor, são encerrados dentro de um único invólucro. Tem como grande vantagem o não vazamento de refrigerante através da ponta de eixo, como pode ocorrer com os compressores abertos, pois não possuem parafusos. Não existe assim a possibilidade de acesso aos componentes internos para o caso de manutenção, devido a isso, são descartáveis, ou seja, em caso de queima a única solução é a substituição total do equipamento.

SISTEMA DE BIBLIOTECAS
FEPESMIG
BIBLIOTECA MONSENHOR DOMINGOS PRADO FONSECA

Imagem em corte de um compressor hermético, infelizmente se acontecer a queima deste compressor, o mesmo deverá ser trocado por inteiro, não ocorrendo a manutenção de correção.

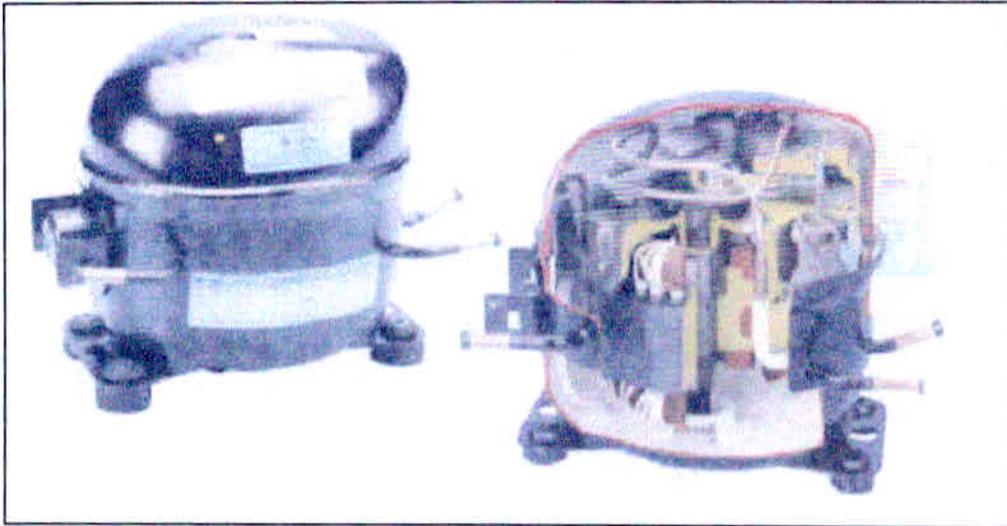


Figura 08 – Compressor Alternativo Hermético.

Fonte: Boletins de Engenharia Bitzer

2.4 Processo de Compressão

O processo de compressão 1-2, na figura 09, é denominado compressão úmida, uma vez que todo o processo se dá na região bifásica, com gotículas de líquido misturadas ao vapor. A compressão úmida não é utilizada em compressores alternativos por diversas razões. Uma delas é que o refrigerante líquido pode ficar retido no cabeçote do cilindro, podendo danificar as válvulas ou o próprio cabeçote. Outra razão seria a possibilidade do refrigerante líquido “lavar” a superfície do cilindro, eliminando o óleo e acelerando o desgaste. A compressão seca é denominada quando na sucção do compressor o fluido refrigerante encontra-se no estado de vapor superaquecido, o processo 1-2 ocorre à direita da linha de vapor saturado na figura 2.4. A compressão seca é mais recomendada para a utilização em compressores alternativos.

Devido ao fato de prevenir danos ao mesmo pela presença de líquido na sucção.

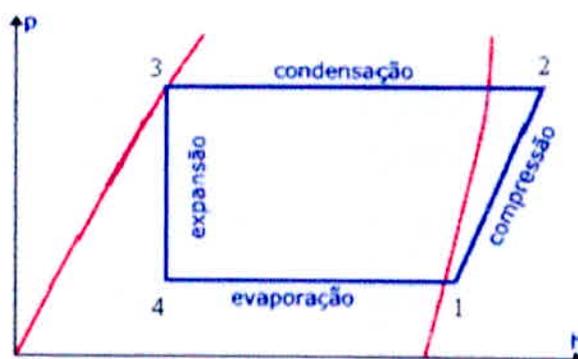


Figura 09 - Modificação do ciclo de Carnot pela compressão seca.

Fonte: YAMANE, E. e SAITO, H. (1986).

O processo de compressão pode ser diferenciado em três fases pela qual o fluido refrigerante passa pela câmara de compressão do compressor:

1. Sucção ou admissão – Quando o pistão começa a descer, provocando assim, uma diferença de pressão que abre a válvula de admissão forçando o gás a entrar na câmara. Esta fase termina quando o pistão chega ao ponto morto inferior;
2. Compressão – É o processo que consiste na compressão do gás. Este se inicia na subida do pistão, provocando aumento de temperatura e pressão no gás, até a abertura da válvula de descarga;
3. Descarga – Inicia no momento em que a pressão na câmara de compressão atinge o limite estabelecido pela válvula de escape. Esta se abre, permitindo o escoamento do gás para uma câmara de descarga do compressor a alta temperatura e pressão. Termina quando a válvula de escape se fecha.

2.5 Eficiência Volumétrica Efetiva

A eficiência volumétrica efetiva é definida como:

$$\eta_{ve} = \frac{\text{vazão que entra no compressor} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \cdot 100}{\text{taxa de deslocamento do compressor} \quad [\text{m}^3/\text{s}]}$$

onde a vazão que entra no compressor é dada por:

$$\dot{V}_a = v_{asp} \cdot \dot{m}_{ref}$$

onde,

$$\dot{V}_a \quad \text{vazão de refrigerante que entra no compressor} \quad [\text{m}^3/\text{s}];$$

$$v_{asp} \quad \text{volume específico do vapor admitido no compressor} \quad [\text{m}^3/\text{kg}];$$

$$\dot{m}_{ref} \quad \text{vazão mássica de refrigerante} \quad [\text{kg}/\text{s}].$$

O volume do cilindro movimentado a cada curso do pistão (cada rotação do eixo da manivela) é a diferença entre o volume do cilindro quando o pistão está no ponto inferior do curso, e o volume do cilindro quando o pistão está no seu curso superior.

A taxa de deslocamento do pistão de um compressor alternativo é o volume total do cilindro movimentado por meio do pistão em qualquer intervalo de tempo e é geralmente expresso em metros cúbicos por segundo, é dado por:

$$\dot{V}_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L_{cil} \cdot N \cdot n$$

onde,

\dot{V}_p	taxa de deslocamento do compressor	$[m^3/s];$
d	diâmetro do cilindro (diâmetro interno)	$[m];$
L_{cil}	curso do cilindro	$[m];$
n	rotação do eixo da manivela	$[rps];$
N	número de cilindros.	

Quando a eficiência volumétrica efetiva do compressor é conhecida, a vazão de refrigerante que entra no compressor pode ser determinada conforme o que segue:

$$\dot{V}_a = \dot{V}_p \cdot \eta_{ve}$$

2.5.1 Potência de Compressão Ideal e Eficiência Isoentrópica

A potência exigida por um compressor ideal é o produto da vazão pelo aumento de entalpia na compressão isoentrópica:

$$\dot{W}_{cp,iso} = \dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{iso} \quad (2.12)$$

onde,

$\dot{W}_{cp,iso}$	potência de compressão isoentrópica	$[kW];$
\dot{m}_{ref}	vazão mássica de refrigerante	$[kg/s];$
Δh_{iso}	trabalho específico de compressão isoentrópica	$[kJ/kg].$

Define-se uma eficiência isoentrópica, η_{iso} , em porcentagem, como a razão entre a potência de compressão ideal e a potência real:

$$\eta_{iso} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{iso}}{\dot{W}_{cp,real}} \cdot 100 \quad (2.13)$$

onde,

$\dot{m}_{ref} \Delta h_{iso}$	potência de compressão isoentrópica	$[kW];$
$\dot{W}_{cp,real}$	potência real de compressão consumida	$[kW].$

A eficiência de compressão isoentrópica é a medida de perdas resultantes do desvio do ciclo de compressão real de um ciclo de compressão ideal.

Os principais fatores que causam o desvio de um ciclo de compressão real sobre um ciclo de compressão ideal, são:

- a) Estrangulamento;
- b) A troca de calor entre o vapor e as paredes do cilindro;
- c) O atrito do fluido, devido à turbulência do vapor no cilindro e ao fato do vapor refrigerante não ser um gás ideal.

2.5.2 A Capacidade de Refrigeração

O compressor não tem capacidade de refrigeração e sim uma capacidade de deslocar uma massa de fluido refrigerante que será convertido em capacidade de refrigeração no evaporador do sistema. A capacidade de refrigeração está diretamente ligada à quantidade de fluxo deslocado pelo compressor. Esta quantidade de fluido deslocado depende de vários parâmetros como quantidade de cilindros do compressor; rotação e dimensões do cilindro. Assim, existem compressores com diâmetros e cursos variados para atender a diversas aplicações.

A função do ciclo de compressão a vapor é produzir a capacidade de refrigeração, que é dada por:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{ev} \quad (2.14)$$

onde,

\dot{Q}_{ev}	capacidade de refrigeração	[kW];
\dot{m}_{ref}	vazão mássica de refrigerante	[kg/s];
Δh_{ev}	entalpia na saída menos entalpia na entrada do evaporador	[kJ/kg].

A taxa de fluxo de massa produzida pelo compressor é igual à massa de refrigerante nas condições de sucção aspirada através da tubulação de admissão, por unidade de tempo. Se

considerarmos hipoteticamente que o compressor é 100% eficiente e que o cilindro do compressor é completamente preenchido com refrigerante de sucção a cada curso descendente do pistão, o volume do vapor aspirado para o interior do cilindro e comprimido por unidade de tempo, será exatamente igual ao deslocamento do pistão.

A capacidade real de refrigeração associada a um compressor é sempre menor que sua capacidade teórica. Por causa da compressibilidade do vapor refrigerante e da folga mecânica entre o pistão e a placa da válvula do compressor que define o espaço morto, o volume de vapor de sucção que enche o cilindro durante o curso de admissão é sempre menor que o volume acionado pelo pistão.

Desta forma defini-se a eficiência volumétrica do compressor. O espaço morto pode ser definido como o espaço de re-expansão ocupado pelo gás até o instante em que a pressão no interior do cilindro seja suficientemente pequena para permitir a abertura das válvulas de admissão, permitindo a admissão de gás.

A capacidade real de refrigeração pode ser então determinada conforme o que segue abaixo:

$$\dot{Q}_{ev,real} = \dot{Q}_{ev,teórica} \cdot \frac{\eta_{ve}}{100} \quad (2.15)$$

onde,

$\dot{Q}_{ev,real}$	Capacidade Real de Refrigeração	[kW];
$\dot{Q}_{ev,teórica}$	Capacidade Teórica de Refrigeração	[kW].

2.5.3 Fatores que Influenciam o desempenho do ciclo

a) Variação com as Pressões de Sucção e Descarga

Se a pressão de descarga é aumentada, o vapor no espaço morto será comprimido a uma pressão mais alta e um maior curso de re-expansão será requerido até que a sucção de refrigerante possa ocorrer. Do mesmo modo, se a pressão de sucção é diminuída, o vapor contido no volume nocivo deve sofrer uma re-expansão maior, até a pressão de sucção antes que as válvulas de sucção possam se abrir.

Fica evidente, portanto, que a eficiência volumétrica do compressor diminui quando a pressão de sucção aumenta e aumenta quando a pressão de descarga aumenta, como pode se verificar no gráfico da figura a seguir:

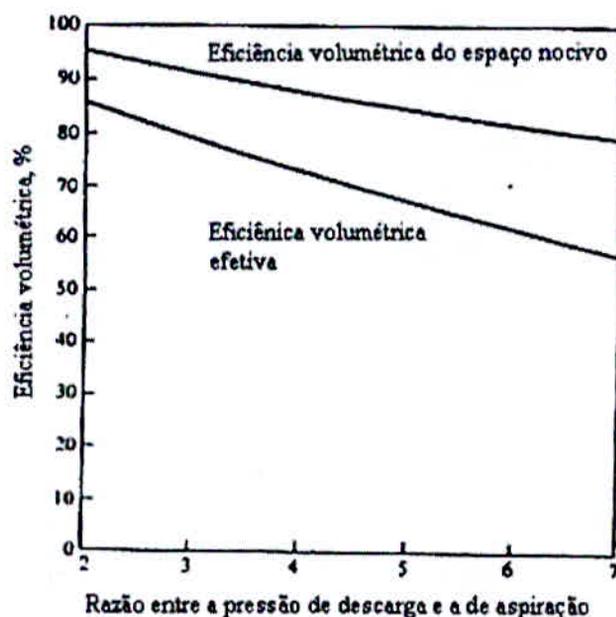


Figura 10 – Gráfico de Influência das pressões de sucção e descarga na eficiência volumétrica.

Fonte: STOECKER, Jones (2002 p 112).

A relação entre a pressão de sucção absoluta e a pressão de descarga absoluta é chamada de taxa de compressão, isto é,

$$R = \frac{\text{Pressão de descarga absoluta [kPa]}}{\text{Pressão de sucção absoluta [kPa]}} \quad (2.16)$$

Onde,

R taxa de compressão.

A eficiência volumétrica varia inversamente com a taxa de compressão.

b) Efeitos de Estrangulamento

O estrangulamento é definido como uma restrição de área, a passagem de um fluido causando uma perda de carga por fricção.

Devido a tal efeito a pressão do vapor de sucção que enche o cilindro do compressor é sempre menor que a pressão do vapor na câmara de sucção. Como resultado, o volume de vapor de sucção recebido é menor que o vapor à pressão correspondente da tubulação de admissão.

A perda de carga devido ao estrangulamento é uma função da velocidade do vapor de refrigerante que flui através das válvulas e câmaras do compressor. Conforme a velocidade do vapor através das válvulas aumenta, o efeito de estrangulamento aumenta, ocasionando uma diminuição da eficiência volumétrica do compressor.

c) Variação da Capacidade do Compressor com a Temperatura de Admissão

O fator mais importante na determinação da capacidade do compressor é a temperatura de sucção. Quanto maior a temperatura de sucção para uma dada pressão de evaporação, menor será a densidade do vapor na sucção. Isto significa que, para qualquer deslocamento de pistão dado, a massa de refrigerante deslocado pelo compressor por unidade de tempo diminui, quando a temperatura de admissão aumenta. Não se deseja temperaturas de admissão muito altas num ciclo de refrigeração, pois o motivo do ciclo de compressão a vapor é deixar o vapor do refrigerante a baixa temperatura logo após a expansão, para que no evaporador o refrigerante a baixa temperatura seja convertido em efeito de refrigeração.

d) Efeito da Temperatura de Condensação sobre a Capacidade do Compressor

Temperaturas de condensação altas não são desejáveis e devem ser evitadas sempre que possível. Quanto mais alta a temperatura de condensação, mais alta é a temperatura média das paredes do cilindro, e maior é o superaquecimento do vapor de sucção no cilindro do compressor. Em adição a esses efeitos adversos sobre a eficiência do compressor, as temperaturas de exaustão elevadas tendem a aumentar a taxa de formação de ácido no sistema, causam carbonização do óleo no compressor.

Dessa forma a eficiência volumétrica diminui com o aumento da temperatura de condensação.

e) Outros Fatores que Afetam a Eficiência volumétrica Efetiva

Fatores outros, tais como fugas pelos anéis dos êmbolos e pelas válvulas podem afetar a eficiência volumétrica. O aquecimento pelo cilindro, do gás aspirado, reduz a eficiência

volumétrica, uma vez que o gás é aquecido, tendo o seu volume específico aumentado em relação às condições de sucção do compressor. Todos os fatores acima mencionados contribuem para diminuir a eficiência volumétrica em relação à calculada, considerando apenas a expansão do gás retido no espaço nocivo.

3 COMPARATIVOS DOS COMPRESSORES SIMPLES E DUPLO ESTÁGIO

3.1 Compressor Semi-hermético de simples estágio

Este compressor possui o princípio de funcionamento já citado, onde o sistema de compressão e sucção é feito pelos pistões, e sendo enviado para condensador para a troca térmica com o ambiente.

Visando atender somente à solicitação real de carga térmica em instalações de refrigeração, ar condicionado, ou bombas de calor, os compressores Bitzer podem ser montados com controle de capacidade.

O controle de capacidade evita que o compressor cicle (liga/desliga) com muita frequência quando há variação da carga térmica, prevenindo assim duas partes móveis quanto ao desgaste excessivo.

Para reduzir a capacidade, as maiorias dos compressores utilizam sistema de bypass interno entre a descarga e a sucção. Esse bypass é operado de acordo com a pressão de sucção, sendo, portanto uma forma insatisfatória de redução da capacidade em vários aspectos (pior em compressores grandes), além de ocasionar outros problemas às instalações.

Todos os compressores Bitzer de 4 e 6 cilindros simples estágio, bem como nas versões em Tandem, podem ser montados com controle de capacidade de fábrica, ou receber o "conjunto cabeçote de controle de capacidade" para montagem posterior.

Fatores de redução da potência com controle de capacidade atuando no sistema de refrigeração.

_____ Compressor individual (unitário)

----- Compressor Tandem

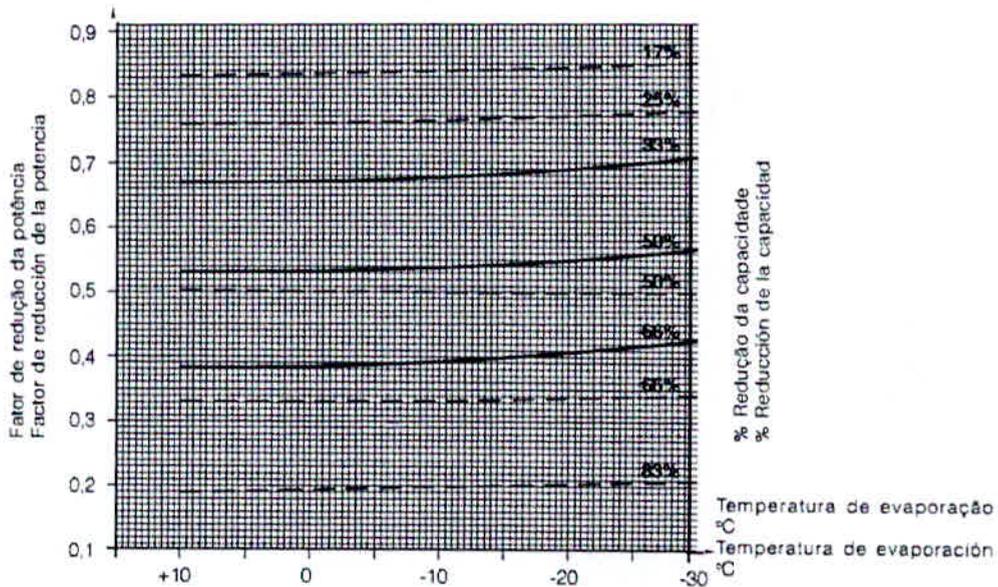


Figura 12: Indica à medida que a temperatura de evaporação abaixa a redução de capacidade acompanha.

Fonte: Boletins de Engenharia Bitzer.

Com a apresentação do gráfico, notamos a _____? _____ de redução de potência de acordo com a temperatura de evaporação.

3.2 Limites de Operação Com Capacidade Reduzida

3.2.1 Compressores semi-herméticos

Os limites de operação dos compressores com redução de capacidade são restritos, até certo ponto. A redução do consumo de energia elétrica e a diminuição dos esforços mecânicos diminuem o aquecimento, porém a redução do fluxo de refrigerante compromete o resfriamento do motor elétrico.

A temperatura do compressor tende a aumentar. Fora das limitações o compressor poderá operar com resfriamento adicional, respeitando os limites desta área.

Tabela 03: Limites de trabalho do compressor de acordo com o gás e as temperaturas de condensação e evaporação.

Modelo do compressor Modelo del compresor	Refrigerante Refrigerante	Temperatura Cond. °C Temperatura Cond. °C	Temperatura de Evaporación °C					
			Sem Resfriamento Adicional Sin Enfriamiento Adicional			Com Resfriamento Adicional Con Enfriamiento Adicional		
			33%	50%	66%	33%	50%	66%
Superaquecimento 25°C/Supercalentamiento 25°C								
4 Z- 5.2 4 J-13.2 4 Z- 8.2 4 J-22.2 4 V- 6.2 4 H-15.2 4 V-10.2 4 H-25.2 4 T- 8.2 4 G-20.2 4 T-12.2 4 G-30.2 4 P-10.2 4 P-15.2 4 N-12.2 4 N-20.2	R 134a R 12	30	-	-17	-	-	-30	-
		40	-	-13	-	-	-30	-
		50	-	-8	-	-	-30	-
		60	-	-4	-	-	-25	-
	70	-	+1	-	-	-19	-	
	R 22	30	-	-16	-	-	-30	-
		40	-	-10	-	-	-27	-
		50	-	-4	-	-	-15	-
	R 404A R 407B R 507 R 502	30	-	-28	-	-	-45	-
40		-	-23	-	-	-41	-	
50		-	-17	-	-	-36	-	
6 J-22.2 6 J-33.2 6 H-25.2 6 H-35.2 6 G-30.2 6 G-40.2 6 F-50.2	R 134a R 12	30	-23	-	-12	-30	-	-30
		40	-18	-	-8	-30	-	-28
		50	-13	-	-3	-30	-	-23
		60	-8	-	+1	-25	-	-17
		70	-3	-	+5	-19	-	-12
	R 22	30	-20	-	-10	-30	-	-28
		40	-14	-	-5	-27	-	-22
		50	-7	-	0	-15	-	-15
	R 404A R 407B R 507 R 502	30	-33	-	-22	-45	-	-40
40		-28	-	-17	-45	-	-35	
50		-22	-	-12	-40	-	-30	

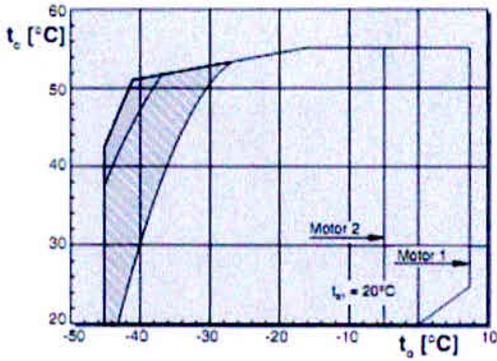
Fonte: Boletins de Engenharia Bitzer.

Notamos claramente a diferença entre os compressores com e sem resfriamento, a temperatura de evaporação mudam de acordo com a porcentagem de resfriamento.

Em ambos os gráficos os modelos e suas temperatura de trabalho, tanto a de evaporação quanto a de condensação mostram a área de trabalho útil do equipamento.

Einsatzgrenzen
bezogen auf 20°C Sauggastemperatur

R404A ■ R507A 2KC-05.2Y .. 4CC-9.2Y &
8GC-50.2Y .. 8FC-70.2Y



Application limits
relating to 20°C suction gas
temperature

R404A ■ R507A 4VCS-6.2Y .. 6F-50.2Y

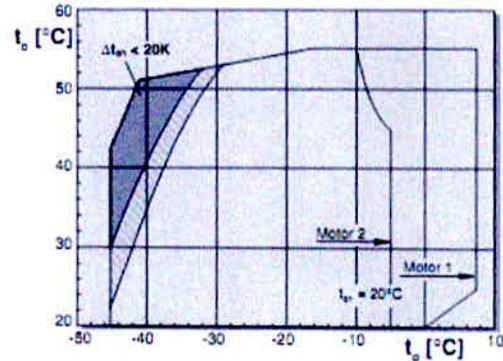


Figura 13: Gráfico de condições ideais de trabalho da linha semi-hermética de simples estágio.

Fonte: Boletins de Engenharia Bitzer.

As linha de motor 1 e 2 designam os sistemas de partida PW, assim ganhamos economia de energia, e não deixa que a corrente de pico do compressor fique alta, deste modo evitamos a utilização de trabalho em altas amperagens.

Imagem em corte lateral do compressor de simples estágio, mostrando a entrada do fluido, sistema elétrico, pistões e descarga.

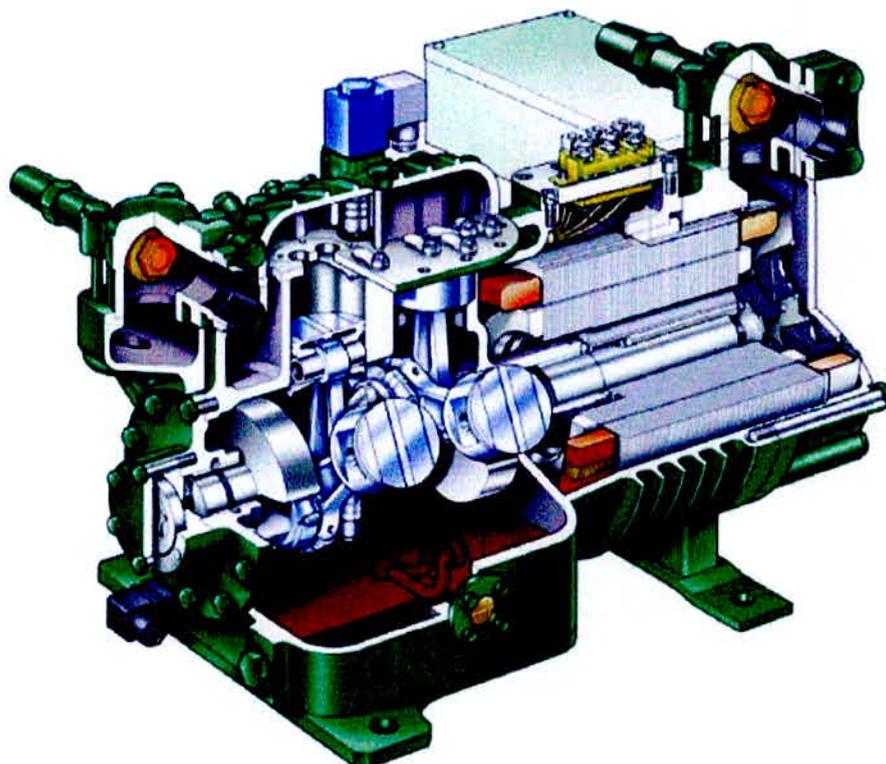


Figura 14: Compressor Bitzer de 6 Cilindros Simples Estágio.

Fonte: Boletins de Engenharia Bitzer.

3.3 O compressor de semi-hermético de duplo estágio

Os compressores semi-herméticos duplos estágio define padrões em tecnologia e desempenho aplicados para baixas temperaturas.

Estes compressores foram desenvolvidos em detalhes importantes e otimizada no que diz respeito às demandas mudou com a aplicação de fluidos refrigerantes alternativos, especialmente para a operação com HCFC R22, assim como HFC R404A e R507A. A experiência com componentes comprovados ao longo de muitos anos, assim poderia ser empregado, para fornecer uma construção especialmente robusta para uma ampla aplicação global.

Portos de gás e válvulas de trabalho são especialmente combinados para operação a baixa temperatura. Juntamente com as peças do motor e da unidade de 2 Geração, que são projetados para a maior eficiência de um desempenho ainda melhor é, assim, alcançados com o anterior sistema de baixa temperatura. Uma série de compressores comuns para refrigerantes HFC cloro livre e HCFC's.

O princípio de funcionamento do duplo estágio é semelhante ao do simples estágio, no que difere é que o sistema de sucção e compressão acontece em diferentes partes;

São compressores de 4 e 6 cilindros especialmente desenvolvidos para aplicação em baixa temperatura de evaporação, utilizando o R22 ou outro gás refrigerante à temperatura de evaporação que varia de -20°C a -70°C . A compressão neste tipo de compressor é feita em 2 estágios, o refrigerante proveniente do evaporador primeiramente e succionado pelos cilindros de baixa pressão, após o gás ter sido comprimido e superaquecido, ele é transportado aos cilindros de alta pressão, antes porem o mesmo e dessuperaquecido na linha de conexão (etapa intermediaria) através da injeção controlada de liquido refrigerante. O gás já dessuperaquecido, ao passar pelo motor elétrico, também ajuda num intenso resfriamento que dispensa a utilização do resfriamento adicional através do ventilador de cabeçote.

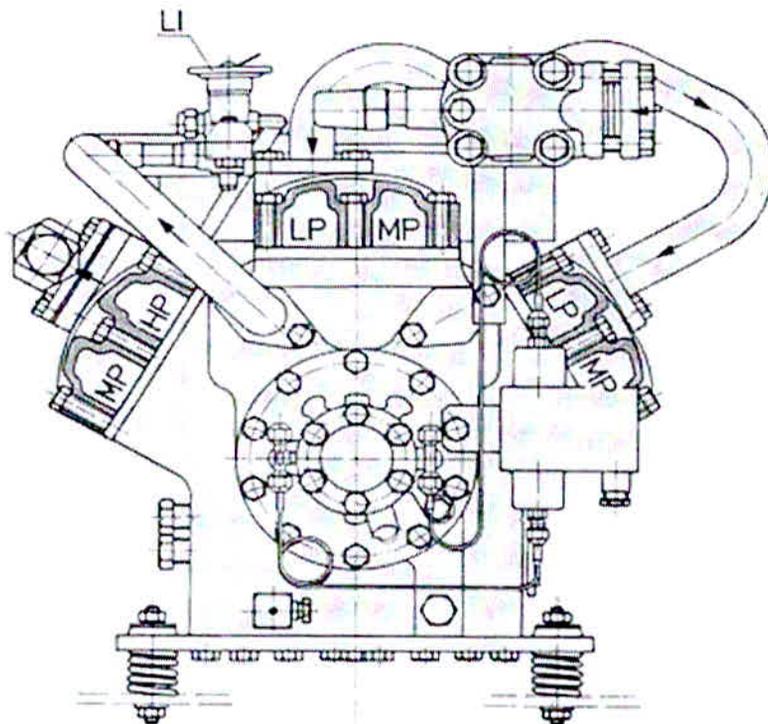


Figura 15: Vista frontal de compressor semi-hermético de duplo estágio.

Fonte: Boletins de Engenharia Bitzer.

LP – Sucção em baixa pressão e baixa temperatura;

MP – Descarga em alta pressão e alta temperatura;

LI – Válvula de injeção de refrigerante;

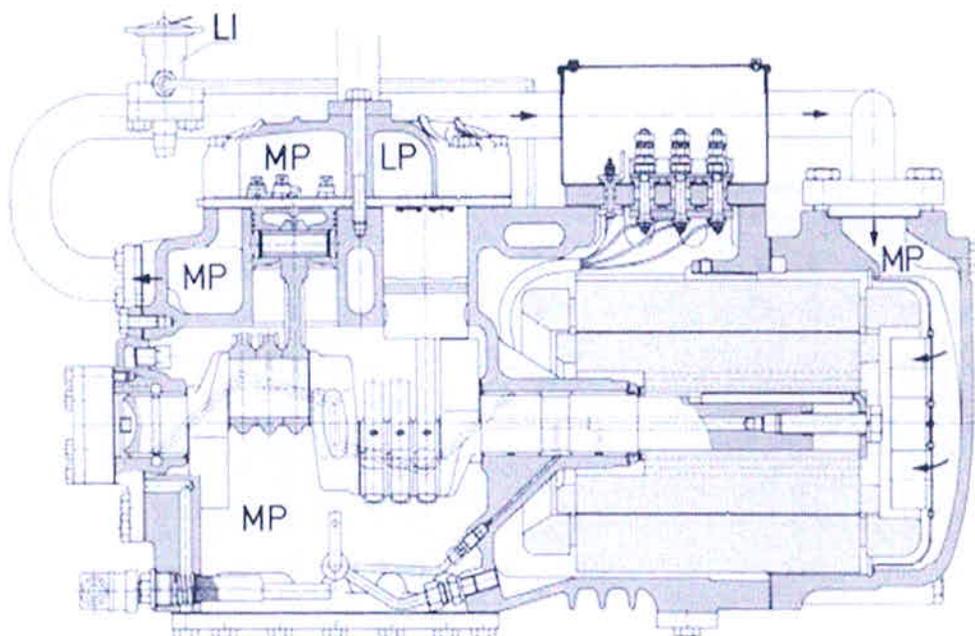


Figura 16: Vista lateral de compressor semi-hermético duplo estágio.

Fonte: Boletins de Engenharia Bitzer.



Figura 17: Vista frontal de compressor semi-hermético de duplo estágio de 4 cilindros Bitzer.

Fonte: Boletins de Engenharia Bitzer.

3.4 Resfriamento entre estágios

O resfriamento entre estágios (resfriamento intermediário) em compressores de dois estágios de compressão e instalações que não utilizam separador de líquido também é muito utilizado, sendo que pode proporcionar redução de potência consumida, além de resultar em temperaturas mais baixas do refrigerante no estágio de alta pressão (descarga do compressor de alta).

Um sistema com resfriamento entre estágios dotado de trocador de calor que pode ser resfriado a água ou ar, bem como os diagramas $P \times v$ e $P \times h$ para o processo de compressão. Para sistemas de dois estágios de compressão, considerando que a substância de trabalho (refrigerante) tem comportamento de gás ideal, pode-se mostrar que para se obter o trabalho mínimo de compressão, quando o resfriamento entre estágios é completo e com trocador de calor, a pressão intermediária (pressão entre os dois estágios de compressão) é dada por:

$$P_i = \sqrt{P_a P_d}$$

Para sistemas frigoríficos, em geral, o resfriamento intermediário não pode ser realizado completamente por um agente externo (água ou ar), devido aos baixos níveis de temperatura que deveriam ser alcançados na pressão intermediária. Assim, utiliza-se, normalmente, uma parcela do próprio refrigerante, expandido até a pressão intermediária, para realizar o resfriamento do fluido que deixa o compressor de baixa pressão.

Consequentemente, para os sistemas e substâncias reais o valor da pressão intermediária que resulta na máxima eficiência do sistema é um pouco superior ao valor dado pela equação acima.

Nesta figura 18, podemos ver a área de trabalho do compressor duplo estágio, mostrando os gases R 22, R 404 A e R 507 A.

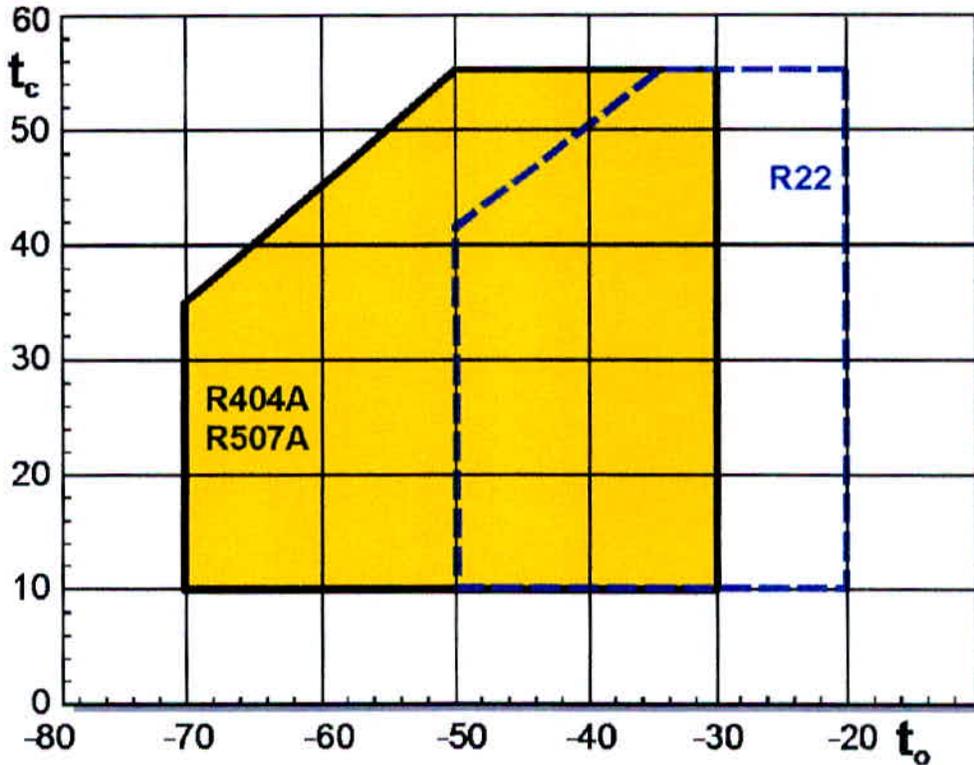


Figura 18: Gráfico de trabalho dos compressores semi-herméticos de duplo estágio com os refrigerantes R 22, R 404 – A e R 507 – A. Fonte: Boletins de Engenharia Bitzer.

A eficiência do sistema frigorífico com compressores duplo - estágio também poderá ser maior através da combinação do sub-resfriador de líquido, resultando num acréscimo significativo da capacidade frigorífica e do COP do compressor. O Sub-resfriador é conectado entre a válvula de injeção de líquido e a etapa intermediária, o líquido refrigerante que segue ao evaporador e significativamente sub-resfriado pela evaporação do líquido utilizado para fazer o dessuperaquecimento da etapa intermediária, desse modo, porém, consegue-se um grande aumento da entalpia de evaporação.

A quantidade de injeção de refrigerante e somente transportada para o 2 estágio de compressão. Portanto, o aumento da demanda de energia e unicamente um terço do aumento alcançado na capacidade frigorífica.

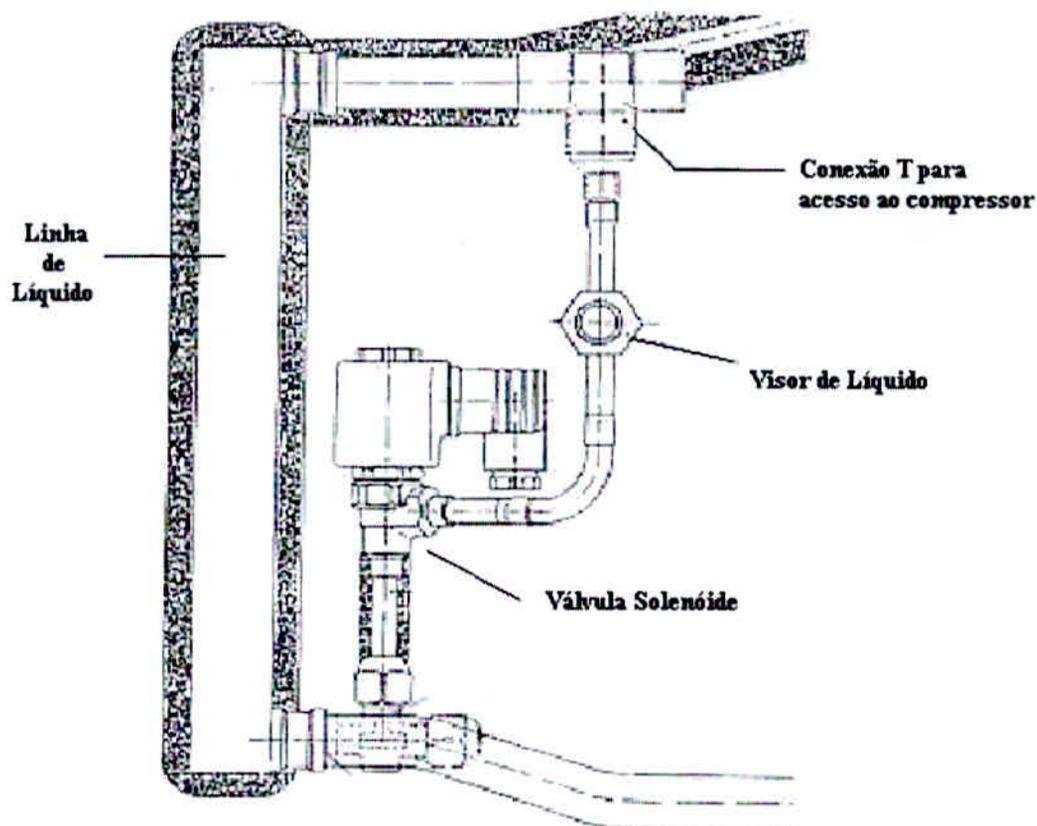


Figura 19: Válvula solenóide para a liberação do fluido refrigerante para o dessuperaquecimento do sistema.

Fonte: Boletins de Engenharia Bitzer.

Sistema CIC e Válvula de Expansão Termostática (TX) para o resfriamento intermediário do compressor de duplo estágio.

Alternativamente os compressores de duplo estágio podem ser utilizados com o sistema de injeção controlador eletronicamente através do modulo CIC, responsável pelo resfriamento da etapa intermediaria, ou por meio das válvulas de expansão que também são especialmente adequadas para esse tipo de resfriamento nos Compressores de Duplo estágio.

Nesse caso somente as válvulas de expansão que são aprovadas pela bitzer deverão ser utilizadas.

3.5 Possibilidade de operação com os compressores de duplo estágio

Conforme citado acima, esses compressores podem trabalhar com dois tipos de controle para se fazer o dessuperaquecimento da etapa intermediária, através do CIC e das válvulas de expansão termostática, ambos os controles podem trabalhar com ou sem o sub-resfriador. A seguir temos a possibilidade de operação com os compressores de duplo estágio.

Nota na aplicação de compressores de duplo estágio em paralelo, também existe a possibilidade de se trabalhar com um único sub-resfriador, tanto para fazer o sub-resfriamento da linha de líquido como também para fazer o dessuperaquecimento da etapa intermediária.

Faixas de temperatura que atua o módulo CIC no compressor duplo estágio:

1° Estágio de temperatura – quando a temperatura de descarga (2° Estagio de compressão) alcançar $125^{\circ}\text{C} \pm 5\text{K}$ e/ou quando a temperatura da etapa intermediaria alcançar $30^{\circ}\text{C} \pm 2\text{K}$, os contatos 11/12 do modulo CIC se fecham periodicamente e a válvula de injeção começa a injetar líquido na câmara de sucção para dessuperaquecer o compressor.

2° Estágio de temperatura – se a válvula de injeção está aberta constantemente e a temperatura de descarga permanece subindo, ao alcançar $140^{\circ}\text{C} \pm 5\text{K}$ o contato M1/M2 se abrem desligando o compressor, e os contatos A1/A2 se fecham indicando sinal de alarme. Caso isso ocorra, existe algum problema presente, como por exemplo:

- Insuficiência de refrigerante (bolhas de vapor no visor de líquido antes da válvula de injeção);
- “lay-out” incorreto da tubulação para a alimentação de líquido refrigerante;
- Funcionamento fora dos limites de operação (temperatura de evaporação muito baixa, temperatura de condensação e/ou sucção muito altas);
- Mau funcionamento ou bloqueio da válvula de injeção;
- Bloqueio no bico pulverizador;
- Bico pulverizador incorreto;

Sistema de Montagem de Compressor Semi-hermético Duplo Estágio com sistema subcooler de líquido e resfriamento entre estágio utilizando a válvula mecânica TX.

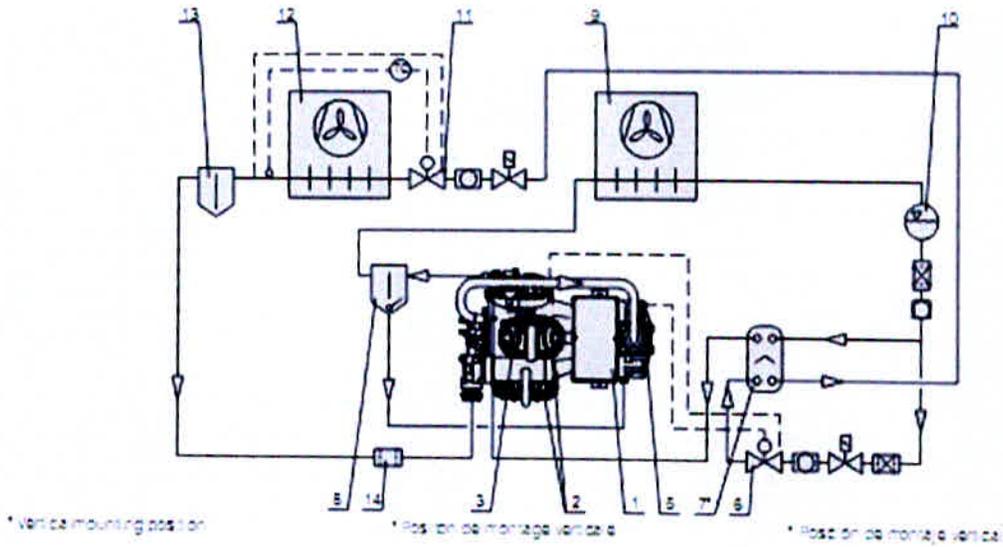


Figura 20: Sistema de Montagem de Compressor Semi-hermético Duplo Estágio com subcooler de líquido e resfriamento pelo sistema eletrônico CIC. Fonte: Boletins da Engenharia Bitzer.

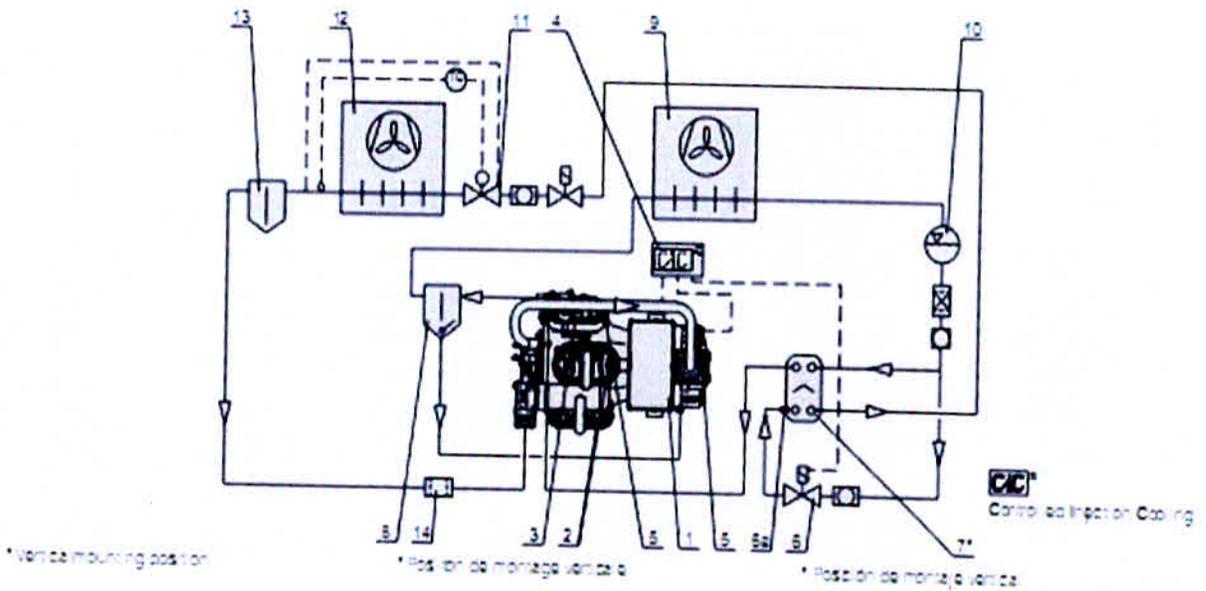


Figura 21: Sistema de tubulação para o funcionamento do compressor de duplo estágio, utilizando o sistema CIC. Fonte: Boletins da Engenharia Bitzer.

- 1 Compressor;
- 2 Cilindro pressão baixa;
- 3 Cilindro de alta pressão;
- 4 Módulo de controle para injeção de líquido (CIC);

- 5 O sensor de temperatura;
- 6 Injeção de líquidos;
 - TX válvulas (sistema mecânico);
 - Válvula de pulso operado (CIC);
- 6 - A Borrifador (CIC);
- 7 Subcooler de Líquido;
- 8 Separador de óleo;
- 9 Condensador;
- 10 Tanque de líquido;
- 11 Válvula de expansão (evaporador);
- 12 Evaporador;
- 13 Separador de sucção;
- 14 Filtro linha de sucção;

Os compressores utilizados nos túneis são compressores semi-herméticos simples estágio 4 PHC 10,2Y; 4H 15,2Y; 4G 20,2Y; 6G 30,2Y e 6F 40,2Y todos utilizando o gás refrigerante R 404 – A.

4 A EMPRESA A SER ESTUDADA: TÚNEL DE CONGELAMENTO DA EMPRESA KLIMAQUIP

SISTEMA DE BIBLIOTECAS
FEPESMIG
BIBLIOTECA MONSENHOR DOMINGOS PRADO FONSECA

Na empresa Klimaquip – Tecnologia do Frio, empresa do seguimento de resfriamento e congelamento de alimentos atuando nos setores comerciais e industriais. Um dos equipamentos produzidos na empresa são os tuneis de congelamento, onde são empregados todos os componentes para um circuito de refrigeração.

Os túneis de congelamento possuem diversas dimensões e potencias frigorificas, e todos os tuneis são compostos por compressores Bitzer. Os tuneis de congelamento são utilizados para congelamento industrial de alimentos, visando principalmente o congelamento de pães de sal e de doce. Onde por norma da Anvisa determina que dentro do núcleo do produto congelados para serem manuseados deve ser -18°C dentro do núcleo do produto. Deste modo o equipamento trabalha até atingir -18°C no núcleo do produto.

Nos túneis de congelamento são utilizados compressores semi-herméticos utilizando o gás refrigerante R 404 – A, a fornecedora é a empresa Bitzer, empresa do seguimento de compressores para sistema de refrigeração, onde fabrica diversos modelo e capacidades.



Figura 22: Unidade condensadora montada na empresa Klimaquip – Tecnologia do Frio.

Fonte: Recuperação Web Page Klimaquip.

Evaporação de túnel de 2 carros, onde o fluido é evaporado e os ventiladores axiais executam a condução do ar forçado. Deste modo aumentamos a troca feita pelo evaporador.

O sentido dos ventiladores secciona o ar ambiente e fazendo o ar quente passar através das aletas do evaporador.

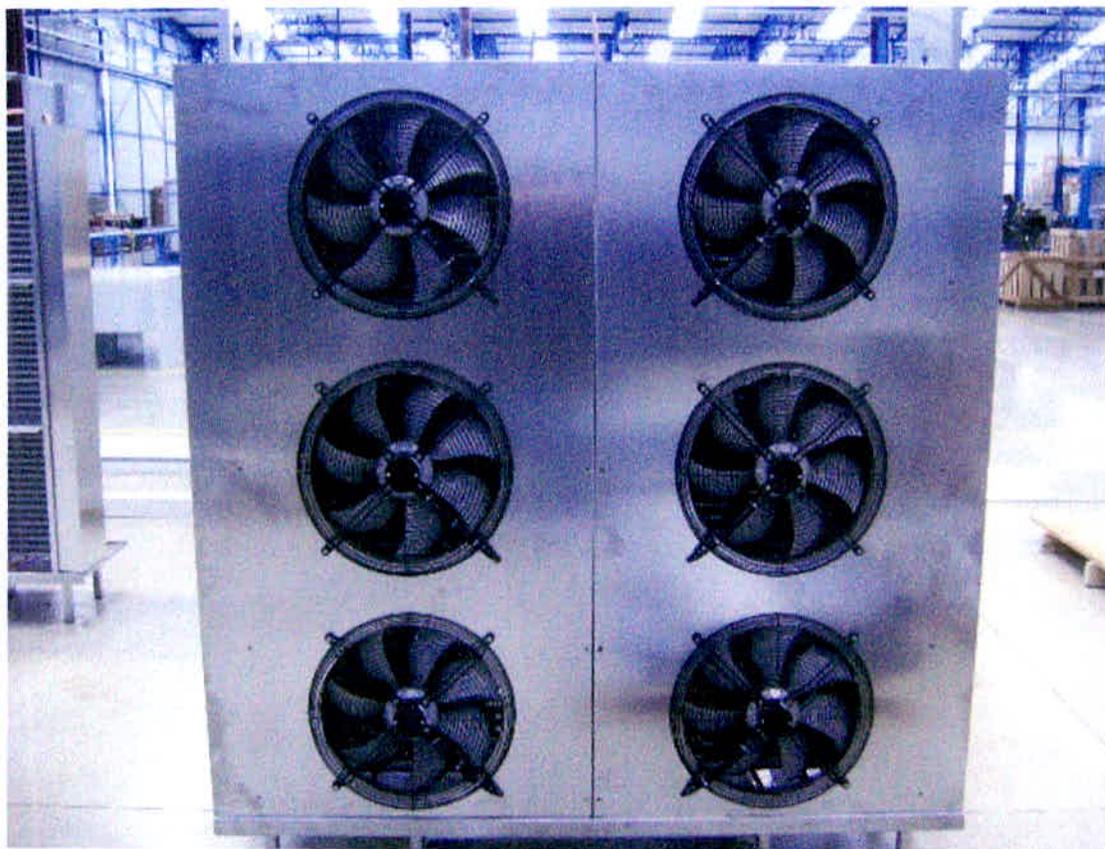


Figura 23: Unidade Evaporadora montada na Klimaquip – Tecnologia do Frio. Fonte: Recuperação Web Page Klimaquip.

O desenvolvimento deste projeto busca a possibilidade de troca dos compressores semi-herméticos de simples estágio pelo de duplo estágio.

Tabela 04: Condições de Trabalho dos Túneis de Congelamento. Fonte: Folheto de venda da empresa Klimatech-Tecnologia do Frio. (2010)

Modelo	N° Portas	N° Carros	Temperatura do Produto a ser Congelado (°C)	Tensão (V) Freq. (Hz)	Capacidade	Potência HP	Potencial total	Condensação	Degelo
					Frigerifica				
					-40° / +45°C				
					(Kcal/h)				
					(KW)				
UK /10	1C	1	+90 / -18°C	220 V / 380 V	12.220	10	15	AR	NATURAL
				3PH 60 Hz	14,21		KW		A AR
UK /30	2C	2	+90 / -18°C	220 V / 380 V	32.768	30	40	AR	NATURAL
				3PH 60 Hz	38		KW		A AR
UK /40	4C	2	+90 / -18°C	220 V / 380 V	44.720	40	56	AR	NATURAL
				3PH 60 Hz	52		KW		A AR

Os compressores utilizados nos túneis são compressores semi-herméticos simples estágio 4 PHC 10,2Y; 4H 15,2Y; 4G 20,2Y; 6G 30,2Y e 6F 40,2Y todos utilizando o gás refrigerante R 404 – A.

Cada compressor apresenta suas características construtivas e capacitivas que serão descritas.

A Bitzer disponibiliza um software para escolha do compressor melhor adequado ao seu processo desta forma estar utilizando este para a análise dos fatos.

Na tela inicial (Figura 24) temos todos os modelos que a empresa possui para comercio, deste modo podemos saber todas as configurações necessárias para o projeto. No caso aplicado estaremos utilizando as janelas de compressores semi-herméticos de simples estágio e duplo estágio.

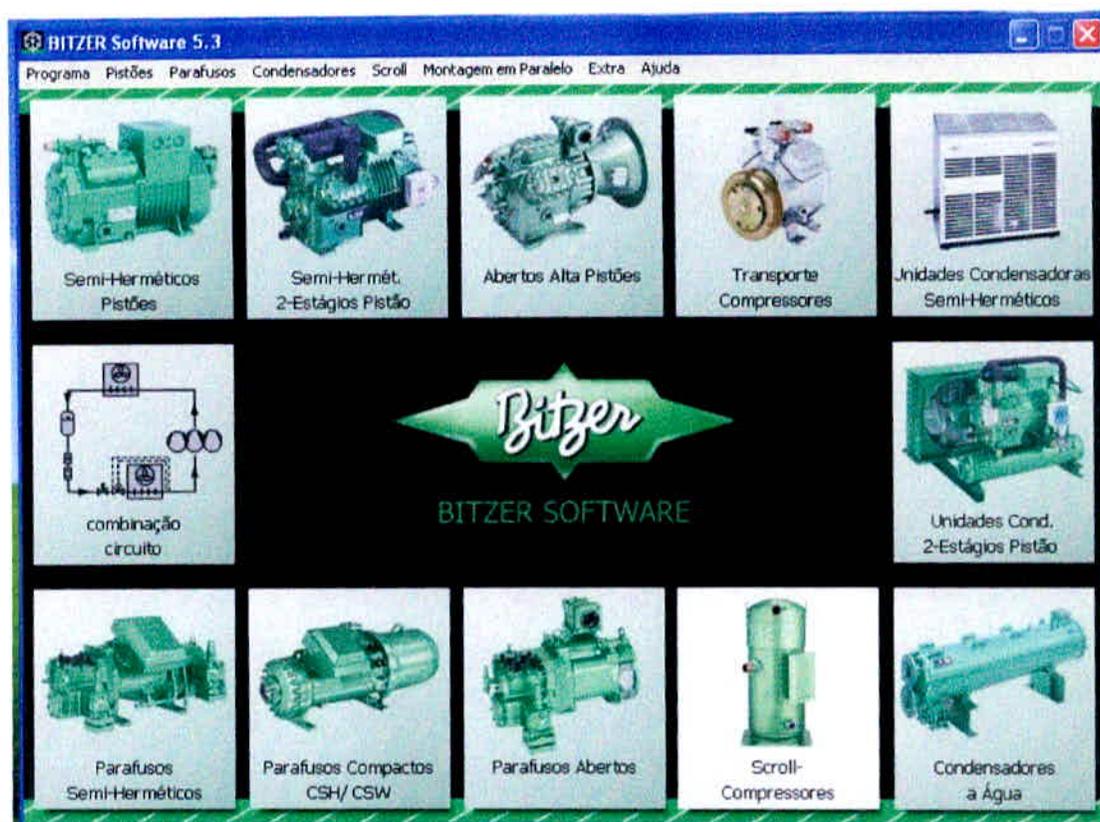


Figura 24 - Tela inicial do Software – Fonte: Recuperação de Web Page: Curso Aplicado do Software Bitzer.

Nesta janela podemos configurar determinados parâmetros, como gás refrigerante utilizado, temperatura de referência, potência requerida ou análise do compressor escolhido, temperatura de evaporação denominada SST, temperatura de condensação denominada de SDT, sub-resfriamento da linha de líquido ou temperatura do líquido de resfriamento, temperatura do gás refrigerante ou superaquecimento do gás de sucção, superaquecimento útil, modo de operação, tensão elétrica (frequência, e tensão de alimentação) e regulador de capacidade.

Tela do software para escolha do compressor semi-hermético de simples estágio, assim inserimos no software as variáveis para o dimensionamento do compressor.

Semi-Herméticos Pistões

Calcular Exportar Ajuda Fechar

Dados de Entrada

Modo: Refrigeração e Aquecimento

Refrigerante: R404A

Temperatura de referência: Ponto de Orvalho

Tipo do compressor: Compressor único

Capac. Frigorífica: 16 kW

Temp. Evaporação SST: -10 °C

Temp. Condensação SDT: 45 °C

Sub-resfriamento do líquido: 0 K

Temperatura do gás sucção: 20 °C

Superaquecimento útil: 100%

Modo de operação: Auto

Tensão Elétrica: 50 Hz Standard

Regulador de capacidade: 100%

Dados de Saída

Compressor modelo	
Capac. Frigorífica	
Capac. Frigorífica *	
Capacidade Evaporador	
Potência absorvida	
Corrente	
Faixa de Tensão	
Capacidade Condensado	
COP/EER	
COP/EER*	
Vazão em massa	
Modo de operação	
Temp. gás de Descarga n	

Mensagens

Figura 25: Tela do Software para escolha de compressor simples estágio. Fonte: Recuperação de Web Page: Curso Aplicado do Software Bitzer

Na janela de escolha do compressor semi-hermético duplo estágio temos diferentes opções do simples estágio, como a escolha de utilização de sub-resfriador no compressor.

Janela de inserção de variáveis para o dimensionamento do compressor de duplo estágio. Deste modo temos a melhor opção para aplicação do compressor.

Compressor Semi-Hermético 2-Estágio

Calcular Exportar Ajuda Fechar

Dados de Entrada

Refrigerante: R404A

Temperatura de referência: Ponto de Orvalho

Capac. Frigorífica: 15 kW

Temp. Evaporação SST: -35 °C

Temp. Condensação SDT: 40 °C

Tensão Elétrica: 50 Hz Standard

Superaquecimento útil: 100%

Dados de Saída

Compressor modelo	
Capac. Frigorífica	
Capac. Frigorífica *	
Capacidade Evaporador	
Potência absorvida	
Corrente	
Faixa de Tensão	
Capacidade Condensado	
COP/EER	
COP/EER*	
Vazão em massa LP	
Vazão em massa HP	
Pressão intermediária	
Temperatura Média	

Mensagens

Figura 26 - Tela do Software para escolha do compressor duplo estágio. Fonte: Recuperação de Web Page: Curso Aplicado do Software Bitzer

No software temos que determinar os parâmetros necessários para a configuração do compressor necessário, após a inserção de todos os dados, coloca-se o software para calcular através de uma tecla de atalho e após alguns segundos temos as respostas dadas através da mesma janela, indicando o modelo do compressor a ser utilizado juntamente com suas características de capacidade, consumido e demais informações para serem consideradas em projeto.

5 RESULTADOS DA PESQUISA

Após as escolhas através de tabelas ou do software, obtivemos as características dos compressores a ser utilizado, contendo suas características termodinâmicas onde se engloba os valores de capacidade frigorífica, capacidade do evaporador e condensador, potencia absorvida, vazão mássica e temperatura de descarga, nas características mecânicas os dimensionamento e sistema de trabalho e a elétrica o consumo e configurações necessárias para instalação.

Os fatores de projetos que são incorporados para o cálculo do dimensionamento no compressor, todas as variáveis influenciam diretamente na configuração do equipamento.

Para o túnel de 1carro, necessitamos de ser retirado 15 kW de energia dentro do equipamento. Neste ponto é necessária a escolha do gás refrigerante, podendo ser R22; R404; R507; R134; dentre outros. No túnel de congelamento utilizando o R404A.

A temperatura de evaporação necessária é de -40°C , a temperatura de condensação é de 45°C .

O resultado obtido para o túnel de 1 carro foi o compressor de simples estágio 4PCS-10.2Y-40P e para compressor de duplo estágio foi S4T-5.2-20P.

A capacidade frigorífica para o compressor de simples estágio foi de 4,48 kW, enquanto compressor de Duplo estágio foi 5,45 kW. A potência consumida do simples estágio 4,97 Kw e para o duplo estágio 5,07 Kw. O COP do simples estágio foi de 0,90 e duplo estágio 1,08.

Para o túnel de 2 carros todos os dados serão mantidos para o projeto do túnel de 2 carros exceto a potência necessária seria de 40Kw.

O modelo de compressor de simples estágio é o 6G-30,2Y e o duplo estágio S4G-12,2Y as capacidades frigoríficas sendo 12,98kW para o simples estágio e 12,30kW.

A potência absorvida pelo simples estágio foi de 14,79kW e do duplo estágio 10,89kW. O COP sendo de 0,88 e 1,13 respectivamente.

Para o túnel de 4 carros necessita para o projeto de 52Kw. Deste modo os respectivos modelos são o 6F-40,2Y-40P para o simples estágio e S6J-16,2Y-40P.

A potência frigorífica do simples estágio 14,70kW, para o duplo estágio 17,27 kW. O consumo elétrico é de 17,29Kw para o simples estágio e 15,26Kw para o duplo estágio. O COP de 0,85 e 1,13.

Limites de aplicação (R404A/R507A)

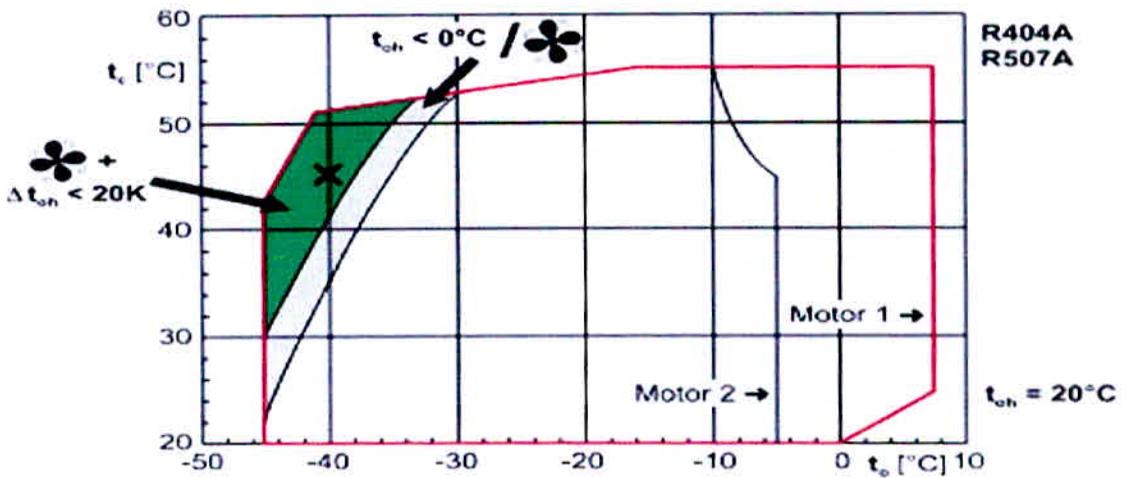


Figura 27: Aplicação de Compressor de Simples Estágio. Fonte: Boletins de Engenharia Bitzer (p.34)

Limites de aplicação

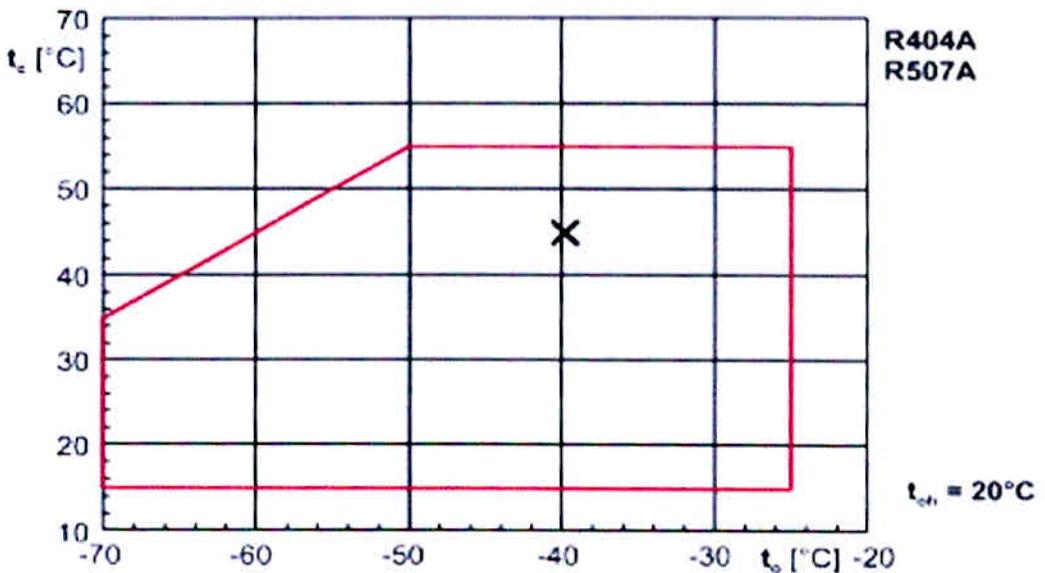


Figura 28: Aplicação de Compressores Duplo Estágio. Fonte: Boletins de Engenharia Bitzer (p.34)

Com a apresentação deste novo modelo ao mercado, os fabricantes possuem a opção de escolher entre os modelos disponíveis, com diferentes capacidades e consumos.

Com a aplicação do simples estágio obtivemos uma determinada capacidade frigorífica e uma potencia elétrica consumida, já no caso do duplo estágio também obtivemos alguns valores que serão descritos pelas tabelas.

Tabela 05 Sistema de Túnel de 1 Carro.

Tabela de performance para túnel de 1 carro			
Temperatura de Condensação	Resultados	Temperatura de Evaporação	
		Simple Estágio	Duplo Estágio
tc [°C]	to [°C]	-40	-40
45	Qo[W]	4481	5447
	P [kW]	4.97	5.07
	COP	0.90	1.08
50	Qo[W]	3609	5305
	P [kW]	4.71	5.32
	COP	0.77	1.00
55	Qo[W]	-	5171
	P [kW]	-	5.59
	COP	-	0.93

Fonte: Recuperação de Web Page: Curso Aplicado de Software Bitzer.

Tabela 06 Sistema de Túnel de 2 Carros.

Tabela de performance para túnel de 2 carros			
Temperatura de Condensação	Resultados	Temperatura de Evaporação	
		Simple Estágio	Duplo Estágio
tc [°C]	to [°C]	-40	-40
45	Qo[W]	12983	12315
	P [kW]	14.79	10.89
	COP	0.88	1.13
50	Qo[W]	10803	11951
	P [kW]	14.66	11.47
	COP	0.74	1.04
55	Qo[W]	-	11605
	P [kW]	-	12.08
	COP	-	0.96

Fonte: Recuperação de Web Page: Curso Aplicado de Software Bitzer

Resultados obtidos através do software será de aplicação imediata para o projeto do túnel de congelamento.

Potencia frigorífica e elétrica consumida pelo sistema de 4 carros.

Tabela 07 Sistema de Túnel de 4 Carros.

Tabela de performance para túnel de 4 carros			
Temperatura de Condensação	Resultados	Temperatura de Evaporação	
		Simple Estágio	Duplo Estágio
t_c [°C]	t_o [°C]	-40	-40
45	Q_o [W]	14696	17271
	P [kW]	17.29	15.26
	COP	0.85	1.13
50	Q_o [W]	12024	16776
	P [kW]	16.99	16.04
	COP	0.71	1.05
55	Q_o [W]	-	16293
	P [kW]	-	16.79
	COP	-	0.97

Fonte: Recuperação de Web Page: Curso Aplicado de Software Bitzer

5.1 Análise Preliminar

Quando o mercado oferece novos instrumentos para melhorar qualquer processo produtivo, o estudo da situação é necessário, pois quando iremos aplicar novas tecnologias, o processo deve ser adequar para receber estes itens.

No caso dos compressores o sistema mudaria o seu layout de tubulação, outros detalhes seriam de fáceis mudanças como suporte, ligação elétrica e etc.

Para a mudança dos compressores semi-herméticos de simples estágio para o de duplo estágio deve ser estudado o processo ao qual será aplicado, pois as faixas de temperatura de trabalho, as capacidades frigoríficas e potências consumidas interferem no produto final.

Com a aplicação nas faixas de temperatura orientada pelo fabricante o equipamento consegue manter sua regularidade, caso trabalhe fora da especificação deve ser estudado para determinada situação de execução, e obter os resultados necessários para análise do caso.

O setor de engenharia da empresa foi consultado e informado sobre os valores obtidos através deste projeto.

6 CONCLUSÃO

Para a troca dos compressores de simples estágio para o de duplo estágio é necessário respeitar as condições do fabricante. No caso do duplo estágio só é interessante a mudança quando a temperatura de evaporação do gás é menor que -30°C no caso do R 404-A, pois caso ao contrário a capacidade frigorífica e consumo fica perto do compressor de simples estágio, deste modo com a relação custo benefício fica desfavorável.

Os resultados apresentados foram satisfatórios e interessantes para a troca de modelos, obtivemos uma capacidade frigorífica maior comparada do simples estágio,

No túnel de 1 carro o compressor semi-hermético de duplo estágio rende 21,55% de capacidade frigorífica mais que o simples estágio para 5000 W, e consumindo 2,01% a mais que o simples estágio. Neste caso é interessante a troca do compressor de simples para o duplo estágio.

No túnel de 2 carros o compressor semi-hermético de duplo estágio rende 94,56% de capacidade frigorífica que o simples estágio, e consumindo 73,63%. Neste caso temos uma perda de capacidade frigorífica, mas por outro lado um ganho de economia no consumo.

No túnel de 4 carros o compressor semi-hermético de duplo estágio rende 17,52% de capacidade frigorífica a mais que o simples estágio, e consumindo 88,25%. No caso é interessante a troca, pois temos 2 ganhos no mesmo caso.

A mudança dos compressores de simples estágio para o de duplo estágio é interessante, pois as condições de engenharia são favoráveis, pois o equipamento manteria as condições necessárias para o projeto, atendendo a demanda frigorífica aliada ao baixo consumo elétrico.

No caso da mudança do compressor semi-hermético de simples estágio para o de duplo estágio para a empresa é benéfica, pois seria um argumento para venda de equipamentos, pois manteríamos as necessidades do cliente e o consumo de energia elétrica seria reduzido, onde em um curto espaço de tempo pagando à diferença.

REFERÊNCIAS

- ASHRAE **Handbook Fundamentals. Principles of heating, ventilating, and air conditioning: a textbook with design data based on the 2001 ASHRAE handbook Fundamentals.** Harry J. Sauer, Jr., Ronald H. Howell, William J. Coad: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 2001;
- ASHRAE, 1996 “ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment”, ASHRAE Inc., Atlanta, GA.
- Apostila de Refrigeração da FUPAI, Itajubá MG;
- Boletins de Engenharia Bitzer;
- COSTA, E. C., 1982, “**Refrigeração**”, Editora Edgard Blucher Ltda., São Paulo.
- DOSSAT, R., J., 1980, “**Princípios de Refrigeração**”, Editora Hemus, São Paulo.
- <http://www.klimaquip.com.br> – Acessado no dia 13/09/2010;**
- <http://www.danffos.com.br> – Acessado no dia 15/09/2010;**
- <http://www.heatcraft.com.br> – Acessado no 21/10/2010;**
- <http://www.copeland-corp.com> – Acessado no dia 25/08/2010;
- MACHIORO, Fernando Sayols – **Análise de técnica para redução do consumo de energia em sistema de refrigeração para supermercados**, 2004;
- SILVA, Marcelino Nascimento da - **EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL E COMERCIAL**, 1985;
- YAMANE, E. e SAITO, H., 1986, “**Tecnologia do Condicionamento de Ar**”, Editora Edgard Blucher Ltda.