



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

Departamento de engenharia Electromecânica

ANÁLISE ENERGÉTICA DE EQUIPAMENTOS DE UMA FÁBRICA DE LACTICÍNIOS

Júlio Manuel Rodrigues Boa, N° M3061

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Electromecânica

(2º ciclo de estudos)

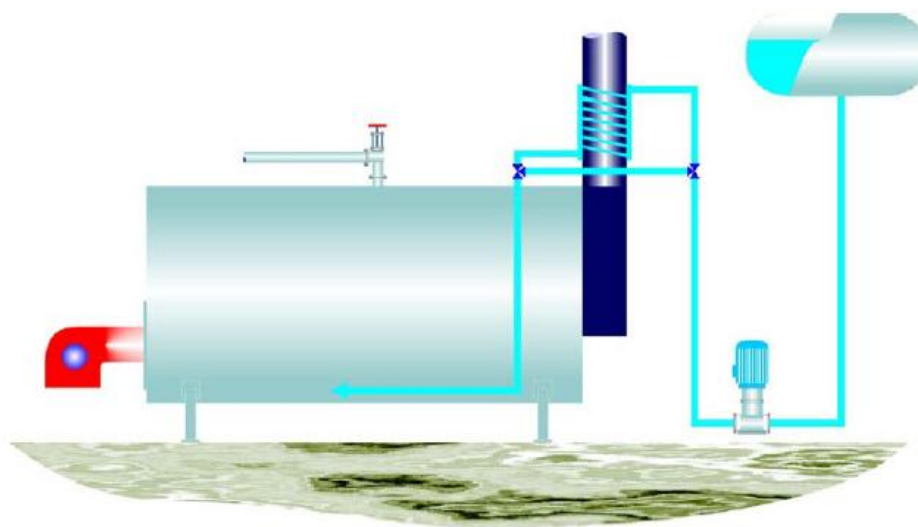
Orientador: Prof. Doutor Alexandre Borges de Miranda

Covilhã, Outubro de 2012



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

Departamento de engenharia Electromecânica



ANÁLISE ENERGÉTICA DE EQUIPAMENTOS DE UMA FÁBRICA DE LACTICÍNIOS

SISTEMAS DE FRIO E REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Júlio Manuel Rodrigues Boa, N° M3061

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Electromecânica

(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Alexandre Borges de Miranda

Covilhã, Outubro de 2012

RESUMO

Este Projecto foi elaborado no âmbito da disciplina de Dissertação em Engenharia Electromecânica.

Neste documento, pretendo descrever a interacção entre vários sistemas de refrigeração e a sua utilização de forma racional, numa possível implementação em uma indústria de produtos lácteos frescos e congelados, bem como identificar alternativas para melhora/rentabilizar ainda mais a eficiência energética e o rendimento dos sistemas de refrigeração, integrando para o efeito tecnologias ligadas a Refrigeração por Absorção.

PALAVRAS-CHAVE

Eficiência Energética
Fluidos de Refrigeração
Sistemas de Frio
Frio por Absorção
Trigeração

ABSTRACT

This project was developed as an MSc dissertation in Electromechanical Engineering.

In this work we intend to describe the interaction between multiple refrigeration systems and their rational use and possible implementation in a dairy industry of fresh and frozen goods. Also, we tried to identify alternatives for improvement / further monetize energy efficiency and performance of refrigeration systems, integrating for this purpose technologies related to absorption refrigeration.

KEYWORDS

Energy Efficiency

Fluid Cooling

Cooling Systems

Cold Absorption

Trigeneration

AGRADECIMENTOS

A elaboração da Dissertação Final não seria possível sem a ajuda e disponibilidade de várias pessoas e instituições.

Assim, começarei por agradecer ao Orientador e Professor Doutor Alexandre Borges de Miranda, pela ajuda, compreensão, motivação e pelo tempo disponibilizado.

Não poderia deixar de agradecer à Empresa onde trabalho, acerca de onze anos, pela compreensão aquando da minha decisão, em frequentar este Mestrado, mesmo sendo numa altura em que a empresa atravessava algumas dificuldades, e me foi pedido grande esforço na melhoria continua no departamento do qual sou responsável.

Por ultimo, e não mais importante, um agradecimento sentido a minha esposa, filhos e amigos pelo apoio incondicional que sempre me deram. Sei que estão orgulhosos, por ter concluído mais esta fase da minha vida. Este Mestrado é na sua totalidade para a minha esposa, pois soubemos em conjunto suportar os encargos financeiros e falta de tempo da minha parte para o apoio que ela precisava em determinados momentos da nossa vida.

ÍNDICE

INTRODUÇÃO	10
CAP. - 1: CICLOS DE REFRIGERAÇÃO E FLUIDOS DE REFRIGERAÇÃO	11
CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	11
TIPOS DE FLUIDOS DE REFRIGERAÇÃO	24
COMO SE CARACTERIZAM.....	24
COMO SE AGRUPAM	25
FLUIDOS DE REFRIGERAÇÃO SECUNDARIOS	32
COMO SE CARACTERIZAM.....	32
COMO SE AGRUPAM	33
CAP. - 2: DESENVOLVIMENTO TECNOLÓGICO NOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.....	35
SISTEMAS MULTIPRESSÃO.....	36
SISTEMAS MULTIPRESSÃO TRADICIONAIS.....	38
SISTEMAS DE FRIO INDIRECTO.....	40
CHILLERS COM PERMUTADORES DE PLACAS	43
INDÚSTRIA DOS LACTICÍNIOS.....	44
BANCO DE ÁGUA GELADA - PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS	48
INDÚSTRIA DE BEBIDAS.....	51
SISTEMAS EM CICLO “CASCATA” - CO ₂ (R-744)	54
CAP. - 3: COGERAÇÃO / TRIGERAÇÃO.....	55
CONCEITO	55
APLICAÇÃO DE COGERAÇÃO	56
TECNOLOGIAS DE TRIGERAÇÃO	59
TURBINA DE VAPOR (CICLO DE RANKINE)	59
UNIDADES PRODUTORAS DE ÁGUA REFRIGERADA.....	62
CAP. - 4: SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	63
CHILLERS DE ABSORÇÃO	63

DESCRIÇÃO GERAL DO CICLO	65
COMPORTAMENTO DE MISTURAS BINÁRIAS.....	67
COMPOSIÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	72
ANÁLISE E DESEMPENHO DO CICLO DE ABSORÇÃO	76
CARACTERÍSTICAS DO PAR REFRIGERANTE -ABSORVENTE	78
TIPOS DE SISTEMAS A ABSORÇÃO	82
SISTEMAS QUE EMPREGAM O PAR H ₂ O-LiBr.....	82
SISTEMAS DE SIMPLES EFEITO	83
SISTEMAS DE DUPLO EFEITO.....	85
COMPONENTES DO SISTEMA DE ABSORÇÃO	94
CONTROLOS OPERACIONAIS	99
LIMITES OPERACIONAIS	102
SISTEMAS QUE UTILIZA O PAR AMONÍACO-ÁGUA	103
CAP. - 5: CHILLERS DE ADSORÇÃO	107
DESCRIÇÃO.....	107
CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMENTO	108
CAP. - 6: IMPLEMENTAÇÃO PRÁTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	111
CAP. - 7: ANÁLISE DOS RESULTADOS	119
CONCLUSÃO	122
BIBLIOGRAFIA	125

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura - 1: Diagrama de Mollier	11
Figura - 2: Representação esquemática do ciclo de refrigeração	12
Figura - 3: Ciclo de compressão de vapor ideal	12
Figura - 4: Ciclo ideal de compressão de vapor, diagrama T x s	18
Figura - 5: Ciclo real de compressão de vapor, diagrama T x s	18
Figura - 6: Sistema de refrigeração multipressão (R-404A).....	36
Figura - 7: Válvulas de Expansão Termostáticas.....	37
Figura - 8: Sistema multipressão tradicional de refrigeração (Amoníaco)	40
Figura - 9: Bateria de chillers em série (etanol).....	52
Figura - 10: Bateria de chillers em série (água glicolada).....	53
Figura - 11: Ciclo Cascata CO ₂ /Amoníaco, com CO ₂ a circular no regime intermediário como fluido secundário.....	54
Figura - 12: Esquema de Trigerção.....	58
Figura - 13: Esquema típico de funcionamento base de Cogeração com turbina a vapor.....	60
Figura - 14: Processos de (a) absorção produzindo o efeito de refrigeração e (b) dessorção do refrigerante necessitando de uma fonte de calor	65
Figura - 15: Princípio geral de um sistema de refrigeração por absorção	66
Figura - 16: Processos de evaporação e condensação de uma mistura binária e homogénia: (a) líquido subarrefecido, (b) mistura bifásica, (c) diagrama temperatura - concentração.....	68
Figura - 17: Diagrama temperatura – concentração onde são apresentadas três isobáricas.....	69
Figura - 18: Diagrama entalpia – concentração para uma mistura binária homogénea	71
Figura - 19: Sistema de refrigeração por absorção	73
Figura - 20: Comparação entre os ciclos por compressão e por absorção	73
Figura - 21: Comparação entre os ciclos por compressão e por absorção	75

Figura - 22: Representação dos processos que ocorrem no misturador, absorvedor e no separador de um ciclo de absorção	80
Figura - 23: Propriedades do Brometo de Lítio e da Água	82
Figura - 24: Chiller a Absorção de Simples Efeito	83
Figura - 25: Chiller a Absorção de Duplo Efeito	87
Figura - 26: Configurações de fluxo para Chillers de duplo efeito: (a) em série, (b) série – reverso e (c) em paralelo	89
Figura - 27: Chiller a Absorção de Duplo Efeito do tipo Queima Directa	92
Figura - 28: Desempenho de Sistemas a Absorção de simples e duplo Efeito em cargas parciais	101
Figura - 29: Sistema de Absorção Água-Amónia.....	103
Figura - 30: Chiller NH ₃ – H ₂ O do tipo queima directa arrefecido a ar.....	106
Figura - 31: Chiller de Adsorção	108
Figura - 32: Princípio de funcionamento do chiller de adsorção Mycom.....	108
Figura - 33: Rendimento energético: Adsorção - Absorção	109

INTRODUÇÃO

A utilização dos sistemas de refrigeração é indispensável, em quase todos os processos industriais ligados à conservação, transformação e armazenamento dos produtos alimentares. Como consequência, também é indispensável o uso da energia eléctrica para o funcionamento dos motores e de outros equipamentos associados a esses sistemas.

A necessidade de diminuir os consumos de energia, não só por questões financeiras, mas também por questões ambientais, fez com que fossem feitos esforços no sentido da implementação de sistemas com rendimentos, mais elevados possíveis, ou utilizando energias renováveis.

Neste sentido, surge a Cogeração / Trigeração que consegue o reaproveitamento da energia desperdiçada sob a forma de energia térmica, aumentando, desta forma o rendimento.

A Cogeração, também denominada CHP (Combined Heat and Power), consiste na produção simultânea de energia eléctrica (ELECTRICIDADE) ou mecânica e energia térmica (CALOR), através do mesmo combustível numa determinada instalação.

Por sua vez, a Trigeração é denominada por CHCP (Combined Heat, Cooling and Power), sendo um processo alargado de Cogeração, que produz electricidade, calor e frio. Ao longo do trabalho, irei apresentar as tecnologias existentes e a sua eficiência sobre a produção deste frio.

CAP. - 1: CICLOS DE REFRIGERAÇÃO E FLUIDOS DE REFRIGERAÇÃO

CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

(Fonte: [http:// www.fem.unicamp.br](http://www.fem.unicamp.br))

Os ciclos de refrigeração, isto é, ciclos termodinâmicos de refrigeração por compressão de vapor, são adequadamente representados em diagramas $P \times h$ (pressão-entalpia, diagrama de Mollier) e diagrama $T \times s$ (temperatura-entropia).

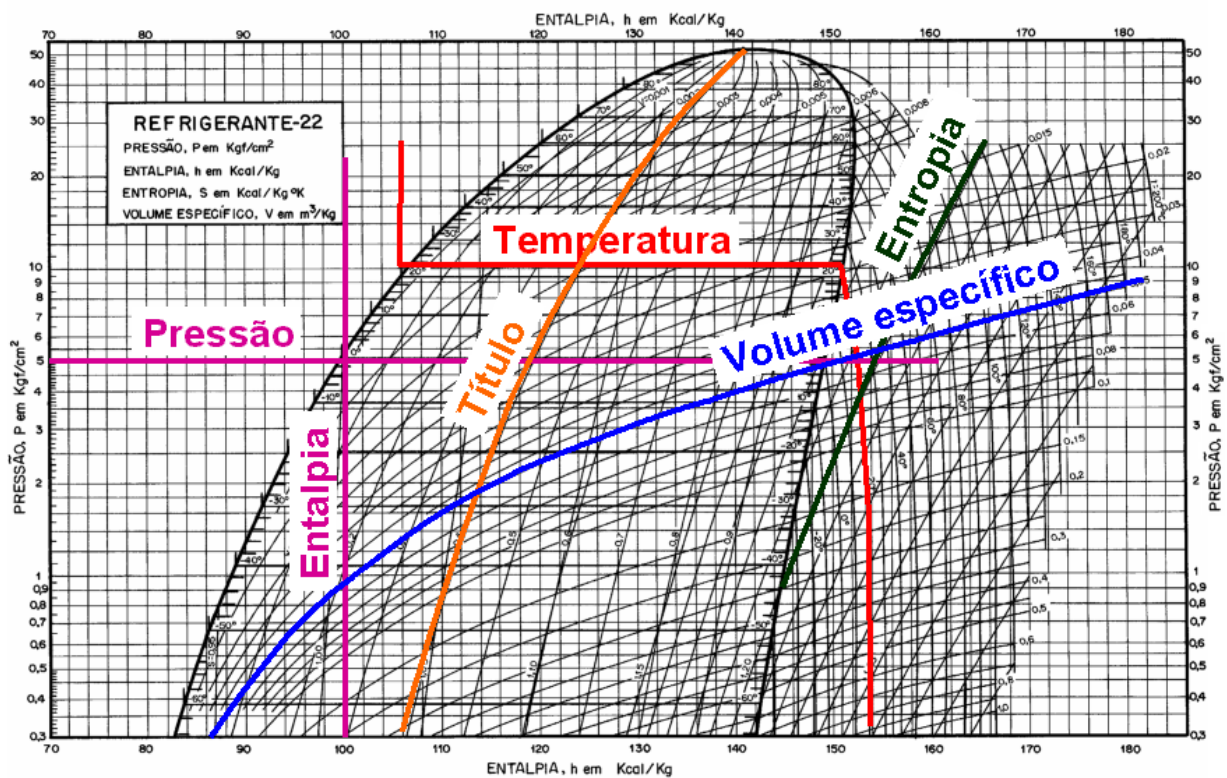


Figura - 1: Diagrama de Mollier

Podem-se observar, no diagrama de Mollier, as regiões de líquido subarrefecido, à esquerda de $x = 0$, de vapor úmido, $0 < x < 1$, no meio, e vapor subaquecido, à direita de $x = 1$.

Como todas as análises de ciclos, vamos começar por analisar um ciclo ideal de compressão de vapor. Importa lembrar, que os ciclos reais desviam-se dos ciclos idealizados, isto é, o ciclo ideal serve, para a nossa análise do ciclo real, como uma referência, um objectivo a atingir (apesar de inalcançável), através da melhoria de cada processo que o constitui. Analisemos um ciclo ideal de compressão de vapor, na figura seguinte, representado esquematicamente e no diagrama de Mollier (P versus h):

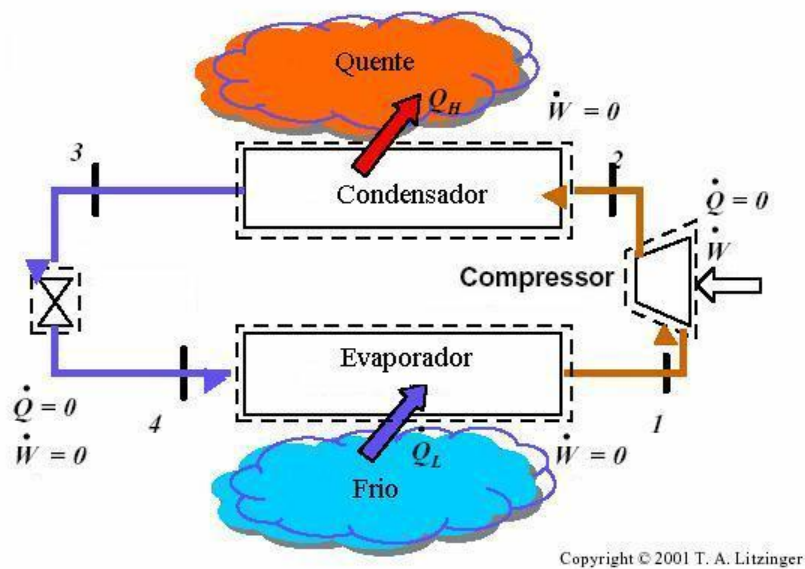


Figura - 2: Representação esquemática do ciclo de refrigeração

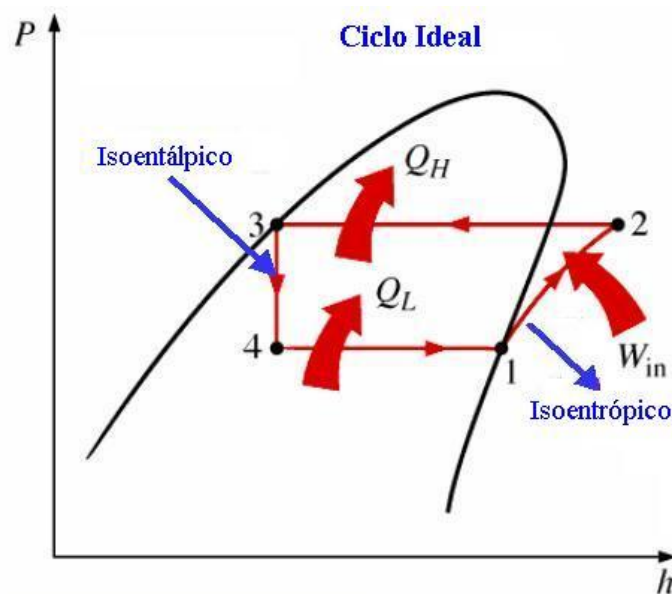


Figura - 3: Ciclo de compressão de vapor ideal

O equacionamento do ciclo ideal: seja a formulação simples da Equação da Energia, conforme dada abaixo, aplicável para um sistema em regime permanente, para um escoamento unidimensional com uma entrada e uma saída, isto é: $m_s = m_e = m$.

$$\dot{Q} - \dot{W}_{\text{útil}} = \left(h + \frac{1}{2}V^2 + g \cdot \Delta e \right)_s \dot{m}_s - \left(h + \frac{1}{2}V^2 + g \cdot \Delta e \right)_e \dot{m}_e$$

O ciclo é constituído pelos seguintes processos:

- Compressão de vapor, isto é, um compressor realiza trabalho sobre o vapor, transferindo energia a este;
- A condensação do vapor, que ocorre no condensador (o trocador de calor à direita, na figura acima);
- A expansão do líquido após o condensador, que ocorre na válvula de expansão ou num tubo capilar;
- A evaporação do líquido no evaporador.

Cada um dos processos que formam o ciclo deve ser analisado separadamente:

Compressão - Modelo Ideal do Compressor



No compressor existe somente, um fluxo de entrada e um de saída: $m_e = m_s = m$.

Vamos ignorar, a variação das energias cinética e potencial entre a entrada e saída do compressor;

Vamos admitir, que o processo de compressão é adiabático e reversível, isto é, é isentrópico (ver figura). Assim, se o processo ocorre em regime permanente e se W é o trabalho realizado sobre o VC,

$$\dot{Q} - \dot{W}_{útil} = \frac{dE_{cv}}{dt} + \left(h + \frac{1}{2}V^2 + g \cdot \Delta e \right)_s \dot{m}_s - \left(h + \frac{1}{2}V^2 + g \cdot \Delta e \right)_e \dot{m}_e$$

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

Os estados, representados por números, 1 e 2, estão na figura.

As propriedades do refrigerante em 2 são conhecidas, desde que se fixe a pressão de condensação, pois o processo é isentrópico.

Processo 1-2, ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico, como mostra a figura. O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_o) e com título igual a 1 ($x = 1$).

O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação (P_c). Ao sair do compressor, está superaquecido à temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação T_C .

Condensador e Evaporador - Modelo Ideal do Condensador e do Evaporador

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + g\Delta e_s \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g\Delta e_e \right)$$

①
②
③
④
④
③
④
④

As premissas são:

- Regime permanente;
- Só existe trabalho de escoamento (incluído na entalpia);
- Só existe um fluxo de entrada e um fluxo de saída, $m_e = m_s = m$;
- Variação de energia cinética e potencial é desprezável frente à variação da entalpia;
- A pressão é constante (esta é uma aproximação!).

Assim:

Condensador ideal: $\dot{Q} = (h_3 - h_2)\dot{m}$

Evaporador ideal: $\dot{Q} = (h_1 - h_4)\dot{m}$

Sendo um processo de rejeição de calor, do refrigerante para o meio ambiente, a arrefecer à pressão constante. Neste processo, o fluido refrigerante é arrefecido da temperatura T2 até a temperatura de condensação, TC. A seguir, é condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T3, que é igual à temperatura TC.

Válvula de Expansão - Modelo Ideal da Expansão



$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + g \Delta e_s \right) + \sum \dot{m} \left(h_c + \frac{V_c^2}{2} + g \Delta e_c \right)$$

①
②
③
⑤
④
③
⑤
④

As premissas são:

- Regime permanente;
- Processo adiabático;
- Só existe um fluxo de entrada e um fluxo de saída, $m_e = m_s = m$;
- Variação de energia potencial é desprezável
- Variação de energia cinética pode ser desprezável.

Assim:

Expansão ideal: $0 = (h_4 - h_3) \dot{m}$

No dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível a entalpia constante (processo isentálpico), desde a pressão de condensação PC, e o líquido saturado ($x = 0$), até a pressão de vaporização (P_o). Observa-se que o processo é irreversível e, portanto, a entropia do refrigerante à saída do dispositivo de expansão (s_4) será maior que a entropia do refrigerante na sua entrada (s_3).

Evaporador ideal: $h_4 = h_3$ (processo isentálpico!)

Consequentemente, é irreversível pois não é isentrópico (ver o diagrama de Mollier para verificar): isto é, um processo adiabático isentálpico não é isentrópico (e não é reversível)



No evaporador, sendo um processo de transferência de calor à pressão constante (P_0) e consequentemente, à temperatura constante (T_0), do estado de vapor húmido (estado 4) até atingir o estado de vapor saturado seco ($x = 1$).

Pode observar-se que o calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda o seu estado.

Representação esquemática do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor no diagrama T versus s.

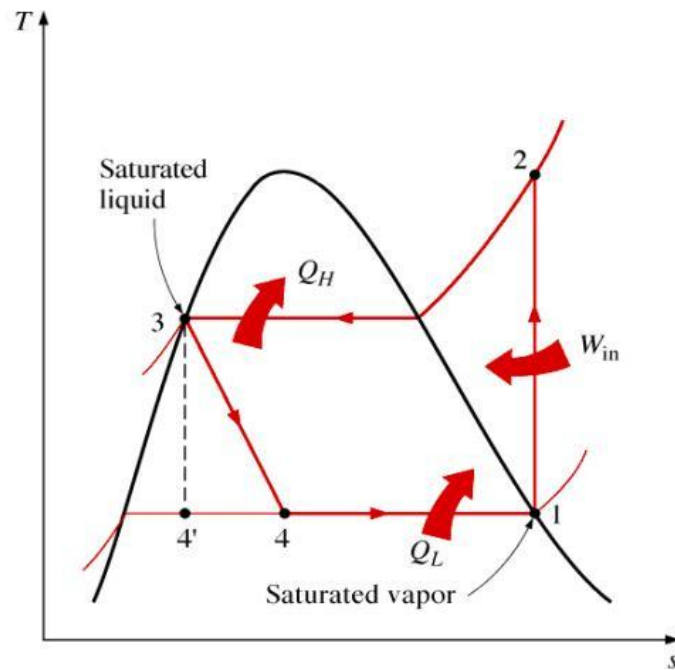


Figura - 4: Ciclo ideal de compressão de vapor, diagrama T x s

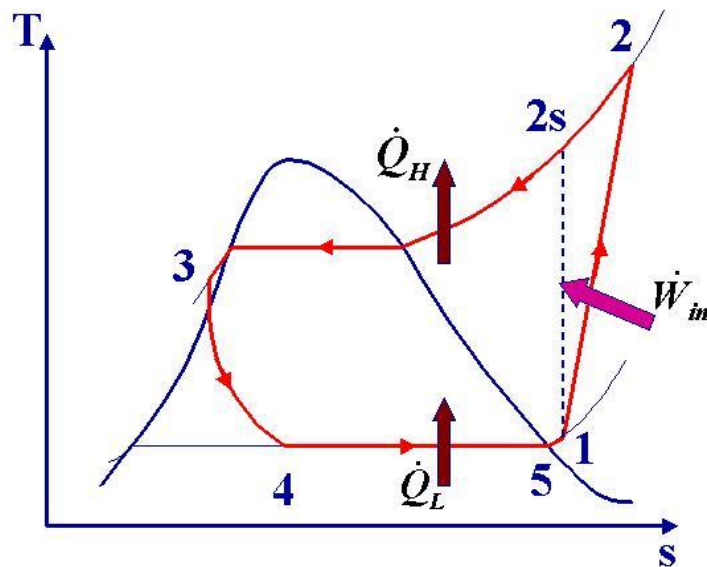
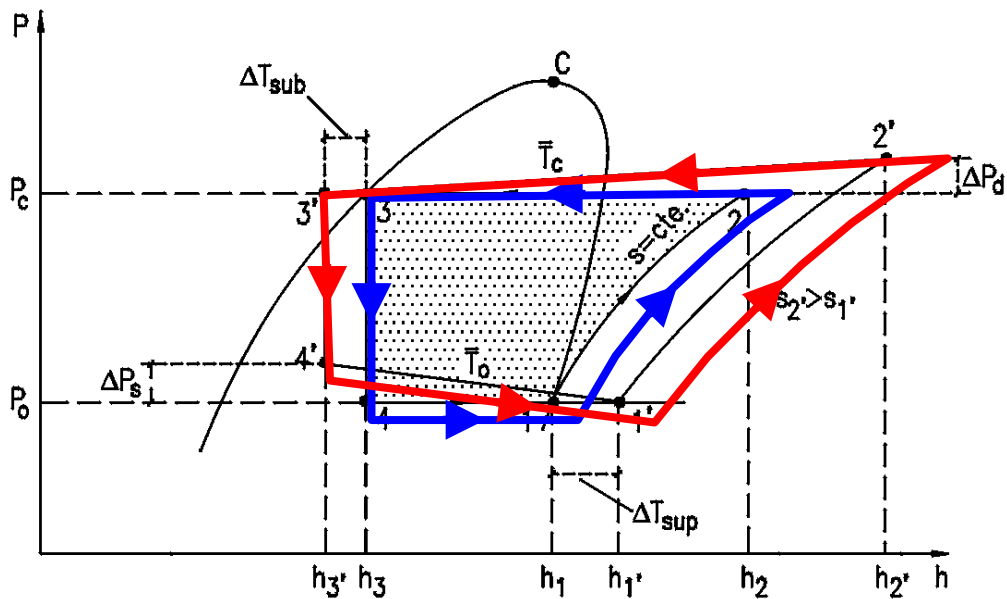


Figura - 5: Ciclo real de compressão de vapor, diagrama T x s

Diferenças entre o ciclo ideal e real de refrigeração por compressão de vapor no diagrama P versus h (Mollier).



As diferenças principais são:

- A queda de pressão nas linhas de descarga (líquido e de sucção), assim como no condensador e no evaporador. Estas perdas de carga, ΔP_d e ΔP_s .
- O subarrefecimento do refrigerante na saída do condensador (nem todos os sistemas são projectados com subarrefecimento) e o subaquecimento na sucção do compressor, sendo este também um processo importante, que tem como finalidade evitar a entrada de líquido no compressor.

Outro processo importante é o de compressão, que no ciclo real é politrópico (s_1 diferente de s_2) e no processo teórico é isentrópico. Devido ao subaquecimento e ao processo politrópico de compressão, a temperatura de descarga do compressor (T_2) pode ser muito elevada, tornando-se um problema para os óleos lubrificantes usados nos compressores de frio.

A temperatura de descarga não deve ser superior a 130°C o que, por vezes, exige o arrefecimento forçado do motor dos compressores, principalmente, quando são utilizados os refrigerantes R717 e R22 (com baixas temperaturas de evaporação). Muitos outros problemas de ordem técnica, dependendo do sistema e de sua aplicação, podem introduzir diferenças significativas além das citadas.

Num ciclo de refrigeração, o objectivo é a remoção de calor do ambiente a ser refrigerado. Assim, seu COP - Coeficiente de Performance, isto é, *Coeficient of Performance*, é definido como sendo a razão entre o calor retirado e o trabalho realizado:

$$COP = \frac{Q_L}{W}$$

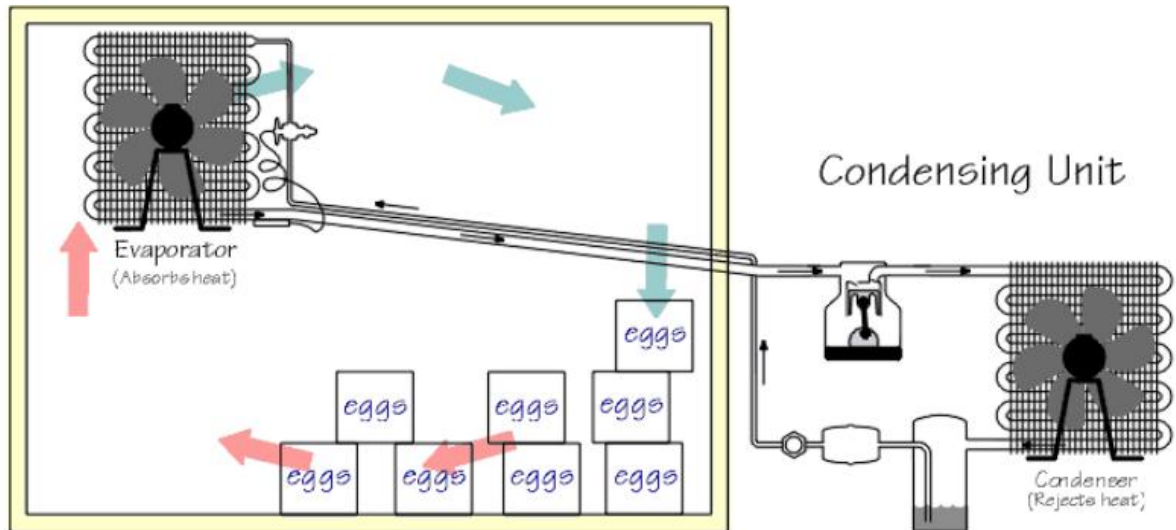
Idealmente,

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

O COP depende:

- Da temperatura de evaporação (vaporização);
- Da temperatura de condensação;
- Propriedades (*funções de estado*) do refrigerante na sucção do compressor;
- De todos os componentes do sistema: compressor, condensador, etc..

O ciclo de compressão de vapor por expansão directa: é o mais utilizado em câmaras frigoríficas ou de congelação de produtos.



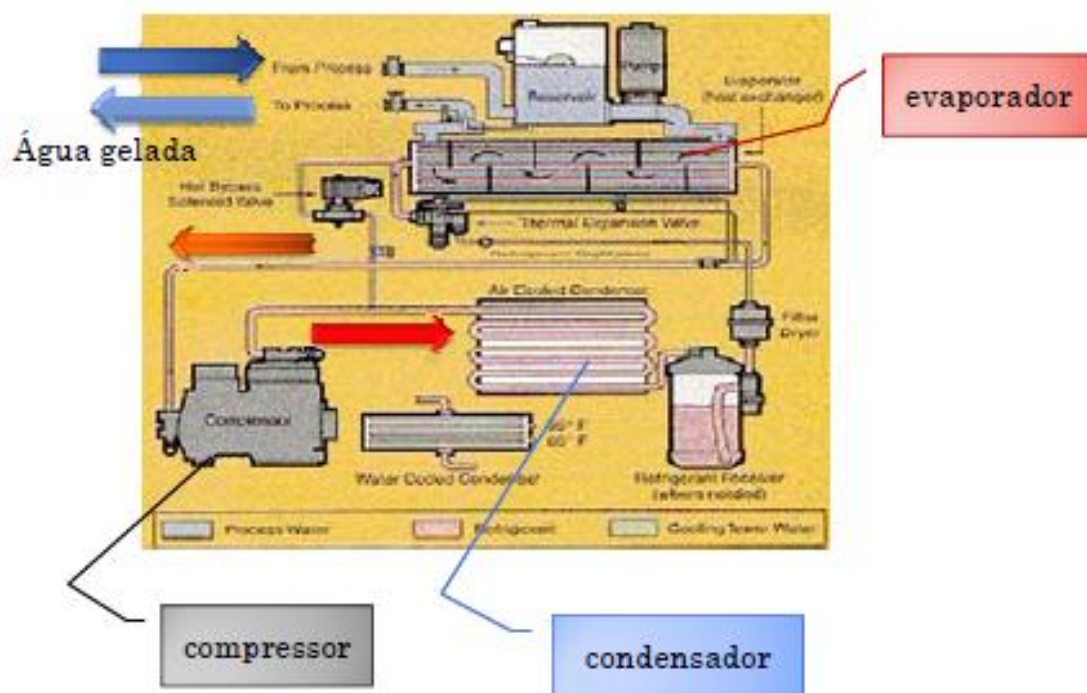
O esquema representa um sistema de frio para produtos alimentares: os ovos estão na câmara frigorífica, que é mantida à temperatura baixa pela troca de calor que ocorre no evaporador.

O evaporador é um permutador de calor que arrefece o ar que circula na câmara, movimentado pela acção do ventilador. No evaporador ocorre a evaporação do fluido de refrigeração, devendo ser um processo isobárico (na realidade, com pequena variação de pressão). Ainda no interior da câmara, próximo do evaporador, está o dispositivo de expansão (a válvula termostática).

Este é um dispositivo de frio de expansão directa, pois a expansão ocorre no ambiente a ser arrefecido.

No exterior da câmara, situa-se o compressor e o condensador (e outros dispositivos auxiliares, como o depósito acumulador e o filtro).

O ciclo de compressão de vapor por expansão indirecto: o ambiente (ou processo) será arrefecido ou condicionado por um fluido secundário, isto é, um fluido de transferência que não é o refrigerante com o qual opera o ciclo. No esquema seguinte, podemos observar que o fluido de trabalho é arrefecido pelo refrigerante no evaporador e “transporta o frio” para o ambiente adequado. Este tipo de sistema é conhecido no meio técnico como “chiller”, do inglês, isto é, um arrefecedor.



Esquema de um “chiller” de água, o refrigerante circula do compressor para o condensador, passa pelo depósito acumulador, expande-se na válvula de expansão termostática, evapora-se no evaporador, retirando calor de um fluxo de água.

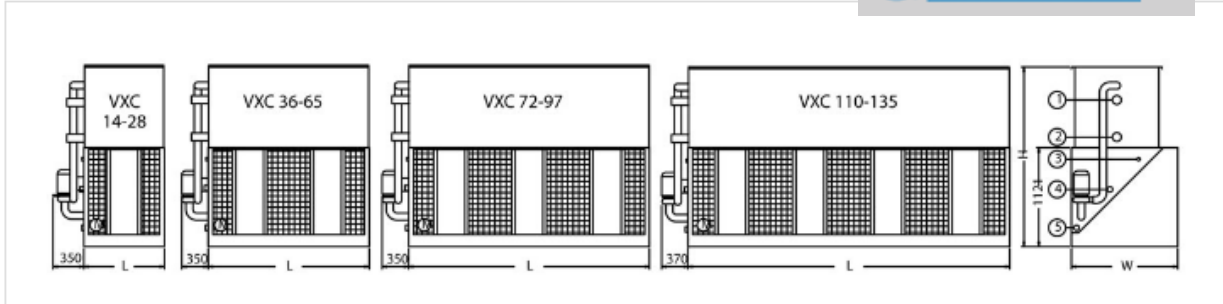
Esta água, depois de arrefecida, será utilizada no processo para arrefecer um ambiente, um produto, um outro fluxo de líquido.

Quando se utiliza um condensador arrefecido com líquido, a maioria das vezes, a água é o fluido de refrigeração, utilizando-se uma torre de refrigeração (para arrefecer a água aquecida no condensador, para que possa ser usada num circuito fechado).

Preferred Service Supplier:



VXC 14-135



1. Refrigerant in ND100 (for VXC 14-28 ND80); 2. Refrigerant out ND100 (for VXC 14-28 ND80); 3. Make up; 4. Overflow; 5. Drain; 6. Access (models 14 thru 135 have access door at the back); For VXC 14 thru 135: make up ND25; overflow ND50; drain ND50.

Model	Weights (kg)			Dimensions (mm)			Air Flow (m ³ /s)	Fan Motor (kW)	Water Flow (l/s)	Pump Motor (kW)	R717 charge (kg)
	Oper. Weight (kg)	Ship. Weight (kg)	Heaviest Section (kg)	L	W	H					
VXC 14	660	600	580	914	1207	2035	2.3	(1x) 1.5	2.2	(1x) 0.25	9.0
VXC 18	740	670	660	914	1207	2245	2.2	(1x) 1.5	2.2	(1x) 0.25	11.0
VXC 25	830	760	480	914	1207	2467	2.5	(1x) 2.2	2.2	(1x) 0.25	15.0
VXC 28	900	830	540	914	1207	2683	2.4	(1x) 2.2	2.2	(1x) 0.25	19.0
VXC 36	1050	920	920	1829	1207	2035	4.6	(1x) 4.0	4.7	(1x) 0.37	16.0
VXC 45	1170	1030	1030	1829	1207	2245	5.0	(1x) 4.0	4.7	(1x) 0.37	20.0
VXC 52	1310	1160	700	1829	1207	2467	4.8	(1x) 4.0	4.7	(1x) 0.37	29.0
VXC 59	1330	1180	700	1829	1207	2467	5.3	(1x) 5.5	4.7	(1x) 0.37	29.0
VXC 65	1500	1330	860	1829	1207	2683	5.5	(1x) 5.5	4.7	(1x) 0.37	36.0
VXC 72	1810	1490	1000	2737	1207	2578	5.8	(1x) 4.0	7.1	(1x) 0.75	41.0
VXC 86	1820	1500	1000	2737	1207	2578	7.5	(1x) 7.5	7.1	(1x) 0.75	41.0
VXC 97	2080	1730	1200	2737	1207	2813	7.1	(1x) 7.5	7.1	(1x) 0.75	50.0
VXC 110	2240	1800	1200	3658	1207	2578	10.4	(1x) 7.5	9.5	(1x) 0.75	59.0
VXC 125	2510	2050	1440	3658	1207	2813	9.9	(1x) 7.5	9.5	(1x) 0.75	73.0
VXC 135	2540	2080	1440	3658	1207	2813	10.9	(1x) 11.0	9.5	(1x) 0.75	73.0

TIPOS DE FLUIDOS DE REFRIGERAÇÃO

COMO SE CARACTERIZAM

É considerado um fluido de refrigeração, o fluido capaz de absorver calor de uma substância num ambiente a ser arrefecido.

Não há um fluido de refrigeração que reúna todas as propriedades desejáveis, de modo que, quando se considera um determinado fluido bom para ser aplicado num determinado tipo de instalação de frio, nem sempre é recomendado para ser utilizado noutra, mesmo que equivalente.

O fluido de refrigeração perfeito é aquele que reúne o maior número possível de qualidades, relativamente a um determinado fim.

As principais propriedades de um bom refrigerante são:

- Condensar-se a pressões moderadas;
- Evaporar-se a pressões acima da atmosférica;
- Ter pequeno volume específico (menor trabalho do compressor);
- Ter elevado calor latente de vaporização;
- Ser quimicamente estável (não se altera apesar de suas repetidas mudanças de estado no circuito de refrigeração);
- Não ser corrosivo;
- Não ser inflamável;
- Não ser tóxico;
- Ser inodoro;
- Permitir fácil localização de fugas;
- Ter miscibilidade com óleo lubrificante e não deve atacá-lo ou ter qualquer efeito indesejável sobre os outros materiais da instalação;
- Em caso de fuga, não deve deteriorar os alimentos, não deve causar mal-estar nas pessoas que estão próximas da fuga, não deve contribuir para o aquecimento global e para a destruição da camada de ozono.

COMO SE AGRUPAM

1. **CFC** - São moléculas formadas pelos elementos cloro, flúor e carbono. (Exemplos: R-11, R-12, R-502, etc.).

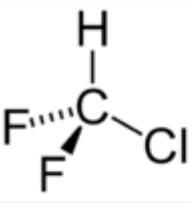
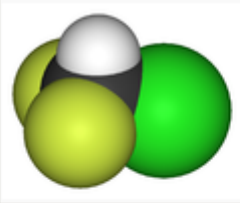
Utilização: ar condicionado automóvel, refrigeração comercial, refrigeração doméstica (refrigeradores e freezers) etc.

Os CFC's destroem a camada de ozono. A camada do ozono, quando danificada permite que os raios ultravioleta (UV) do sol alcancem a superfície da Terra. As indústrias químicas cessaram a produção de CFC's e a importação destas substâncias virgens está controlada. Para converter ou substituir um equipamento que funciona com CFC foram criados dois tipos de refrigerantes alternativos: HCFC's e HFC's.

2. **HCFC** - Alguns átomos de cloro são substituídos por hidrogénio (Exemplos: R-22, R-141b, etc.).

Utilização: ar condicionado de janela, split, self, câmaras frigoríficas, etc.

Clorodifluorometano, R22 ou HCFC22 é um gás refrigerante utilizado por algumas empresas, em substituição do Freon. R22 é um fluido refrigerante, da família Freon®, da Dupont®. Tem características físicas excelentes para trabalhos em temperatura média e baixa, é utilizado em refrigeradores de diversas marcas, Ar condicionado comercial, como Self e Split, Resfriadores de líquido como Chiller's alternativos e de parafusos.

Clorodifluorometano	
Alerta sobre risco à saúde	
	
Nome IUPAC	Clorodifluorometano
Outros nomes	Difluoromonoclorometano, Monoclorodifluorometano, HCFC-22, R-22, Genetron 22, Freon 22, Arcton 4, Arcton 22, UN 1018
Identificadores	
Número CAS	75-45-6 ↗
PubChem	6372 ↗
Número EINECS	200-871-9 ↗
KEGG	D03789 ↗
Número RTECS	PA6390000
SMILES	[Expandir]
InChI	InChI=1/CHClF2/c2-1(3)4/h1H

Propriedades	
Fórmula molecular	CHClF ₂
Massa molar	86.47 g/mol
Aparência	Gás incolor
Densidade	3.66 kg/m ³ at 15 °C, gas
Ponto de fusão	-175.42 °C (97.73 K)
Ponto de ebulição	-40.7 C (232.45 K)
Solubilidade em água	0.7799 vol/vol at 25 °C; 3.628 g/l
log P	1.08
Pressão de vapor	908 kPa at 20 °C
k _H	0.033 mol.kg ⁻¹ .bar ⁻¹

(Fonte: <http://pt.wikipedia.org>)

3. HFC - Todos os átomos de cloro são substituídos por hidrogénio (Ex: R-134a, R-404A, R-407C, etc.).

Utilização: ar condicionado automóvel, refrigeração comercial, refrigeração doméstica (refrigeradores e freezers), etc.

O R-134a (Tetrafluoretano) tem propriedades físicas e termodinâmicas similares ao R-12. Pertence ao grupo dos HFC's Fluorcarbonos, parcialmente halogenados, com potencial de destruição do ozono (ODP) igual a zero, e devido ao menor tempo de vida na atmosfera, apresenta uma redução no potencial de efeito estufa de 90% comparado ao R-12. Além disso, é não inflamável, não tóxico, possui alta estabilidade térmica e química, tem compatibilidade com os materiais utilizados e tem propriedades físicas e termodinâmicas adequadas.

O R-134a é compatível com todos os metais e ligas normalmente utilizados nos equipamentos de refrigeração. Deve-se evitar o uso de zinco, magnésio, chumbo e ligas de alumínio com mais de 2% de magnésio em massa.

Testes de armazenamento com refrigerante húmido apresentaram uma boa estabilidade à hidrólise e nenhum ataque corrosivo em metais como: aço inoxidável, cobre, latão e alumínio.

O R-134a é isento de cloro e, por isso, apresenta boa compatibilidade com a elastómeros.

Em refrigeração a palavra Retrofit (abreviatura da expressão inglesa “retroactive refit” que significa “readaptação posterior”) tem sido utilizada para designar as adaptações que são realizadas em equipamentos que trabalham com CFC’s, para que esses possam trabalhar com os fluidos alternativos, tornando-os eficientes, modernos e económicos.

A linha de fluidos alternativos também chamados de “blends” é uma alternativa para a conversão de equipamentos que estão actualmente em funcionamento, pois exigem mínimas alterações no sistema original e na maioria dos casos não é necessária a substituição do compressor.

Após muitos anos, de investigação e testes surgiram os gases refrigerantes R404A e R507, eleitos pelas indústrias como gases alternativos ao R502.

Tanto o R404A como o R507 tem ODP (Potencial de Destruição do Ozono) igual a zero e apenas uma fracção do GWP (Potencial de Aquecimento Global) do R502. Ambos não são inflamáveis e possuem níveis de toxicidade aceitáveis. Convém salientar que estes refrigerantes não são substitutos imediatos ao R502, existindo diferenças significativas, a serem consideradas, tais como: manipulação, processamento, aplicação e reestruturação de sistemas.

NOTA: O R404A e o R507 são similares, porém não exactamente iguais. O R404A é um quase azeotrópico (misturas em que o ponto de ebulição não se altera) e portanto a carga do refrigerante deve ser efectuada na fase líquida, enquanto o R507 é um azeotrópico e a carga não necessita de ser efectuada na fase líquida.

Na tabela seguinte do tipo pressão/temperatura do R-502 vs R-404A e R-507. Ambos, apresentam valores maiores de pressão desde -40° C (-40°F) até 65,6°C (150°F).

Temperatura		Pressão - R502		Pressão - R404A		Pressão - R507	
°C	°F	Psig	Kpa Abs.	Psig	Kpa Abs.	Psig	Kpa Abs.
-40,0	-40,0	4,1	129,6	4,5	132,4	5,5	139,3
-34,4	-30,0	9,2	164,8	9,9	169,7	11,1	177,9
-28,9	-20,0	15,3	206,9	16,3	213,8	17,8	224,1
-23,3	-10,0	22,6	257,2	23,9	266,2	25,8	279,3
-17,8	0,0	31,1	315,8	32,9	328,2	35,2	344,1
-12,2	10,0	41,0	384,1	43,3	400,0	46,2	419,9
-6,7	20,0	52,5	463,3	55,5	484,1	58,8	506,8
-1,1	30,0	65,6	553,7	69,6	580,6	73,3	606,8
4,4	40,0	80,5	656,4	85,5	690,9	89,8	720,6
10,0	50,0	97,4	773,0	103,7	816,4	108,6	850,2
15,6	60,0	116,5	904,0	124,4	959,1	129,7	995,7
21,1	70,0	137,6	1050,0	147,5	1118,0	153,6	1160,0
26,7	80,0	161,2	1212,0	173,5	1297,0	180,3	1344,0
32,2	90,0	187,4	1393,0	202,5	1497,0	210,2	1550,0
37,8	100,0	216,2	1592,0	234,7	1719,0	243,5	1780,0
43,3	110,0	247,9	1810,0	270,4	1965,0	280,6	2036,0
48,9	120,0	282,7	2050,0	309,7	2236,0	321,9	2321,0
54,4	130,0	320,8	2313,0	353,0	2535,0	367,8	2637,0
60,0	140,0	362,6	2601,0	400,5	2862,0	418,7	2988,0
65,6	150,0	408,4	2917,0	452,5	3221,0	475,3	3378,0
Fonte dos dados: R502 - ASHRAE, R404A - Du Pont, R507 - Allied							

R-404A e o R-507 possuem capacidades e eficiência energética similares ao R-502.

Para um mesmo valor de subarrefecimento, o R-404A e o R-507 produzem um maior efeito de refrigeração, quando comparados ao R-502.

A solubilidade da água no R-404A e R-507 é comparável à da água no R-502, sendo necessário manter o sistema seco.

A tabela seguinte, apresenta comparações de algumas propriedades do R-502, R-404A e R-507. Os dados foram obtidos em condições padrões de -15 °C (5 °F) para evaporação e 30 °C (86 °F) para condensação.

Dados: Fórmula Química	R502	R404A	R507
Pressão de Evaporação (Psig, KPa)	35,9 (348,6)	37,9 (362,5)	40,5 (380,4)
Pressão de Evaporação (Psig, KPa)	176,6 (1319)	190,5 (1415)	197,8 (1465)
Densidade de Vapor Saturado a 5 °F (-15 °C) - Kg/m ³	20,0 (1,250)	18,18 (1,136)	19,52 (1,220)
Densidade do Líquido Saturado a 86 °F (30 °C) - (lb/ft ³)	1191,0 (74,45)	1022,0 (63,87)	1021,0 (63,80)
Calor Latente de Vaporização a 5 °F (-15 °C) - Kg/m ³ (lb/ft ³)	156,5 (67,3)	180,3 (77,5)	175,3 (75,4)

A próxima tabela, representa a correspondência entre os HFC e os CFC / HCFC:

TIPO DE UTILIZAÇÃO	CFC / HCFC	HFC
Limpeza	R-11	R-141b
Frio Positivo	R-12	R-134a / R-409
Frio Negativo	R-502	R-404 / R-408
Ar condicionado	R-22	R-407c

(Fonte: <http://www.tecumbeh.com>)

AMÔNIA (R-717)

A amônia ou gás amônia (amoníaco é a solução aquosa de amônia) é um composto químico cuja molécula é constituída por um átomo de Nitrogénio (N) e três átomos de Hidrogénio (H) de fórmula molecular NH_3 .

Amoníaco		Propriedades	
Alerta sobre risco à saúde		Fórmula molecular	NH_3
		Massa molar	17.0306 g/mol
Nome IUPAC	Amônia	Aparência	Gás incolor com forte odor pungente.
Outros nomes	Nitreto de Hidrogênio Spirit of Hartshorn Nitro-Sil Vaporole [1]	Densidade	0.6942 [2] 0,639 kg·m ⁻³ (líquido a 0 °C, 4,294 bar) [3]
Identificadores		Ponto de fusão	-77,7 °C[4]
Número CAS	7664-41-7 ↗	Ponto de ebulição	-33 °C[4]
PubChem	222 ↗	Solubilidade em água	541 g·l ⁻¹ (20 °C)[4]
Número RTECS	BO0875000	Pressão de vapor	8573 hPa (20 °C)[4]
SMILES	[Expandir]	Acidez (pK _a)	9.24 (NH ₃ /NH ₄ ⁺ , em água) [5] 23 (NH ₂ ⁻ /NH ₃ , em água)[6] 41 (em DMSO)[7]
InChI	InChI=1/H3N/h1H3	Basicidade (pK _b)	4.75 (reação com H ₂ O) [carece fontes]

(Fonte: <http://pt.wikipedia.org>)

A amônia utiliza-se como refrigerante, há mais de 120 anos e, por isso, as suas propriedades e aplicações são bastante conhecidas. No entanto, devido a certos inconvenientes (elevada toxicidade) que esta substância apresenta, cada vez mais condiciona a sua utilização em indústrias, que necessitam de uma grande produção/geração de frio.

Muito usado em ciclos de compressão (refrigeração), devido ao seu elevado calor de vaporização e temperatura crítica, é também utilizado em processos de absorção em combinação com a água.

Como fluido usado na refrigeração, o amoníaco apresenta numerosas características e vantagens, sendo as mais importantes as seguintes:

- Possui boas propriedades termodinâmicas, de transferência, de calor e de massa, em particular dentro das condições definidas pelos serviços e o rendimento das máquinas utilizando amoníaco é dos melhores;
- É quimicamente neutra para os elementos dos circuitos frigoríficos, com exceção do cobre;
- O amoníaco não se mistura com o óleo lubrificante;
- Não é sensível à presença de ar húmido ou de água;
- É facilmente detectável em caso de fuga por ser muito leve e, desta forma, é muito difícil ter uma falha de circuito.

O amoníaco é fabricado/aplicado para mais usos, além da refrigeração, o que permite a manutenção do seu preço baixo e acessível.

Aplicações do amoníaco na Indústria:

- Indústria Química - síntese de ureia, fertilizantes, produção de ácido nítrico, etc.;
- Indústrias do Frio, Papel e Alimentar - fluido refrigerante;
- Indústria Metalúrgica - atmosferas de tratamento térmico;
- Indústria Têxtil - dissolvente;
- Indústria Petroquímica - neutralização do petróleo bruto, síntese de catalisadores

Em qualquer caso, o preço do amoníaco é muito inferior ao custo total da maioria dos outros refrigerantes e para além disso, quantidades inferiores permitem o mesmo efeito.

FLUIDOS DE REFRIGERAÇÃO SECUNDARIOS

COMO SE CARACTERIZAM

O fluido secundário [1] caracteriza-se por ser soluções aquosas, e é muito utilizado na industria alimentar, pois:

- Em caso de derrame não apresenta qualquer risco para a saúde humana e minimiza as perdas materiais;
- Tem um ponto de congelação inferior a 0 °C (geralmente para $0 > T < -10$ °C).

Principalmente, utilizado:

- Sistemas solares térmicos indirectos (garantir que não existe congelação durante a noite no Inverno);
- Sistema de climatização ambiente com equipamento exterior ao edifício (garantir que não existe congelação no Inverno durante períodos de paragem da instalação);
- Sistemas servindo câmaras de frio e zonas de expedição em entrepostos frigoríficos (necessidade de fluido térmico a $T \leq 0^\circ\text{C}$);
- Tanques de refrigeração: arrefecimento rápido de pescado (necessidade de banho a $T \approx 0^\circ\text{C}$);

COMO SE AGRUPAM

Salmouras - (água e sal dissolvido)

- Principais sais utilizados:
- Cloreto de sódio (Cl Na + H₂O)
- Cloreto de cálcio (Ca Cl₂ + H₂O)

Água Glicolada

Principal tipo de glicol utilizado:

- (mono)etilenoglicol ou etanediol (CH₂)₂ (OH)₂
- Propriedades (1 atm):
- $\rho = 1113 \text{ Kg/m}^3$
- T fusão = -12.9 °C
- T ebulição = 197.3 °C
- T inflamação = 111 °C
- T auto-ignição = 410 °C

A diluição de etanediol, geralmente recomendada é de 1:3 com água o que corresponde a concentração de aproximadamente 25% (T fusão = -11 °C). Temperatura mínima de mudança de fase: -45 °C (para concentração de 56%).

Conc (%)	Tfusão (°C)
10	-3.4
20	-7.9
30	-14.6
40	-23.9
50	-36.0

A diluição de propanediol, normalmente corresponde à concentração de aproximadamente 25% (Tfusão = -10 °C).

Conc (%)	Tfusão (°C)
15	-5.0
25	-10.0
35	-16.6
45	-26.2
55	-41.8

A diluição (percentagem por volume) é distinta da concentração (valor mássico), dado que a densidade do glicol e da água são distintas.

A utilização de fluidos secundários independente do refrigerante primário utilizado, melhora o desempenho energético da instalação e diminui o seu impacto ambiental.

CAP. - 2: DESENVOLVIMENTO TECNOLÓGICO NOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Quando se fala em novas tecnologias no sector de frio industrial, deve-se ter em mente, que o centro dos principais desenvolvimentos ainda é a Europa e os aspectos de segurança e impacto ambiental, seguidos pela eficiência energética são os principais elementos a serem considerados.

Assim, podemos citar algumas das tecnologias mais recentes, utilizadas em diversas aplicações industriais de frio nos mercados da Europa, Ásia, EUA e Brasil.

SISTEMAS MULTIPRESSÃO

A fig. 6, mostra um sistema de refrigeração multipressão com dois estágios de compressão de vapor, utilizado numa indústria de produtos lácteos frescos e congelados, cujo refrigerante é o R-404A.

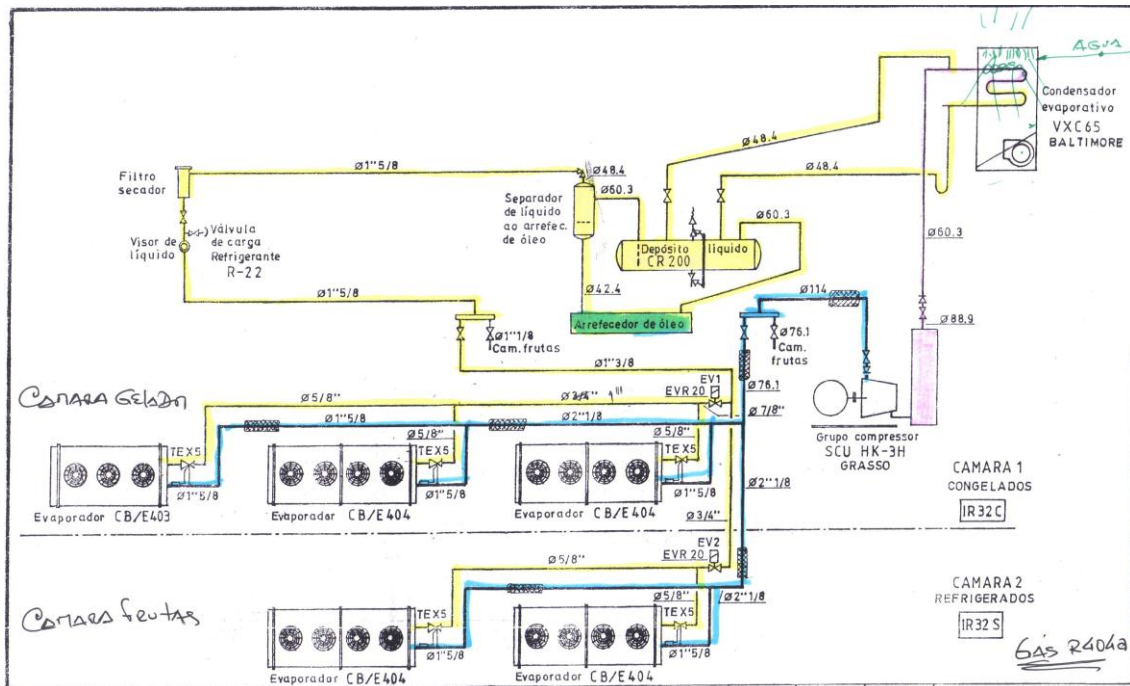


Figura - 6: Sistema de refrigeração multipressão (R-404A)

Estes sistemas multipressão são caracterizados por ser um sistema de refrigeração, por compressão de vapor, que possui dois ou mais níveis de baixa pressão.

Entende-se por baixa pressão aquela que se verifica entre o dispositivo de expansão e de sucção do compressor.

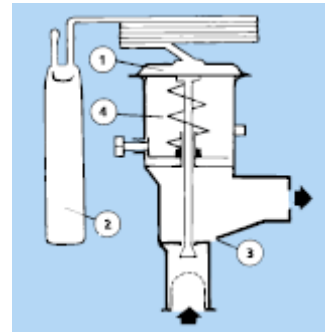
O sistema multipressão descrito na figura tem as seguintes características:

- Câmaras de congelação (ou frio negativo) para conservação do produto acabado (gelados) os evaporadores trabalham a -25°C ;
- Câmaras de conservação (ou frio positivo) para conservação do produto acabado (iogurtes) os evaporadores trabalham a 5°C ;

Este sistema de refrigeração contornou a necessidade da existência de dois compressores, um de alta e outro de baixa, conforme os sistemas tradicionais de multipressão o exigem. **Fonte:** © Danfoss A/S (RC-CMS/MWA), 03 - 2005

Neste sistema são utilizadas Válvulas de Expansão Termostáticas.

Uma válvula de expansão termostática é composta por um elemento termostático (1), separado do corpo da válvula pelo diafragma. Um tubo capilar faz a ligação entre o elemento termostático e o sensor (2), corpo de válvula (3) e mola (4).



O funcionamento de uma válvula de expansão termostática é determinado por 3 pressões fundamentais:

P1: A pressão do sensor que actua sobre a parte superior do diafragma, no sentido da abertura.

P2: A pressão de evaporação que actua sobre a parte inferior do diafragma, no sentido do fecho.

P3: A pressão da mola que actua igualmente sobre a parte inferior do diafragma, no sentido do fecho.

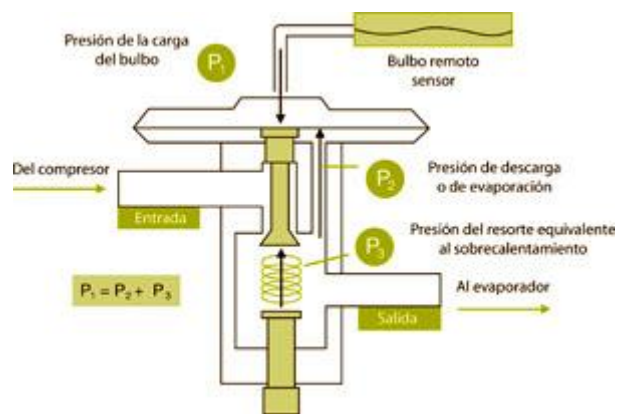


Figura - 7: Válvulas de Expansão Termostáticas

A regulação de uma válvula de expansão, depende do equilíbrio entre a pressão do sensor sobre um dos lados do diafragma e a pressão de evaporação, juntamente com a pressão da mola sobre o lado oposto.

O **sobreaquecimento** é regulado pela mola. É medido no tubo de aspiração na posição do sensor, e é igual à diferença entre a temperatura junto ao sensor e a pressão/temperatura de evaporação no mesmo ponto.

O **subarrefecimento** é a diferença entre a temperatura do líquido e a pressão/temperatura de condensação à entrada da válvula de expansão. O subarrefecimento do líquido refrigerante é necessário para evitar a vaporização do líquido (bolhas de vapor) a montante da válvula de expansão. Estas bolhas causam uma redução da capacidade da válvula de expansão, reduzindo a injeção de líquido ao evaporador.

Devem instalar-se sempre válvulas de expansão com **equalização de pressão externa** em instalações com evaporadores pequenos e compactos, por exemplo permutadores de placas onde a queda de pressão é normalmente superior a 2 K.

SISTEMAS MULTIPRESSÃO TRADICIONAIS

Em sistemas multipressão, a remoção e a recompressão do vapor produzido pela redução de pressão antes de se completar a expansão reduz a potência requerida pelo compressor, para uma mesma capacidade de refrigeração. A redução do caudal do refrigerante que circula pelo evaporador possibilita, ainda a redução das dimensões das linhas de líquido que ligam o separador com o evaporador, bem como a linha de sucção do compressor. Por último pode dizer-se, que para uma mesma pressão de evaporação, os sistemas multipressão requerem menor capacidade (deslocamento volumétrico) do compressor.

O arrefecimento intermediário reduz a temperatura do refrigerante na descarga do compressor no estágio de alta pressão.

Temperaturas elevadas podem causar carbonização do óleo, formação de goma nas válvulas de admissão, descarga do compressor e dificuldades de lubrificação em compressores alternativos.

O arrefecimento intermediário entre estágios de compressão, também pode reduzir a potência requerida, pelo menos quando o refrigerante é o amoníaco. Para outros refrigerantes, a potência pode aumentar, porém a temperatura do fluido de refrigeração na descarga do compressor deverá ser sempre menor.

Uma vantagem adicional da utilização de múltiplos estágios de compressão é a redução da diferença de pressão em que trabalha o compressor, minimizando o desgaste do equipamento.

Qualquer decisão de se utilizar sistemas multipressão deve ser baseada numa análise económica. A redução na potência consumida, deve compensar o custo dos equipamentos adicionais, para justificar o investimento.

Factores como o fluido refrigerante usado, o tipo do compressor (alternativo, parafuso, centrífugo, etc.) e a capacidade de gerar frio do sistema, também influenciam a decisão de investir.

Como exemplo, considerando o amoníaco como refrigerante, as temperaturas de vaporização mínimas praticáveis para compressores alternativos simples são de -30°C ; para duplo estágio de -50°C ; e para sistemas de três estágios de compressão as temperaturas de vaporização mínimas, de -70°C , o que fornece uma indicação do tipo de instalação que deverá ser utilizado.

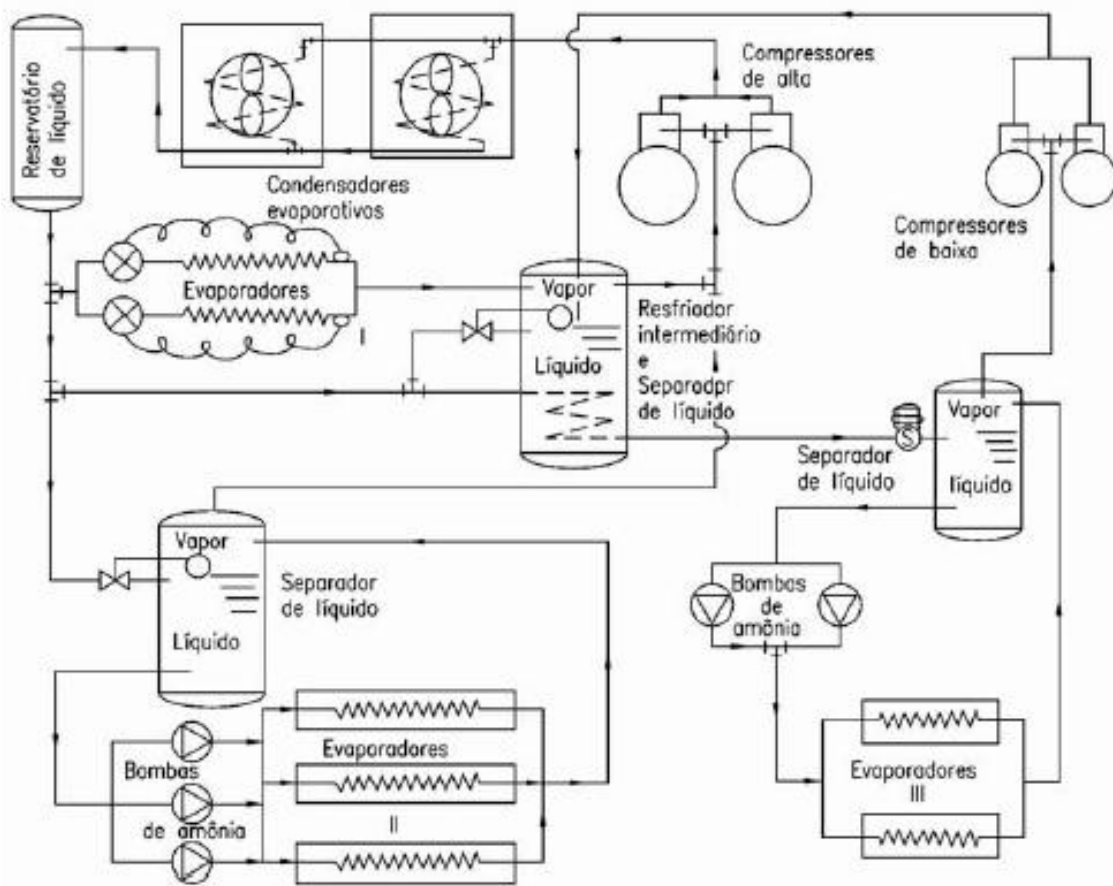


Figura - 8: Sistema multipressão tradicional de refrigeração (Amoníaco)

SISTEMAS DE FRIO INDIRECTO

Os sistemas que utilizam fluidos secundários estão amplamente difundidos em várias aplicações, mas no sector de frio industrial existem ainda muitas oportunidades para explorar. Como já mencionado, a carga de amoníaco fica restrita a um chiller compacto de alta eficiência e o sistema de distribuição fica extremamente simplificado em circuitos hidráulicos otimizados, com bombas de caudal variável (utilizando inversores de frequência) e elementos de controlo que garantem estabilidade operacional.

Para muitas aplicações, existem novos fluidos secundários, o acetato de potássio e formato de potássio e ainda fluidos bi-fásicos, tais como: o CO₂ (Líquido-Vapor) e Ice Slurries (Sólido - Líquido), com excelentes propriedades físicas, propiciando altos coeficientes de transferência de calor e menor perda de carga nas linhas do lado secundário, incluindo menores potências de bombas e menores diâmetros de tubagem. Dessa forma, algumas aplicações alteraram o seu conceito, de modo a propiciar um sistema mais eficiente do que os sistemas tradicionais com expansão directa do amoníaco.

O sector de frio industrial abrange os grandes sistemas e normalmente aplica-se na indústria alimentar e na indústria de bebidas, onde o principal fluido refrigerante é o amoníaco. (R-717).

O amoníaco, com excelentes características para o uso em sistemas de refrigeração, sofre muitas restrições na sua aplicação por se tratar de um fluido refrigerante com maior índice de toxicidade que a maioria dos HFCs

Assim, para minimizar o impacto do problema da toxicidade, a ênfase no desenvolvimento direccionou-se para a concepção de sistemas compactos, com carga de amoníaco muito reduzido.

O principal conceito de sistema adoptado para a maioria das novas aplicações foi o da utilização combinada com outros fluidos, sejam estes em sistema de arrefecimento indirecto (com os chamados fluidos secundários), seja em sistema com ciclo “Cascata”, especificamente com o CO₂.

Por outro lado, com a introdução de um fluido é necessário que o patamar mínimo de temperatura (a temperatura de evaporação do ciclo com amoníaco) seja um pouco mais baixo que os sistemas tradicionais com expansão directa de refrigerante, o que resulta numa diminuição da eficiência energética do ciclo. Para compensar a perda de energia, algumas aplicações tiveram a sua concepção alterada, de forma a minimizar ou neutralizar este impacto, pelo que os componentes dos novos sistemas com amoníaco foram optimizados, para se obter uma recuperação da eficiência energética.

De seguida, apresentam-se algumas aplicações desenvolvidas para a utilização de sistemas compactos, especialmente o “Chillers” com permutadores de calor de placas e novas tecnologias de equipamentos, para a utilização de sistemas com cargas muito reduzidas de amoníaco.

CHILLERS COM PERMUTADORES DE PLACAS

Os “Chillers” (Unidades Refrigeradoras de Líquido) com permutadores de placas representam um dos grandes avanços tecnológicos para a redução drástica da carga de amoníaco, num sistema de refrigeração associada a um COP (coeficiente de performance) elevado.



A redução da carga de refrigerante no sistema chega a 80% quando comparado com chillers que utilizam permutadores de calor “Shell & Tube” convencionais e até 95%, quando comparado com sistemas de expansão directa.

Verificando-se vantagens operacionais dos chillers com permutadores de placas, quando comparadas com um sistema de expansão directa.

Durante a montagem da instalação, é difícil (normalmente é até desprezado) a realização do teste de estanquicidade adequado e o procedimento de vácuo dentro dos limites aceitáveis (da ordem de 5 kPa), antes da primeira carga de refrigerante. Desta forma, pode originar paragens mais frequentes para manutenção, comprometendo a vida útil de componentes internos e perda de COP, ao longo do tempo.

O fato dos chillers com permutadores de placas serem montados e testados completamente na fábrica, elimina este problema. Além disso, a taxa de reposição de amoníaco e de óleo lubrificante para o sistema são extremamente reduzidas.

A seguir, descreverei duas aplicações, onde a introdução de sistemas com chillers com permutadores de placas trouxe imensos progressos relacionados com a segurança dos operadores, dos produtos refrigerados, melhorando a eficiência energética.

INDUSTRIA DOS LACTICÍNIOS

Na indústria de laticínios, a evolução é bastante significativa, no que diz respeito aos sistemas de refrigeração, pois o único sistema de frio usado nos processos de arrefecimento de leite era o banco de gelo, uma serpentina com amoníaco evaporando a $-10.0\text{ }^{\circ}\text{C}$, mergulhada num tanque cheio de água, num sistema aberto.

No processo de arrefecimento de leite, ocorrem picos de carga em períodos muito pequenos, o que possibilita a utilização do banco de gelo como um “pulmão” de termoacumulação. Havendo, a necessidade de se ter água gelada em torno de $+1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (pois o leite deve ser arrefecido até $+4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$), o banco de gelo é útil, pois mesmo havendo o congelamento em volta da serpentina, por ser um tanque atmosférico, é possível garantir o fluxo de água em temperaturas muito próximas a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ sem congelamento. No caso dos grandes laticínios nem sempre há o aproveitamento da termoacumulação pois o processo é praticamente contínuo.

Contudo, o banco de gelo apresenta grandes desvantagens. Na sua construção requer disponibilidade de espaço, devido às suas grandes dimensões e de elevadas cargas de amoníaco. Funciona sob condições pouco favoráveis, evaporando em torno de $-10.0\text{ }^{\circ}\text{C}$, para produzir gelo e água gelada. Possui, também coeficientes de transferência de calor muito baixos, principalmente, pela formação de gelo em volta da serpentina que acaba por se tornar um “isolante” térmico para a troca.

Nestes casos, os permutadores de placas para o arrefecimento da água são uma ótima alternativa aos bancos de gelo. Podem ser usados, tanto na ampliação de uma instalação existente, eliminando a serpentina dos tanques, deixando-os apenas com a função de termoacumulação de água, ou em novas instalações, utilizando chillers com permutadores de placas.

Uma vantagem deste sistema é que os permutadores de placas apresentam um coeficiente de troca de calor com maior eficácia (30 a 50 vezes que a serpentina).

Outra vantagem é que a carga de amoníaco no sistema é extremamente reduzida (cerca de 0.5% a 2% da carga de um sistema convencional utilizando o banco de gelo).

Devido ao alto coeficiente de transferência de calor, é possível obter um diferencial de temperatura muito pequeno entre a saída da água gelada e a temperatura de evaporação no permutador de placas do chiller. No caso dos laticínios é possível obter água a +1.0 °C com o fluido refrigerante evaporando em torno de 0.0 °C. Associando-se ao sistema um controle de pressão de sucção, evita-se o risco de congelamento do permutador. Devemos ter em conta que, pela concepção do sistema, este pequeno diferencial entre a temperatura de saída da água e a temperatura de evaporação só é viável em sistemas inundados, não sendo possível a operação com sistemas de expansão seca.

Atendendo, à perda no sistema devido à válvula de pressão constante, a pressão do amoníaco, na sucção do compressor do chiller com permutador de placas fica em torno de 4.1 bar (temperatura de evaporação equivalente a -1.5 °C). Comparando o sistema com o banco de gelo, onde a pressão de sucção é de 2.9 bar (com temperatura de evaporação equivalente a -10.0 °C), verifica-se que o sistema com permutador de placas é muito mais eficiente do ponto de vista termodinâmico.

Por exemplo, para um sistema de refrigeração com elevada capacidade de produção de frio (1000 kw), utilizando um compressor de parafuso e amoníaco, verifica-se a seguinte comparação:

- Comparativo entre sistemas convencionais e chiller com permutador de placas numa aplicação de arrefecimento do leite [2]

	Sistema com Banco de Gelo e condensador Evaporativo	Sistema com Chiller com Permutador de Placas e Torre de Arrefecimento
Regime de operação (°C)	- 10.0 / + 35.0	- 1.5 / + 36.0
Deslocamento volumétrico do compressor (m ³ /h)	1438	1013
Potência absorvida pelo motor do compressor (KW)	264.6	204.0
Potência total absorvida pelo sistema (KW)	349.5	271.4
Carga de fluido refrigerante (Kg)	~10000	55

Potência total absorvida:

- Sistema com Banco de Gelo: motores dos compressores, condensadores evaporativos (ventiladores + bomba), bomba de água gelada, agitadores, bombas de Amónia.
- Sistema com Chiller com Permutador de Placas: motores dos compressores, ventiladores da torre de arrefecimento, bomba de água de arrefecimento, bomba de água gelada.

Como se verifica na tabela, o sistema com chiller com permutadores de placas utiliza um compressor cerca de 30% menor que o sistema convencional e a potência total absorvida no sistema é 22% menor.

Mas a grande redução ocorre na carga de refrigerante requerida: O sistema com chillers com permutadores de placa utiliza apenas 0.55% da carga total do sistema convencional.

Para um sistema existente, considerando-se apenas a substituição dos bancos de gelo por permutadores de placas, mantendo-se os compressores, é possível obter-se uma expansão de capacidade do sistema de 42%, a partir de um aumento de apenas 5% na potência total absorvida dos mesmos, sendo normalmente, desnecessário o aumento da potência instalada dos motores.

Neste contexto, o único aumento de equipamento necessário seria o dos condensadores evaporativos que deverão aumentar em 34% a sua capacidade, pelo que a carga de refrigerante do sistema alterado, seria de aproximadamente 600 kg (5% a 8% da carga de refrigerante de um sistema com banco de gelo).

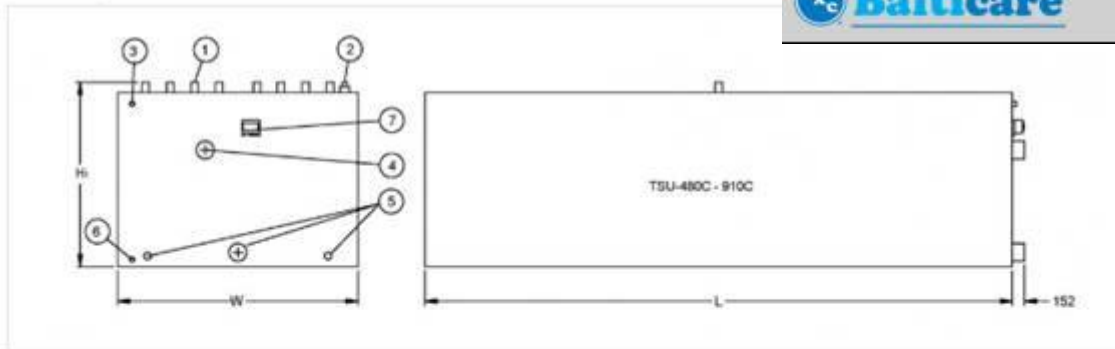
No caso de instalações de pequeno porte, onde a função de termoacumulação dos tanques é importante, os mesmos não precisam ser eliminados, apenas se retira a serpentina e aproveita-se o volume do tanque para acumular a água gelada proveniente do permutador de placas.

BANCO DE ÁGUA GELADA - PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS



TSU-C/D 480 - 910

Preferred Service Supplier:



1. Coil connections; 2. Make up ND50; 3. Overflow ND50; 4. Water out; 5. Water in; 6. Drain ND50; 7. ICE LOGIC[®].

Model	Approx. Ship. Weight (kg)	Approx. Oper. Weight (kg)	Air Pump (kW)	Water Volume (l)	Pull Down Volume (l)	Coil Volume (L)	R717 charge (kg)	Water Conn. In ND (mm)	Water Conn. Out ND (mm)	H	H1	L	W
TSU-480C	8945	42180	1,5	31610	833	1529	660	150+2x80	150	2160	2360	6096	2982
TSU-590C	10355	50260	2,2	38000	1022	1784	770	150+2x80	150	2160	2360	7290	2982
TSU-700C	11670	58450	2,2	44670	1173	2067	892	150+2x80	150	2160	2360	8509	2982
TSU-800C	13620	67195	2,2	51140	1363	2322	1002	200+2x80	200	2160	2360	9703	2982
TSU-910C	14985	75365	2,2	57610	1514	2605	1125	200+2x80	200	2160	2360	10922	2982

Este tipo de equipamentos gera uma redução de custos operacionais, porque o gelo formado durante a noite é feito com a electricidade mais barata.

Menos consumo de energia baseando o sistema de arrefecimento em condições médias de utilização, em vez de picos, reduzindo os requisitos de energia e de carga de fluido de refrigeração.

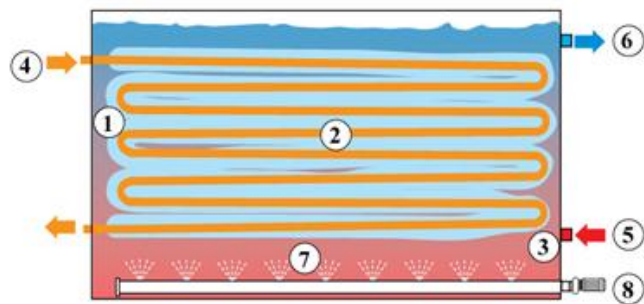
Redução da pegada de carbono, uma vez que a maior parte do arrefecimento processa-se durante a noite quando as temperaturas ambientais externas são mais baixas e quando a condensação do sistema de arrefecimento requer menos energia.

Redução no desgaste e nas necessidades de manutenção dos compressores e restantes equipamentos, desde que o sistema funcione sempre em plena carga e não sob cargas parciais o que poderá originar flutuações energéticas e condicionar a rentabilidade de todo o sistema.

Funcionam como sistemas de armazenamento térmico fornecendo um back-up de disponibilidade de frio.

Descrição do processo:

Os sistemas do tipo banco de gelo são equipamentos que normalmente, se encontram no exterior das instalações fabris e mais ou menos expostos às variações climáticas. São reservatórios de diferentes capacidades que estão cheios de água e onde é submersa uma serpentina, por onde vai circular o fluxo de refrigeração.



Ponto - 1: área próxima a serpentina onde se vai proceder ao arrefecimento da água;

Ponto - 2: estrutura (serpentina) que está submersa;

Ponto - 3: líquido a ser arrefecido (água);

Ponto - 4: entrada do fluido de refrigeração (glicol) que vai circular dentro da serpentina;

Ponto - 5: o gelo que se vai acumulando na estrutura é derretido pela circulação de água a temperatura superior que está sempre em movimento no interior do tanque;

Ponto - 6: saída da água fria;

Ponto - 7: ar a baixa pressão distribuído por baixo da bobine para agitar a água;

Ponto - 8: bomba de injeção de ar;

INDÚSTRIA DE BEBIDAS

A utilização de um sistema de arrefecimento indirecto, com solução de etanol (ou outro fluido secundário como a água glicolada) funcionando com um grande diferencial de temperatura, propicia uma mudança no conceito da instalação de refrigeração nas indústrias de bebidas. O novo sistema consiste em vários chillers com permutadores de placas que são colocados em série no circuito de solução de etanol. Assim, teremos os chillers operando nas seguintes condições:

- Comparativo entre sistemas convencionais e chiller com permutador de placas numa aplicação de arrefecimento do leite [2]

Chiller Nr.	01	02	03	04
Temp. Entrada - Etanol (°C)	16.0	12.1	8.6	5.5
Temp. Saída - Etanol (°C)	12.1	8.6	5.5	0.0
Capacidade (KW)	944.7	841.1	756.6	605.2
Potência Absorvida (KW)	134.5	132.5	130.7	128.0
Tev / Tcd (°C)	+ 9.8 / + 36.5	+ 6.5 / + 35.7	+3.5 / + 35.1	+ 2.5 / + 35.1
COP (KW/KW)	7.02	6.26	5.79	4.73
COP médio (KW/KW)	6.00			

Os chillers 01, 02 e 03 estão em série e arrefecem o etanol até 5.5 °C. Parte do fluxo do etanol, ainda é arrefecida até 0.0 °C no chiller 04. Verificamos na tabela que o COP médio dos chillers é de 6.0. Com os sistemas convencionais operando no regime -5.0 °C/+35.0 °C, o COP fica na ordem de 4.3 kW/kW. Neste caso, mesmo utilizando sistema com arrefecimento indirecto, o COP do sistema de refrigeração é cerca de 40% maior que o sistema convencional, uma vez que o sistema convencional opera em um único regime, com temperatura de evaporação ajustada em -5.0 °C.

O COP total do sistema (incluindo bombas e ventiladores) é ainda cerca de 32% mais elevado que o sistema tradicional. Além disso, o sistema com chillers traz uma redução da carga de amoníaco, da ordem de 90% em relação ao sistema convencional.

A fig. 9, indica um fluxograma esquemático de um sistema com chillers com permutadores de placas em série, para um processo de arrefecimento de bebidas gaseificadas.

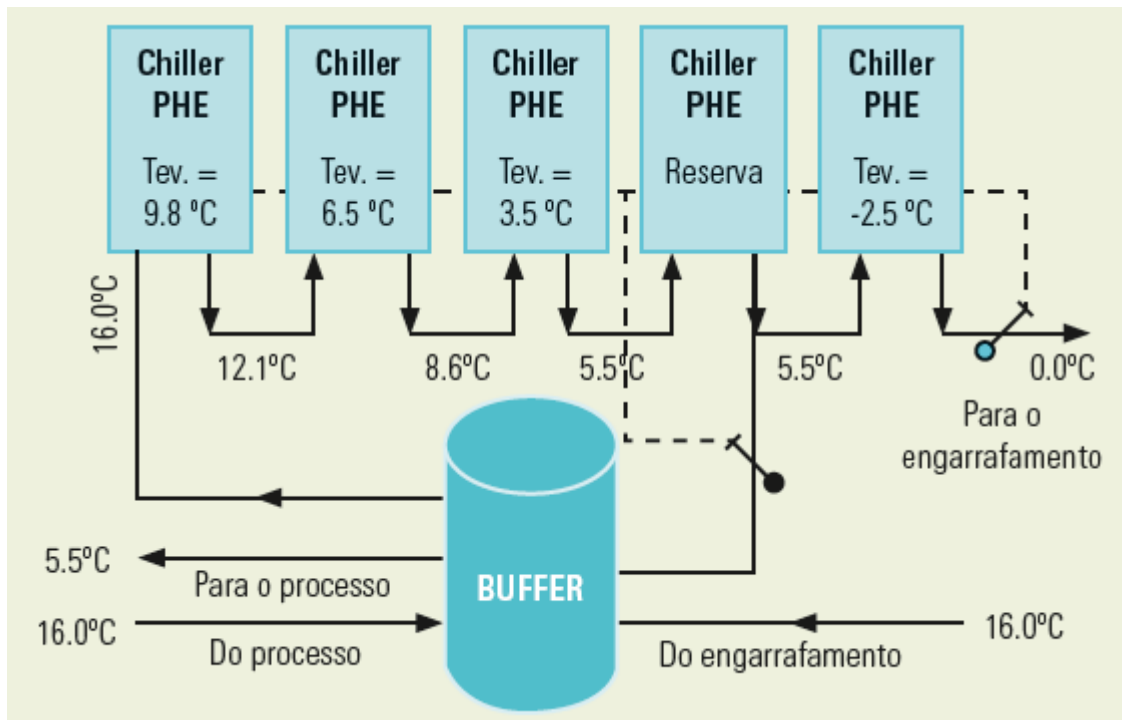


Figura - 9: Bateria de chillers em série (etanol)

Outro exemplo a utilização de um sistema de arrefecimento indirecto na indústria láctea:

- O fluido de refrigeração é o amoníaco;
- O fluido secundário é uma solução água glicolada numa concentração de 35%.

A fig. 10, mostra um fluxograma esquemático de um sistema com 3 chillers, e um sistema de bombagem que vai fazer circular a água glicolada, de forma a arrefecer (frio positivo) três equipamentos distintos. Uma câmara de conservação e um túnel de arrefecimento rápido com temperaturas até 5 °C e um banco de gelo 0 °C podendo dessa forma ter água gelada de uma forma fácil, barata e sem correr risco de contaminação.

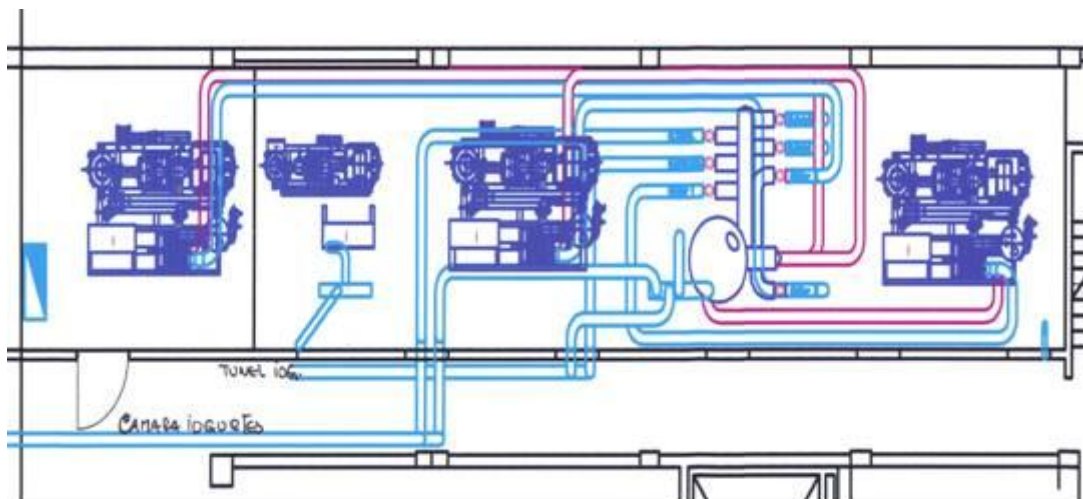


Figura - 10: Bateria de chillers em série (água glicolada)

De seguida, podemos observar o tanque de água glicolada que funciona como “BUFFER” do circuito com o respectivo painel de bombas de circulação e ao lado uma imagem de um Chiller.



SISTEMAS EM CICLO “CASCATA” - CO₂ (R-744)

Sistema em ciclo “Cascata” [3] para aplicações de baixas temperaturas (abaixo de -35 °C), utilizando CO₂ (R-744) no ciclo de baixa pressão, operando em ciclo sub-crítico e amoníaco (R-717) no circuito de alta pressão. Nesta aplicação, a redução do deslocamento volumétrico dos compressores do circuito de baixa pressão (com R-744) é de até 10 vezes comparada a um sistema tradicional com amoníaco. Sendo, possível um aumento de eficiência de até 15% no circuito de baixa, ou uma diminuição sensível do tempo de congelamento do produto (para túneis) com a diminuição da temperatura de trabalho, sem perda de eficiência energética no ciclo. Neste sistema, as linhas são menores, os equipamentos são mais eficientes e o CO₂ é muito menos tóxico que os halogenados (TLV = 5000 ppm).

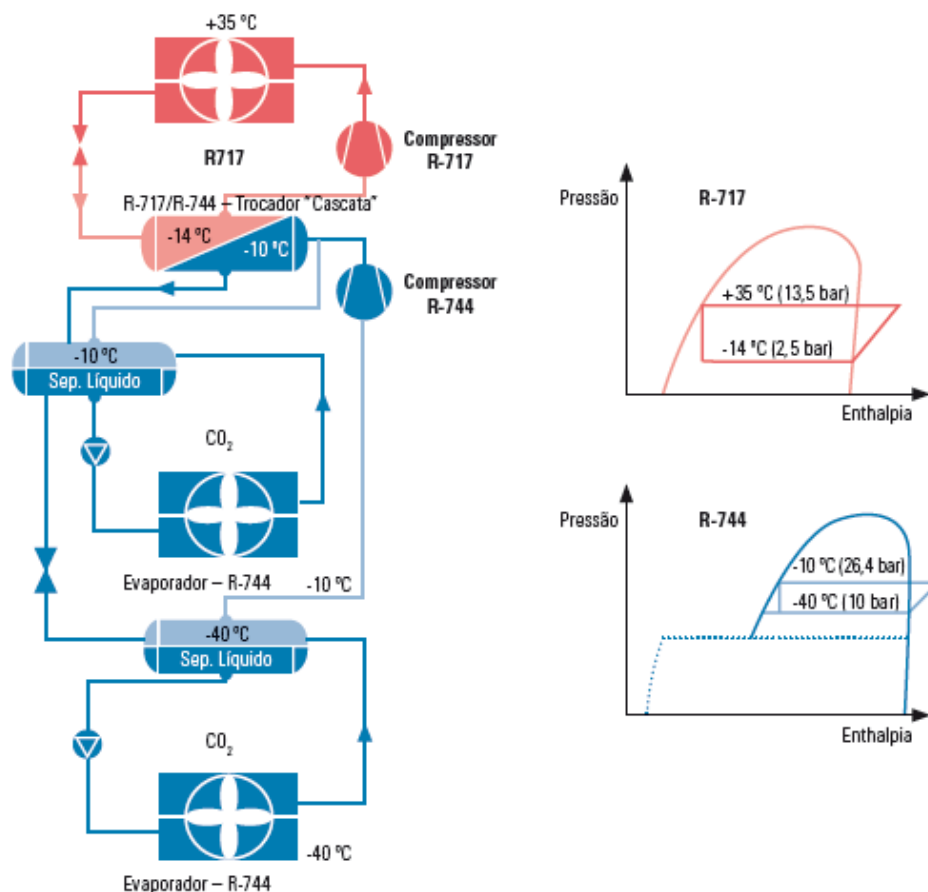


Figura - 11: Ciclo Cascata CO₂ /Amoníaco, com CO₂ a circular no regime intermediário como fluido secundário

CAP. - 3: COGERAÇÃO / TRIGERAÇÃO

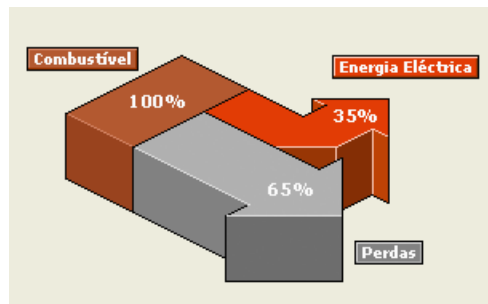
CONCEITO

A Cogeração consiste no aproveitamento do calor residual dos processos termodinâmicos, que de outra forma seria desperdiçado. Assim, um processo de Cogeração consiste em aproveitar o calor não convertido em energia mecânica, ou seja, perdas sob a forma de energia térmica do processo, para uma aplicação secundária. Definido, desta maneira podemos dizer que a sua eficiência poderá ser dada pela relação:

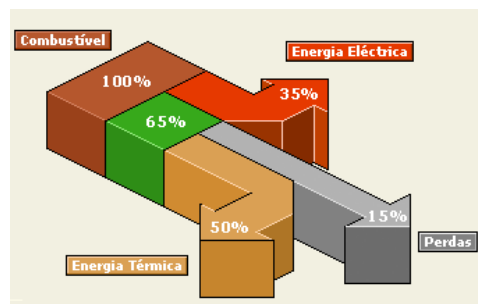
$$\varepsilon = \frac{\text{Trabalho}_{\text{util}}_{\text{produzido}} + \text{Energia}_{\text{térmica}}_{\text{produzida}}}{\text{Energia}_{\text{térmica}}_{\text{fornecida}}}$$

$$\varepsilon = \frac{W_{\text{util}} + Q_{\text{processo}}}{Q_{\text{in}}}$$

Balanco energético de um sistema convencional



Balanco energético de um sistema Cogeração / Trigeração



APLICAÇÃO DE COGERAÇÃO

Os sistemas de Cogeração foram desenhados e construídas para variadas aplicações. Existem centrais desde os 15KW aos vários MW, pelo que qualquer consumidor de energia poderá utilizar este tipo de sistema.

Aplicações diversificadas surgem em vários sectores, nomeadamente no Sector Industrial - Calor de Processo - Produção de Vapor:

Indústria Química, Petroquímica e Farmacêutica;
Indústria de Alimentos e Bebidas;
Indústria de Papel e Celulose;
Indústria Têxtil.

Sendo, uma tecnologia que permite racionalizar eficazmente o consumo dos combustíveis necessários à produção de energia útil, a cogeração pode assegurar um aproveitamento elevado de energia primária e, por essa razão, responde favoravelmente aos objectivos das políticas energéticas comunitárias e nacionais.

A cogeração responde, também de forma eficaz a preocupações de natureza ambiental, uma vez que ao fornecer a mesma energia final com um menor consumo de energia primária, reduz significativamente as emissões para o ambiente. A cogeração assume assim, um papel muito importante na redução das emissões de CO₂ para a atmosfera e consequente cumprimento das metas assumidas no protocolo de Kyoto.

A cogeração é, com efeito, o sistema mais eficiente de produção de electricidade a partir de qualquer combustível.

Os projectos de Cogeração/Trigeração são altamente flexíveis e não há soluções rígidas para cada tipo de consumidor energético. O ponto de partida para esses projectos é um rigoroso estudo preliminar de viabilidade com o objectivo de identificar o sistema mais adequado para as necessidades do consumidor e determinar se é atractivo economicamente ou não.

O estudo preliminar deve envolver as seguintes fases:

1. Análise da actual situação energética;
2. Estimativa das necessidades futuras;
3. Avaliação técnica;
4. Avaliação económica.

A primeira fase deste processo diz respeito à determinação das necessidades energéticas da instalação. Todas as medidas de economia de energia deverão ser aprovadas, antes de se enveredar por um projecto de um sistema de Cogeração. Deverá, incluir a análise de consumos de energia eléctrica e energia térmica, e particularmente de energia para arrefecimento, e a sua distribuição, bem como os custos correspondentes aos sistemas existentes. As necessidades de combustíveis e de água quente ou vapor, bem como de frio, durante um período correspondente aos 2-3 anos anteriores, devem estar cuidadosamente registadas. Perfis de consumo diário, durante dias típicos, fornecem indicação sobre a utilização potencial da instalação. Previsões sobre consumos e utilizações futuras deverão ser feitas. A partir das análises anteriores a razão calor/electricidade é calculada, sendo esta um dos principais critérios pelo qual a máquina é seleccionada.

Também deve ser realizado um estudo detalhado sobre possíveis acréscimos de procura, e sua calendarização, etc.

Uma vez determinada a situação actual, é necessário tomar uma decisão sobre a instalação mais adequada para o caso particular, tal como: Turbinas de Gás, Motores alternativos, etc.

A estrutura de consumos eléctricos e térmicos e também outros factores, tais como tempos de operação, combustíveis disponíveis, etc, têm que ser tidos em consideração em todas estas avaliações.

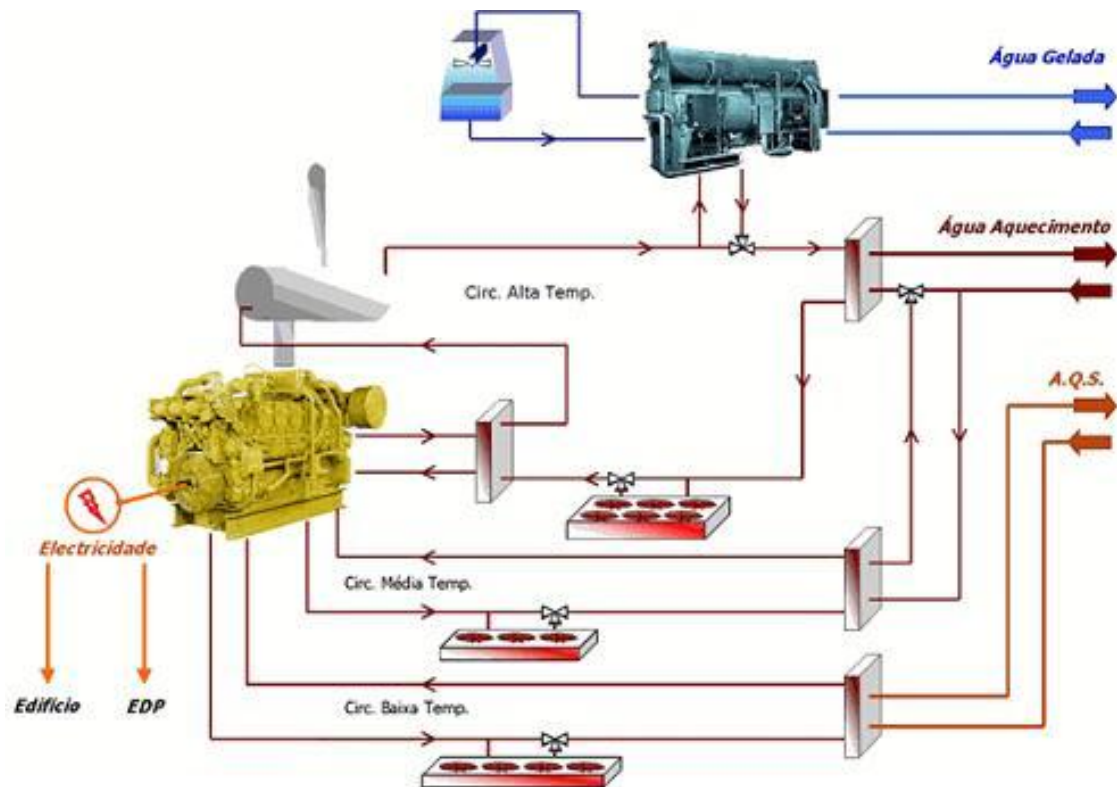


Figura - 12: Esquema de Trigeração

(Fonte: STET, 2008)

TECNOLOGIAS DE TRIGERAÇÃO

TURBINA DE VAPOR (CICLO DE RANKINE)

Gama de potência Eléctrica: 0.5 - 100 MW (potência superior também é possível)

Tipos de Configuração:

- **Contrapressão:** neste tipo de turbina de vapor, o vapor sai da turbina à pressão atmosférica ou a uma pressão mais elevada;
- **Condensação:** neste tipo de turbina de vapor, o vapor é “extraído” da turbina por sub-tiragens intermédias a pressões inferiores à pressão atmosférica;
- **Ciclo de base;**
- **Sistema com fluido orgânico,** funcionando segundo um ciclo de base Rankine;

Componentes:

- Fonte de calor/ Caldeira de vapor;
- Turbina de Vapor;
- Fonte fria/ Condensador;

Funcionamento:

O sistema funciona segundo o ciclo de Rankine, quer na sua forma básica ou em versões melhoradas com reaquecimento de água regenerativa. A turbina utiliza o vapor que é produzido numa caldeira “aquotubular” de alta pressão. Utiliza vapor de elevada entalpia como “combustível” para produzir trabalho mecânico e vapor de menor conteúdo entálpico. O vapor é extraído (expandido) em vários andares da turbina, dependendo das necessidades de energia térmica.

Condições de Funcionamento:

A pressão de vapor pode variar desde uns poucos de bar's até cerca de 100 bar; no sector energético (por exemplo em centrais termoeléctricas), pressões mais elevadas podem ser usadas. A temperatura do vapor pode variar desde uns poucos de graus de sobreaquecimento até cerca de 450°C, e, no sector energético até cerca de 540°C.

Os sistemas de turbina de vapor têm uma grande fiabilidade, a qual pode atingir a 95%, e uma eficácia elevada (90-95%).

Tipo de combustível:

Qualquer tipo de combustível ou certas combinações de combustíveis, até mesmo nuclear e fontes de energia renováveis e sub-produtos de desperdício.

Rendimento: 60-65%

Período de instalação: 12-18 meses para pequenas unidades e até três anos para sistemas maiores;

Tempo de Vida: Duração prolongada, cerca de 25- 35 anos;

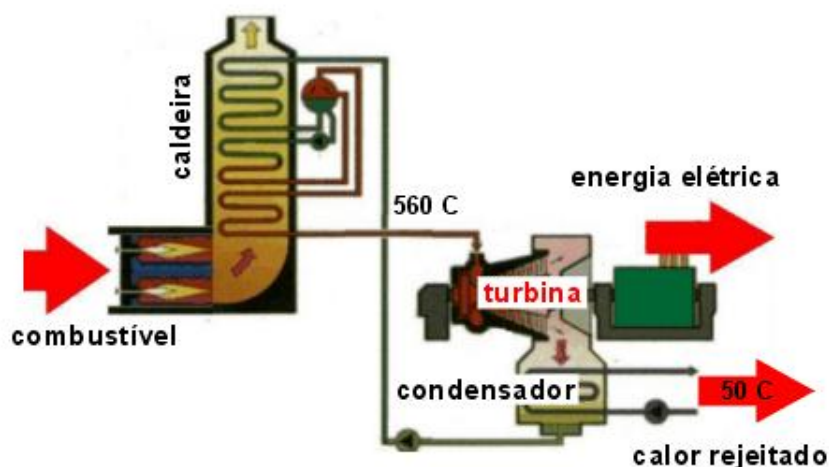


Figura - 13: Esquema típico de funcionamento base de Cogeração com turbina a vapor

De seguida são discriminadas, as principais vantagens e desvantagens da Cogeração com Turbinas a Vapor:

Vantagens:

- Tempo de vida útil elevado;
- Não necessita de vigilância constante;
- Equipamento seguro;
- Eficiência global elevada;
- Capacidade de fornecer vapor a alta pressão e/ou pressão atmosférica;
- Qualquer tipo de combustível pode ser utilizado;
- Elevado tempo de trabalho entre manutenções;

Desvantagens:

- Reduzido número de aplicações;
- Baixo rendimento eléctrico;
- Arranque lento;
- Problemas de controlo de emissão de poluentes;
- Dependência de um tipo de combustível no dimensionamento, ou seja só pode usar o combustível idêntico àquele para que foi projectado o sistema;
- Reduzido número de aplicações;
- Investimento inicial elevado;

UNIDADES PRODUTORAS DE ÁGUA REFRIGERADA

Um chiller é uma máquina que tem como função arrefecer água ou outro líquido em diferentes tipos de aplicações, através de um ciclo termodinâmico.

Os três principais tipos de chiller's são:

- Chiller's de compressão ou eléctrico;
- Chiller's de absorção e estes ainda podem ser divididos em:
 - Chiller de queima directa;
 - Chiller de queima indirecta;
 - Chiller de efeito simples;
 - Chiller de efeito duplo;
- Chiller's de adsorção;

Sobre os chiller's de compressão ou eléctricos já foi bem caracterizado nos capítulos anteriores.

No capítulo seguinte, irei procurar ser o mais rigoroso possível na descrição de todos os sistemas que caracterizam os chiller's de Absorção.

Em relação ao chiller's de adsorção vai ser feito uma caracterização muito simplificada.

CAP. - 4: SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

CHILLERS DE ABSORÇÃO

O interesse pela utilização de sistemas de refrigeração por absorção tem aumentando devido às possibilidades de utilização de excedentes e/ou rejeições de energia térmica de processos industriais e sistemas de potência (como os gases de caldeiras de produção de vapor) como entrada energética, além de apresentar uma alternativa tecnológica aos ciclos de refrigeração que utilizam CFC's.

O sistema de absorção foi patenteado nos Estados Unidos em 1860 pelo francês Ferdinand Carré [4]. Desde esta primeira máquina, a popularidade de sistemas de absorção aumentou e diminuiu devido a condições económicas e de desenvolvimento tecnológico. As vantagens de sistemas de absorção, contudo, permanecem as mesmas ao longo do tempo e incluem as seguintes [5]:

- Sistemas de absorção necessitam de muito menor consumo de energia eléctrica quando comparados com os sistemas de compressão de vapor;
- As unidades industriais onde se aplica o sistema de absorção são silenciosas e livres de vibração;
- Calor recuperado pode ser utilizado como entrada energética (em substituição ao trabalho mecânico) em ciclos de refrigeração por absorção;
- Sistemas de absorção não causam dano à camada de ozono e podem ter menor impacto no aquecimento global do que outras opções;
- Sistemas de absorção são economicamente atractivas quando os custos dos combustíveis são substancialmente menores que os de energia eléctrica, com o custo do combustível de 12 a 20 % do custo da energia eléctrica.

As temperaturas de evaporação obtidas com sistemas de refrigeração podem variar de 10°C a -59°C, com vários ciclos e fluidos. Para bombas de calor as temperaturas de entrada no evaporador podem atingir facilmente 100°C [6].

Os chillers de absorção são muitas vezes integrados em sistemas de Cogeração, de forma a permitir o aproveitamento do calor que de outra forma seria desperdiçado.

De seguida, serão apresentados os princípios de operação dos sistemas a absorção e os principais tipos de sistemas existentes, com ênfase nos sistemas que empregam o par H₂O-LiBr.

DESCRIÇÃO GERAL DO CICLO

O ciclo de refrigeração por absorção transfere calor da região de baixa temperatura para a região de alta temperatura, através de processos de absorção e separação (dessorção) do fluido refrigerante na fase vapor de uma solução líquida (que é normalmente uma mistura binária composta pelo refrigerante e uma outra substância, por exemplo, um sal como o brometo de lítio).

Durante o processo de absorção há transferência de calor para a região de temperatura intermediária (meio ambiente para um ciclo de refrigeração) e durante o processo de dessorção há fornecimento de calor para o ciclo, a partir de uma fonte de calor a alta temperatura, conforme mostrado na fig. 14, verificando-se uma nova transferência de calor para a região de temperatura intermediária.

O ciclo de absorção é composto por, basicamente, quatro processos, sendo dois deles caracterizados por trocas de calor e os outros dois caracterizados por trocas simultâneas de calor e massa. Estes processos são os seguintes:

- Vaporização do refrigerante no evaporador;
- Absorção do refrigerante pela solução no absorvedor;
- Separação (dessorção) do refrigerante no gerador;
- Condensação do refrigerante no condensador.

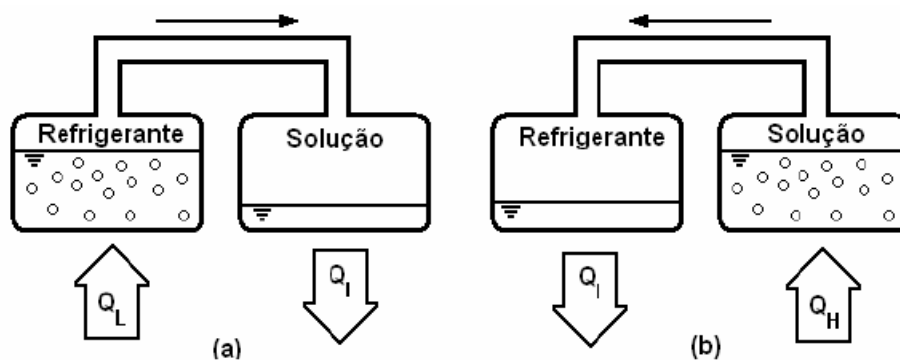


Figura - 14: Processos de (a) absorção produzindo o efeito de refrigeração e (b) dessorção do refrigerante necessitando de uma fonte de calor

A fig. 15, apresenta o princípio geral de um sistema de refrigeração por absorção. Nela pode-se observar-se que os processos de conversão de energia existentes neste sistema ocasionam uma degradação de parte do calor fornecido ao ciclo no gerador, do nível de temperatura dessa fonte de calor até a temperatura do meio ambiente, para “valorizar” o calor transferido no evaporador da temperatura da região que se quer refrigerar até à temperatura do meio ambiente.

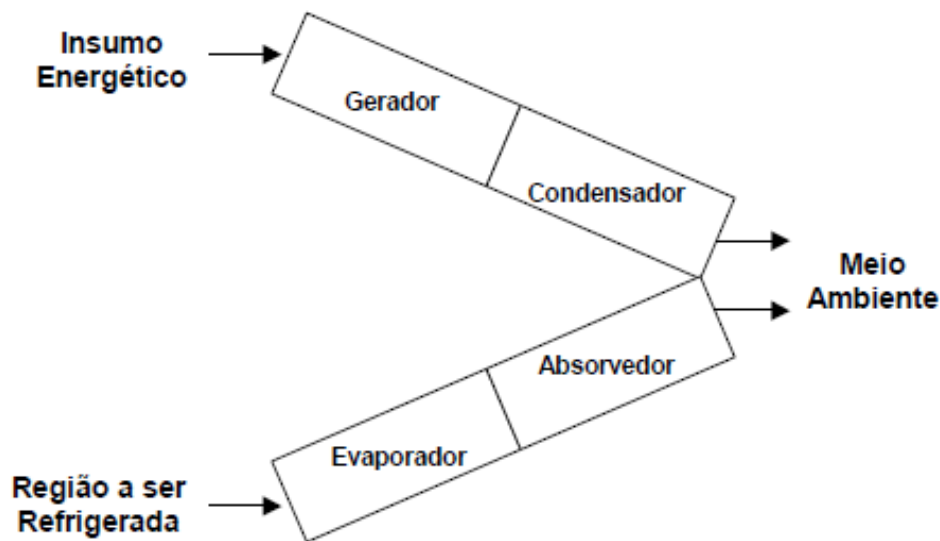


Figura - 15: Princípio geral de um sistema de refrigeração por absorção

Este tipo de sistema de refrigeração, também pode ser considerado como um duplo conversor de energia:

- O conjunto gerador-condensador é um conversor de energia térmica em energia química (a degradação de parte do calor fornecido ao ciclo no gerador, do nível de temperatura dessa fonte de calor até a temperatura do meio ambiente, provoca a separação do refrigerante da solução);
- O conjunto evaporador-absorvedor é um conversor de energia química em energia térmica (a absorção do refrigerante pela solução acarreta a “valorização” do calor transferido no evaporador da temperatura da região que se quer refrigerar até a temperatura do meio ambiente).

COMPORTAMENTO DE MISTURAS BINÁRIAS

Uma mistura homogénea tem uma composição uniforme e os seus componentes não podem ser separados por métodos puramente mecânicos.

O estado termodinâmico de uma mistura não pode ser determinado apenas por duas propriedades independentes, como no caso de uma substância pura. A composição da mistura, descrita pela concentração (relação entre a massa de um dado componente da mistura e a massa total da mistura) é necessária como informação complementar às duas propriedades independentes (por exemplo, pressão e temperatura) para definir seu estado termodinâmico.

A miscibilidade de uma mistura é uma característica importante para definir o seu potencial de aplicação em sistemas de absorção. A mistura é miscível se ela não se separar, após o processo de mistura. Uma mistura miscível é homogénea. Algumas misturas podem não ser miscíveis em todas as condições, sendo a temperatura principal propriedade a influenciar a miscibilidade. As misturas binárias destinadas a sistemas de absorção devem ser completamente miscíveis nas fases líquidas e vapor, em todos os estados do ciclo refrigeração.

O conhecimento do comportamento de uma mistura binária em condições próximas à região de saturação é importante nos sistemas de refrigeração por absorção. Este comportamento pode ser analisado a partir da descrição da seguinte experiência. A fig. 16, mostra um dispositivo formado por um pistão e um cilindro que contém uma mistura binária na fase líquida, sendo x_1 a concentração da substância B, definida por:

$$x = \frac{\text{massa da substância B}}{\text{massa da mistura}} \quad (1)$$

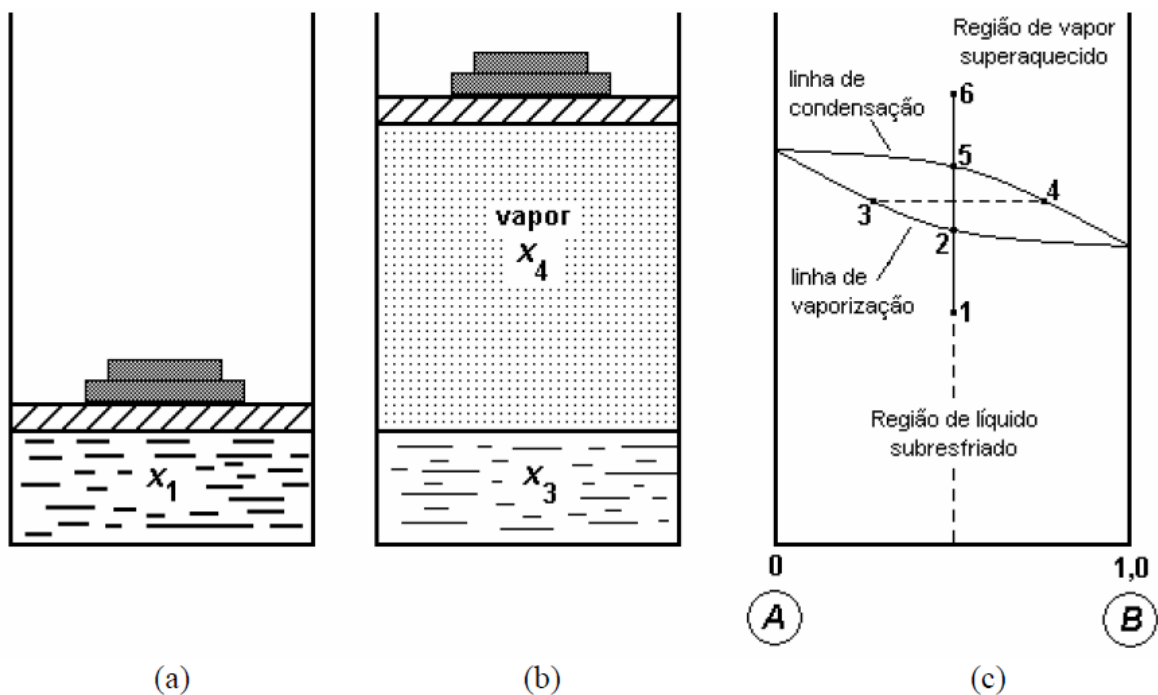


Figura - 16: Processos de evaporação e condensação de uma mistura binária e homogênea: (a) líquido subarrefecido, (b) mistura bifásica, (c) diagrama temperatura - concentração

O pistão tem massa fixa e durante o seu movimento não há atrito mecânico entre a superfície lateral e a parede do cilindro, assegurando-se desta forma, que os processos analisados a seguir ocorrem a pressão constante.

A fig. 16b, apresenta o diagrama temperatura-concentração ($T-x$) para a mistura à pressão dada pelo efeito do peso do pistão mais a pressão atmosférica, sendo o estado inicial da mistura dado pelo ponto 1.

À medida que o calor é lentamente, transferido para a mistura a sua temperatura aumenta e, no ponto 2 começa a haver formação de vapor, como podemos observar na fig. 16c.

Para temperaturas superiores a T_2 (e estados na região de saturação) as concentrações das fases líquida e vapor são determinadas pelos valores de x_3 e x_4 , ou seja, a concentração de B na fase vapor é maior que a concentração de B na fase líquida, fato que é útil no desenvolvimento de sistemas por absorção.

Continuando-se o aquecimento da mistura será atingido o ponto 5, onde toda a mistura estará na fase vapor e, para aquecimentos adicionais, ter-se-á vapor superaquecido (ponto 6).

Caso a pressão total seja alterada e o procedimento descrito anteriormente, seja repetido para várias concentrações, as linhas de vaporização e condensação serão deslocadas como mostra a fig. 17.

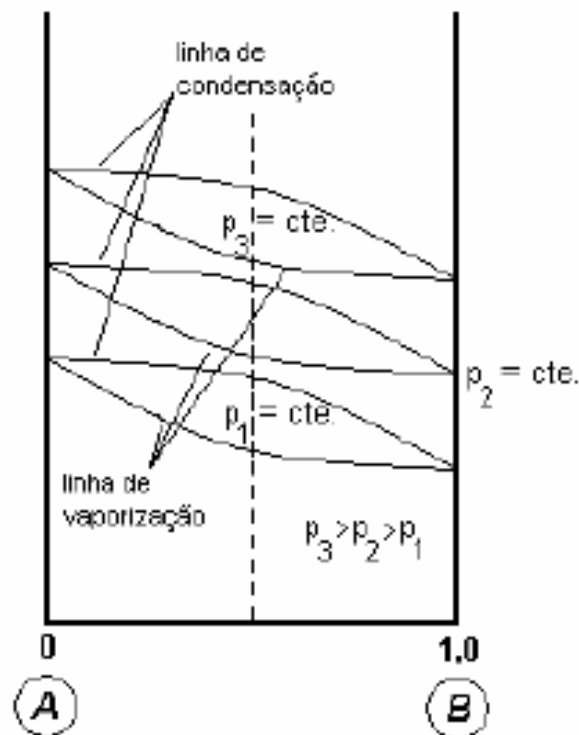


Figura - 17: Diagrama temperatura – concentração onde são apresentadas três isobáricas

Uma representação mais completa das propriedades de uma mistura binária é feita, através do diagrama entalpia-concentração, como mostra a fig.18.

Este diagrama inclui, para uma mistura binária homogênea, as regiões de líquido subarrefecido, de mudança de fase e vapor superaquecido. As linhas de vaporização e condensação estão separadas, para uma mesma pressão, por uma distância proporcional à entalpia de vaporização de cada constituinte da mistura.

As linhas de temperatura constante são apresentadas nas regiões de líquido e vapor, mas não o são na região de saturação (a isoterma observada na figura visa apenas mostrar o comportamento desta linha na região de saturação).

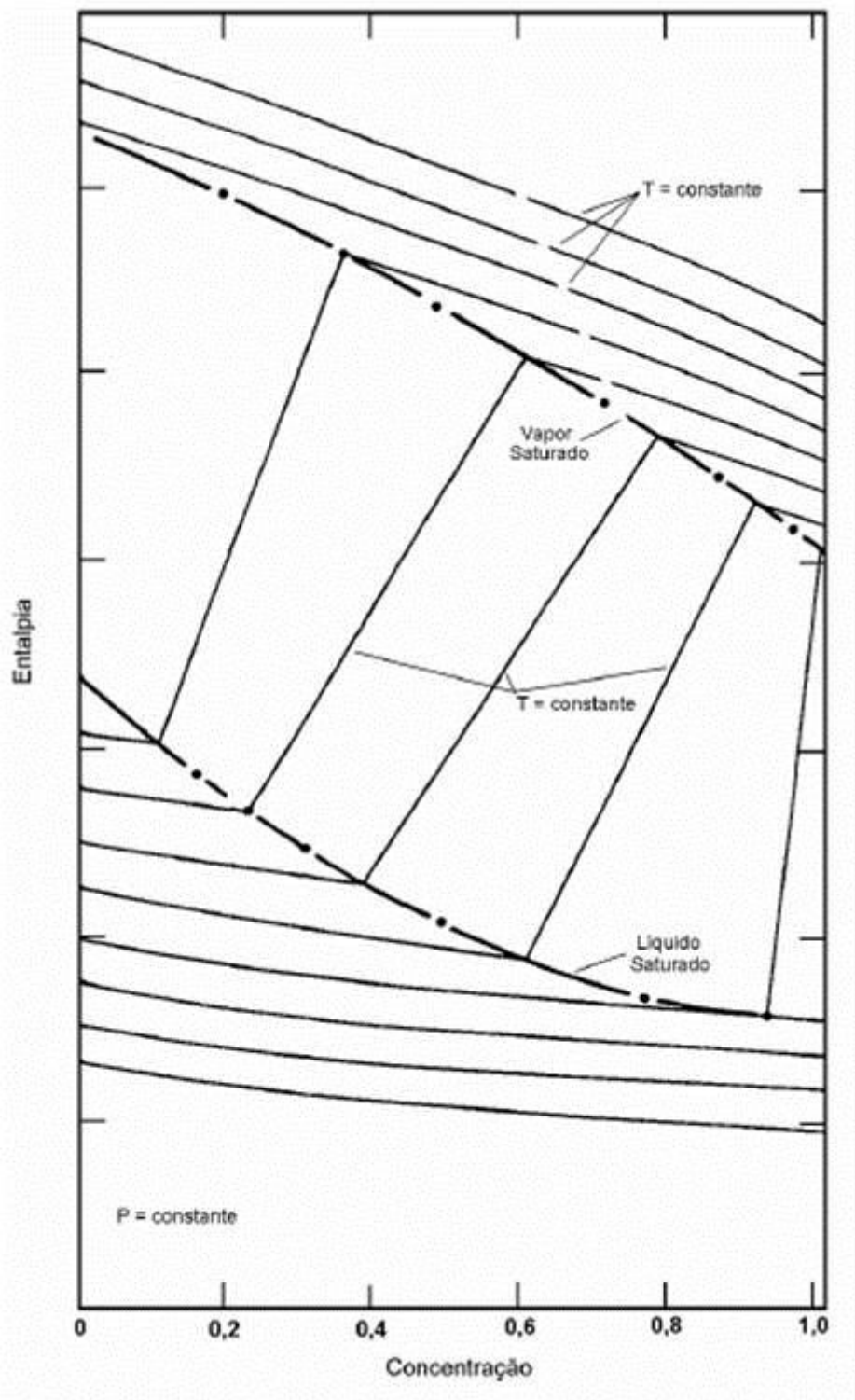


Figura - 18: Diagrama entalpia – concentração para uma mistura binária homogênea

COMPOSIÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

A fig. 19, apresenta a composição de um sistema de refrigeração por absorção simplificado. Os componentes são:

- Gerador, onde há separação (dessorção) do refrigerante da substância absorvente;
- Condensador, onde o refrigerante é condensado e há transferência de calor para o meio;
- Válvula de expansão, destinada a reduzir a pressão do fluxo de refrigerante do nível do condensador para o nível do evaporador;
- Evaporador, onde o refrigerante passa da fase líquida para a fase vapor, devido ao calor transferido da região a ser refrigerada;
- Absorvedor, onde o refrigerante é absorvido pela substância absorvente, com transferência de calor para o meio;
- Bomba de solução, responsável pela transferência da mistura pobre em absorvente do absorvedor para o gerador.

Neste ciclo simplificado admite-se que apenas o refrigerante é vaporizado no gerador, e desta forma somente o refrigerante percorre o condensador, válvula de expansão e evaporador.

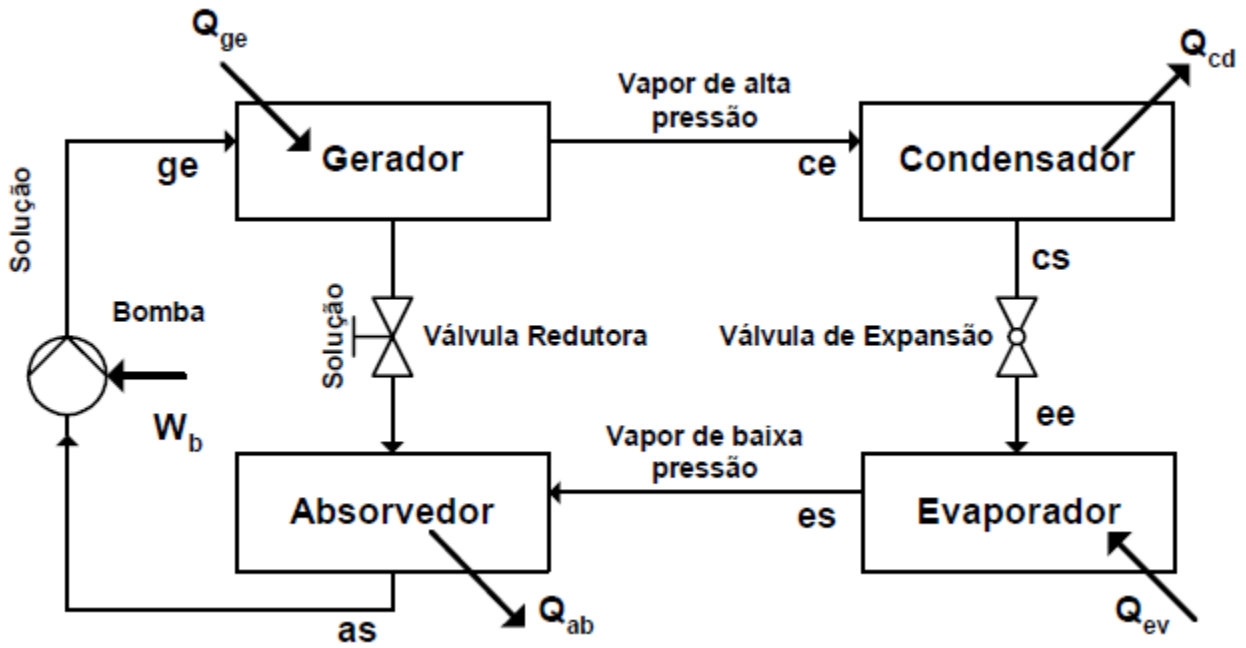


Figura - 19: Sistema de refrigeração por absorção

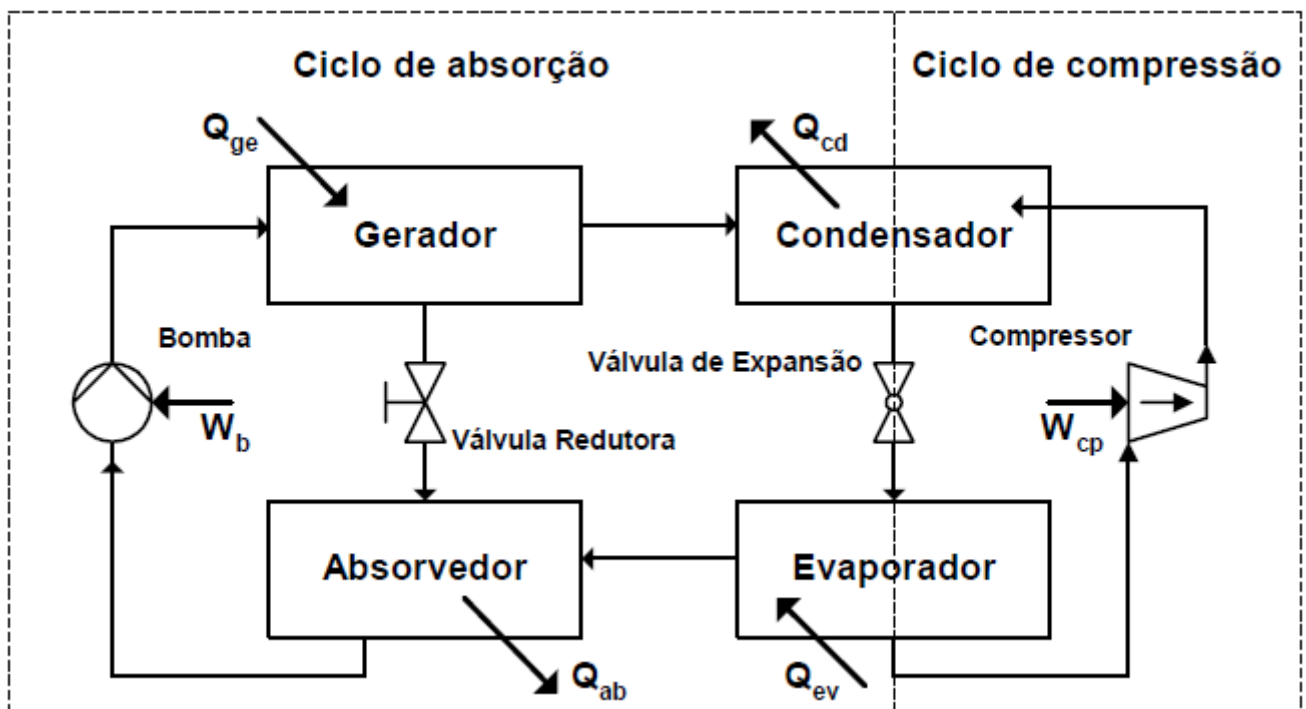


Figura - 20: Comparação entre os ciclos por compressão e por absorção

Pode-se observar na fig. 19, que o sistema de absorção tem essencialmente calor como entrada energética, uma vez que a energia consumida pela bomba de solução (trabalho de bombeamento) é muito menor que as quantidades de calor envolvidas nos permutadores de calor e massa, sendo desprezada em análises simplificadas. Desta forma, podem ser identificadas duas entradas de calor no sistema (no gerador e no evaporador) e duas saídas térmicas (no condensador e no absorvedor).

Uma análise comparativa do ciclo por absorção com o ciclo por compressão de vapor, como ilustrado pela fig. 20, evidencia que os componentes do evaporador, condensador e válvula de expansão são comuns aos dois ciclos. Na fig. 20, o lado esquerdo representa o ciclo de compressão e o lado direito o ciclo de absorção, sendo que o evaporador e o condensador são comuns para os dois ciclos. Entretanto, a função executada pelo compressor no ciclo de compressão, isto é o aumento dos níveis de pressão e temperatura do estado de saída do evaporador até o estado de entrada no condensador, é realizada no ciclo de absorção pelo conjunto absorvedor-bomba-gerador, que são os equipamentos onde ocorrem os processos de separação e mistura dos componentes da mistura binária utilizada no sistema. Estes processos são desencadeados pelas transferências de calor existentes no gerador e absorvedor.

Desta forma tem-se que o ciclo de absorção pode ser considerado como um ciclo que consome essencialmente calor, enquanto o ciclo de compressão é um ciclo que consome trabalho.

A fig. 21, mostra uma representação simplificada para os dois ciclos, a partir dos níveis de temperatura entre os quais os ciclos operam. Para o ciclo por compressão pode-se ter um sistema de refrigeração que transfere calor da região a T_{ev} para T_0 . Para o ciclo de absorção pode-se considerar um dispositivo que opera entre três níveis de temperatura (T_{ev} , T_0 e T_{ge}), composto por um motor térmico que opera entre T_{ge} e T_0 , acoplado a um ciclo de refrigeração que transfere calor de T_{ev} para T_0 .

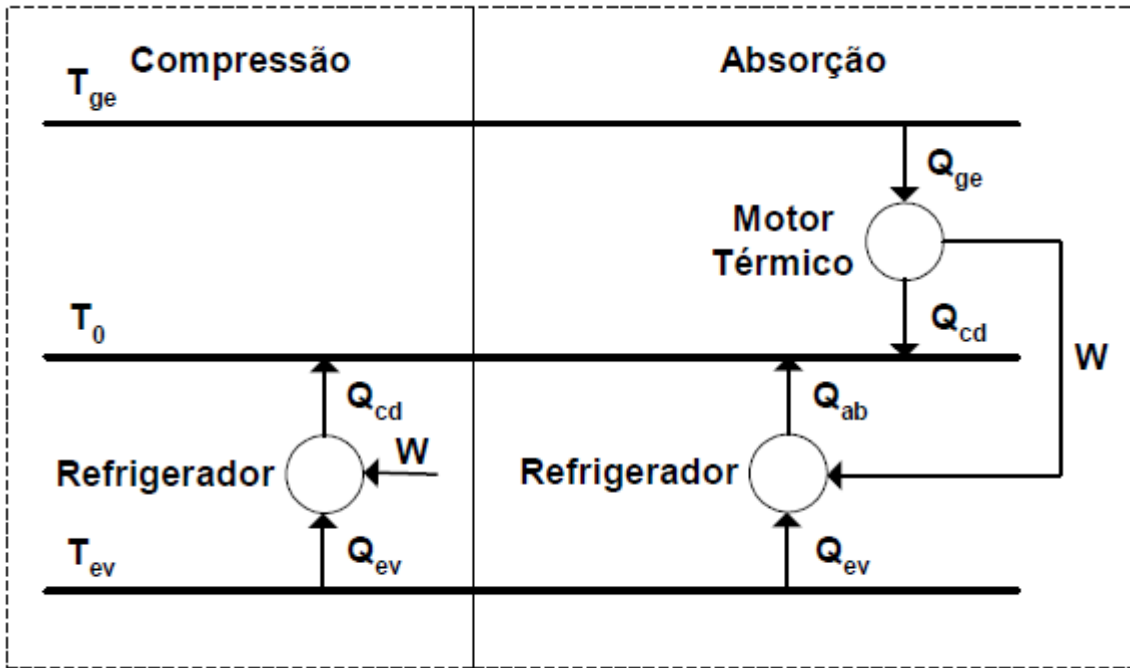


Figura - 21: Comparação entre os ciclos por compressão e por absorção

As representações da fig. 21, permitem determinar as expressões dos valores máximos do coeficiente de eficácia dos ciclos de compressão e absorção, dados os níveis de temperatura entre os quais os ciclos operam, considerando que todos os processos sejam reversíveis.

Estas expressões são as seguintes:

- para o ciclo de compressão

$$COP_{\max} = \frac{T_{ev}}{(T_0 - T_{ev})} \quad (2)$$

- para o ciclo de absorção

$$COP_{\max} = \frac{T_{ev}(T_{ge} - T_0)}{T_{ge}(T_0 - T_{ev})} \quad (3)$$

ANÁLISE E DESEMPENHO DO CICLO DE ABSORÇÃO

O desempenho do ciclo de absorção é normalmente quantificado através do emprego do coeficiente de performance, definido para um ciclo de refrigeração como a relação entre a capacidade de refrigeração e a potência térmica consumida no gerador:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{ge}} \quad (4)$$

O desempenho energético do ciclo de absorção é dado pela relação entre o fluxo de energia transferido à água gelada e o fluxo de energia fornecido ao gerador do ciclo [7], como apresentado pela equação 5:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_{ev} \theta_{ev}}{\dot{Q}_{ge} \theta_{ge}} \quad (5)$$

A equação 5 evidencia que o rendimento energético pode ser dado como uma função do coeficiente de eficácia e dos factores de Carnot do evaporador e condensador:

$$\eta_{ex} = COP \frac{\theta_{ev}}{\theta_{ge}} \quad (6)$$

A determinação dos valores de Q_{ev} e Q_{ge} é feita a partir da realização dos balanços de massa e energia para o misturador e separador do ciclo de absorção.

Considerando um ciclo que opera com o par água-brometo de lítio, pode-se introduzir o parâmetro f , definido pela equação 7, que permite a representação dos balanços de entalpia por unidade de vazão mássica do refrigerante evaporado (no caso em estudo água):

$$f = \frac{\text{vazão mássica de solução diluída}}{\text{vazão mássica de água evaporada}} \quad (7)$$

É possível, demonstrar que f pode ser expresso em termos das concentrações das soluções concentradas (em brometo de lítio) e diluída:

$$f = \frac{x_c}{x_c - x_d} \quad (8)$$

Desta forma, os balanços de entalpia por unidade de vazão mássica de água evaporada, para o separador (gerador e condensador), observado anteriormente na fig. 19, são dados por:

$$q_{ge} = [h_{ce} + (f - 1)h_{gs}] - fh_{ge} \quad (9)$$

$$q_{cd} = h_{cs} - h_{ce} \quad (10)$$

Para o misturador (composto pelo absorvedor e evaporador) os balanços ficam:

$$q_{ab} = fh_{as} - [h_{es} + (f - 1)h_{ae}] \quad (11)$$

$$q_{ev} = h_{es} - h_{ee} \quad (12)$$

A Equação (4) pode então ser reescrita como:

$$COP = \frac{q_{ev}}{q_{ge}} = \frac{h_{es} - h_{ee}}{h_{ce} + (f - 1)h_{gs} - fh_{ge}} \quad (13)$$

e o caudal mássico de água evaporada é calculada a partir do balanço de entalpia no evaporador, considerando-se a carga térmica de arrefecimento suprida pelo ciclo:

$$\dot{m}_{ev} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{q_{ev}} \quad (14)$$

A compreensão dos processos que ocorrem no ciclo de absorção fica facilitada quando eles são representados nos diagramas temperatura - concentração - pressão, entalpia - concentração, temperatura de refrigerante - temperatura de solução - concentração, para soluções aquosas de brometo de lítio e no diagrama temperatura-entropia da água, mostrados, respectivamente, na fig. 22a, 22c, 22d e 22b. O segmento ae-as representa o processo de absorção do vapor de água pela solução de água - brometo de lítio.

O segmento ge-gs representa o processo de dessorção do vapor de água da solução de água - brometo de lítio.

CARACTERÍSTICAS DO PAR REFRIGERANTE -ABSORVENTE

As duas substâncias que compõem o par refrigerante-absorvente devem respeitar um número de requisitos para poderem ser utilizadas sistemas por absorção.

Os principais requisitos são:[8]

- **Afinidade:** o absorvente deve ter grande afinidade química pelo refrigerante nas condições em que o processo de absorção ocorre. Esta afinidade acarreta um desvio negativo do comportamento previsto pela lei de Raoult e resulta em um coeficiente de actividade menor que um para o refrigerante. Isto reduz a quantidade de absorvente que circula e, conseqüentemente, o desperdício de energia devido aos efeitos de variação de temperatura. Além disto o tamanho do trocador de calor que transfere calor do absorvente para a solução refrigerante-absorvente (existente em sistemas reais) pode ser reduzido. Por outro lado, uma elevada afinidade está associada com uma elevada entalpia de diluição, tendo como consequência um consumo adicional de energia (na forma de calor) no gerador para separar o refrigerante do absorvente.

- **Relação de Volatilidades:** o refrigerante deve ser muito mais volátil que o absorvente, de forma a permitir a separação das duas substâncias facilmente.
- **Entalpia de Vaporização/Condensação:** as entalpias de vaporização e condensação do refrigerante devem ser elevadas para que as vazões de refrigerante e absorvente possam ser reduzidas ao mínimo possível.
- **Pressão:** é desejável que as pressões de operação sejam moderadas. Pressões elevadas requerem o emprego de equipamentos com paredes espessas e pressões muito baixas (vácuo) demandam equipamentos volumosos e dispositivos especiais para reduzir a perda de carga nos escoamentos de refrigerante na fase vapor.
- **Viscosidade:** os fluidos devem ter baixa viscosidade para promover os processos de transferência de calor e massa, bem como reduzir problemas com bombeamento dos fluidos.
- **Ausência de Fase Sólida:** o par refrigerante-absorvente não deve formar uma fase sólida na faixa de composições e temperaturas existente nas condições de operação do sistema de absorção, pois isto poderia ocasionar uma parada do equipamento.
- **Estabilidade:** A estabilidade química deve ser praticamente absoluta, pois os fluidos são submetidos a condições severas durante os vários anos de operação do sistema. Eventuais instabilidades podem resultar na formação de substâncias danosas como gases, sólidos ou uma substância corrosiva.
- **Corrosão:** é particularmente importante que os fluidos de trabalho ou qualquer substância resultante de instabilidade química não ataquem os materiais empregados no sistema de absorção. Inibidores de corrosão são geralmente empregados.
- **Segurança:** os fluidos de trabalho não devem ser tóxicos e nem substancialmente inflamáveis caso o sistema seja operado em ambientes ocupados por pessoas. Para aplicações industriais este requisito é menos crítico.

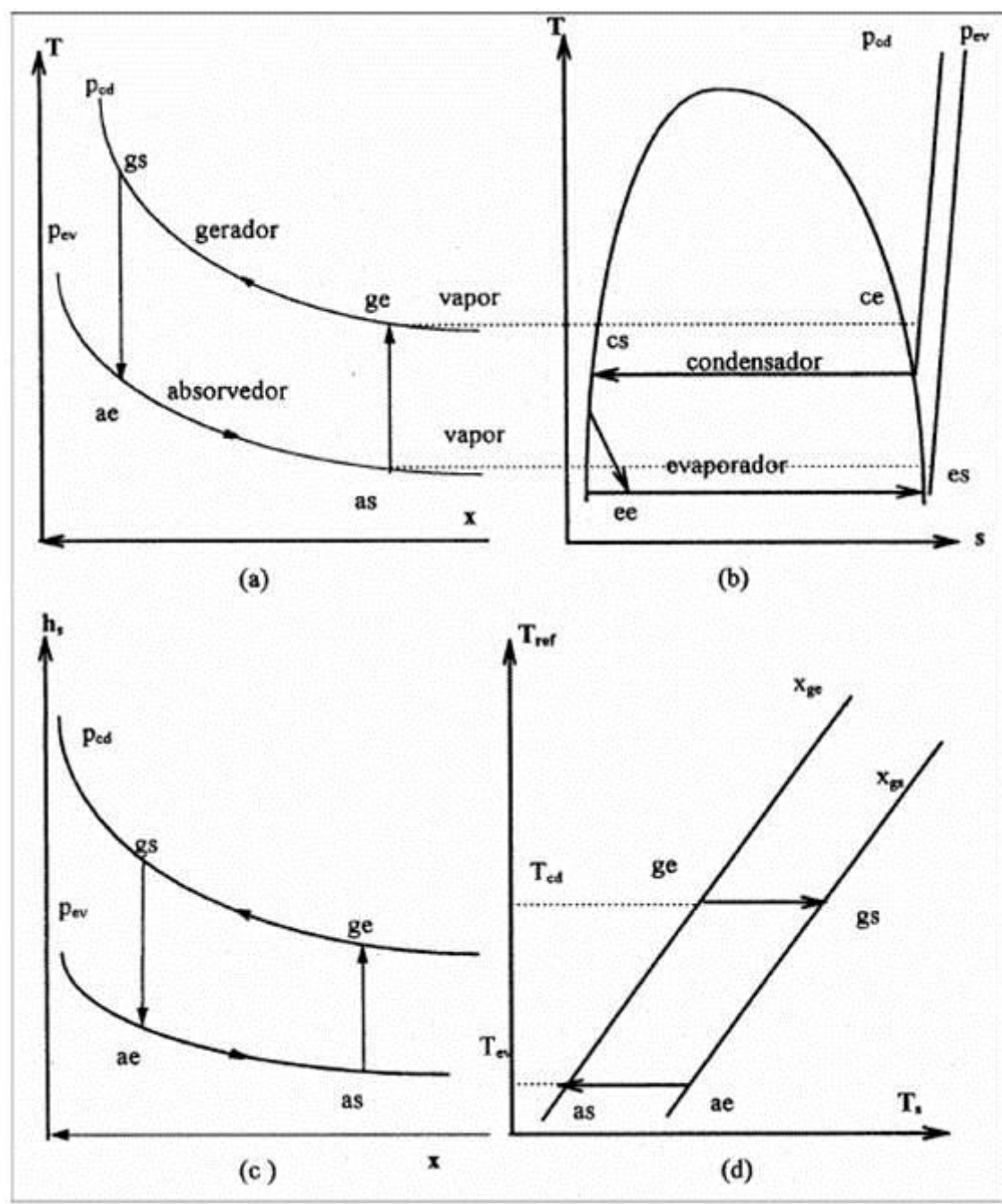


Figura - 22: Representação dos processos que ocorrem no misturador, absorvedor e no separador de um ciclo de absorção

Os pares de fluidos de trabalho água-amoníaco e água-brometo de lítio são, actualmente, os únicos pares que têm largo emprego comercial e que satisfazem vários dos critérios listados anteriormente. Entretanto, estes pares também apresentam alguns inconvenientes.

Assim, a relação de volatilidades para o par água-amoníaco é menor que o desejado, apresenta pressões de trabalho levemente elevadas, e tem restrições para emprego em residências, devido à toxicidade do amoníaco. Por outro lado o par água-brometo de lítio pode apresentar formação de fase sólida, uma vez que a água congela a 0 °C, o que inviabiliza seu emprego para fins de refrigeração, caracterizando-o como adequado para sistemas destinados ao condicionamento ambiental. Além deste aspecto o brometo de lítio pode cristalizar a valores moderados de concentração (por exemplo, há cristalização na concentração de 67% de brometo de lítio na solução para uma temperatura de saturação da água pura de 20°C e temperatura da solução de 75°C). Outras desvantagens do par água-brometo de lítio estão associadas com os baixos valores de pressão de trabalho e altos valores de viscosidade da solução de brometo de lítio. Os principais aspectos positivos deste par são alta relação de volatilidades e afinidade química, alta estabilidade, elevado valor da entalpia de vaporização/condensação, e alto padrão de segurança.

TIPOS DE SISTEMAS A ABSORÇÃO

SISTEMAS QUE EMPREGAM O PAR H₂O-LiBr

Relativamente aos sistemas de frio por absorção que utilizam brometo de lítio como absorvente e água como refrigerante, a fonte de calor (proveniente do sistema de Cogeração) deve estar a uma temperatura mínima de 60-80 °C.

O consumo eléctrico de um chiller de absorção é tipicamente 10% do consumo dos chillers de compressão eléctricos. Nas regiões onde existe uma forte procura de electricidade e/ou em que o preço é bastante elevado, é possível reduzir a factura energética investindo num sistema de arrefecimento que praticamente não necessita de electricidade. [9]

Índices	NH ₃ - absorção	LiBr - absorção	
Número de efeitos*	Simple	Simple	Duplo
Capacidade de refrigeração (kW)	20 - 2500	300 - 5000	300 - 5000
COP térmico	0.6 - 0.7	0.5 - 0.6	0.9 - 1.1
Gama de temp. (°C)	120 - 132	120 - 132	150 - 170
Custo da máquina (€/TR)	1250 to 1750	870 to 920	930 to 980

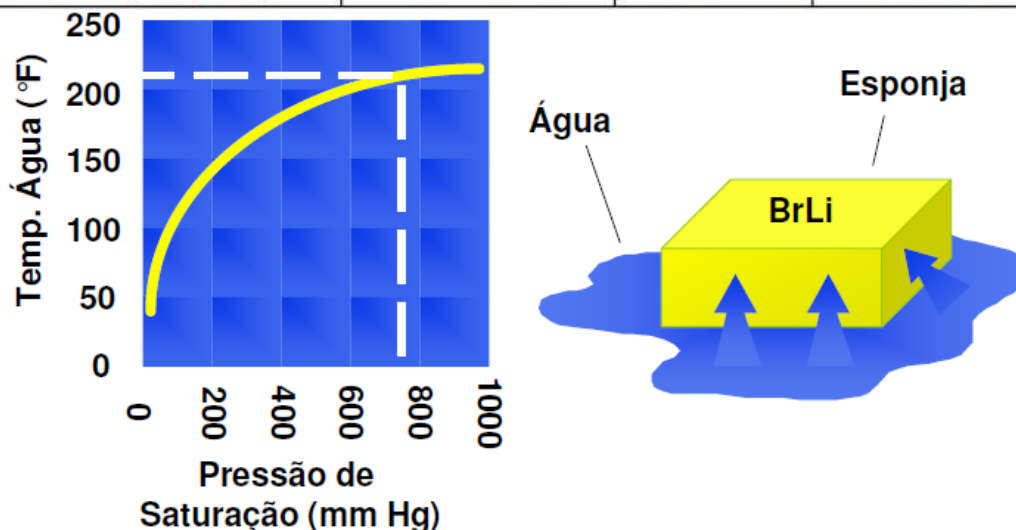


Figura - 23: Propriedades do Brometo de Lítio e da Água

SISTEMAS DE SIMPLES EFEITO

A fig. 24, mostra um esquema de um “chiller” a absorção comercial de simples efeito do tipo queima-indirecta, onde pode ser observada uma das configurações dos principais componentes. Durante a operação vapor é enviado para os tubos do gerador provocando a ebulição da solução absorvente que está em contacto com a parte externa desses tubos. O vapor de refrigerante (vapor de água) liberado escoa para o condensador passando através dos eliminadores de gotas existentes entre estes dois componentes. No condensador o vapor é condensado na parte externa de tubos resfriados por água que normalmente é a seguir enviada para uma torre de arrefecimento. Os dois processos, ebulição e condensação, ocorrem num depósito com mesmo valor de pressão, que é de cerca de 6,0 KPa.

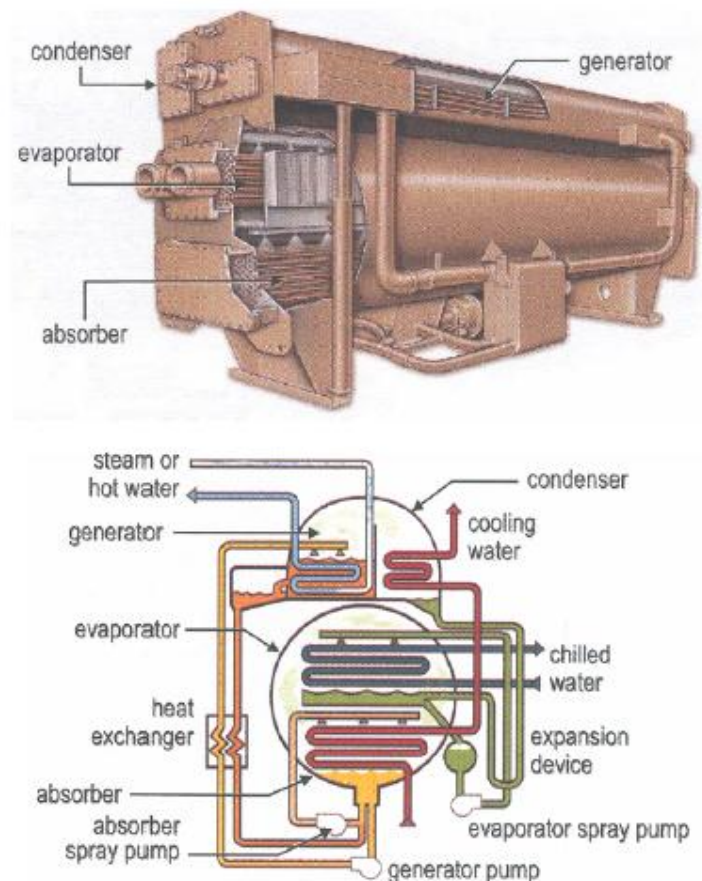


Figura - 24: Chiller a Absorção de Simples Efeito

O refrigerante condensado passa através de um orifício ou purgador de líquido localizado no fundo do condensador sendo assim enviado para o evaporador. No evaporador o refrigerante é borrifado sobre tubos por onde circula o fluxo de água que deve ser arrefecido (proveniente da região que demanda efeito de refrigeração). O arrefecimento da água que circula no interior dos tubos é conseguido pela transferência de calor para o refrigerante (água líquida) provocando assim a sua vaporização. O refrigerante que não é vaporizado é colectado no fundo do evaporador, enviado para a bomba de refrigerante, passa no sistema de distribuição localizado acima no banco de tubos do evaporador, e finalmente é novamente borrifado sobre os tubos por onde circula a água gelada. O refrigerante vaporizado é enviado para o absorvedor onde será absorvido pela solução proveniente do gerador.

A solução concentrada (por ter liberado vapor de refrigerante) que deixa o gerador escoar por um dos lados do recuperador de calor de solução onde é resfriada pelo fluxo de solução diluída que provém do absorvedor e se dirige para o gerador. Consegue-se desta forma reduzir a quantidade de energia (na forma de calor) necessária para aquecer a solução no gerador.

Após passar pelo recuperador de calor a solução é enviada para o sistema de distribuição localizado acima dos tubos do absorvedor, sendo então borrifada sobre a superfície externa dos tubos do absorvedor. Durante este processo a solução concentrada absorve o vapor de refrigerante que sai do evaporador. Ao longo do processo de absorção é necessário transferir energia da solução devido aos processos de condensação e diluição do vapor de refrigerante na solução (“entalpia de condensação e diluição”). Para que isto ocorra há um fluxo de água de resfriamento que passa no interior dos tubos do absorvedor. A pressão no depósito que contém o evaporador e absorvedor é de cerca de 0,7 kPa. A solução diluída que deixa o absorvedor é bombeada pela bomba de solução para o recuperador de calor de solução e, posteriormente, para o gerador. A Tabela 1 apresenta algumas características típicas destes sistemas de absorção.

Os valores típicos de coeficiente de eficácia para unidades de grande porte, em condições estabelecidas pelas normas ARI (American Refrigeration Institute) situam-se entre 0,7 e 0,8 [6].

SISTEMAS DE DUPLO EFEITO

Uma forma de melhorar o desempenho do sistema de simples efeito consiste em empregar o princípio de evaporação de múltiplo efeito tradicionalmente utilizado em indústrias químicas. Para o sistema de absorção este tipo de concepção traduz-se em um sistema com gerador de duplo efeito. A fig. 25, mostra o esquema de um sistema de refrigeração a absorção existente no mercado, de duplo efeito e do tipo queima-indirecta. Os principais componentes são análogos ao sistema de simples efeito, exceptuando-se o gerador primário, condensador, permutador de calor e permutador de calor de subarrefecimento de condensado.

A operação deste sistema é similar àquela do sistema a simples efeito. O gerador primário é aquecido com vapor a cerca de 9 bar, havendo então a liberação do refrigerante. Este vapor é enviado para os tubos do gerador secundário onde se condensa, provocando a concentração da solução que escoo pela parte externa dos tubos, com a consequente liberação adicional de vapor de refrigerante (sem consumir uma quantidade extra de insumo energético externo). A pressão interna na região do gerador primário é de cerca de 1,02 bar.

Tabela 1. Características Típicas de Sistemas de Absorção de Simples Efeito [6].

CARACTERÍSTICA	VALORES TÍPICOS
Pressão de entrada de vapor (bar)	1,6 - 1,8
Consumo de vapor (kg/h/TR)	8,3 - 8,5
Temperatura do fluido de aquecimento	115°C a 132°C, e 90°C para sistemas de pequena capacidade
Potência térmica fornecida (kW/TR)	5,3 a 5,4, podendo chegar a 5,0 para sistemas de pequena capacidade
Temperatura de entrada da água de resfriamento (°C)	29,0
Vazão de água de resfriamento (l/min/TR)	13,6 até 24,2 para sistemas de pequena capacidade
Temperatura de saída da água gelada (°C)	6,0
Vazão de água gelada (l/min/TR)	0,15 (podendo chegar a 0,164 para sistemas de pequena capacidade)
Potência elétrica consumida (kW/TR)	0,01 a 0,04 (com um mínimo de 0,04 para sistemas de pequena capacidade)
Capacidade nominal (TR)	50 a 1660 (de 5 a 10 para sistemas de pequena capacidade)
Comprimento (m)	3 a 10 (1,0 para sistemas de pequena capacidade)
Largura (m)	1,5 a 3,0 (1,0 para sistemas de pequena capacidade)
Altura (m)	3 a 10 (2,0 para sistemas de pequena capacidade)
Peso em operação (kgf)	5000 a 52000 (300 para sistemas de pequena capacidade)

O permutador de calor de solução adicional (permutador de calor de alta temperatura) opera com as soluções intermediárias (que sai do gerador primário) e diluída (que vai para o gerador) e tem como objectivo pré-aquecer a solução diluída. Devido à relativamente grande diferença de pressão entre os dois geradores, há um dispositivo mecânico de controlo de caudal na saída deste permutador de calor para manter uma estanquidade do líquido entre os dois geradores. Uma válvula, colocada na saída do permutador de calor e controlada pelo nível de líquido do gerador primário, pode manter esta estanquidade.

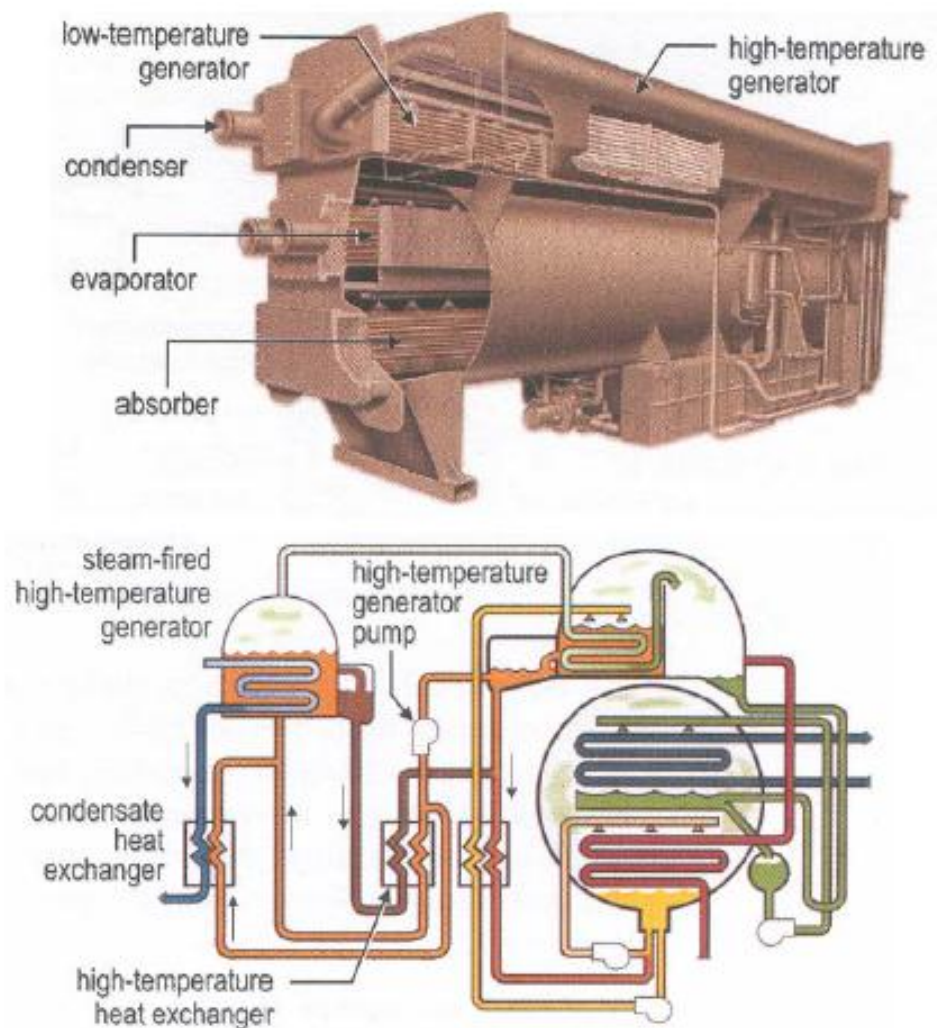


Figura - 25: Chiller a Absorção de Duplo Efeito

Um ou mais permutadores de calor podem ser utilizados para subarrefecer o condensado, pré-aquecendo as soluções diluída e/ou intermediária. Isto resulta na redução da quantidade de vapor requerida para produzir um dado efeito de refrigeração.

A solução concentrada que se dirige para o absorvedor pode ser misturada com a solução diluída e bombeada para ser borrifada sobre os tubos do absorvedor, ou então pode ser enviada directamente do trocador de calor de baixa temperatura para o absorvedor.

Os chiller de duplo efeito podem ser classificados em função do fluxo que a solução absorvedora percorre no equipamento. Existem três configurações actualmente em uso (fig. 26).

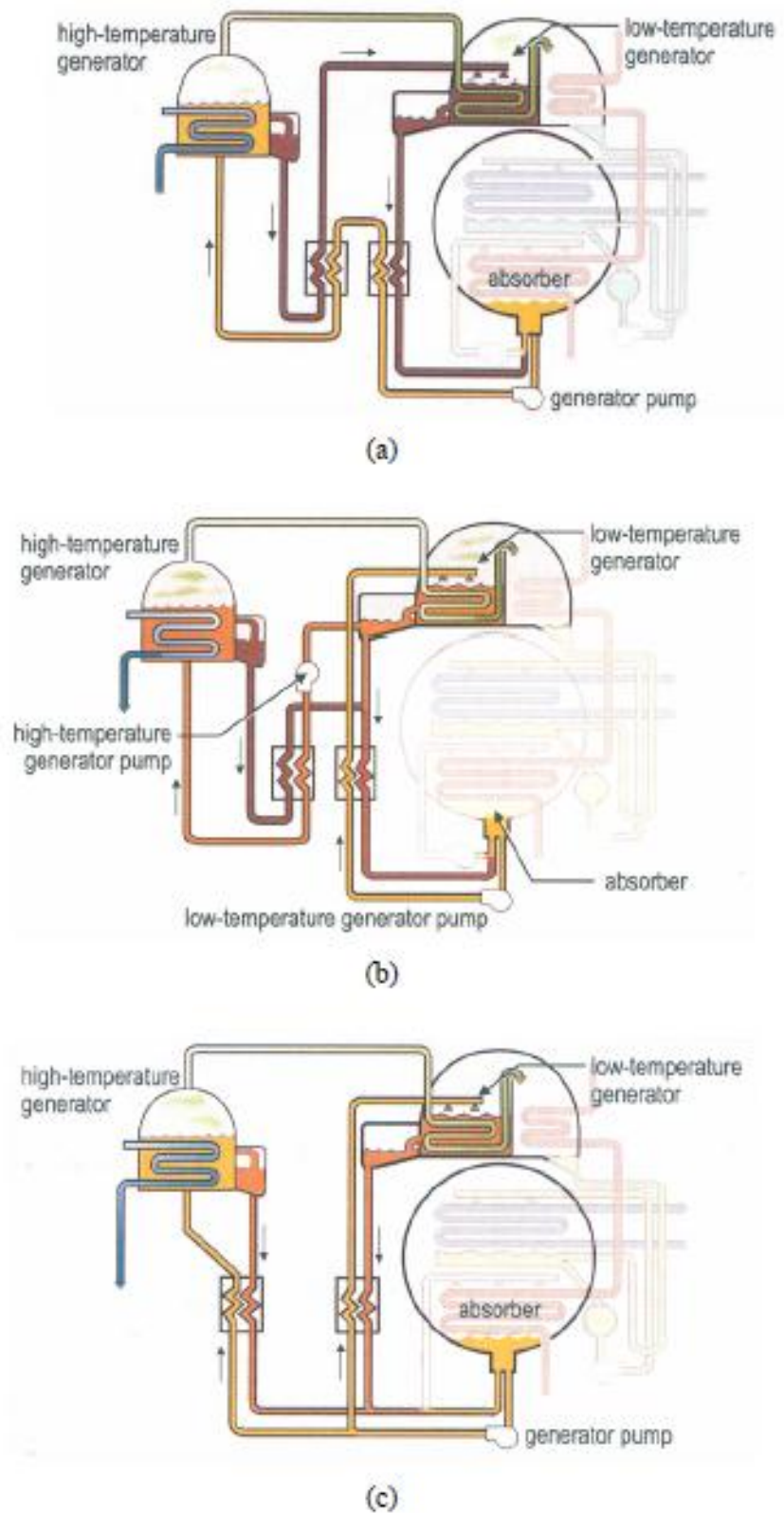


Figura - 26: Configurações de fluxo para Chillers de duplo efeito: (a) em série, (b) série – reverso e (c) em paralelo

(Fonte: cortesia Trane Co.)

- **Fluxo em série:** toda a solução que deixa o absorvedor é enviada para uma bomba e em seguida passa, sequencialmente, pelo permutador de calor de baixa temperatura, permutador de calor de alta temperatura, gerador do primeiro estágio, gerador do segundo estágio, permutador de calor de baixa temperatura e absorvedor (fig. 26a);
- **Fluxo série-reverso:** a solução que deixa o absorvedor é bombeada através do permutador de calor de baixa temperatura e em seguida enviada para o gerador do segundo estágio. Neste ponto a solução é dividida em dois fluxos, sendo um deles dirigido para o permutador de calor de baixa temperatura e depois para o absorvedor. O outro fluxo passa sequencialmente por uma bomba, permutador de calor de alta temperatura, gerador do primeiro estágio e permutador de calor de alta temperatura. Este fluxo reencontra a solução que sai do gerador de segundo estágio e ambos os fluxos passam pelo permutador de baixa temperatura, indo para o absorvedor (fig. 26b).
- **Fluxo em paralelo:** a solução que deixa o absorvedor é bombeada através de partes adequadas do permutador de calor combinado de alta e baixa temperatura, sendo em seguida dividida em dois fluxos, um que vai para o gerador do primeiro estágio e outro que vai para o segundo estágio. Os dois fluxos retomam para as partes apropriadas do permutador de calor combinado, são misturadas e enviadas para o absorvedor (fig 26c).

Os sistemas de duplo efeito consomem vapor a pressões moderadas, de 6,5 a 10 bar, ou então líquidos com temperaturas de 150 a 200°C. Os coeficientes de eficácia típicos vão de 1,1 a 1,2. Um sistema de duplo efeito produz uma capacidade de arrefecimento de cerca de 50 a 80% superior à de um sistema de simples efeito, para um mesmo consumo de energia. A Tabela 2 apresenta algumas características típicas de sistemas de duplo efeito encontrados no mercado.

A fig. 27, mostra um esquema de um chiller a absorção de duplo efeito do tipo fogo directo. As principais diferenças com relação ao tipo fogo indirecto consistem na não existência do permutador de calor para subarrefecer o condensado (oriundo do vapor de alimentação do gerador do primeiro estágio) e no fato do gerador de primeiro estágio operar com gases de combustão. A operação deste sistema é idêntica à descrita para o sistema de queima indirecta.

Os combustíveis normalmente empregados nos sistemas queima directa são o gás natural ou óleo combustível, sendo que a maioria dos modelos pode utilizar os dois combustíveis.

Tabela 2. Características Típicas de Sistemas de Absorção de Duplo Efeito [6].

CARACTERÍSTICA	VALORES TÍPICOS
Pressão de entrada de vapor (bar)	9,0
Consumo de vapor (kg/h/TR)	4,5
Temperatura do fluido de aquecimento	190°C
Potência térmica fornecida (kW/TR)	2,93
Temperatura de entrada da água de resfriamento (°C)	29,0
Vazão de água de resfriamento (l/min/TR)	13,6 a 17,0
Temperatura de saída da água gelada (°C)	6,0
Vazão de água gelada (l/min/TR)	9,0
Potência elétrica consumida (kW/TR)	0,01 a 0,04
Capacidade nominal (TR)	100 a 1700
Comprimento (m)	3 a 9
Largura (m)	1,8 a 3,6
Altura (m)	2,4 a 4,3
Peso em operação (kgf)	6800 a 60000

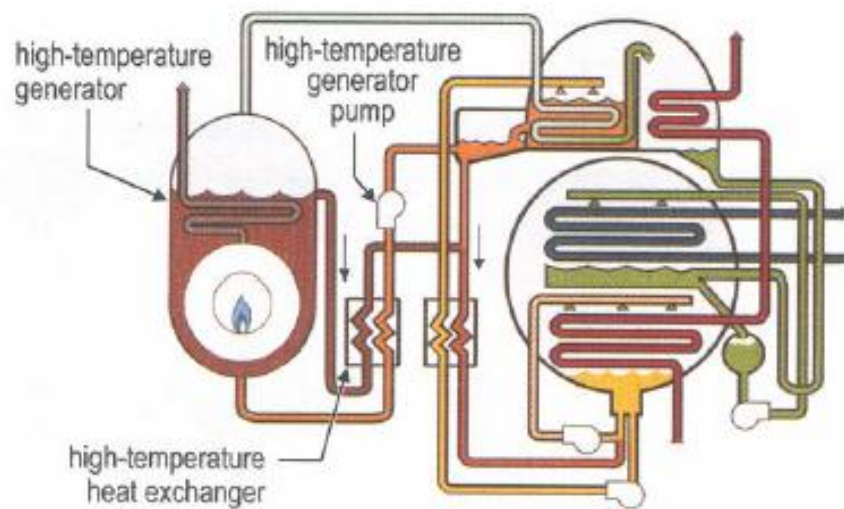
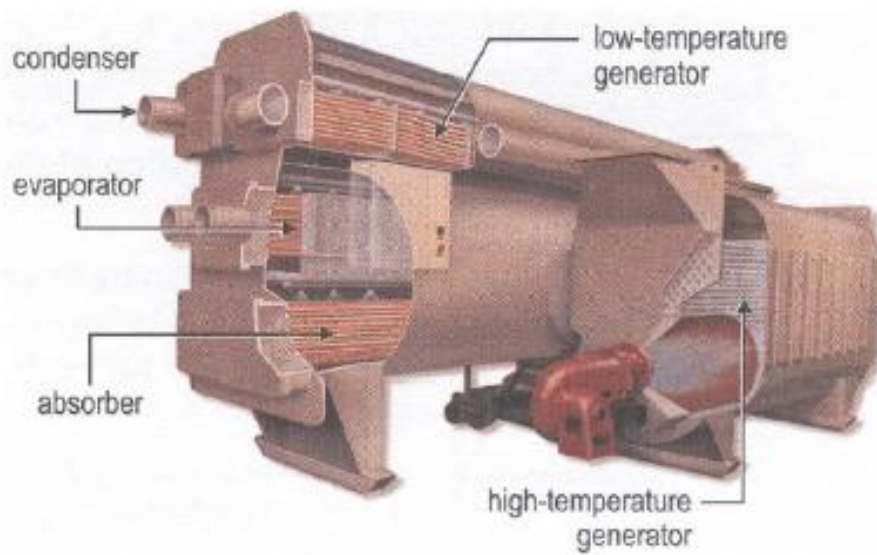


Figura - 27: Chiller a Absorção de Duplo Efeito do tipo Queima Directa

(Fonte: cortesia Trane Co.)

A Tabela 3 apresenta características típicas de sistemas de duplo estágio do tipo queima directa encontrados no mercado [6].

Tabela 3. Características Típicas de Sistemas de Absorção de Duplo Efeito tipo Queima Directa

CARACTERÍSTICA	VALORES TÍPICOS
Consumo de combustível (kg/h/TR)	3,5 a 3,8
Coefficiente de Eficácia (base PCS)	0,92 a 1,0
Temperatura de entrada da água de resfriamento (°C)	29,0
Vazão de água de resfriamento (l/min/TR)	16,7 a 17,0
Temperatura de saída da água gelada (°C)	6,0
Vazão de água gelada (l/min/TR)	9,0
Potência elétrica consumida (kW/TR)	0,01 a 0,04
Capacidade nominal (TR)	20 a 1500
Comprimento (m)	3 a 10 (mínimo de 1,5 para alguns modelos)
Largura (m)	1,5 a 6,5 (mínimo de 1,2 para alguns modelos)
Altura (m)	2,0 a 3,7
Peso em operação (kgf)	5000 a 80000 (mínimo de 1500 p/ alguns modelos)

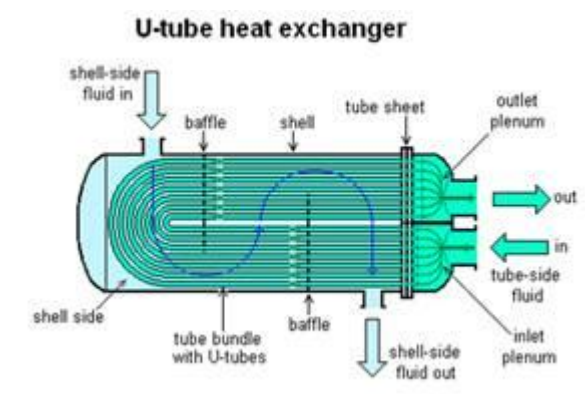
COMPONENTES DO SISTEMA DE ABSORÇÃO

GERADOR

O gerador pode ser do tipo queima directa e queima indirecta.

O gerador do tipo queima indirecta é um permutador de calor e massa do tipo casco e tubo, sendo que o fluido de aquecimento (vapor ou um fluido a temperatura moderada) escoam pelo interior dos tubos e a solução absorvente é mantida do lado do casco ou lançada na forma de “spray” por sobre os tubos.

O vapor de refrigeração liberado da solução passa por um separador líquido-vapor composto por chicanas (A chicana é uma parte integral do projecto do permutador de calor casco e tubos. É projectada para suportar o feixe de tubos e



direccionar o feixe de fluidos para a máxima eficiência na troca térmica) e eliminadores de gotas, sendo posteriormente enviado para o condensador. Materiais ferrosos são utilizados para o compartimento do absorvente. Os materiais utilizados no banco de tubos podem ser cobre, ligas cobre-níquel, aço inoxidável ou titânio.

O gerador do tipo queima directa é formado por três regiões: uma onde fica o queimador (“tubo de fogo”), outra por onde escoam os gases de combustão e finalmente a região onde é feita a separação das gotículas de líquido arrastado pelo vapor de água. O tubo de fogo é um depósito com parede dupla que contém no seu interior um queimador de gás natural ou óleo combustível. A solução diluída escoam pela região anular (entre as duas paredes do depósito), sendo aquecida pela parede interna.

A região por onde circulam os gases de combustão é normalmente um permutador de calor do tipo tubular ou de placas, conectado directamente ao tubo de fogo. A solução aquecida proveniente do tubo de fogo é posteriormente aquecida no permutador por onde passam os gases de combustão, entrando em condições de ebulição. Os gases de combustão deixam o gerador, enquanto a solução absorvente e o vapor de refrigeração passam para a câmara de separação líquido-vapor. Nesta câmara ocorre a separação entre o vapor e solução.

Os materiais de construção empregados são aço carbono para as partes que contém o absorvente e aço inoxidável para o trocador de calor que opera com os gases de combustão.

Os geradores de sistemas com duplo efeito ou sistemas com vários estágios de separação são usualmente do tipo casco e tubos, semelhantes àqueles de sistemas de um único efeito, sendo que o meio de aquecimento é o vapor de refrigeração que escoar no interior dos tubos do gerador primário. Os materiais de construção são aço carbono para as regiões em contacto com o absorvente e cobre ou ligas cobre-níquel para os tubos. Os eliminadores de gotas são de aço inoxidável.

CONDENSADOR

Os condensadores são compostos por bancos de tubos localizados na região ocupada pelo vapor de refrigeração. Estes tubos são arrefecidos por água que escoar pelo interior dos tubos, provocando a condensação do vapor na superfície externa dos tubos. O compartimento do condensador é construído em aço carbono e o material do banco de tubos é cobre ou cobre-níquel.

Os condensadores do estágio de alta pressão de sistemas de duplo efeito são a parte interna dos tubos do gerador do segundo estágio.

O refrigerante na fase vapor proveniente do gerador do primeiro estágio condensa no interior dos tubos, provocando a concentração da solução absorvente do gerador do segundo estágio.

EVAPORADOR

Este permutador de calor é usualmente do tipo casco e tubo, sendo que o refrigerante é borrifado sobre a superfície externa dos tubos. O líquido a ser arrefecido passa pela parte interna dos tubos. Os bancos de tubos do evaporador são construídos em cobre ou numa liga cobre-níquel. O compartimento do evaporador é construído em aço carbono e os eliminadores de gotas em aço inoxidável.

ABSORVEDOR

O absorvedor é composto por um banco de tubos sobre os quais a solução forte é borrifada na presença do vapor de refrigeração. Durante o processo de absorção há transferência de calor (entalpia de diluição e condensação) para a água de arrefecimento que escoar através dos tubos. A solução diluída é removida pela parte inferior do banco de tubos do absorvedor. Os materiais utilizados são aço carbono para o compartimento do absorvedor e cobre ou ligas de cobre-níquel para o banco de tubos.

RECUPERADOR DE CALOR DA SOLUÇÃO

Este permutador de calor é do tipo casco e tubo ou de placas e tem como objectivo transferir calor entre os dois fluxos de solução: o que deixa o gerador e o que deixa o absorvedor. O material de construção é o aço carbono ou aço inoxidável.

SUBARREFECEDOR DO CONDENSADO

Este permutador é utilizado em sistemas de duplo efeito e destina-se a pré-aquecer a solução que entra no gerador, a partir do subarrefecimento do condensado que deixa o estágio de alta pressão. Trata-se de uma variante do recuperador de calor da solução.

BOMBAS

As bombas movimentam a solução absorvente e o fluido de refrigeração na fase líquida nos sistemas a absorção. As bombas podem ser do tipo individual (um motor, um impulsor e um fluxo de fluido) ou combinado (um motor, múltiplos impulsores e múltiplos fluxos de fluido).

Os motores e bombas são herméticos ou semi-herméticos. Os motores são arrefecidos e os mancais lubrificados pelo fluido que está a ser bombeado ou por um suprimento filtrado de refrigeração líquido.

Os impulsores são normalmente fabricados em latão, aço fundido ou aço inoxidável; as volutas são fabricadas em aço ou aço fundido impregnado.

SISTEMA DE PURGA

Estes dispositivos são necessários nos sistemas de absorção que operam com o par água-brometo de lítio para remover incondensáveis (ar) que se infiltram no sistema ou hidrogénio (que é produto de processos de corrosão). Os gases incondensáveis, mesmo em pequenas quantidades, podem acarretar redução na capacidade de arrefecimento e até mesmo conduzir à cristalização da solução.

CÉLULAS DE PALÁDIO

Estas células são encontradas em grandes sistemas do tipo queima directa e pequenos sistemas do tipo queima indirecta. Elas são destinadas à remoção de pequenas quantidades de hidrogénio gerado num processo de corrosão. Estes dispositivos operam segundo o princípio de que membranas de paládio aquecidas são permeáveis apenas ao hidrogénio.

INIBIDORES DE CORROSÃO

São utilizados para proteger as partes internas do sistema de refrigeração de efeitos corrosivos provocados pela solução absorvente na presença de ar. Os compostos típicos utilizados são o cromato de lítio, nitrato de lítio ou molibdato de lítio. Para que estes inibidores sejam eficazes os contaminantes e a faixa de pH da solução devem estar dentro de valores aceitáveis. O controlo do pH da solução é conseguido pela adição de hidróxido de lítio e ácido hidro-brômico.

ADITIVOS PARA INCREMENTAR A TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA

Estes aditivos, como o álcool etílico, destinam-se a melhorar os coeficientes de transferência de calor e massa dos processos de absorção do vapor de água e arrefecimento da solução de brometo de lítio. Com estes aditivos reduz-se a tensão superficial e aumenta-se a convecção na interface entre o vapor de refrigeração e a solução (efeito Marangoni), incrementando a taxa de absorção do vapor de água pela solução.

CONTOLO DO FLUXO DE REFRIGERANTE

O controlo do fluxo de refrigeração entre o condensador e o evaporador é, normalmente obtido com orifícios (adequados para os estágios de alta ou baixa pressão) ou por purgadores de líquido (adequados apenas para condensadores de estágio de baixa pressão).

CONTROLO DO FLUXO DE SOLUÇÃO

O controlo do fluxo de solução entre o gerador e absorvedor é realizado através da utilização de válvulas de controlo de caudal (para o gerador primário de sistemas de duplo efeito), bombas de solução de velocidade variável ou purgadores de líquido.

CONTROLOS OPERACIONAIS

A função primordial do sistema do controle é de operar com segurança o sistema de absorção, modulando sua capacidade para satisfazer as necessidades de refrigeração. Os sistemas modernos são equipados com sistemas electrónicos de controlo.

A temperatura da água que deixa o evaporador é fixada num valor desejado (set point). Desvios deste valor indicam que a capacidade do sistema e a carga de refrigeração são diferentes. A capacidade do sistema de refrigeração é ajustada através da modulação do sistema de controlo da energia consumida (vapor, combustível). A modulação da energia consumida implica numa mudança da concentração da solução absorvente que entra no absorvedor, caso o caudal da solução permaneça constante.

Alguns equipamentos utilizam sistemas de controlo de caudal de solução que é enviada para o gerador combinado com o controle de capacidade. O caudal de solução pode ser reduzido através de válvulas reguladoras ou por alteração na rotação da bomba de solução, à medida que a carga de refrigeração diminui (diminuindo a carga térmica no gerador), possibilitando o aumento do coeficiente de eficácia em condições de carga parcial.

Quando há um abaixamento da temperatura da água de arrefecimento (que alimenta o absorvedor e o condensador) pode ocorrer transporte de líquido do gerador para o condensador, com ocorrência de cristalização da solução absorvente no permutador de calor de baixa temperatura. Devido a este fato, muitos sistemas de absorção dispõem de um controle que limita a entrada de energia baseado na temperatura de entrada da água de arrefecimento.

Como o desempenho energético do sistema de absorção aumenta com a redução da temperatura do meio externo, a capacidade do sistema para operar com menores temperaturas de água de arrefecimento é um aspecto importante, e deve ser analisado quando da especificação de suas condições de operação.

O uso de controlos electrónicos com algoritmos avançados de controlo melhora significativamente o desempenho dos sistemas a absorção operando em cargas parciais, relativamente aos antigos sistemas de controlo eléctricos e pneumáticos. Além disso, os controlos electrónicos tornam mais simples e confiáveis a operação e o estabelecimento das condições de operação (set up) dos “chillers” a absorção.

A sequência de um procedimento típico de partida - operação - parada de um “chiller” a absorção, uma vez estabelecidos os fluxos de água gelada e água de arrefecimento, é:

1. Um sinal de pedido de arrefecimento é inicializado com, por exemplo, um súbito aumento na temperatura da água de arrefecimento;
2. São verificados todos os sistemas de segurança do “chiller”;
3. As bombas de solução e de refrigeração entram em operação;
4. O queimador entra em operação (ou a válvula que controla o fluxo de vapor ou água quente é aberta);
5. O “chiller” começa a receber a carga de arrefecimento e controla a temperatura da água gelada através da modulação da entrada de energia;

6. Durante a operação todos os limites e requisitos de segurança são continuamente verificados e eventualmente acções correctivas são desencadeadas para assegurar condições seguras de operação;
7. Quando a carga de refrigeração cai abaixo do valor mínimo suportado pelo “chiller”, o sistema de alimentação de energia é desactivado;
8. As bombas de solução e refrigeração continuam a funcionar durante alguns minutos para diluir a solução absorvente;
9. As bombas de solução e refrigerante são desactivadas.

A fig. 28, mostra o comportamento do coeficiente de eficácia, em condições de carga parcial, para sistemas de simples efeito e de duplo efeito.

[1]

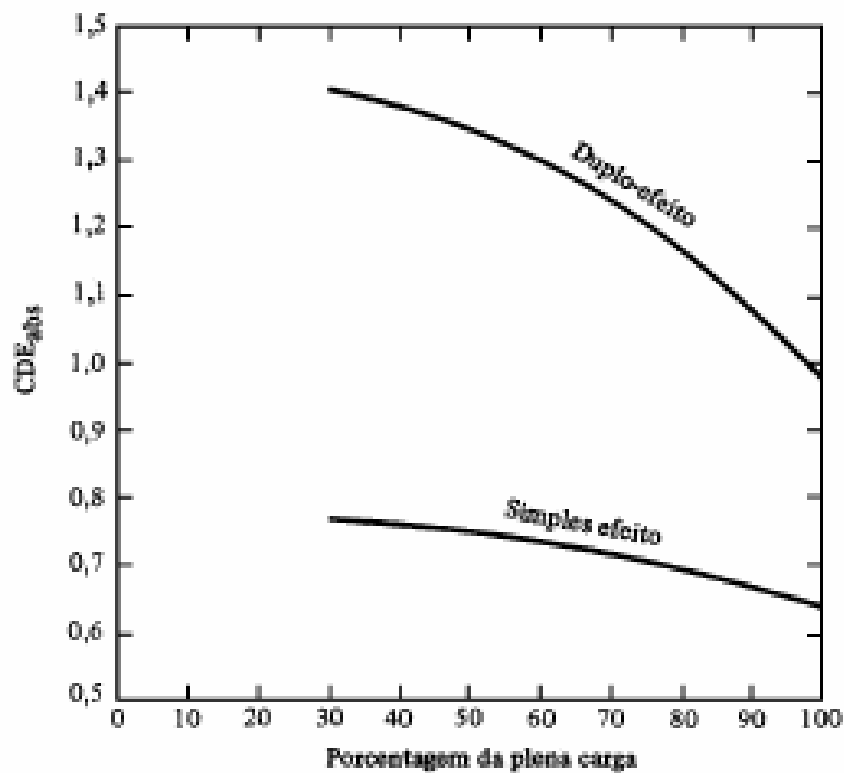


Figura - 28: Desempenho de Sistemas a Absorção de simples e duplo Efeito em cargas parciais

LIMITES OPERACIONAIS

A temperatura da água gelada que deixa o evaporador deve estar normalmente entre 4,4°C e 15,6°C. O limite superior é fixado pelo lubrificante da bomba de refrigeração e é relativamente flexível. O limite inferior deve-se ao risco do fluido de refrigeração (água) congelar [10].

A temperatura da água de arrefecimento fornecida aos tubos do absorvedor está, normalmente, limitada entre 7,2°C e 43,3°C (alguns sistemas limitam esta temperatura entre 21°C e 35°C). O limite superior existe devido aos valores de pressão e diferença de pressão passíveis de ocorrer entre o gerador-absorvedor, condensador-evaporador, ou ambos, além de reduzir as concentrações da solução absorvente e efeitos corrosivos. O limite inferior de temperatura existe porque, a valores excessivamente baixos de temperatura de água de arrefecimento, a pressão de condensação cai muito e quantidades elevadas do vapor de refrigeração arrastam a solução para o condensador.

Descidas bruscas da temperatura da água de arrefecimento, para altas cargas de refrigeração, também podem ocasionar cristalização da solução.

Assim, alguns fabricantes diluem a solução com uma quantidade limitada de refrigerante líquido, para evitar a ocorrência de cristalização. Esta diluição é feita por etapas.

SISTEMAS QUE UTILIZA O PAR AMONÍACO-ÁGUA

O sistema de absorção que opera com o par $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ é um dos mais antigos sistemas de refrigeração por absorção. Neste par o amoníaco é o fluido de refrigeração e a água o absorvente.

Como a água e o amoníaco são voláteis o gerador de um sistema convencional é substituído pela combinação de um gerador e uma coluna de rectificação. Estes componentes são necessários para separar o vapor de água do vapor de amoníaco. Um esquema de um sistema água-amoníaco é apresentado na fig. 29.

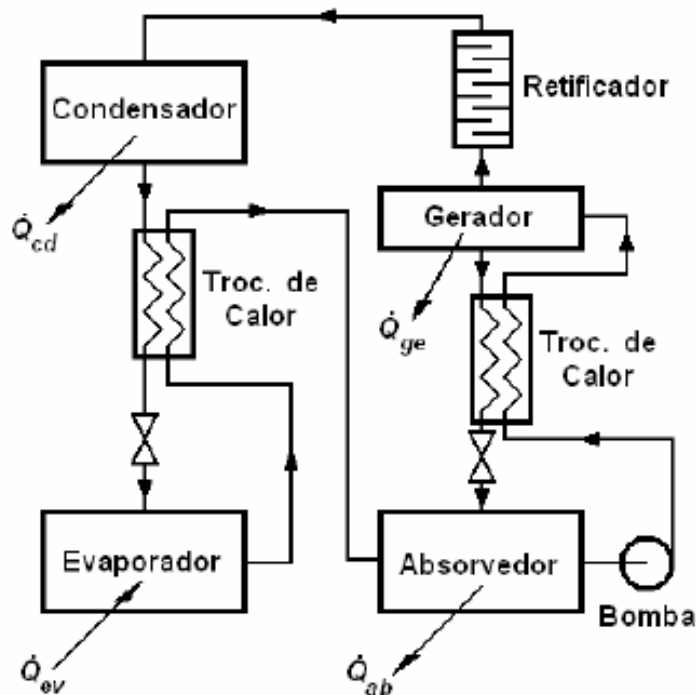


Figura - 29: Sistema de Absorção Água-Amoníaco

Os níveis de pressão existentes no sistema são consideravelmente maiores que aqueles reinantes nos sistemas que operam com o par $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$, devido ao emprego do amoníaco como fluido de refrigeração. As pressões de condensação situam-se em torno de 20 bar e as de evaporação em torno de 5 bar.

Para sistemas arrefecidos a ar, como mostra a fig. 30,[6] os processos de condensação e absorção ocorrem no interior de tubos, para que a parte externa dos tubos possa ser aletados para melhorar a transferência de calor para o ar. Para sistemas deste tipo obtém-se coeficientes de eficácia de cerca de 0,5.



Os Tubos Aletados, podem ser redondos ou elípticos, com vários tipos de aletas (Fitas Laminadas “HELICOIDAIS”, conformadas no próprio tubo “INTEGRAIS” e estampadas “RETANGULARES”).

Os principais componentes do sistema da fig. 16, são:

- **Gerador:** o depósito vertical tem superfície externa aletada para melhorar a transferência de calor dos gases de combustão. Na parte interna há um conjunto de pratos que permitem um contacto íntimo entre o fluxo descendente de vapor e o fluxo ascendente de absorvente. O ar de arrefecimento do absorvedor e condensador é misturado com os gases de combustão efluentes do queimador, que depende do ventilador do condensador para manter o fluxo adequado de ar de combustão.
- **Permutadores de Calor:** a transferência de calor entre as soluções diluída e concentrada ocorre parcialmente no gerador-analisador. A região contendo a solução concentrada escoia por um tubo, em forma de espiral, colocado na região dos pratos do analisador e no intervalo do absorvedor arrefecido pela solução. Nesta região há a entrada da solução concentrada proveniente do gerador que vai absorver parte do vapor proveniente do evaporador. Este processo ocorre na parte externa da serpentina por onde circula a solução diluída. O processo de absorção continua no intervalo do absorvedor arrefecido a ar.

O rectificador é um permutador de calor que consiste numa serpentina em espiral, através da qual escoam a solução diluída proveniente da bomba de solução.

Material do enchimento é incluído no analisador para incrementar o contacto entre o fluxo de condensado da serpentina (que é enviado para o gerador), e o vapor (que se dirige ao condensador arrefecido a ar). A função do rectificador é concentrar a fase vapor (que vem do gerador) em amoníaco através do arrefecimento e separação de parte do vapor de água.

- **Absorvedor e Condensador:** estes permutadores são tubos aletados dispostos de forma que a maior parte do fluxo do ar de entrada passa pelos tubos do condensador e a maior parte do fluxo de ar de saída escoam pelos tubos do absorvedor.
- **Evaporador:** o líquido a ser arrefecido é borrifado sobre uma serpentina por onde escoam amónia. Durante este processo há transferência de calor para a amónia, com o consequente arrefecimento da água. A água gelada é colectada na parte inferior do evaporador e enviada para a bomba de água gelada.
- **Bombas de Solução:** o movimento alternativo de um diafragma flexível movimenta a solução através das secções de sucção e descarga. Este movimento é conseguido através da geração de pulsos hidráulicos por uma bomba de pistão com pressão atmosférica na sucção.
- **Controle de Capacidade:** normalmente é utilizado um termostato para circular a operação do sistema. Um controle de temperatura de água gelada desliga os queimadores se a temperatura atingir valores próximos da condição de congelamento.

CAP. - 5: CHILLERS DE ADSORÇÃO

DESCRIÇÃO

Um chiller de adsorção é uma instalação térmica que converte calor em frio utilizando como fonte calor inutilizado.

A adsorção é um fenómeno de adesão reversível, da qual resulta a acumulação de uma substância gasosa ou dissolvida na superfície de um corpo, tipicamente uma superfície constituída por um material poroso. Quando as moléculas da substância são fixadas, libertam energia: a adsorção é um processo exotérmico.

A diferença entre Adsorção e Absorção reside no facto de que, neste ultimo processo, o fluido mistura-se com o absorvente para formar uma solução.

Os chillers de adsorção utilizam apenas água como refrigerante e um gel de sílica como adsorvente. Também se utiliza carvão activo ou resina sintética como absorvente nos processos industriais, para purificar a água ou para secar (com a adsorção da água).

Os chillers de adsorção com gel de sílica podem funcionar com temperaturas inferiores a 80 °C, o que os torna mais interessante do que os chillers de absorção em aplicações onde a fonte de calor é de baixa temperatura, como por exemplo integrados com sistemas solares térmicos.

Para obter uma grande capacidade de adsorção é necessário ter uma grande superfície de adsorvente disponível. Assim, a dimensão dos micróporos determina a capacidade de adsorção do adsorvente. Os chillers de adsorção utilizam apenas energia térmica.

CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMENTO



Figura - 31: Chiller de Adsorção

Aplicações com água quente como fonte de calor. Geralmente, água quente a uma temperatura de 70 a 90°C é suficiente para permitir a fase de desadsorção, sendo a temperatura máxima adequada é 95°C.

É possível utilizar água quente com temperaturas até cerca de 55 °C, resultando no entanto eficiências bastante reduzidas para o funcionamento do chiller.

Os chillers de adsorção apresentam uma melhor eficiência do que os chillers de absorção para a gama de temperaturas entre 70 e 85° C, mas estes últimos têm uma eficiência melhor para temperaturas mais elevadas (entre 95 e 150° C).

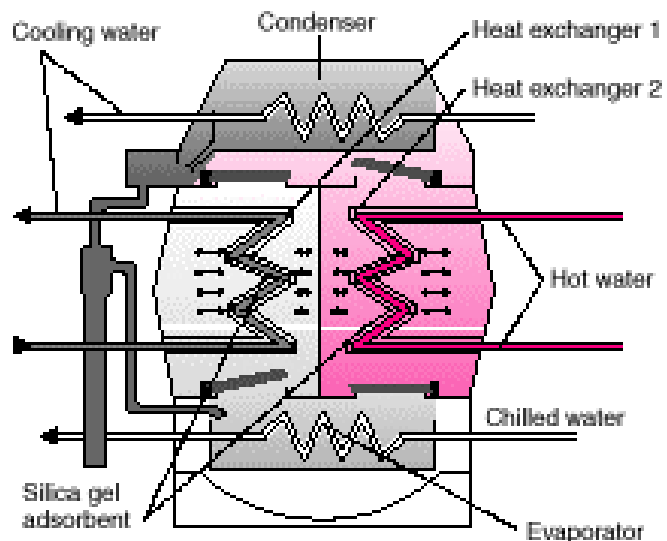


Figura - 32: Princípio de funcionamento do chiller de adsorção Mycom

(Fonte: CADDET Energy Efficiency)

Neste caso, é possível usar um chiller de adsorção em série com um chiller de absorção para utilizar mais calor da água quente. Os chillers de adsorção podem também ser usados com um chiller de compressão convencional, aumentando a capacidade deste chiller sem gastos de energia suplementar significativos.

Analogamente ao caso dos chillers de absorção, quando toda a energia necessária para aquecer o adsorção é fornecida pela fonte de calor, designa-se por “ciclo de efeito simples”. Quando existe mais do que um adsorção no ciclo, pode-se recuperar calor entre os diferentes adsorções, aumentando a eficiência do ciclo. Diz-se então que se trata de um “ciclo de efeito duplo” ou “ciclo com recuperação de calor”.

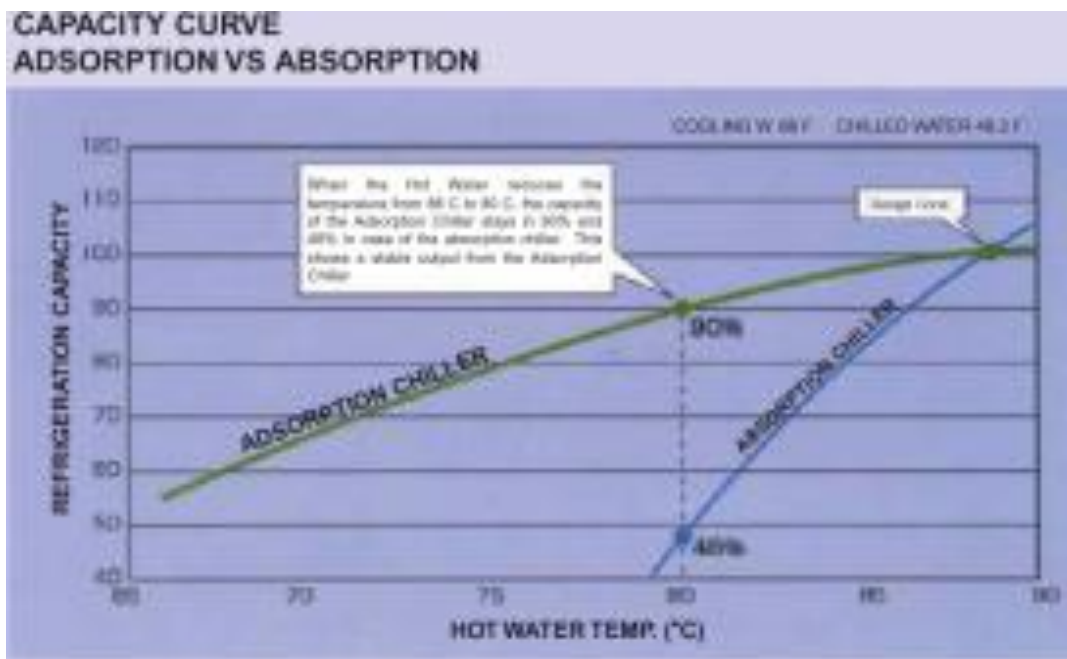


Figura - 33: Rendimento energético: Adsorção - Absorção

(Fonte: KRUM International)

VANTAGENS

Os chillers de adsorção podem utilizar-se mesmo com fontes de calor de baixa temperatura (55° C) com um Coeficiente de Performance (COP) de 0,5 - 0,6. Assim podem ser utilizados em aplicações de sistemas solares térmicos ou de sistemas de cogeração de baixa temperatura. O consumo de electricidade ronda apenas 6% da capacidade do chiller.

A manutenção é muito reduzida pois os chillers de adsorção praticamente não têm peças móveis (apenas as bombas). O custo da manutenção de um chiller de adsorção representa apenas cerca de um décimo do que é necessário para um chiller de compressão convencional. Para além disso, a equipa de manutenção não necessita de preparação especial.

Os chillers de adsorção que usam gel de sílica não apresentam riscos para o ambiente pois este gel é quimicamente neutro (SiO₂).

DESVANTAGENS

Elevado custo. Por exemplo, o preço de um chiller de adsorção com gel de sílica ronda os 500 €/kw.

CAP. - 6: IMPLEMENTAÇÃO PRÁTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

O PROCESSO EXISTENTE É COMPOSTO POR TRÊS CHILLERS DE COMPRESSÃO MECÂNICA MONTADOS EM SERIE PARA ARREFECIMENTO DO GLICOL:

- O fluido de refrigeração é o amoníaco NH_3 ;
- O fluido secundário é uma solução água glicolada numa concentração de 35%.

Na empresa as necessidades de frio a temperaturas positivas são satisfeitas por meio de solução de água glicolada (35% de monopropilenoglicol) que se pretende manter a uma temperatura média de -6°C , isto é, variando entre -8°C a saída dos sistemas de arrefecimento e retornado a estes a cerca de -4°C .

Esta solução glicolada é enviada a evaporadores de ar forçado para o arrefecimento do túnel de arrefecimento de iogurtes e das câmaras de conservação. É ainda utilizada por circulação no interior de serpentinas tubulares para acumulação de gelo, conseguindo-se água gelada e um backup de frio necessário em horas de pico de consumo.

No que a produção de frio concerne, e para efeitos de comparação com outro sistema de arrefecimento (Absorção) da citada solução existem 3 grupos de arrefecimento com os seguintes desempenhos e necessidades de alimentação eléctrica:

CHILLER N.º 1 - GRASSO FX900P		
Compressor N de parafuso de compressão mecânica		NH ₃
Potência frigorífica		488 Kw
Potência eléctrica de accionamento		148,7 Kw
Potência da bomba de óleo		1,5 Kw
Condensador VXC 150	Potência bomba de água	1,5 Kw
	Potência nominal ventilador	7,5 Kw
Circulador GRUNDFOSS CR90		16 Kw

CHILLER N.º 2 - GRASSO FX900P		
Compressor N de parafuso de compressão mecânica		NH ₃
Potência frigorífica		488 Kw
Potência eléctrica de accionamento		148,7 Kw
Potência da bomba de óleo		1,5 Kw
Condensador VXC 221	Potência bomba de água	2,2 Kw
	Potência nominal ventilador	15 Kw
Circulador GRUNDFOSS CR90		16 Kw

CHILLER N.º 3 - GRASSO FX900P		
Compressor N de parafuso de compressão mecânica		NH ₃
Potência frigorífica		488 Kw
Potência eléctrica de accionamento		148,7 Kw
Potência da bomba de óleo		1,5 Kw
Condensador VXC 221	Potência bomba de água	2,2 Kw
	Potência nominal ventilador	15 Kw
Circulador GRUNDFOSS CR90		16 Kw

Com os dados acima poderemos efectuar uma primeira análise de desempenho em condições de ponta.

Produção frigorífica total = $(488 * 3) = 1.464$ Kw

Consumo nominal total = 542 Kw

Isto é um COP global total de = $(1464/542) = 2,7$

E se introduzirmos o custo de energia eléctrica 1KwH = 0,14 EUR

Teremos o custo em ponta de produção de unidade de frio = $0,14 / 2,7$

= 0,0518 EUR / KwH

No entanto a instalação não trabalha sempre em regime nominal nem com o preço de KWH fixo, havendo a considerar:

- Trabalho / custo de energia em horas de ponta, horas de cheio, horas de vazio;
- Trabalho de todos os chillers ou só de uma ou 2 unidades;
- Trabalho a regime parcial (20% a 100%) de cada unidade;
- Temperaturas húmidas exteriores que permitam a paragem (ou funcionamento em variação de velocidade) da ventilação dos condensadores evaporativos.

A potência de accionamento de um compressor de parafuso não é linear com a produção, isto é p.ex a 50% de desempenho teremos um consumo de 63%.

A tabela apresenta (segundo o fabricante GEA Grasso GmbH, www.grasso-global.com) os consumos parciais solicitados ao motor de accionamento e a potência total necessária, correspondendo à de accionamento mais a da bomba de óleo e da bomba de circulação de água glicolada:

Capacidade %	100	90	80	70	60	50	40	30	20
Pot. Frigorifica KW	488.5	439.7	390.8	342.0	293.1	244.3	195.4	146.6	97.7
Pot. Accionamento KW	148.7	136.8	124.9	114.5	104.1	93.7	86.2	77.3	71.4
Pot. Total KW	166.2	154.3	142.4	132.0	121.6	111.2	103.7	94.8	88.9

Resta a potência do condensador cuja bomba de água funciona sempre que a unidade funciona, mas cujo ventilador tem períodos de paragem, tanto maiores quanto mais baixa for a temperatura húmida (e seca) exterior.

Não havendo números reais retirados da instalação propriamente dita, há que extrapolar tomando como reais valores previsíveis que se julgam representativos da realidade.

Assim estabeleceremos como hipóteses: Média de funcionamento ao longo de um ano (regime de verão e regime de inverno)

QUADRO DE NECESSIDADES / CONSUMOS MEDIOS MAXIMOS DE VERÃO

Hora do dia	CHILLER 1			CHILLER 2			CHILLER 3			TOTAIS		
	Capacid	Consumos kWh		Capacid	Consumos kWh		Capacid	Consumos kWh		Produção	Consumo	COP
	%	Unidade	Condens.	%	Unidade	Condens.	%	Unidade	Condens.	kWh	kWh	
1	100	166,2	1,5	0	0,0	0,0	0	0,0	0,0	488,5	167,7	2,91
2	100	166,2	9,0	0	0,0	0,0	0	0,0	0,0	488,5	175,2	2,79
3	100	166,2	1,5	0	0,0	0,0	0	0,0	0,0	488,5	167,7	2,91
4	100	166,2	9,0	0	0,0	0,0	0	0,0	0,0	488,5	175,2	2,79
5	100	166,2	1,5	40	142,4	17,2	0	0,0	0,0	683,9	327,3	2,09
6	100	166,2	9,0	40	166,2	2,2	0	0,0	0,0	683,9	343,6	1,99
7	100	166,2	9,0	50	166,2	17,2	0	0,0	0,0	732,8	358,6	2,04
8	100	166,2	9,0	100	166,2	17,2	80	142,4	2,2	1.367,8	503,2	2,72
9	100	166,2	9,0	100	166,2	17,2	60	121,6	17,2	1.270,1	497,4	2,55
10	100	166,2	9,0	100	166,2	17,2	60	121,6	17,2	1.270,1	497,4	2,55
11	100	166,2	9,0	100	166,2	2,2	40	103,7	2,2	1.172,4	449,5	2,61
12	100	166,2	9,0	50	111,2	17,2	0	0,0	0,0	732,8	303,6	2,41
13	100	166,2	9,0	0	0,0	0,0	0	0,0	0,0	488,5	175,2	2,79
14	100	166,2	9,0	0	0,0	0,0	0	0,0	0,0	488,5	175,2	2,79
15	100	166,2	9,0	100	166,2	17,2	20	88,9	17,2	1.074,7	464,7	2,31
16	100	166,2	9,0	100	166,2	17,2	50	111,2	2,2	1.221,3	472,0	2,59
17	100	166,2	9,0	100	166,2	17,2	40	103,7	17,2	1.172,4	479,5	2,45
18	100	166,2	9,0	80	142,4	2,2	0	0,0	0,0	879,3	319,8	2,75
19	100	166,2	9,0	50	111,2	17,2	0	0,0	0,0	732,8	303,6	2,41
20	100	166,2	9,0	50	111,2	17,2	0	0,0	0,0	732,8	303,6	2,41
21	100	166,2	1,5	0	0,0	0,0	0	0,0	0,0	488,5	167,7	2,91
22	100	166,2	9,0	0	0,0	0,0	0	0,0	0,0	488,5	175,2	2,79
23	100	166,2	1,5	0	0,0	0,0	0	0,0	0,0	488,5	167,7	2,91
24	100	166,2	1,5	0	0,0	0,0	0	0,0	0,0	488,5	167,7	2,91
SOMA da energia média diária										18.611,9	7.338,3	2,54

O quadro acima dá uma primeira ideia das necessidades/desempenho da instalação, necessitando contudo de serem aferidos localmente, isto é, tomou-se como hipótese que durante o verão em média teremos sempre um chiller a 100% (24 horas por dia) e um segundo chiller a tempo parcial somente a noite e no meio do dia, sendo ainda necessário o concurso do terceiro chiller durante 7 horas, o que carece de confirmação.

Tomaremos como média de inverno uma produção / consumo de cerca de 70 % do verão, de onde obteremos:

Energia total anual necessária

Produção frigorífica

Verão 6 meses x 23 dias x 18.611,9 Kwh = 2.568.442 Kwh

Inverno 6 meses x 23 dias x 18.611,9 Kwh x 0,7 = 1.797.909 Kwh

Consumo de Energia

Verão 6 meses x 23 dias x 7.338,3 Kwh = 1.012.685 Kwh

Inverno 6 meses x 23 dias x 7.338,3 Kwh x 0,7 = 708.880 Kwh

- **Nota 1:** Deveria ser construído um quadro de produção versus consumos de Inverno;
- **Nota 2:** Haverá que aferir o consumo eléctrico com a factura de energia da fábrica, eventualmente sectorial para o frio;
- **Nota 3:** Haverá que aferir o valor da unidade de energia (€ / kWh)

Dos valores obtidos poderíamos chegar a um primeiro número de custo de energia com o frio:

$$= (1.012.685 + 708.880) * 0,14 = 241.019 \text{ Euros / ano}$$

Para dimensionarmos uma unidade de absorção equivalente a estudada anteriormente temos que ter em atenção as necessidades de energia térmica para frio. [11]

Produção (necessidade de frio) anual:

Verão	2.568.442 Kwh
Inverno	1.797.909 Kwh
TOTAL	4.366.351 Kwh

Um chiller de absorção nestes níveis de temperatura e considerando a potência eléctrica de bombagem de água, ventilação de torres de arrefecimento etc. devera ter um COP (A CONFIRMAR) da ordem de 0,5, como máximo 0,6, ainda dependendo da temperatura da fonte quente.

Pelo que teríamos:

Energia térmica (anual) necessária = $4.366.351 / 0,5 = 8.732.702$ KwH

A potência térmica instantânea a disponibilizar (caso se pretenda que todo o arrefecimento provenha dos sistemas de absorção) será de 1.367,8 Kw (soma das potencia necessárias no quadro acima às 8h00 de um dia de verão)

DESCRIÇÃO DA FONTE QUENTE

A unidade industrial em questão possui duas Caldeiras para produção de vapor. Este vapor em parte é utilizado diariamente e directamente nos processos produtivos, sendo que outra parte é utilizada para a produção de água quente.

É com o excedente desta água quente do processo produtivo que vamos utilizar no processo de absorção. Estando todo este equipamento já implementada vai fazer baixar os custos do projecto.

Dados para o vapor à entrada no permutador:

Caudal = 500 Kcal/h

Pressão = 3 bar

Capacidade produtiva do permutador = 200 l/h a uma temperatura de 100 °C.

Para calcular a energia libertada por esta fonte quente temos a seguinte equação:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta_t \cdot \eta$$

Q = total calor (Kw)

m = caudal em massa (Kg/s)

c_p = calor específico da água para uma temp. de 100 °C (4,22 Kj/(Kg °C))

η = rendimento da linha : 0,97 (perda de calor através do isolamento da linha e em função da espessura do material utilizado)

$$Q = 3,33 \cdot 4,22 \cdot 100 \cdot 0,97$$

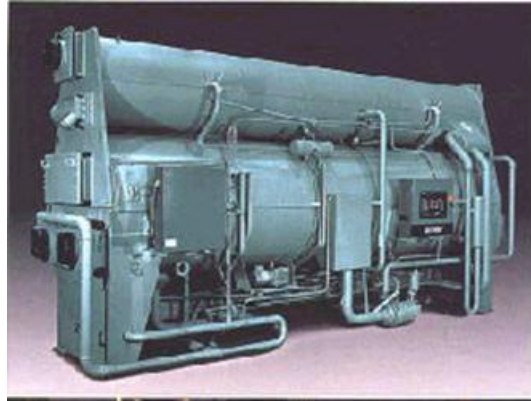
$$Q = 1363 \text{ Kw}$$

$$\underline{Q_{\text{Frio Abs}} = 1363 \cdot 0,68 = 926 \text{ Kw}}$$

Existem muitos fabricantes de equipamentos para absorção no mercado, teremos de definir quais as características de cada equipamento que melhor se adequam as nossas necessidades.

Escolhi um modelo “Chiller YIA Absorção de Simples Estágio” (www.johnsoncontrols.com).

Têm uma gama de capacidade de produção de frio 420 - 4850 Kw e um COP de 0,68.



Para:

Produção frigorífica total = 926 Kw

COP = 0.68

- Se introduzirmos o custo de 1Kwh = 0,014 EUR (10 % inferior ao de um chiller de compressão mecânica).
- Teremos o custo em ponta de produção de unidade de frio = $0,014 / 0,68 = 0,0206$ Eur / Kwh de frio. (obtemos um valor muito inferior ao obtido para um chiller de compressão)

Balço térmico para o chiller de absorção tendo em conta:

- $\Delta t_{\text{dos condensados}} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ (é uma temperatura superior a que normalmente é usada em chillers por compressão, dessa forma baixáramos o caudal dos condensados)
- $1 \text{ Kw} = 859,75 \text{ Kcal/h}$
- $(1363 * 859,75) + (926 * 859,75) = 1967968 \text{ Kcal/h}$
- $(1967968 / 7) = 281138 \text{ l/h}$
- Temos um caudal de condensado = $280 \text{ m}^3/\text{h}$ (torre de arrefecimento)

Estamos a falar de um valor de caudal bastante grande o que vai originar maior rejeição de calor pelo condensador, requerendo, dessa forma, maior dissipação de calor através de uma torre de arrefecimento.

CAP. - 7: ANÁLISE DOS RESULTADOS

Após os cálculos efectuados, onde obtivemos um bom rendimento de frio, rentabilizando uma fonte de água quente, que está disponível de uma forma simples e sem encargos para a aplicação do sistema por absorção, temos de ter em conta, o seguinte:

- O valor total do investimento (aproximadamente = 193.000,00 Eur);
- O do valor do desmantelamento do banco de gelo, uma vez que passámos a utilizar directamente no processo a água gelada por absorção;
- Não sendo desmantelado o banco de gelo, teríamos que duplicar as linhas de alimentação do processo e criar um sistema de gestão, de forma a ser prático, a utilização dos dois sistemas de frio para alimentar o processo;
- Em termos de torres de arrefecimento de condensados, não seria necessário grande investimento, uma vez que existem na empresa várias torres, bastando serem reprogramadas.

Na análise de viabilidade económica entre sistemas de frio, deve-se ter em conta o perfil de carga térmica, número de horas operacionais, o (valore/período) de amortização e os respectivos COPs dos equipamentos.

Após, análises efectuadas a instalações com processos de absorção em funcionamento, vários especialistas têm concluído, que os sistemas por absorção serão viáveis a partir de 530 Kw de frio, pois o custo do chiller por absorção, como dos demais componentes é maior. Para capacidades de frio inferiores, vai aumentar muito o período de retorno do investimento.

SISTEMA DE ABSORÇÃO ANALISADO TEM AS SEGUINTE VANTAGENS

Como o princípio base de um chiller de absorção é um sistema termoquímico, não existem componentes móveis no sistema (para além das bombas hidráulicas necessárias). Como consequência, este tipo de chillers apresenta uma vida útil longa, geralmente superior a vinte anos, e exigindo pouca manutenção.

Nos chillers, onde se usa água como fluido de refrigeração, não é utilizada nenhuma substância nociva para a camada de ozono (como os CFC).

O consumo eléctrico dum chiller de absorção é, normalmente cerca de 10% do consumo dos chillers de compressão eléctricos. Nas regiões onde existe uma forte procura de electricidade e/ou em que o preço é bastante elevado, é possível reduzir a factura energética, investindo num sistema de arrefecimento que praticamente não necessita de electricidade.

Os chillers de absorção de queima indirecta apresentam, também a vantagem de funcionar com uma ampla gama de fontes quentes: vapor de baixa pressão, água quente, energia solar e processo de recuperação de condensados.

SISTEMA DE ABSORÇÃO ANALISADO TEM AS SEGUINTE DESVANTAGENS

A grande desvantagem dos chillers de absorção, em relação aos chillers de compressão reside no seu reduzido rendimento energético - Coeficiente de Performance (COP). Os chillers de absorção apresentam COP's de 0,5 a 1,1, enquanto nos chillers de compressão o valor pode subir até 6,0.

Por outro lado, os chillers de absorção representam um investimento inicial muito superior (entre 1,5 e 2,5 vezes mais caro).

Uma solução alternativa consiste em usar um sistema híbrido integrando os dois tipos de chillers: um chiller eléctrico como base, e um chiller de absorção funcionando durante os períodos de maior necessidade de frio.

CONCLUSÃO

O sector da refrigeração industrial está cada vez mais direccionado, para a importância e necessidade de se executar projectos seguros, com dispositivos de segurança adequados, de acordo com a legislação internacional sobre segurança em sistemas de refrigeração industrial.

A empresa em estudo têm vários sistemas de refrigeração implantados, sendo que cada um deles foi estudado e dimensionado para as necessidades do momento.

Actualmente, sempre que necessário pode-se fazer actualizações, de forma a torna-los mais eficientes e não gastando muito dinheiro para o efeito, mesmo que estejamos a falar de substituição de partes do equipamento ou do redimensionamento das linhas.

Pois, dificilmente se toma a decisão de anular, na totalidade um sistema em funcionamento para ser substituído por outro, mesmo que tenha uma maior rentabilidade, sendo mais vantajoso adaptar/rentabilizar o equipamento existente, evitando investimentos mais avultados.

Neste sentido, sempre que seja necessário ampliar as instalações ou construir novas, devemos aprofundar e ter em conta o estudo efectuado, de forma a torná-lo exequível.

A seguir, apresento uma relação das normas e recomendações internacionais mais utilizadas no mercado para projectos, instalação e operação, requisitos para segurança, aplicáveis aos sistemas de refrigeração. Podemos, observar que a maioria serve para todos os sistemas de refrigeração:

- ANSI/ASHRAE 15-2007 - Safety Code for Mechanical Refrigeration.
- ANSI/IIAR 02-1999 - Equipment, Design and Installation of Ammonia Mechanical Refrigeration Systems.
- EN 378:2007 - Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements:
 - Part 1 - Basic requirements, definitions, classification and selection criteria
 - Part 2 - Design, construction, testing, marking and documentation
 - Part 3 - Installation site and personal protection
 - Part 4 - Operation, maintenance, repair and recovery
- ISO 5149-2007 - Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements:
 - Part 1 - Basic requirements, definitions, classification and selection criteria
 - Part 2 - Design, construction, testing, marking and documentation
 - Part 3 - Installation site and personal protection
 - Part 4 - Operation, maintenance, repair and recovery
- ASME/ANSI B31.5-2006 - Refrigeration Piping and Heat Transfer Components.

Um dos objectivos deste trabalho, foi dar a conhecer o estado actual da tecnologia para sistemas de frio em aplicações do sector de refrigeração industrial.

Os principais avanços centram-se no desenvolvimento de sistemas cada vez mais compactos, eficientes e seguros, de modo a viabilizar a utilização do amoníaco em novas aplicações. A utilização de chillers de alta eficiência energética com permutadores de placas e outros tipos de permutadores, ainda mais compactos e a alteração de alguns conceitos para aplicações existentes no sector do arrefecimento industrial, tem resultado em soluções com reduções de carga de amoníaco superiores a 90% e um aumento de eficiência energética maior que 20%, quando comparado com sistemas convencionais.

Nas unidades industriais, novas tecnologias estão a ser implementadas, entre as quais a introdução de sistemas de arrefecimento indirecto, utilizando chillers, sistemas “cascata” operando com CO₂ e amoníaco, unidades satélites e optimização de componentes auxiliares, com foco específico na segurança operacional e no ganho de eficiência energética.

O amoníaco, pelas suas excelentes características operacionais e termodinâmicas, continua a ser o principal fluido refrigerante utilizado no sector de refrigeração industrial e por isso, torna-se cada vez mais importante o contínuo aperfeiçoamento do conhecimento sobre a utilização segura deste fluido.

BIBLIOGRAFIA

- [1] L. Roriz. Climatização de edifícios (2008 - 2009). IST
- [2] Cleto, L. T. Conceito de Instalação Frigorífica Visando a Racionalização do Consumo de Energia - II Workshop de Refrigeração Industrial, São Paulo, Brasil - 1999
- [3] Nielsen, P.S & Lund, T. Introducing a New Ammonia/CO₂ Cascade Concept for Large Fishing Vessels, IIR Annual Meeting - Albuquerque, USA - 2003.
- [4] Stoecker, W.F.; Jones, J.W. 1985. Refrigeração e Ar Condicionado, McGraw-Hill do Brasil, São Paulo.
- [5] Dorgan, C. B.; Steven, P. L; Dorgan, C. E. 1995. Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration using Recovered Heat, ASHRAE.
- [6] ASHRAE. 1994. Refrigeration Handbook. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers.
- [7] Oliveira Jr., S. et al. 1990. New Structures and New Types of Heat Transformers. Anais do III ENCIT, Florianópolis.
- [8] ASHRAE. 1981. Handbook of Fundamentals. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers.
- [9] ASHRAE. 1996. Absorption/Sorption Heat Pumps and Refrigerating Systems. Technical Data Bulletin, Vol 12. N 1.
- [10] ARI. 2000. Absorption Water Chilling and Water Heating Packages. ARI 560/2000. AirConditioning & Refrigeration Institute.
- [11] Le Nouveau Pohlman. Manuel Technique du Froid. Maake-Ecker, Pyc Edition 1983. Paris