



**Escola Politécnica
Universidade de São Paulo**

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

USO DE BOMBAS DE CALOR EM PROCESSOS INDUSTRIAIS

Rafael Martinez Lima Guilhermetti 4941414

São Paulo

2007



**Escola Politécnica
Universidade de São Paulo**

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

USO DE BOMBAS DE CALOR EM PROCESSOS INDUSTRIAIS

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
Obtenção do título de Graduação em Engenharia.

Rafael Martinez Lima Guilhermetti 4941414

Orientador: Silvio de Oliveira Junior

Engenharia Mecânica

São Paulo

2007

FICHA CATALOGRÁFICA

Guilhermetti, Rafael Martinez Lima

**Utilização de bombas de calor em processos industriais:
bombas de calor / R.M.L. Guilhermetti. -- São Paulo, 2007.
51 p.**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Bombas de calor (Desempenho energético; Análise econô-
mica) 2.Processos industriais I.Universidade de São Paulo.
Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.**

Resumo do projeto

Este trabalho tem como objetivo analisar o desempenho energético de bombas de calor que operam segundo um ciclo de compressão de vapor. Esta análise busca a otimização de alguns processos do setor industrial, os quais apresentam potencial para tal aplicação. Esta avaliação energética permite que sejam determinados os valores do coeficiente de eficácia, a potência consumida no compressor, as taxas de troca de calor no evaporador e condensador, as temperaturas de condensação e evaporação, além do fluido refrigerante mais indicado. A análise econômica é baseada na pesquisa de fabricantes dos componentes da bomba de calor, obtendo o investimento inicial e o seu tempo de retorno. Com isso, identifica-se a possível aplicação da bomba de calor na indústria.

Palavras-chave: Bomba de calor, Coeficiente de eficácia, Fluido refrigerante, Secagem de papel.

Abstract

The present work analyzes the energetic performance of heat pumps that operate according to the vapor compression cycle. This analysis seeks the improvement of some industrial processes that present potential for application. This energetic evaluation permits the determination of the coefficient of performance, the compressor power, the boiler's and condenser's rates of heat exchange, the condensing and evaporating temperatures and the most indicated refrigerants fluids. The economic analysis is based on the research for heat pumps components manufacturers, obtaining the initial investment and the pay-back period. Thus, the possible application for the heat pumps in the industry can be identified.

Key-words: Heat pump, Coefficient of performance, Refrigerant fluid, Drying paper.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 3.1: Esquema de um ciclo de compressão de vapor.....	4
Figura 3.2: Esquema de um ciclo de absorção.....	8
Figura 4.1: Representação do ciclo de refrigeração e do ciclo de aquecimento da bomba de calor.....	14
Figura 7.1: Esquema da bomba de calor.....	20
Figura 8.1: Bombas de Calor para processos industriais com as seguintes condições de operação respectivamente: temperatura=60° C e potencia=1,65 MW. E temperatura=68° C e potencia=11 MW.....	23
Figura 8.2: Bombas de Calor para processos industriais com as seguintes condições de operação respectivamente: temperatura=68° C e potencia=8,8 MW. E temperatura=77° C e potencia=22 MW.....	23
Figura 11.1: Fluxograma do processo de secagem do estudo de caso 1.....	30
Figura 11.2: Fluxograma do processo de secagem por recompressão mecânica de vapor.....	31
Figura 11.3: Fluxograma do processo de secagem do estudo de caso 2.....	33
Figura 11.4: Esquema do Sistema 1.....	34
Figura 11.5: Esquema do Sistema 2.....	34
Figura 11.6: Esquema do Sistema 3.....	35
Figura 11.7: Esquema do Sistema 4.....	36
Figura 11.8: Fluxograma do processo de hidratação de proteínas.....	40
Figura 11.9: Esquema do Sistema 1.....	41
Figura 11.10: Esquema do Sistema 2.....	41
Figura 11.11: Fluxograma do processo de lavagem.....	43
Figura 11.12: Esquema do Sistema 1.....	44
Figura 11.13: Esquema do Sistema 2.....	45

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 3.1: Diagrama P x h de um ciclo ideal de compressão de vapor.....	5
Gráfico 3.2: Diagrama T x s de um ciclo ideal de compressão de vapor.....	5
Gráfico 3.3: Diagrama T x s de um ciclo real de compressão de vapor.....	6
Gráfico 3.4: Diagrama P x h de um ciclo real de compressão de vapor.....	7

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1: Propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes utilizados.	12
Tabela 11.1: cálculo da potência dos compressores.....	32
Tabela 11.2: Desempenho dos Sistemas 1, 2 e 3 propostos.....	37
Tabela 11.3: Desempenho do Sistema 4.....	38
Tabela 11.4: Desempenho dos Sistemas propostos.....	42
Tabela 11.5: Desempenho dos Sistemas propostos.....	46

LISTA DE ABREVIATURAS

- BC = bomba de calor;
COP = coeficiente de performance;
CP = compressor;
EBA = economia bruta anual (US\$);
ELA = economia líquida anual (US\$);
MVR = recompressão mecânica de vapor;
VE = válvula de expansão;

LISTA DE SÍMBOLOS

- E = energia fornecida (kJ);
g = gravidade (m/s^2);
h = entalpia específica (kJ/kg);
I = investimento inicial (US\$);
i = taxa anual de juros (%);
m = vazão mássica (kg/s);
m₁ = vazão mássica do fluido que passa pelo condensador (kg/s);
m₂ = vazão mássica do fluido que passa pelo evaporador (kg/s);
Q = calor transferido para o sistema (kW);
Q_{cd} = taxa de troca de calor no condensador (kW);
Q_{ev} = taxa troca de calor no evaporador (kW);
Q_H = calor útil (kW);
Q_L = calor recuperado (kW);
r = taxa de imposto de renda (%);
s = entropia específica (kJ/kgK);
T_H = temperatura do utilizador de energia (K);
T_L = temperatura da fonte fria (K);
T_F = temperatura da região que fornece energia à bomba de calor tri-térmica (K);
T_{cd} = Temperatura de condensação do fluido refrigerante (°C);
T_{ec} = Temperatura de entrada do condensador (°C);
T_{ee} = Temperatura de entrada do evaporador (°C);

T_{ev} = Temperatura de evaporação do fluido refrigerante ($^{\circ}\text{C}$);

T_{sc} = Temperatura de saída do condensador ($^{\circ}\text{C}$);

T_{se} = Temperatura de saída do evaporador ($^{\circ}\text{C}$);

V = velocidade (m/s);

v = vida útil do equipamento (anos);

LETRAS GREGAS

Δz = variação de altura (m);

ε = coeficiente de eficácia;

ε_{bc} = coeficiente de eficácia do ciclo real de compressão de vapor;

ε_c = coeficiente de eficácia do ciclo de Carnot;

ε_i = coeficiente de eficácia do ciclo de compressão ideal;

ε_r = coeficiente de eficácia real;

η_e = rendimento do motor elétrico;

η_i = rendimento do ciclo de compressão ideal;

η_{ise} = rendimento isentrópico do compressor;

η_m = rendimento mecânico do compressor;

η_t = rendimento da transmissão;

θ_1 = diferença mínima de temperatura no condensador (K);

θ_2 = diferença mínima de temperatura no evaporador (K);

ω = trabalho realizado (kW);

ω_{bc} = potência efetivamente fornecida ao refrigerante (kW);

ω_{cp} = potência consumida pelo compressor (kW);

ω_e = potência consumida pelo motor do compressor (kW);

ω_i = potência fornecida ao refrigerante na compressão isentrópica (kW);

SUMÁRIO

1. Introdução	1
2. Histórico das bombas de calor	2
3. Ciclos Termodinâmicos	4
3.1 Ciclo de absorção.....	8
4. Bombas de calor	9
4.1 Fluido refrigerante.....	9
4.1.1 Fluidos refrigerantes utilizados.....	10
4.2 Compressores.....	12
4.3 Condensadores.....	13
4.4 Evaporadores.....	13
4.5 Dispositivos de expansão.....	14
5. Metodologia	15
6. Análise	16
6.1 Coeficiente de eficácia.....	17
7. Avaliação do desempenho da bomba de calor	20
7.1. Avaliação econômica.....	22
8. Fabricantes	23
9. Aplicações de bomba de calor	24
10. Bombas de calor na indústria	25
10.1 Aplicações.....	26
11. Resultados	29
11.1. Indústria de papel e celulose.....	29
11.1.1. Estudo de Caso 1.....	29
11.1.2. Estudo de Caso 2.....	33
11.2. Indústria de alimentos.....	39
11.3. Indústria têxtil.....	43
11.4. Observações.....	47
12. Conclusão	48
13. Referências bibliográficas	50

1. Introdução

A bomba de calor é um sistema termodinâmico capaz de retirar energia na forma de calor de um meio a temperatura inferior, chamado de fonte fria, e de fornecer energia útil, na forma de calor, a um meio de temperatura superior, chamado de fonte quente, à custa de um consumo de energia.

De acordo com a segunda lei da termodinâmica, o calor não pode espontaneamente fluir de uma posição mais fria para uma posição mais quente, é requerido trabalho para conseguir isto. As bombas de calor podem essencialmente ser pensadas como motores de calor que operam no reverso. Um motor de calor permite que a energia flua de uma fonte quente, como visto anteriormente, para uma fonte fria, “dissipador”, extraindo uma fração dela como trabalho no processo.

Inversamente, uma bomba de calor requer trabalho para mover a energia térmica de uma fonte fria para um dissipador de calor mais quente.

Este trabalho apresenta quatro exemplos de aplicação de bombas de calor em processos industriais. Os setores industriais abordados têm grande potencial para a utilização de bombas de calor e se afigura como uma opção atrativa para a conservação de energia. A escolha tanto dos equipamentos como dos fluidos refrigerante se baseiam na utilização do mercado.

Estas bombas de calor, que operam segundo o ciclo de compressão de vapor, são analisadas com relação ao seu desempenho energético e econômico.

O desempenho energético engloba a determinação dos valores de coeficiente de eficácia, potência consumida do compressor, taxas de troca de calor no condensador e evaporador, temperaturas de condensação e evaporação além do fluido refrigerante escolhido.

O desempenho econômico leva em conta o custo inicial do equipamento e as taxas e o tempo de retorno deste investimento.

2. Histórico das bombas de calor

Desde que ocorreram as crises energéticas mundiais, por volta de 1900, tem-se procurado uma maneira de transferir energia de um ciclo termodinâmico para uma região a um nível de temperatura superior. E sua origem remonta quando Carnot estabeleceu as bases termodinâmicas relativas à conversão de trabalho em calor, 1824.

A primeira informação prática sobre a possibilidade de se usar bombas de calor para aquecimento foi de 1852 por W. Thomson (Lord Kelvin). Ele descreveu um ciclo que empregava ar, com um compressor e dois tanques de água trabalhando, um como fonte de alta temperatura e outro como fonte de baixa temperatura. Esta máquina foi construída, mas não chegou a ser utilizada, pois o seu custo era muito superior do que os métodos tradicionais da época.

Por volta de 1880, teve-se o começo do desenvolvimento da tecnologia de refrigeração utilizando o ciclo de compressão de vapor com o fluido de trabalho sendo amônia.

Em 1928, Haldane construiu uma bomba de calor para aquecimento em sua própria casa, e demonstrou ser possível aquecer edifícios e piscinas com uma máquina de compressão de vapor, mas não conseguiu popularizar sua técnica. A primeira implementação da bomba de calor por ciclo de compressão de vapor foi em 1930 em Los Angeles, no Southern California Edison Co., a bomba de calor tinha 1.050 kW de potência e COP = 2,5.

Town Hall, em Zurich, foi equipado em 1938 com uma bomba de calor de 175 kW de potência e COP = 2. Em 1942, na Technical University ETH, em Zurich, foi instalado uma bomba de 7.000 kW e COP = 3.

Por volta de 1940, com o conhecimento dos fluidos de trabalho orgânicos, desenvolveram-se as bombas de calor com baixa potência para o uso em casas ou supermercados. Sua primeira implementação foi nos Estados Unidos, devido às condições climáticas. No inverno a bomba de calor era utilizada como aquecedor e no verão como ar-condicionado.

Durante a Segunda Guerra Mundial, as bombas de calor foram utilizadas para superar problemas energéticos e como equipamento de guerra. Nos Estados

Unidos cerca de 10.000 pequenas bombas de calor para destilação foram construídas para produzir água potável para cerca de 1.000.000 de pessoas. Nos submarinos alemães foram instaladas pequenas bombas de calor para aquecimento e desumidificação.

Na década de 60 começaram a desenvolver de uma maneira efetiva os equipamentos voltados ao aquecimento, pois já tinham mais de 70.000 no mercado, sendo que estes sistemas apresentavam diversos problemas, pois consistiam em aparelhos de refrigeração modificados para a função de aquecimento.

No final da década de 70, aproximadamente 850.000 bombas de calor estavam instaladas para fins de condicionamento em ambientes. Eram utilizadas em diferentes países, como Noruega, Suécia, Alemanha, França, Itália e Polônia.

O interesse econômico significativo para utilização das bombas de calor por compressão teve-se origem nos Estados Unidos a partir dos anos 80, com a instalação de 40 bombas de calor com potência total de 600.000 kW.

Atualmente, a Europa está utilizando bastante este equipamento, onde está se tornando muito difundido na indústria por razões econômicas e de conservação de energia. Porém, ainda hoje, sua principal utilização é no aquecimento de piscinas.

Vários estudos estão sendo feitos com relação aos equipamentos, para aumentar sua eficiência e com relação ao fluido refrigerante, para não agredir o meio ambiente.

3. Ciclos Termodinâmicos

O ciclo de compressão de vapor é o ciclo mais utilizado pelas bombas de calor existentes devido a sua simplicidade e eficiência, é mostrado a seguir:

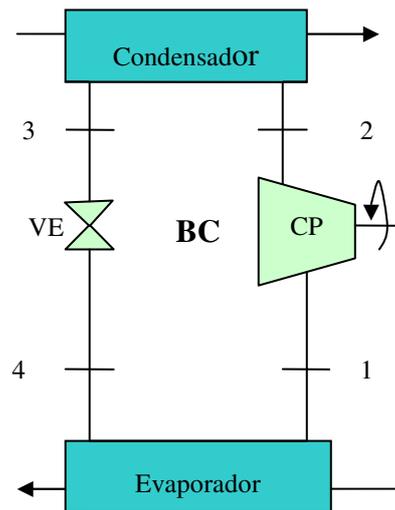


Figura 3.1: Esquema de um ciclo de compressão de vapor.

Os componentes são conectados para dar forma a um circuito fechado.

Os componentes deste ciclo são: evaporador, compressor, condensador, uma válvula de expansão além do fluido refrigerante.

O ciclo consiste em 4 estágios:

- compressão isentrópica de 1 a 2, isto é, o compressor realiza trabalho sobre o vapor, transfere potência a ele;
- troca de calor isobárica de 2 a 3, com condensação do vapor;
- expansão isentálpica de 3 a 4, ocorre numa válvula termostática ou em um tubo capilar;
- troca de calor isobárica e isotérmica de 4 a 1, com evaporação do líquido.

Abaixo são apresentados dois diagramas do ciclo ideal de compressão de vapor:

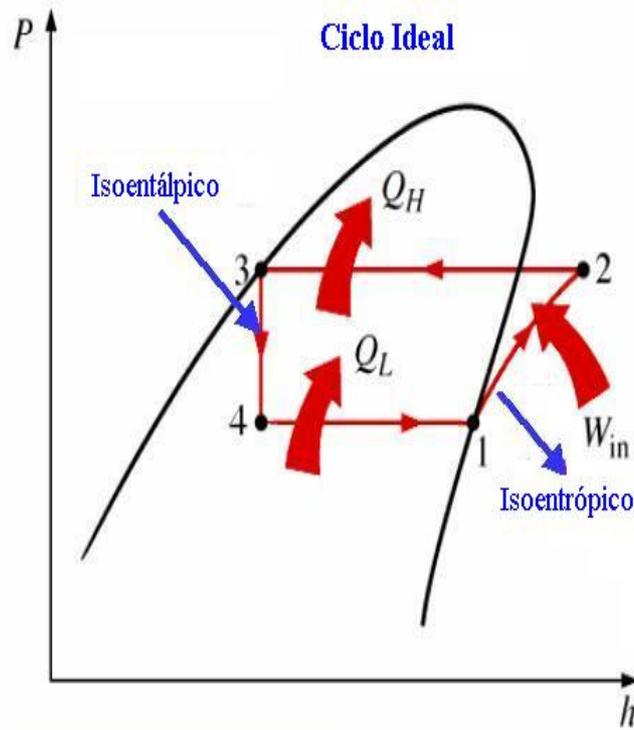


Gráfico 3.1: Diagrama P x h de um ciclo ideal de compressão de vapor.

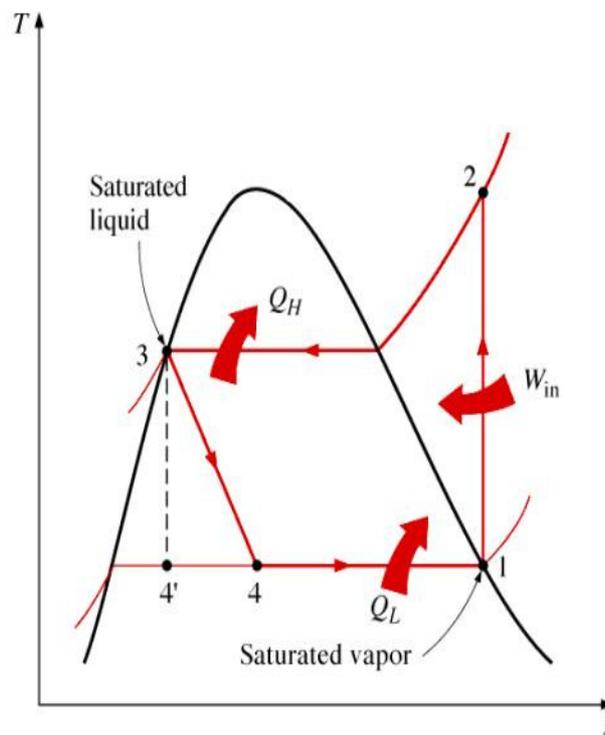


Gráfico 3.2: Diagrama T x s de um ciclo ideal de compressão de vapor.

O refrigerante é mantido a uma pressão no evaporador tal que sua temperatura de saturação é inferior à temperatura do meio que deve ser resfriado, o que

causa um fluxo de calor para mudança de fase do refrigerante. O vapor é enviado ao compressor, comprimido até a temperatura de condensação que é superior a temperatura do meio que deve ser aquecido, com sua pressão correspondente. Há, com isso, energia transferida do condensador para o meio utilizador. A seguir o refrigerante líquido sofre uma redução de pressão até a pressão do evaporador, completando-se o ciclo.

O compressor é dirigido geralmente por um motor elétrico ou por um motor de combustão.

Já em um ciclo real, ocorrem os seguintes desvios:

- compressão com expoente politrópico variável entre os estados 1 e 2;
- troca de calor com condensação e perda de pressão (ΔP_d) entre 2 e 3;
- expansão com aumento de entalpia entre 3 e 4;
- troca de calor com perda de pressão (ΔP_s) e superaquecimento entre 4 e 1;

O afastamento mais importante do ciclo real em relação ao ideal é na compressão, sendo que, na prática a expansão na válvula pode ser considerada efetivamente isoentálpica e as perdas de pressão no evaporador e condensador podem ser desprezadas.

Abaixo são apresentados dois diagramas do ciclo real de compressão de vapor:

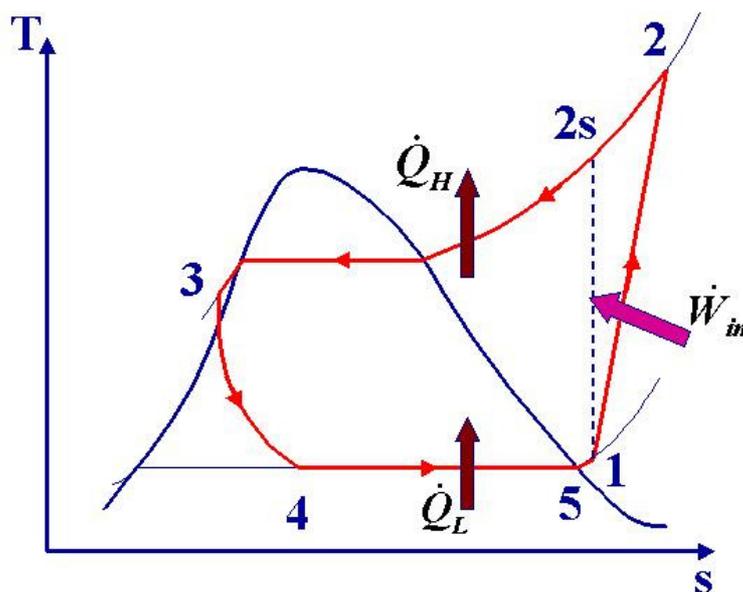


Gráfico 3.3: Diagrama T x s de um ciclo real de compressão de vapor.

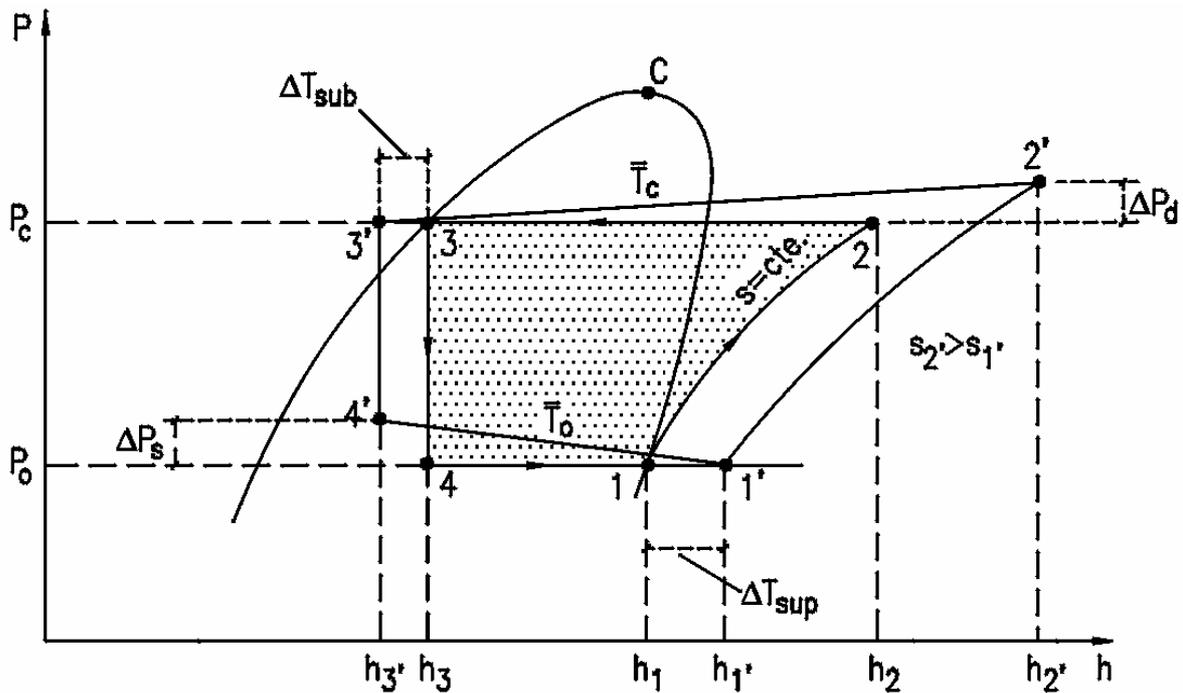


Gráfico 3.4: Diagrama P x h de um ciclo real de compressão de vapor.

Os estados 1', 2', 3', 4' e suas respectivas propriedades referem-se ao ciclo real de compressão de vapor, onde P_0 é a pressão de evaporação e P_c é a pressão de condensação do fluido refrigerante.

A energia para acionar a bomba de calor pode ser trabalho ou simplesmente calor.

A fonte fria pode ser de origem natural ou o próprio rejeito do processo. As fontes de energia geralmente são ar, água e sol.

3.1 Ciclo de Absorção

Outro modo de operação das bombas de calor é com ciclo de absorção.

Os sistemas de absorção utilizam a facilidade dos líquidos ou dos sais de absorver o vapor do líquido de funcionamento. Os conjuntos mais comuns para sistemas de absorção são:

- Água (líquido de funcionamento) e brometo de lítio (absorvedor);
- Amônia (líquido de funcionamento) e água (absorvedor).

Em sistemas de absorção, a compressão do líquido de funcionamento é conseguida em um circuito que consiste em um absorvedor, em uma bomba, em um gerador e em uma válvula da expansão. O vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido no absorvedor. Este processo libera calor (Q_{abs}). A solução é bombeada à alta pressão e entra então no gerador, onde o líquido de funcionamento se transforma em vapor com uma fonte externa do calor (Q_{ger}) em alta temperatura. O líquido de funcionamento (vapor) se condensa no condensador e retorna ao absorvedor através da válvula da expansão.

O calor é extraído da fonte de calor no evaporador. O calor útil é despreendido na temperatura média do condensador e do absorvedor. Um pouco de eletricidade pode ser necessária para operar a bomba de solução.

O ciclo de absorção é mostrado a seguir:

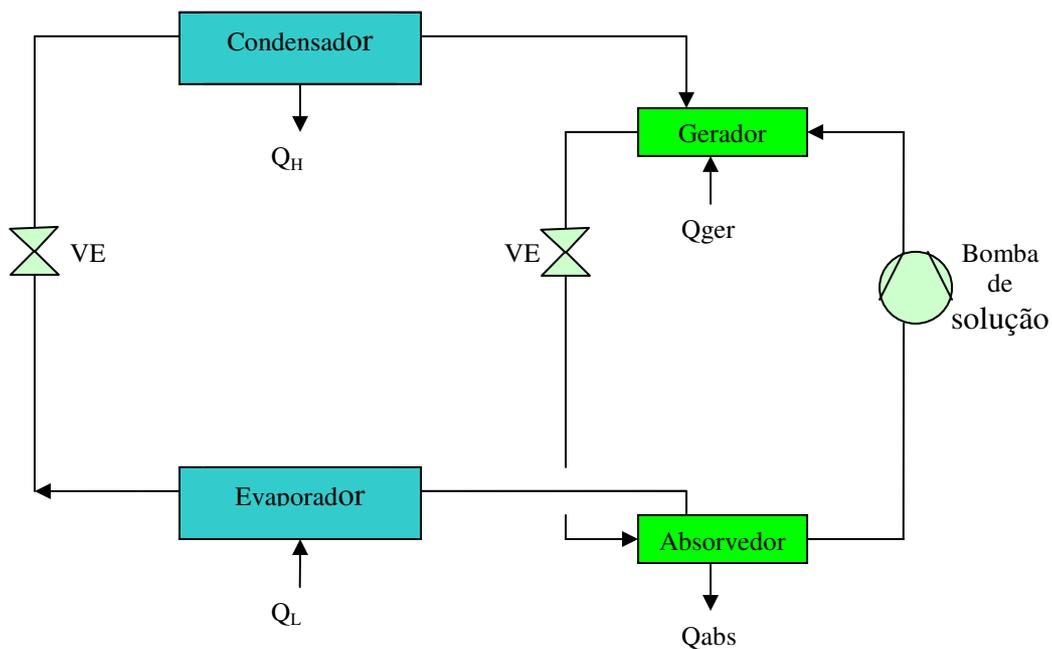


Figura 3.2: Esquema de um ciclo de absorção.

4. Bombas de calor

A bomba de calor convencional, ou seja, com ciclo de compressão de vapor, que foi analisado até este momento, é composta pelos mesmos elementos de uma máquina de refrigeração, ou seja, já existe certa experiência na fabricação destes equipamentos, porém suas condições de operação são significativamente diferentes das condições de operação da máquina de refrigeração, principalmente no que se refere às faixas de temperaturas e pressões.

Os componentes de uma bomba de calor são:

- fluido refrigerante;
- compressor e seu sistema de acionamento;
- condensador;
- evaporador;
- tubulações para o escoamento do refrigerante e seus acessórios;
- sistemas elétricos de controle.

4.1. Fluido refrigerante

O fluido de trabalho de uma bomba de calor é o elemento que transfere a energia removida no evaporador acrescida da energia de compressão para o condensador.

O que se leva em conta nessa escolha são suas propriedades termodinâmicas, como a pressão de saturação nas temperaturas de condensação e evaporação, entalpia específica de vaporização nas temperaturas de condensação e evaporação, temperatura e pressão críticas, temperatura de descarga do compressor, volume específico, toxicidade, inflamabilidade e estabilidade térmica.

As pressões de condensação não devem ser muito grandes, pois se isto ocorrer será necessário paredes com elevada espessura e tratamentos térmicos que ocasionará um aumento de custo. A pressão de evaporação do

fluido não deve ser muito baixa, tendo por sua vez um volume específico elevado na sucção do compressor, o que ocasionará aumento de tamanho do mesmo. A relação entre as pressões de condensação e evaporação determina a escolha do compressor.

A entalpia sendo a maior possível minimiza a vazão mássica do refrigerante, que por sua vez, minimiza o tamanho do compressor.

A temperatura crítica deve ser muito maior que a temperatura de condensação, pois se não diminui o coeficiente de eficácia, visto que diminui a troca de calor no condensador.

Para muitos refrigerantes, a temperatura de descarga numa compressão isentrópica, a partir de um estado de vapor saturado, resulta em uma temperatura maior que a temperatura de saturação correspondente à pressão de descarga, se esta temperatura for muito elevada pode ocasionar degradação do fluido.

Toxicidade e inflamabilidade são questões de segurança comuns em qualquer projeto de engenharia.

Estabilidade térmica é a resistência a decomposição pelo aumento de temperatura das moléculas do refrigerante, cada qual com uma faixa de utilização determinada.

Até o século passado era comum o uso de R-12, Freon, uma marca registrada da DuPont. Sua fabricação foi interrompida em 1995 por causa dos danos que causa à camada de ozônio se liberado na atmosfera. Um refrigerante usado é o R-134a. É interessante, pois não é tão eficiente como o R-12 que substituiu e conseqüentemente, mais energia é requerida para operar os sistemas que o utiliza. Outras substâncias tais como a amônia líquida, ou ocasionalmente, o propano ou o butano, podem também serem usados. Desde 2001, o dióxido de carbono, R-744, tem sido usado cada vez mais.

4.1.1. Fluidos refrigerantes utilizados

Os fluidos refrigerantes utilizados antigamente em bombas de calor eram R-12 e R-114, para baixa e alta temperatura respectivamente.

Porém com a assinatura do protocolo de Montreal, 1987, e algumas emendas posteriormente, observou-se uma mobilização da comunidade científica mundial na busca de alternativas viáveis para a substituição das substâncias causadoras da depleção da camada de ozônio. Mais recentemente outro fator ambiental, não menos importante não menos importante que a destruição da camada de ozônio tem sido considerada, o potencial de aquecimento global: mais conhecido como efeito estufa.

HCFC (hidroclorofluorcarbono) causa menos impacto na camada de ozônio, contudo este ainda contém cloro em sua molécula que ao ser liberada na estratosfera interfere nas ligações químicas do ozônio.

HFC's (hidrofluorcarbonos) possuem potencial de degradação do ozônio praticamente nulos (mas potencial de aquecimento global elevado), pois não contém átomos de cloro em sua estrutura, como é o caso do R-134a.

Diferentes linhas de pesquisa foram seguidas desde então, destacando-se entre estas a redescoberta dos fluidos refrigerantes naturais como candidatos à substituição dos CFC's (clorofluorcarbonos).

Vários estudos tem sido feitos para a comparação destes refrigerantes atuais com os naturais, não só em relação as suas propriedades termodinâmicas, como também suas propriedades físicas.

A escolha dos fluidos refrigerantes neste trabalho foi determinada pela sua utilização em equipamentos nos dias atuais.

Para baixas temperaturas tem sido utilizado R-134a (1,1,1,2-tetrafluoretano) e para altas temperaturas tem sido utilizado R-236fa (1,1,1,3,3,3-hexafluorpropano).

Dentre os refrigerantes que atendem ambas características ambientais estão os hidrocarbonetos. Estes refrigerantes ainda não tinham sido considerados uma alternativa de substituição, pois são inflamáveis.

Em algumas partes do mundo, principalmente na Europa, existem sistemas operando com hidrocarbonetos como fluido refrigerante.

Para baixas temperaturas as pesquisas indicam R-600a (isobutano) e para altas temperaturas R-600 (butano).

Tendo estas alternativas, compararam-se os desempenhos dos fluidos utilizados na atualidade com os hidrocarbonetos que indicam ser o futuro próximo dos refrigerantes.

Na tabela abaixo se encontra uma comparação entre as propriedades termodinâmicas de temperatura crítica e pressão crítica dos fluidos utilizados.

	R-12	R-114	R-600a	R-600	R-134a	R-236fa	
T crítica	112,0	145,7	134,7	152,0	101,1	124,9	°C
P crítica	41,4	32,6	36,3	38,0	40,6	32,0	bar

Tabela 4.1. Propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes utilizados.

Com relação ao fluido refrigerante para baixas temperaturas, a substituição do R-12 e R-134a pelo R-600a tem sido amplamente estudada e as conclusões, segundo EMBRACO, com relação ao equipamento (compressor), é de que não precisará sofrer grandes transformações. Entre as propriedades físicas estão toxidez e flamabilidade, a primeira é similar aos três, a segunda, para o R-12 e R-134a é inflamável, já o R-600a é flamável.

A diferença de entalpia dos refrigerantes hidrocarbonos é significativamente maior que a do R-12 e R-134a, assim um menor fluxo de massa é necessário para se obter uma determinada taxa de aquecimento.

O óleo lubrificante e os materiais utilizados nos sistemas de aquecimento atuais são compatíveis com os refrigerantes de hidrocarbonos.

Apesar da necessidade de um maior deslocamento volumétrico do compressor e do alto ponto de ebulição, o refrigerante isobutano (R-600a) está sendo considerado como uma alternativa para o R-12. Isto se deve ao fato de o sistema não necessitar de grandes alterações (EMBRACO).

Já para o fluido refrigerante para altas temperaturas, o R-114 e o R-236fa podem ser substituídos, pelo butano, similarmente aos refrigerantes de baixa temperatura, pois suas propriedades termodinâmicas e físicas são semelhantes e por isto permitem tal troca.

4.2. Compressores

O compressor é o principal equipamento da bomba de calor, sendo responsável pelo coeficiente de eficácia e está diretamente ligado à

movimentação do refrigerante no sistema e pelo aumento da pressão do refrigerante.

Os compressores podem ser classificados em alternativo, rotativo e turbocompressor.

Os compressores alternativos são empregados em pequenas potências, até 1.000 kW.

Os compressores rotativos são geralmente utilizados para uma faixa de potência de 1.000 kW até 5.000 kW. Sua regulagem de potência é de fácil execução e permite resfriamento intermediário durante a compressão aumentando o coeficiente de eficácia do ciclo. A vazão de óleo é superior a aquela necessária para compressores alternativos.

Os turbocompressores são utilizados quando há alta vazão, baixas relações de pressão e altas cargas térmicas. Sua faixa de utilização é superior a aquela dos compressores rotativos. Permite a elevação do coeficiente de eficácia.

4.3. Condensadores

Para trocas de calor ar-refrigerante os trocadores de calor com tubos aletados são os mais utilizados, já para troca de calor líquido-refrigerante, o tipo casco e tubo é o mais utilizado.

O condensador permite a transferência de calor do refrigerante para o fluido que deve ser aquecido, opera normalmente com pressões do refrigerante de 10 a 20 bar.

4.4. Evaporadores

O evaporador é responsável pela transferência de calor para o refrigerante. Para evaporadores que operam com ar têm-se os evaporadores com tubos aletados externamente e para evaporadores que operam com água, têm-se os evaporadores casco e tubo. Estes últimos podem ser classificados em expansão direta e inundados.

Evaporador de expansão direta é aquele que o refrigerante escoar no interior dos tubos, e evaporador inundado é aquele que o refrigerante escoar externamente aos tubos. A principal vantagem do evaporador de expansão direta é que necessita de uma menor carga de refrigerante.

4.5. Dispositivos de expansão

Para aplicações industriais o dispositivo mais utilizado é a válvula de expansão termostática. Esta válvula reduz a pressão do refrigerante de condensação para a de evaporação e controla sua vazão de forma que o evaporador receba a quantidade necessária que pode ser evaporada. O refrigerante sai levemente superaquecido do evaporador, sendo que esta válvula aperfeiçoa a utilização do evaporador.

A figura abaixo mostra as utilidades deste equipamento, tanto a função de aquecimento quanto a função de refrigeração:

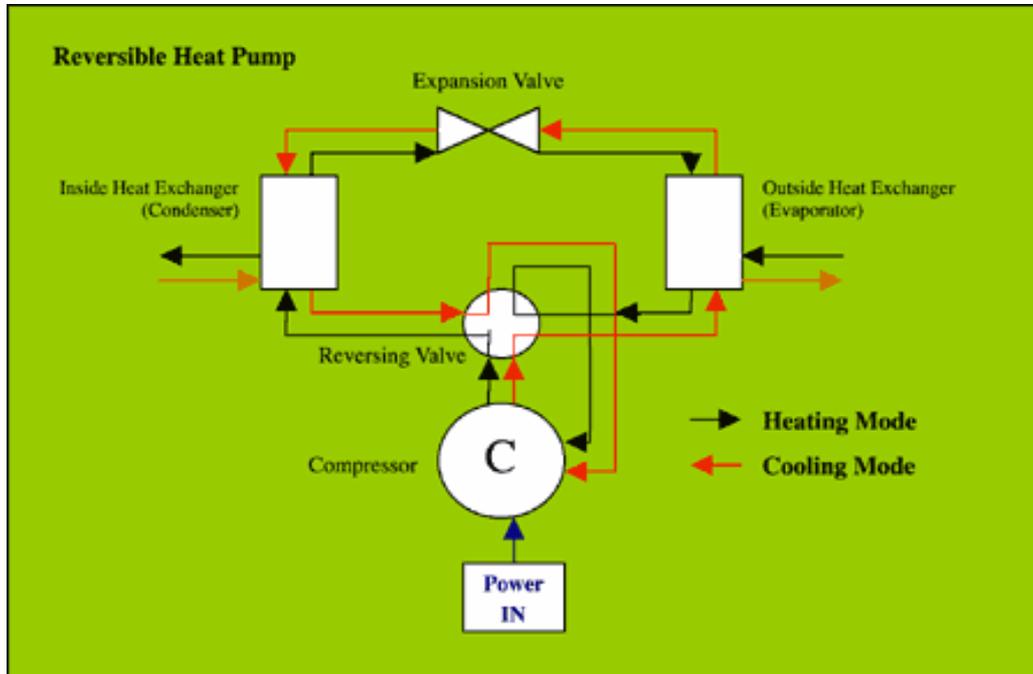


Figura 4.1: Representação do ciclo de refrigeração e do ciclo de aquecimento da bomba de calor. [4]

5. Metodologia

Primeiramente, tem-se a pesquisa bibliográfica, a qual é utilizada como referência para todo o trabalho, sendo composta por livros, teses, dissertações e sites.

Após a análise dessas referências, tem-se o estudo do ciclo de bomba de calor, com base no seu desempenho energético. Incluindo-se o coeficiente de eficácia e o rendimento do ciclo de compressão de vapor.

Junto a isso, é feita a análise dos equipamentos do ciclo e de fluidos refrigerantes.

Pesquisa dos principais fornecedores de equipamentos para a bomba de calor e de seus fabricantes.

Posterior análise dos tipos de bombas de calor e suas principais utilizações.

Determinação dos processos industriais que irão ser utilizados como estudo de caso.

Determinação e escolha da bomba de calor, tendo em vista o processo industrial ao qual esta se destina.

Por fim, análise desta bomba em relação ao seu desempenho nesta indústria, tendo em vista caráter energético e econômico.

6. Análise

Para um ciclo de compressão de vapor ideal, tem-se que fazer a seguinte análise:

Equação da energia:

$$Q - \omega = (h + V^2/2 + g\Delta z)_s m_s - (h + V^2/2 + g\Delta z)_e m_e \quad (1)$$

Para um escoamento unidimensional em regime permanente, tem-se $m_s = m_e = m$. Desprezando a energia cinética e potencial e analisando cada um dos processos do ciclo separadamente:

No compressor, sendo o processo adiabático e reversível, obtêm-se:

$$\omega = (h_2 - h_1)m \quad (2)$$

Onde ω é o trabalho realizado sobre o VC, que está representado por 1 e 2 no diagrama.

No condensador, representado pelos pontos 2 e 3 no diagrama, onde só existe trabalho de escoamento (incluído na entalpia) e a pressão é constante, obtêm-se:

$$Q = (h_3 - h_2)m \quad (3)$$

Analogamente no evaporador, representado pelos pontos 4 e 1:

$$Q = (h_1 - h_4)m \quad (4)$$

Na válvula de expansão, representado pelos pontos 3 e 4, ocorrendo um processo isentálpico:

$$h_4 = h_3 \quad (5)$$

Sendo que para ciclos de refrigeração, como o objetivo é a remoção de calor, a característica essencial neste caso é o Coeficiente de Performance, COP, definido como sendo a razão entre o calor recuperado e o trabalho realizado:

$$\text{COP} = Q_L / \omega \quad (6)$$

$$Q = (h_1 - h_4)m \quad (7)$$

Idealmente,

$$\text{COP} = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) \quad (8)$$

O COP depende da temperatura de evaporação, da temperatura de condensação, das propriedades do refrigerante na sucção do compressor e de todos os componentes do sistema.

Para a avaliação dos ciclos termodinâmicos, levando-se em conta energia, para bombas de calor é definido o coeficiente de eficácia (ϵ).

Sendo ϵ definido como a relação entre a energia útil transferida ao utilizador e energia consumida.

6.1. Coeficiente de eficácia

Sendo Q_H energia útil (calor) fornecida a fonte quente, Q_L a calor recuperada (calor) da fonte fria e E a energia fornecida (trabalho ou calor). Tem-se:

$$\epsilon = Q_u / E = Q_u / (Q_u - Q_o) \quad (9)$$

O máximo valor de ϵ é obtido quando as temperaturas da fonte quente (utilizador) e da fonte fria são constantes e todos os processos são reversíveis, ou seja, segundo o ciclo de Carnot (dois processos isotérmicos e dois processos isentrópicos).

Sendo T_H a temperatura do utilizador de energia (fonte quente), T_L a temperatura da fonte fria e T_F temperatura responsável pelo fornecimento de energia que é consumida pela bomba de calor, podem-se ter bombas que consomem trabalho e operam basicamente em dois níveis de temperatura: T_H e T_L ditas di-térmicas e bombas de calor que consomem calor são chamadas de tri-térmicas, pois utilizam três níveis de temperatura: T_H , T_F e T_L .

Para um ciclo di-térmico, o coeficiente de eficácia ideal pode-se ficar em termos das temperaturas absolutas:

$$\epsilon_c = T_H / (T_H - T_L) \quad (10)$$

Observa-se que quanto mais próximas estiverem as temperaturas, T_H e T_L , maior será ϵ_c .

Analogamente, para um ciclo tri-térmico, composto por um motor térmico e uma bomba de calor ideais:

$$\epsilon_c = T_H(T_F - T_L) / T_F (T_H - T_L) \quad (11)$$

Por estas expressões fica evidenciada que o coeficiente de eficácia de uma bomba de calor di-térmica é maior que o de uma bomba tri-térmica.

Nas bombas de calor reais, a relação entre o coeficiente de eficácia real e o de Carnot é, de aproximadamente 0,5, devido ao afastamento do ciclo de Carnot das condições reais.

O afastamento da compressão isentrópica pode ser avaliado através do rendimento isentrópico do compressor que é dado por:

$$\eta_{ise} = (h_{2s} - h_1) / (h_{2r} - h_1) \quad (12)$$

Onde h_{2s} é entalpia do ponto 2 no ciclo de compressão isentrópico e h_{2r} é entalpia do ponto 2 no ciclo de compressão real.

Ou seja, a relação entre trabalho de compressão isentrópico e trabalho de compressão real.

O coeficiente de eficácia do ciclo de compressão ideal é dado por:

$$\varepsilon_i = (h_{2s} - h_4) / (h_{2s} - h_1) \quad (13)$$

O trabalho que é utilizado para o acionamento de bomba de calor é dado por:

$$\omega = (h_{2s} - h_1) / (\eta_{ise} \eta_m \eta_t \eta_e) \quad (14)$$

O coeficiente de eficácia do ciclo de compressão real pode ser relacionado com o coeficiente de eficácia do ciclo ideal pela expressão:

$$\varepsilon_{bc} = 1 + \eta_{ise}(\varepsilon_i - 1) \quad (15)$$

O coeficiente de eficácia da bomba de calor real pode ser definido como:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{bc} \eta_m \eta_t \eta_e \quad (16)$$

7. Avaliação do desempenho da bomba de calor

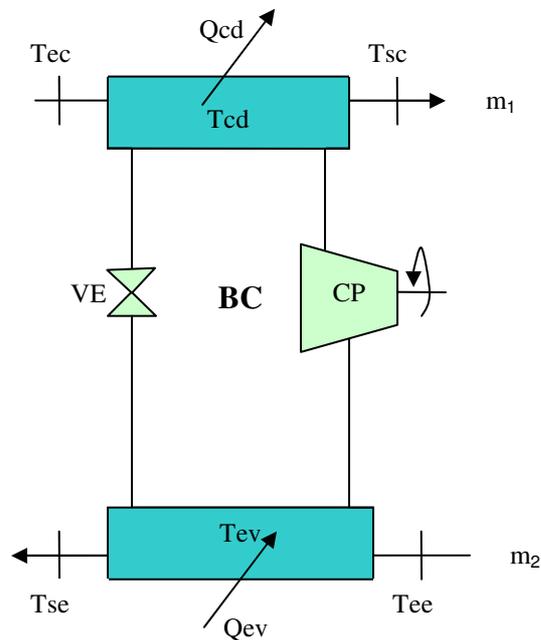


Figura 7.1: Esquema da bomba de calor.

Sendo;

$$Q_{cd} = m_1(h_{sc} - h_{ec}) \quad (17)$$

$$Q_{ev} = m_2(h_{se} - h_{ee}) \quad (18)$$

Da primeira lei da termodinâmica tem-se que:

$$\omega_{bc} = Q_{cd} - Q_{ev} \quad (19)$$

Onde ω_{bc} é a potência efetivamente fornecida ao refrigerante.

Relacionando ω_{bc} e ω_{cp} , que é a potência do compressor:

$$\omega_{bc} = \eta_m \omega_{cp} \quad (20)$$

Sendo o coeficiente de eficácia (ϵ_{bc}) do ciclo real de compressão dado por:

$$\varepsilon_{bc} = Q_{cd} / \omega_{bc} \quad (21)$$

E o coeficiente de eficácia (ε_i) do ciclo ideal:

$$\varepsilon_i = Q_{cd} / \omega_i \quad (22)$$

Onde ω_i é a potência fornecida ao refrigerante na compressão isentrópica.

$$\omega_i = \eta_{ise} \omega_{bc} \quad (23)$$

O coeficiente de eficácia do ciclo de Carnot operando entre T_{cd} e T_{ev} é dado por:

$$\varepsilon_c = T_{cd} / (T_{cd} - T_{ev}) \quad (24)$$

E o rendimento do ciclo de compressão ideal:

$$\eta_i = \varepsilon_i / \varepsilon_c \quad (25)$$

O coeficiente de eficácia real (ε_r) é dado por:

$$\varepsilon_r = Q_{cd} / \omega_e \quad (26)$$

Considerando o acionamento por um motor elétrico, o coeficiente de eficácia real pode ser escrito como função dos rendimentos:

$$\varepsilon_r = [1 + \eta_{ise} (\varepsilon_c - 1)] \eta_m \eta_e \quad (27)$$

Sendo $T_{cd} - T_{sc} = \theta_1$ e $T_{se} - T_{ev} = \theta_2$ são recomendados (OLIVEIRA Jr., 1985) os seguintes valores de acordo com o fluido da fonte fria e do utilizador de energia:

- condensador: $\theta_1 = 5$ K para água e 10 K para ar.

- evaporador: $\theta_2 = 5$ K para água e 10 K para ar.

7.1. Avaliação econômica

Para o cálculo do investimento inicial, tem-se a cotação pela SULZER, de compressores alternativos com as respectivas potências exigidas.

Sendo que para esses compressores pode-se utilizar a relação entre o custo total dos compressores / custo da bomba de calor = 0,30. Obtém-se o investimento (I).

Para o cálculo das economias obtidas e o tempo de retorno do investimento, utilizou-se a economia bruta anual EBA, que é simplesmente a diferença de energia gasta antes e depois da implantação da bomba de calor.

Tendo-se a potência elétrica consumida, o número de horas trabalhadas, a diferença do gasto de energético substituído, obtém-se o valor de EBA.

Tem-se a economia líquida anual ELA, que pode ser obtida através da economia bruta anual (OLIVEIRA Jr., 1985) e o tempo de retorno de investimento n.

$$ELA = EBA - r (EBA - I/v) \quad (28)$$

$$n = \ln(ELA / (ELA - ir)) / (\ln(1 + i)) \quad (29)$$

Onde,

r = taxa de imposto de renda (%).

v = vida útil do equipamento (anos).

i = taxa anual de juros (%).

8. Fabricantes

Os fabricantes de compressores, equipamento mais complexo deste sistema, no Brasil, são Mycom – Mayekawa, Atlas Copco, Omel e Sulzer.

Com relação à bomba de calor, os fabricantes são Alpha-Innotec sediada na Alemanha tendo uma representante no Brasil que é a Themacqua.

Outros fabricantes são Euroklimat, Axima e York.

Exemplos de Bombas de Calor para o setor industrial do fabricante York são:

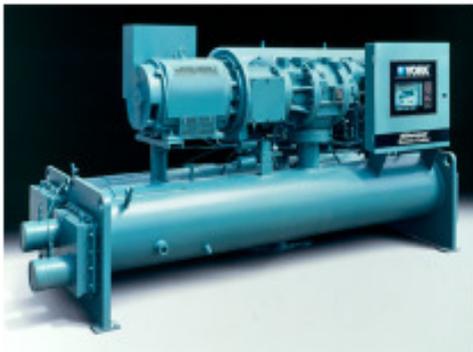


Figura 8.1: Bombas de Calor para processos industriais (refrigerante amônia) com as seguintes condições de operação respectivamente: temperatura de condensação de 60° C e potencia de 1,65 MW. E temperatura de condensação 68° C e potencia de 11 MW. [5]



Figura 8.2: Bombas de Calor para processos industriais (refrigerante amônia) com as seguintes condições de operação respectivamente: temperatura de condensação de 68° C e potencia de 8,8 MW. E temperatura de condensação de 77° C e potencia de 22 MW. [5]

9. Aplicações de bombas de calor

A maioria das bombas de calor utilizada atualmente está em residências. Onde a potência é raramente superior a 50 kW no nível de fonte de calor de alta temperatura. A máquina é composta por um cilindro para expansão-compressão dirigido por um motor elétrico, onde o calor é retirado do ar atmosférico.

Bombas de calor de baixa potência, não ultrapassando alguns kilowatts são empregadas em residência para prover água quente, com uma alta eficiência.

Bombas de calor de 12 ou mais kilowatts são utilizadas em depósitos, piscinas ou em outros grandes locais. Sendo o ciclo usualmente de compressão de vapor, e como anteriormente, com a fonte de calor de baixa temperatura sendo o ar atmosférico.

E tem, por último, as bombas de calor de uso industrial, na ordem de alguns megawatts, que usualmente são também de ciclo de compressão de vapor.

Particularmente, as condições para se ter vantagem utilizando bombas de calor são:

Onde já existe uma fonte de calor com temperatura baixa, acima da temperatura ambiente, e onde é, ao mesmo tempo, necessária mais energia.

Onde há necessidade de ambos, aquecimento e resfriamento, para isso é utilizada energia liberada pela bomba de calor na fonte de alta temperatura, para aquecer, e energia absorvida na fonte de baixa temperatura com a finalidade de resfriar. Estas necessidades podem ser simultâneas ou não.

10. Bombas de calor na indústria

Em indústrias, que tem grande dispêndio energético, o rejeito pode ser revertido como insumo energético para bombas de calor, a energia é armazenada na entrada e descarregada na saída, como é o caso de ar-condicionado, evaporador, secador e diversos processos nas indústrias.

Em algumas indústrias já existem sistemas de regeneração de calor, sendo que a bomba de calor seria utilizada para esse mesmo fim.

Onde a energia é transmitida a distancias significativas, as bombas de calor podem ser uma boa alternativa para a redução de custos.

Poucas bombas de calor são instaladas atualmente na indústria, em comparação com as residenciais. Entretanto, à medida que as regulamentações ambientais se tornam mais restritas, as bombas de calor industriais estão se transformando em uma tecnologia importante para reduzir emissões de fluidos que degradem a camada de ozônio e provoquem o efeito estufa, além disso, melhora a eficiência do sistema.

Um instrumento importante para a otimização dos processos é a análise do “pinch”, uma tecnologia que caracteriza os processos de transferência de calor e identifica possibilidades para a recuperação de calor. Tais possibilidades podem incluir trocadores de calor, cogeração e bombas de calor. A análise do “pinch” é especialmente poderosa para processos grandes, complexos com operações múltiplas, e é um instrumento excelente para identificar oportunidades de utilização da bomba de calor.

As aplicações industriais mostram uma variação grande no tipo de energia, de tamanho, de condições de operação, de fontes de calor e do tipo de aplicação de uma bomba de calor. Suas unidades são projetadas geralmente para uma aplicação específica, e são conseqüentemente originais.

Os tipos principais de bombas de calor industriais são:

Sistemas mecânicos de recompressão de vapor (MVRs), são classificados com bombas de calor abertas ou semi-abertas. Em sistemas abertos, o vapor do processo industrial é comprimido a uma pressão elevada e conseqüentemente uma temperatura alta, é condensado, e libera calor. Em sistemas semi-abertos,

o calor de recompressão de vapor é transferido ao processo através de um trocador de calor. Pois um ou dois trocadores de calor são (evaporador e/ou condensador) eliminados e o aumento da temperatura é geralmente pequeno, O desempenho do sistema MVR é elevado, com alta eficiência. A água é o líquido de funcionamento mais comum, embora outros vapores de processo sejam usados também, principalmente na indústria química.

As bombas de calor de absorção não são usadas extensamente em aplicações industriais. Algumas são utilizadas, por exemplo, para recuperar o calor das plantas industriais de incineração, na Suécia e na Dinamarca.

As bombas de calor reversas do ciclo Brayton recuperam solventes dos gases em muitos processos. Os solventes carregam o ar, que é comprimido, e, após, é expandido. O ar esfria com a expansão, e os solventes condensam-se e são recuperados. Uma expansão adicional (com refrigeração, condensação e a recuperação associadas aos solventes) ocorre na turbina, que então dirige-se ao compressor.

10.1 Aplicações:

As bombas de calor industriais são usadas principalmente para:

- Aquecimento e refrigeração de espaços;
- Aquecimento e refrigeração de processos industriais;
- Aquecimento de água para lavagem e limpeza;
- Produção do vapor;
- Secagem e desumidificação;
- Evaporação;
- Destilação;
- Concentração.

Para o aquecimento de espaços, as bombas de calor podem utilizar fontes de calor convencionais, ou podem recuperar o calor industrial perdido que não poderia ser usado diretamente, fornecendo ao espaço de baixa e média

temperatura aquecimento. São utilizadas principalmente as bombas de calor elétricas de compressão de vapor com ciclo-fechado.

No aquecimento e refrigeração de processos com água, muitas indústrias necessitam de água morna para processos na escala de temperatura de 40-90°C, e tem frequentemente uma demanda significativa de água quente na mesma escala de temperatura para finalidades de lavagem e de limpeza. Isto pode ser resolvido com as bombas de calor. As bombas de calor podem também ser uma parte de um sistema integrado de refrigeração e aquecimento, como dito anteriormente. São utilizadas principalmente as bombas de calor elétricas de compressão de vapor com ciclo fechado.

Para a produção do vapor, a indústria consome quantidades vastas de vapor de baixa, média e de alta pressão na escala de temperatura de 100-200°C. O vapor é usado diretamente em processos industriais. Neste caso, a uma oferta de água morna e uma demanda de água quente. Ambos os sistemas abertos e semi-abertos de MVR, as bombas de calor de compressão de vapor com ciclo fechado e os sistemas da cascata (combinação).

As bombas de calor são usadas extensivamente em processos de desumidificação industrial e em processos de secagem. As aplicações principais são secagem da polpa e do papel, vários produtos de alimentos, madeira, madeira serrada e secagem de produtos sensíveis à temperatura. Os secadores de bomba de calor têm geralmente a eficiência elevada, e melhoram frequentemente a qualidade dos produtos secados em comparação aos métodos de secagem tradicionais, porque a secagem é executada em um sistema fechado, os odores da secagem dos produtos de alimento são reduzidos. As bombas de calor de compressão de vapor com ciclo fechado e os sistemas de MVR são usados.

A evaporação e destilação são processos que envolvem muita energia, e a maioria das bombas de calor são instaladas nestes processos nas indústrias de produtos químicos e de alimentos. Em processos de evaporação, quando o resíduo é o produto principal ou quando o vapor (destilado) for o produto principal em processos de destilação. A maioria de sistemas são MVRs aberto ou semi-abertos, mas as bombas de calor de compressão de vapor com ciclo fechado são aplicadas também.

As bombas de calor industriais geralmente apresentam uma eficiência mais elevada que bombas de calor residenciais. Isto é, principalmente devido às circunstâncias estáveis de operação.

Para uma indústria química de celulose e papel tem-se interesse na utilização de bombas de calor nos processos de concentração de licor negro, cozimento de celulose e secagem de papel.

Concluindo, os setores químicos, petroquímicos, alimentos e bebidas, celulose e papel e têxtil consistem em um enorme campo para utilização das bombas de calor, devido aos processos supracitados, pois para estes processos nas indústrias, a faixa de temperatura utilizável é condizente com as condições de operação das bombas de calor atualmente existentes.

11. Resultados

11.1. Indústria de papel e celulose

11.1.1. Estudo de Caso 1

O processo de secagem na indústria de papel e celulose, que consiste na retirada de água da pasta branqueada de celulose, da indústria KLABIN – Fabricadora de papel e celulose S.A. – Unidade de negócio Paraná, foi analisado como um estudo de caso para a possível aplicação de bomba de calor.

O vapor gerado para o processo de secagem é responsável por 38% do total de vapor consumido na indústria, sendo 13% utilizado no cozimento da madeira nos digestores e 25% utilizado no processo de recuperação química da soda usada no cozimento.

Para o processo de secagem são utilizados dois níveis de pressão e temperaturas, o mais baixo tem pressão 4 bar e temperatura de 165°C, e o mais alto possui pressão 12,5 bar e temperatura de 220°C.

Como as temperaturas em questão são mais altas do que as comumente empregadas pelas bombas de calor convencionais, não havendo fluido refrigerante com tais propriedades, tem-se a possibilidade do emprego de água, no caso vapor, como refrigerante, sendo, portanto um fluido não convencional.

Este sistema, com água como fluido refrigerante, citado acima, é de recompressão mecânica de vapor, como explicitado anteriormente, que pode ser denominado bomba de calor aberta. O vapor do processo industrial é comprimido, no compressor, a uma pressão elevada e conseqüentemente uma temperatura alta, é condensado, no condensador, liberando calor. É utilizado este método, pois sendo pressões de trabalho da água no evaporador, abaixo da pressão atmosférica, ou seja, muito baixa, iria necessitar de um evaporador com grandes dimensões, pois o volume específico do fluido seria alto.

O fluxograma abaixo descreve o processo:

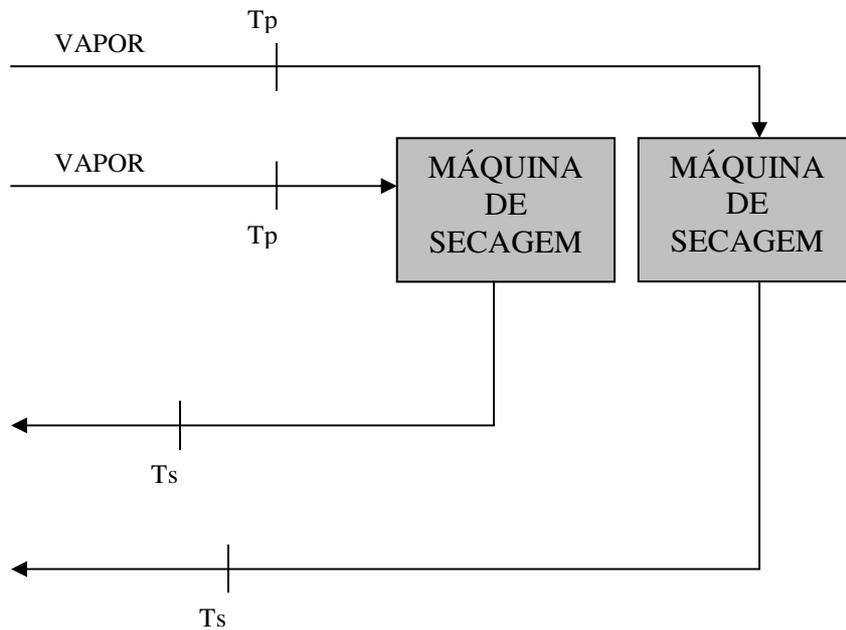


Figura 11.1: Fluxograma do processo de secagem do estudo de caso 1.

O estudo refere-se ao processo de secagem da linha de pressão mais alta utilizando o excesso de produção de vapor da linha de pressão mais baixa.

Os valores dos parâmetros de processo utilizados são:

- vazão média do vapor de alimentação: 71.700 kg/h.
- temperatura do vapor de alimentação: T_e : 165 °C.
- pressão do vapor de alimentação: 4 bar.
- temperatura do vapor na entrada da máquina de lavagem: T_p : 220°C.
- pressão do vapor do processo: 12,5 bar.

É proposto o sistema de bomba de calor para o processo em análise, que está mostrado na figura 11.1.

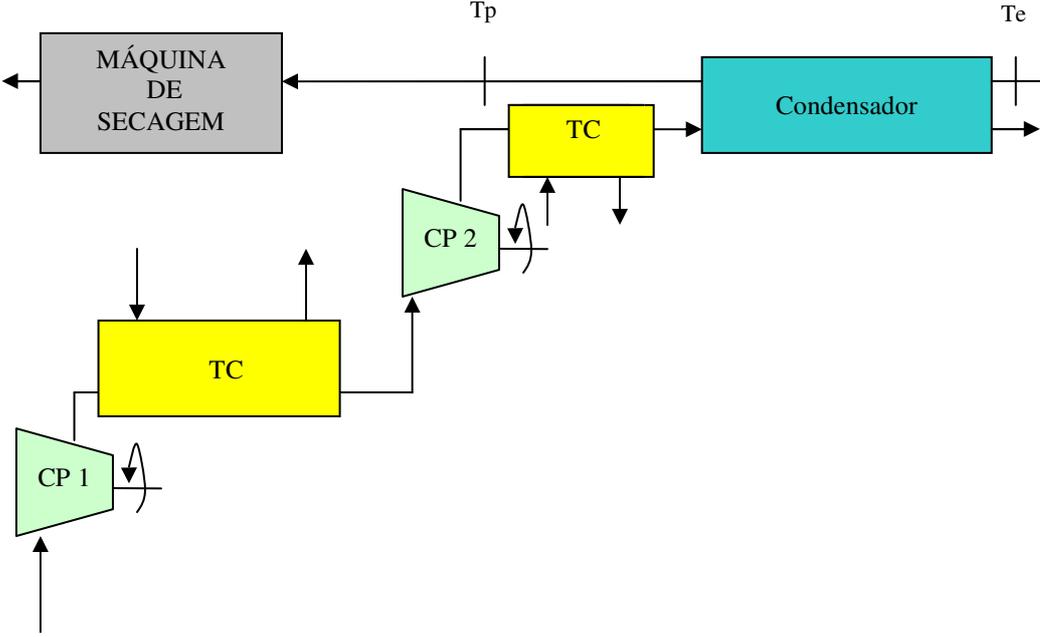


Figura 11.2: Fluxograma do processo de secagem por recompressão mecânica de vapor.

A tabela abaixo explicita a potência necessária dos compressores:

sucção compressor 1		
temperatura	°C	165
pressão	bar	4
h	kJ/kg	2785,9
s	kJ/kgK	7,01
descarga compressor 1		
temperatura	°C	271
pressão	bar	10,1
h	kJ/kg	2988,5
s	KJ/kgK	7,01
refrigerante		
m	kg/h	72.435
Potência CP1		
isentrópico	MW	4,1
rendimento	%	70
Potência CP1	MW	5,8
condensador - refrigerante		
T _{cd}	°C	225
pressão	MPa	2,55
h entrada	kJ/kg	2803,3
h saída	kJ/kg	966,8
pressão ótima	bar	10,1

sucção compressor 2		
temperatura	°C	220
pressão	bar	10,1
h	kJ/kg	2874,5
s	kJ/kgK	6,79
descarga compressor 2		
temperatura	°C	338
pressão	bar	25,5
h	kJ/kg	3098,2
s	kJ/kgK	6,79
Potência CP2		
isentrópico	MW	4,5
rendimento	%	70
Potência CP2	MW	6,4
condensador - utilizador		
m	kg/h	71.700
temperatura	°C	220
h entrada	kJ/kg	947
h saída	kJ/kg	2802,3
Q _{cd}	MW	37

Tabela 11.1: cálculo da potência dos compressores.

Obteve-se como resultado as potências requeridas pelos compressores de respectivamente 5,8 e 6,4 MW, com rendimento de 70%.

Com isso, conclui-se até o momento, que não é possível a realização deste método, pois a potência do compressor de vapor d'água é extremamente grande, não possuindo equipamento disponível no mercado.

11.1.2. Estudo de Caso 2

Nesta outra indústria de papel e celulose, dentre os vários processos existentes, o sistema de secagem apresenta maior interesse para a aplicação de bombas de calor. O fluxograma abaixo descreve esse processo:

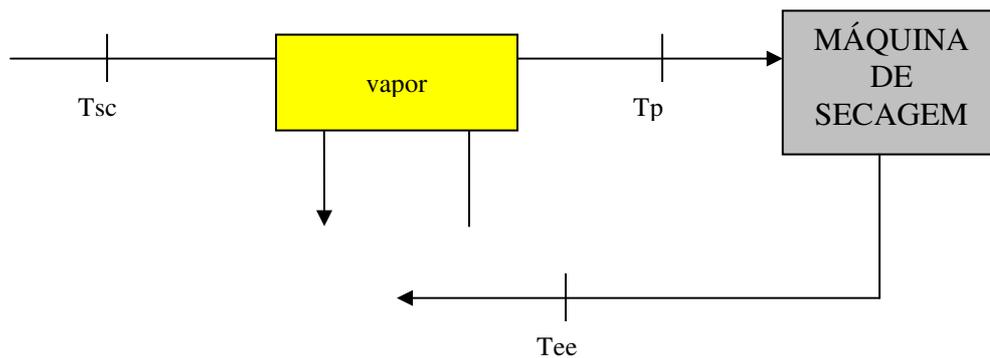


Figura 11.3: Fluxograma do processo de secagem do estudo de caso 2.

Os valores dos parâmetros de processo utilizados são:

- vazão média de água de alimentação: 8.000 kg/h.
- temperatura de água de alimentação: T_{sc} : 35°C.
- pressão da água de alimentação: 2 bar.
- temperatura da água na entrada da máquina de lavagem: T_p : 100°C.
- temperatura de rejeito da máquina de lavagem: T_{ee} : 90°C.

O vapor empregado no aquecimento da água de lavagem é gerado a partir de uma caldeira elétrica com capacidade de 2 t/h a 5 bar.

São propostos quatro sistemas de bombas de calor para o processo em análise, que estão mostrados nas figuras 11.3, 11.4, 11.5 e 11.6.

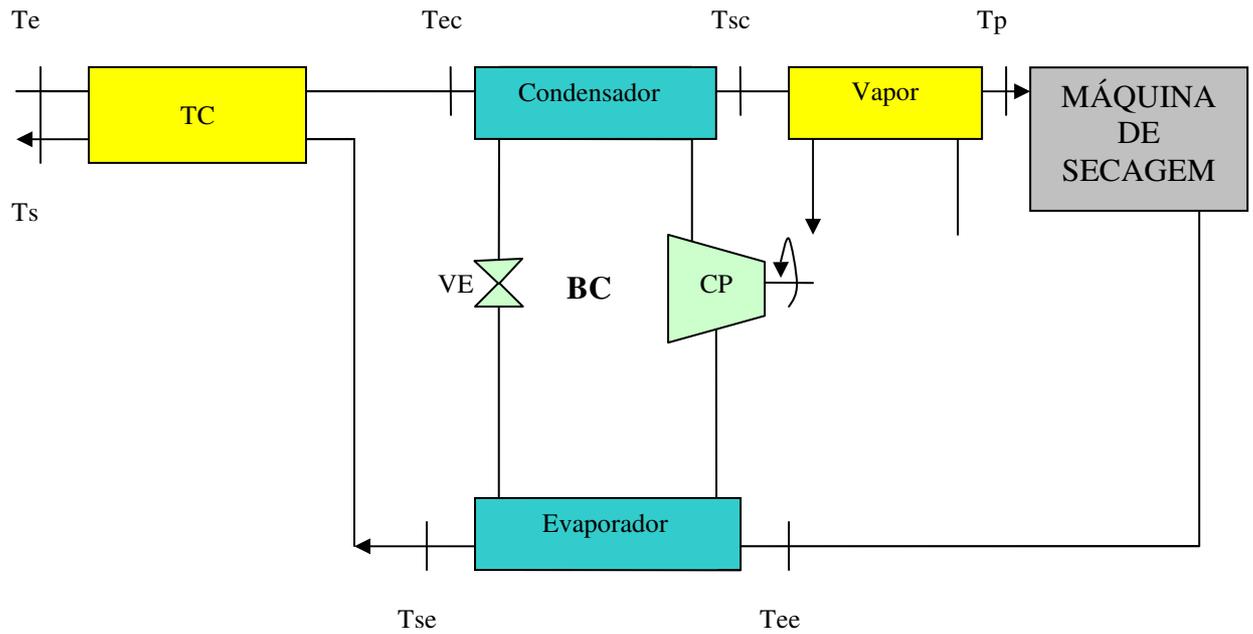


Figura 11.4: Esquema do Sistema 1.

O sistema 1 é formado por uma bomba de calor, um recuperador de calor para preaquecer o fluxo de alimentação, e também opera consumindo vapor. A fonte fria da bomba de calor é o próprio fluxo de rejeito da máquina de secagem.

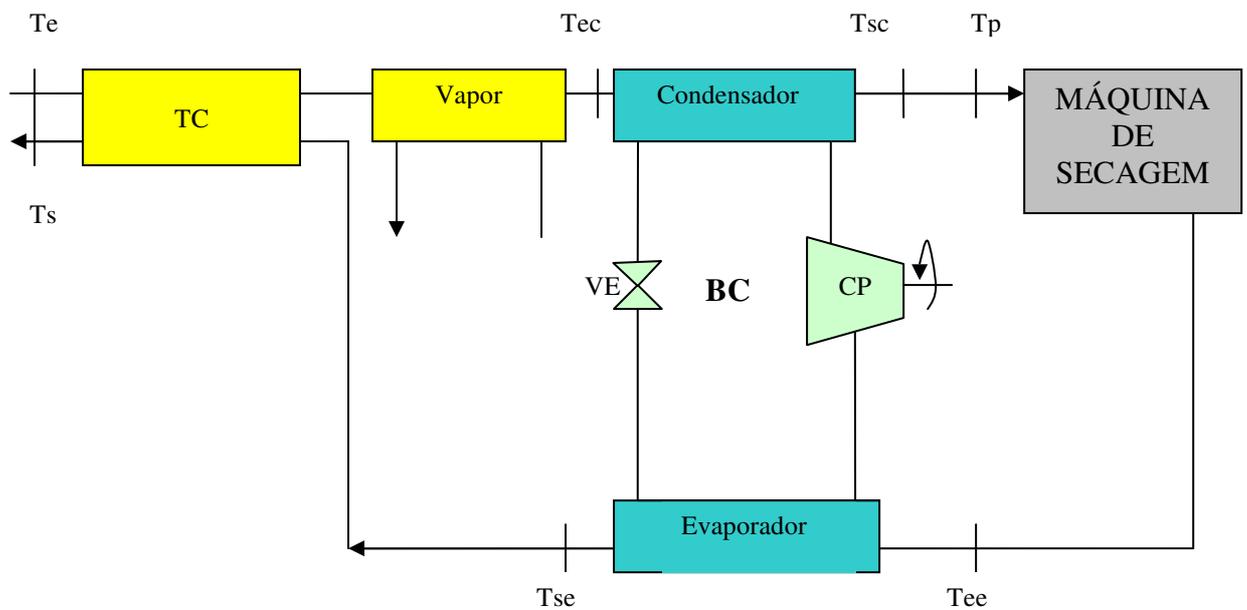


Figura 11.5: Esquema do Sistema 2.

No sistema 2 foi feita uma inversão de posições da bomba de calor com o aquecedor com vapor.

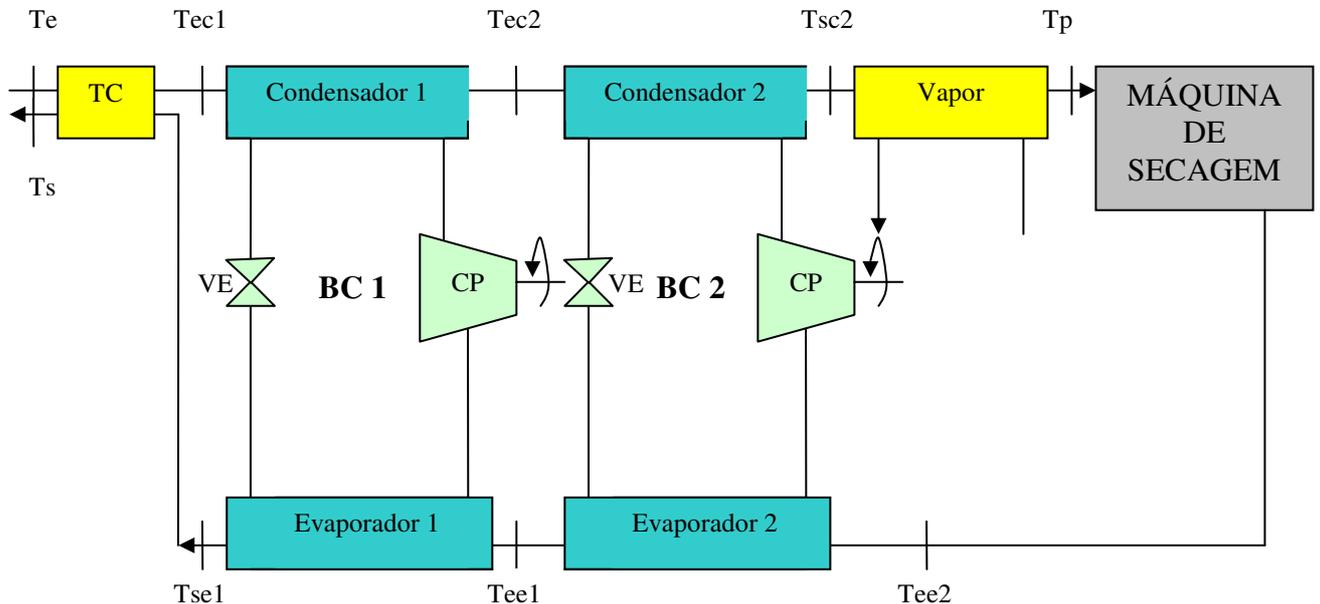


Figura 11.6: Esquema do Sistema 3.

No sistema 3 há duas bombas de calor que operam em série, para o fluxo de água, a fim de se ter nos condensadores e evaporadores pequenas variações da temperatura do fluxo de água, para se maximizar os coeficientes de eficácia das bombas de calor. Mantém-se ainda uma parte do consumo de vapor e há também neste sistema um recuperador de calor para preaquecer o fluxo de alimentação.

A fonte fria das bombas de calor é o próprio fluxo de rejeito da máquina de secagem.

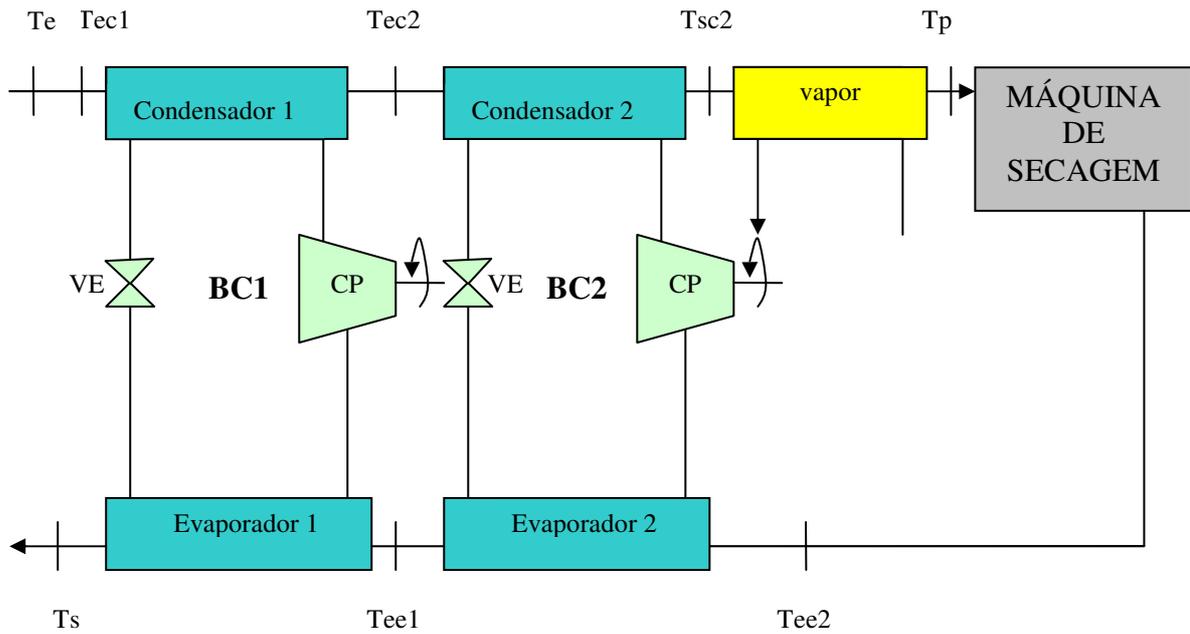


Figura 11.7: Esquema do Sistema 4.

No sistema 4 há duas bombas de calor que operam em série, mantém-se ainda uma parte do consumo de vapor, mas não há recuperador de calor.

A fonte fria das bombas de calor é o próprio fluxo de rejeito da máquina de secagem.

As tabelas abaixo apresentam os parâmetros que caracterizam o funcionamento e o desempenho dos sistemas propostos com a comparação entre os fluidos refrigerantes:

		SISTEMA1		SISTEMA2		SISTEMA3		
						BC1	BC2	Conjunto
		R-600	R-236fa	R-600	R-236fa	R-600a	R-600	
Te	°C	35	35	35	35	35	-	
Tec	°C	55	55	80	80	45	65	
Tsc	°C	80	80	100	100	65	85	
Tcd	°C	85	85	105	105	70	90	
Tp	°C	100	100	100	100		100	
Tee	°C	90	90	90	90	67	90	
Tse	°C	61	58	64	55	45	67	
Tev	°C	56	53	59	50	40	62	
Ts	°C	41	38	44	35	35	-	
Qev	kW	232,6	232,6	186,9	186,9	185,7	186,3	372,0
Qcd	kW	270,1	298,0	242,2	325,9	204,3	214,4	418,7
Q TC	kW	185,6	185,6	185,6	185,6	-	-	-
Q vapor	kW	186,9	186,9	232,6	232,6	-	-	140,2
W _{bc}	kW	37,6	65,4	55,4	139,0	18,6	28,1	
W _{cp}	kW	41,8	68,9	58,3	146,3	20,7	31,2	
ε _{bc}		7,2	4,6	4,4	2,3	11,0	7,6	
W _i	kW	28,2	49,1	41,5	104,3	14,0	21,1	
ε _i		9,6	6,1	5,8	3,1	14,65	10,18	
ε _r		5,36	3,88	3,73	2,22	8,09	5,67	6,88
W _e	kW	50,4	76,8	64,9	146,9	25,3	37,8	
η _i		0,8	0,5	0,7	0,5	0,9	0,8	
ε _c		12,3	11,2	8,2	6,9	11,4	13,0	
I	US\$	31.343,0	40.797,5	37.363,0	60.655,9	-	-	46.566,4
EBA	US\$	31.293,7	29.249,9	26.329,8	19.976,6	-	-	34.242,8
ELA	US\$	21.437,9	20.440,4	18.422,1	15.107,8	-	-	23.887,7
n	ano	1,70	2,42	2,46	5,80	-	-	2,35

Tabela 11.2: Desempenho dos Sistemas 1, 2 e 3 propostos.

		SISTEMA4					
		BC1	BC2	Conjunto	BC1	BC2	Conjunto
		R-600a	R-600		R-134a	R-236fa	
Te	°C	35	-		35	-	
Tec	°C	35	55		35	55	
Tsc	°C	55	80		55	80	
Tcd	°C	60	85		60	85	
Tp	°C	-	100			100	
Tee	°C	62	90		59	90	
Tse	°C	40	62		35	59	
Tev	°C	36	57		30	54	
Ts	°C	40	-		35	-	
Qev	kW	185,6	232,6	418,2	185,6	232,6	418,2
Qcd	kW	204,2	260,8	465,1	222,8	288,7	511,5
Q TC	kW	-	-	-	-	-	-
Q vapor	kW	-	-	186,9	-	-	186,9
W _{bc}	kW	18,6	28,3		37,2	56,2	
W _{cp}	kW	20,7	31,4		41,3	62,4	
ε _{bc}		11,0	9,2		6,0	5,1	
W _i	kW	14,0	21,2		27,9	42,1	
ε _i		14,6	12,3		7,99	6,86	
ε _r		8,07	6,82	7,45	4,50	3,88	4,19
W _e	kW	25,3	38,2		49,5	74,4	
η _i		0,9	0,9		0,7	0,6	
ε _c		13,9	12,8		11,1	11,5	
I	US\$	-	-	44.228,0	-	-	63.529,4
EBA	US\$	-	-	30.278,9	-	-	25.603,2
ELA	US\$	-	-	21.229,3	-	-	18.865,6
n	ano	-	-	2,54	-	-	4,57

Tabela 11.3: Desempenho do Sistema 4.

Em ambos sistemas, 1 e 2, a bomba de calor utiliza R-600 ou R-236fa devido as elevadas temperaturas de trabalho.

No sistema 3, utiliza-se apenas o conjunto R-600a e R-600, para as bombas de calor 1 e 2, respectivamente, pois com os outros fluidos refrigerantes em estudo (R-134a e R-236fa), o evaporador da bomba de calor não conseguiria reter toda a energia necessária para o condensador, de acordo com as características deste sistema.

No sistema 4, utiliza-se o fluido R-600a ou R-134a para a bomba de calor 1, pois opera em temperatura baixa e utiliza-se o fluido R-600 ou R-236fa para a bomba de calor 2, pois opera em temperatura elevada.

A vazão da água de retorno da máquina de secagem foi considerada igual a vazão de entrada.

Analisado os resultados, pode-se concluir que o maior ε_r foi obtido para o sistema 4 com os fluidos refrigerantes R-600a / R-600, para as bombas de calor 1 e 2 respectivamente. O menor n foi obtido para o sistema 1 com R-600. Embora o sistema 3 apresente os maiores EBA e ELA, por ser aquele que fornece a maior parcela da carga térmica de aquecimento dentre todos os sistemas analisados, sofre penalização, na medida que é necessário se avaliar o custo de duas bombas de calor.

Analisando os resultados, os sistemas 1 (R-600) e 4 (R-600a / R-600) são os mais indicados neste processo, e visto que a diferença entre o tempo de retorno destas opções 1 e 4 são apenas de alguns meses, o sistema 4 se afigura como mais atrativo devido ao seu alto $\varepsilon_r = 7,45$, tendo $n = 2,54$ (31 meses).

11.2. Indústria de alimentos

Posteriormente, como segunda análise, foi feito um estudo em uma indústria de laticínios, Alpina Productos Alimentícios S.A., na Colômbia, que produz leite, queijo, iogurte, creme de leite e manteiga.

Entre os processos envolvidos estão a separação, a desnatação, a clarificação, a homogeneização, a mistura, a centrifugação, a evaporação, a coagulação, a hidratação, a desidratação, a fermentação, o corte, a solidificação, a prensagem, a desmoldagem, a salga, a secagem, a maturação, a moagem, a lavagem, o empacotamento, a armazenagem, o transporte entre outros. Dependendo do produto, cada procedimento requerido é feito em uma determinada ordem, utilizando certo conjunto de equipamentos e demandando uma série de utilidades específicas.

Especificamente foi analisado o processo de hidratação de proteínas, na área de recepção do leite, pois demanda uma considerável parcela de energia e as

temperaturas de processo estão numa faixa de acordo para uma possível implantação de uma bomba de calor. O fluxograma abaixo descreve esse processo:

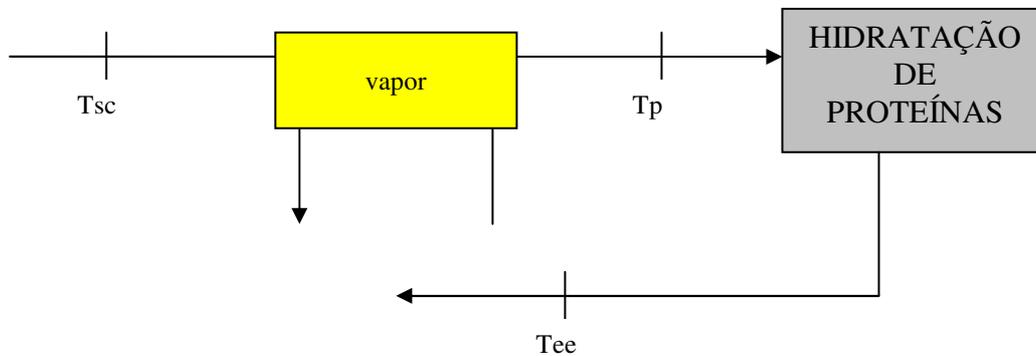


Figura 11.8: Fluxograma do processo de hidratação de proteínas.

Os valores dos parâmetros de processo utilizados são:

- vazão média de água de alimentação: 12.000 kg/h.
- temperatura de água de alimentação: $T_{sc}: 18^{\circ}\text{C}$.
- pressão da água de alimentação: 2,75 bar.
- temperatura da água na entrada da máquina de lavagem: $T_p: 60^{\circ}\text{C}$.
- temperatura de rejeito da máquina de lavagem: $T_{ee}: 48^{\circ}\text{C}$.
- vazão de água de retorno da máquina de lavagem: 10.800kg/h.

O vapor para o processo de hidratação de proteínas é gerado por uma caldeira elétrica com capacidade de 990 kg/h a 3,7 bar.

São propostos dois sistemas de bombas de calor para o processo em análise, que estão mostrados nas figuras 11.8 e 11.9.

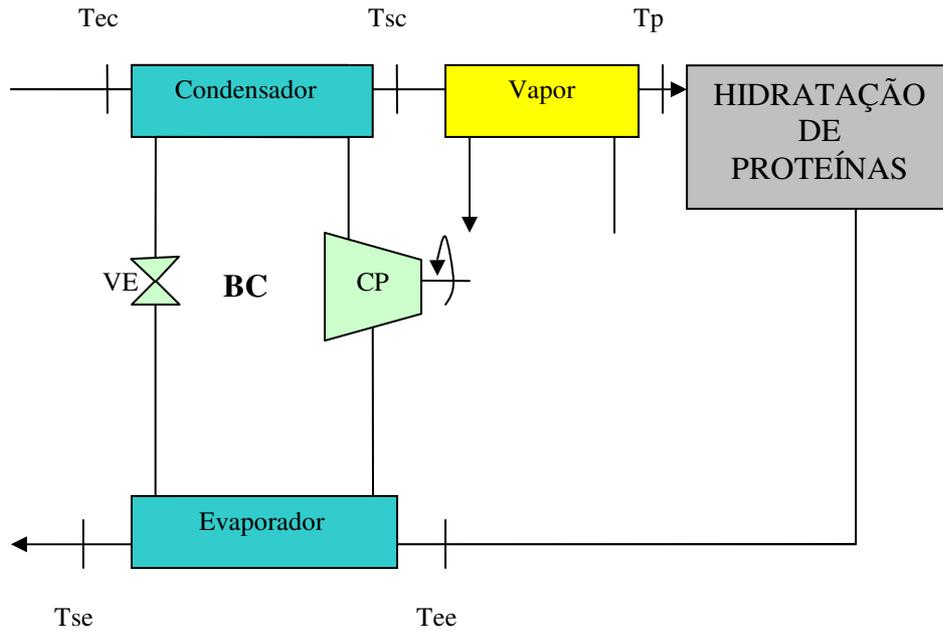


Figura 11.9: Esquema do Sistema 1.

Este sistema é formado por uma bomba de calor e mantém-se ainda uma parte do consumo de vapor. A fonte fria da bomba de calor é o próprio fluxo de rejeito do processo de hidratação de proteínas.

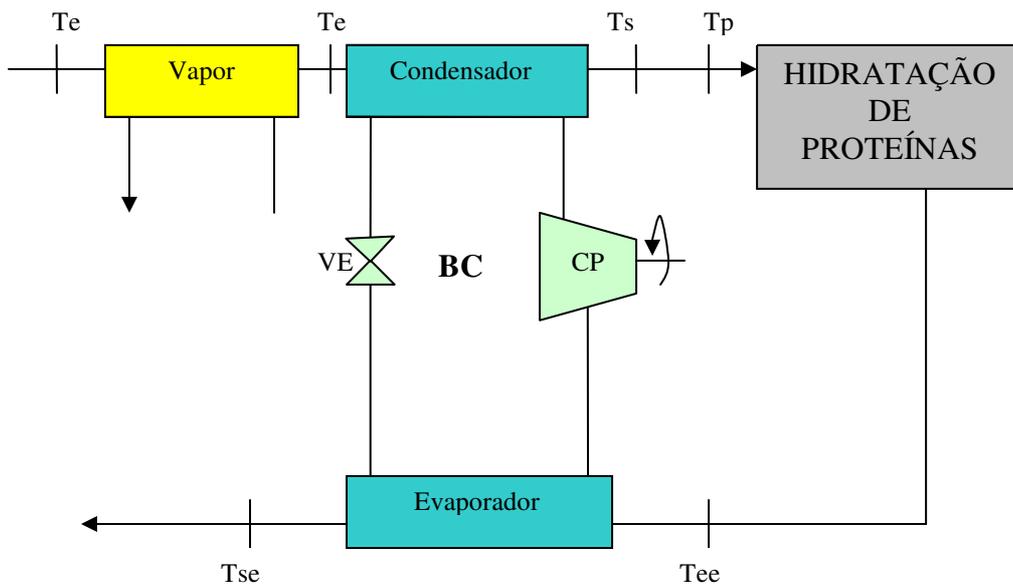


Figura 11.10: Esquema do Sistema 2.

No sistema 2 foi feita uma inversão de posições da bomba de calor com o aquecedor com vapor.

A tabela abaixo apresenta os parâmetros que caracterizam o funcionamento e o desempenho dos sistemas propostos com a comparação entre os fluidos refrigerantes R-134a / R-600a:

		SISTEMA1		SISTEMA2	
		R-600a	R-134a	R-600a	R-134a
Te	°C	18	18	18	18
Tec	°C	18	18	40	40
Tsc	°C	40	40	60	60
Tcd	°C	45	45	65	65
Tp	°C	60	60	60	60
Tee	°C	48	48	48	48
Tse	°C	20	19	20	17
Tev	°C	15	14	15	12
Ts	°C	20	19	20	17
Qev	kW	306,5	306,5	278,5	278,5
Qcd	kW	351,0	363,5	351,0	388,7
Q vapor	kW	278,5	278,5	306,5	306,5
W _{bc}	kW	44,5	57,0	72,5	110,2
W _{cp}	kW	49,4	60,0	76,3	116,0
ε _{bc}		7,9	6,4	4,8	3,5
W _i	kW	33,3	42,8	54,4	82,6
ε _i		10,5	8,5	6,5	4,7
ε _r		6,23	5,35	4,11	3,23
W _e	kW	56,3	67,9	85,3	120,3
η _i		0,9	0,8	0,9	0,7
ε _c		10,6	10,26	6,76	6,38
I	US\$	31.129,0	34.490,1	39.133,2	48.789,1
EBA	US\$	21.439,9	20.540,5	16.834,7	14.125,1
ELA	US\$	15.025,4	14.558,5	12.312,2	10.889,0
n	ano	2,52	2,95	4,24	6,81

Tabela 11.4: Desempenho dos Sistemas propostos.

Para os cálculos utilizaram-se esses fluidos refrigerantes, neste caso, pois a temperatura de processo é baixa, 60°C. Consequentemente a temperatura de condensação do fluido refrigerante é baixa.

Analisado os resultados, pode-se concluir que o maior $\varepsilon_r = 6,23$ e o menor $n = 2,52$ (31 meses), estão no sistema 1 com fluido refrigerante R-600a, além de ter os maiores EBA e ELA, o que indica esta ser a melhor alternativa para o emprego de bomba de calor neste processo.

11.3. Indústria têxtil

Outra indústria estudada foi uma empresa que produz vários tipos de tecidos. Uma etapa desta produção consiste na lavagem destes tecidos. O fluxograma abaixo descreve esse processo:

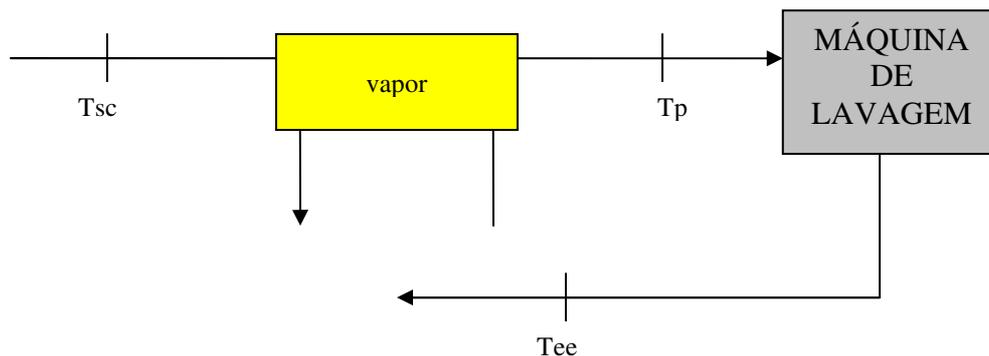


Figura 11.11: Fluxograma do processo de lavagem.

Os valores dos parâmetros de processo utilizados são:

- vazão média de água de alimentação: 15.000 kg/h.
- temperatura de água de alimentação: Tsc: 21°C.
- temperatura da água na entrada da máquina de lavagem: Tp: 90°C.
- temperatura de rejeito da máquina de lavagem: Tee: 72°C.

O vapor empregado no aquecimento da água de lavagem é gerado a partir de uma caldeira elétrica com capacidade de 3 t/h a 7 bar.

São propostos dois sistemas de bombas de calor para o processo em análise, que estão mostrados nas figuras 11.11 e 11.12.

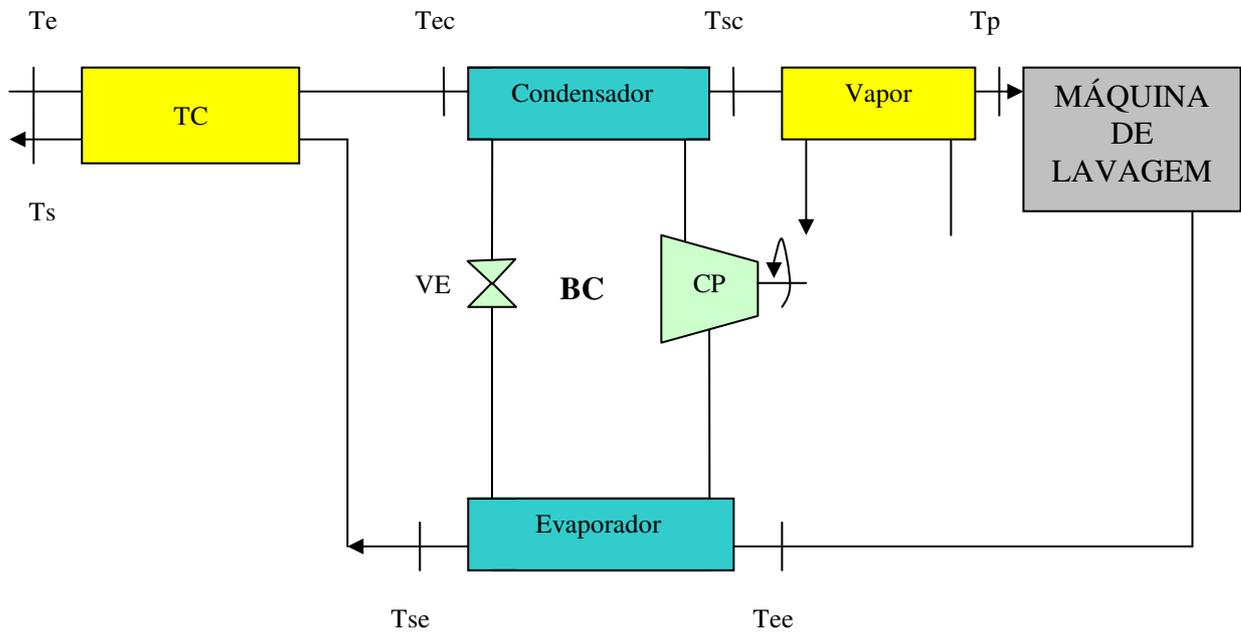


Figura 11.12: Esquema do Sistema 1.

O sistema 1 é formado por uma bomba de calor, um recuperador de calor para preaquecer o fluxo de alimentação, e também opera consumindo vapor. A fonte fria da bomba de calor é o próprio fluxo de rejeito da máquina de lavagem.

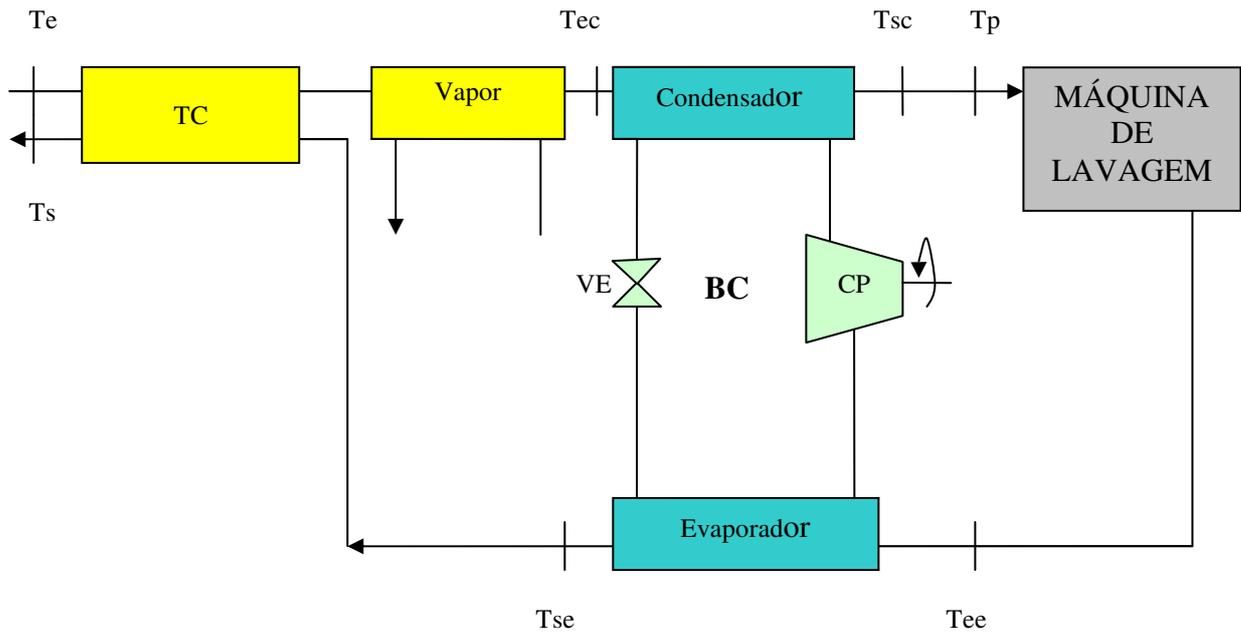


Figura 11.13: Esquema do Sistema 2.

No sistema 2 foi feita a inversão de posições entre a bomba de calor e o aquecedor com vapor, para se caracterizar o desempenho da bomba de calor operando numa faixa de temperaturas mais elevadas.

A previsão do comportamento dos sistemas propostos foi feita considerando-se que a vazão mássica na saída da máquina de lavagem é igual à de alimentação.

O custo do recuperador de calor foi estimado em 10% do custo de uma bomba de calor.

A tabela abaixo apresenta os parâmetros que caracterizam o funcionamento e o desempenho dos sistemas propostos com a comparação entre os fluidos refrigerantes:

		SISTEMA1		SISTEMA2	
		R-600a	R-134a	R-600	R-236fa
Te	°C	21	21	21	21
Tec	°C	40	40	70	70
Tsc	°C	60	60	90	90
Tcd	°C	65	65	95	95
Tp	°C	90	90	90	90
Tee	°C	72	72	72	72
Tse	°C	50	48	47	41
Tev	°C	45	43	42	36
Ts	°C	31	29	27	21
Qev	kW	348,1	348,1	349,6	349,6
Qcd	kW	383,4	418,2	435,6	540,0
Q TC	kW	330,9	330,9	348,1	348,2
Q vapor	kW	524,0	524,0	505,1	505,1
W _{bc}	kW	35,3	70,0	86,0	190,4
W _{cp}	kW	39,2	73,7	90,5	200,4
ε _{bc}		10,9	6,0	5,1	2,8
W _i	kW	26,4	52,5	64,5	142,8
ε _i		14,5	8,0	6,8	3,8
ε _r		8,01	5,02	4,29	2,64
W _e	kW	47,9	83,3	101,4	204,6
η _i		0,8	0,5	0,9	0,6
ε _c		16,9	15,4	6,9	6,2
I	US\$	30.305,3	42.282,1	47.095,4	71.579,8
EBA	US\$	53.450,0	50.708,9	50.888,8	42.898,1
ELA	US\$	35.803,2	34.440,6	34.726,1	30.389,0
n	ano	0,95	1,41	1,57	2,93

Tabela 11.5: Desempenho dos Sistema propostos.

No sistema 1 a bomba de calor utiliza R-600a ou R-134a, e no sistema 2 emprega-se como fluido refrigerante R-600 ou R-136fa.

Analisado os resultados, pode-se concluir que o maior $\epsilon_r = 8,01$ e o menor $n = 0,95$ (12 meses), estão no sistema 1 com fluido refrigerante R-600a, além de ter os maiores EBA e ELA, o que indica esta ser a melhor alternativa para o emprego de bomba de calor neste processo.

11.4. Observações

Para compressores alternativos (OLIVEIRA Jr., 1985):

$$\eta_{ise} = 0,75 \text{ para } r_p < 5;$$

$$\eta_{ise} = 0,70 \text{ para } r_p > 5.$$

Onde r_p é a relação de pressões.

Com relação ao rendimento mecânico:

$$\eta_m = 0,95 \text{ para } \omega_{cp} > 50 \text{ kW};$$

$$\eta_m = 0,90 \text{ para } \omega_{cp} < 50 \text{ kW}.$$

Para o rendimento do motor elétrico, indica-se:

$$\eta_e = 0,90 \text{ para } \omega_e > 100 \text{ kW};$$

$$\eta_e = 0,85 \text{ para } 50 > \omega_e > 100 \text{ kW};$$

$$\eta_e = 0,80 \text{ para } \omega_e < 50 \text{ kW}.$$

Adotou-se um rendimento de caldeira elétrica de 92%, englobando geração e distribuição de vapor, e um custo de energia elétrica de 0,017 R\$/kWh (Dados da Votorantim - São Miguel Paulista para o ano de 2008).

Na análise de ELA e EBA, tem-se $r = 35\%$, $i = 12\%$ e $v = 15$ anos. O número de horas/ano em operação é de 8.200.

Nos cálculos de custo inicial dos sistemas foi considerado um acréscimo de 10% devido aos impostos.

Nos casos abordados foram utilizados como base de cálculos, compressores alternativos devido aos valores de potência envolvidos.

12. Conclusão

Visto o coeficiente de eficácia, tem-se que para maximizar seu valor, portanto devem-se analisar os seguintes parâmetros de trabalho:

- características do fluido de trabalho;
- as temperaturas de condensação e evaporação;
- sub-resfriamento do líquido;
- superaquecimento do vapor no evaporador;
- a possibilidade de incorporar um trocador intermediário;
- rendimentos do compressor, motor e sistema de transmissão;
- possibilidade de resfriar o motor do compressor.

Analisando o desempenho energético, e posteriormente avaliando o desempenho econômico, tem-se como resultado a determinação da bomba de calor e sua funcionalidade.

Em suma, as bombas de calor podem ser utilizadas em inúmeros processos industriais, aumentando a eficiência dos mesmos, pois, o calor liberado que iria ser jogado fora, é então reutilizado.

Foi analisada a utilização de bombas de calor em quatro processos industriais, dois na indústria de papel e celulose, no processo de secagem de papel, um na indústria de laticínios, no processo de hidratação de proteínas e um na indústria têxtil, no processo de lavagem de tecidos.

A aplicação de bombas de calor em processos industriais apresenta potencialidade em setores que se utilizam de fluidos a uma temperatura máxima por volta de 120°C. Estes setores são o de celulose e papel, têxtil, alimentos, petroquímico entre outros. Os quais são setores de grande participação no consumo de energéticos do setor industrial.

Pode-se salientar que quando o energético consumido é energia elétrica, a bomba de calor possui uma determinada atratividade, porém, este atrativo não ficou determinado para outros tipos de energéticos.

Além disso, pode-se observar que quanto maior o número de horas em operação, mais vantajoso é o emprego deste equipamento.

O refrigerante empregado na bomba de calor para baixa temperatura, era o R-12, tem sido substituído pelo R-134a (chega a temperaturas de condensação

de cerca de 70°C). Já o refrigerante empregado na bomba de calor para alta temperatura era o R-114, tem sido substituído pelo R-236fa (chega a temperaturas de condensação de cerca de 120 °C).

Porém os hidrocarbonetos estão sendo visto como o futuro dos fluidos refrigerantes.

Ainda, hoje, a principal função das bombas de calor é o aquecimento de piscinas, porém já está sendo usado em larga escala em processos industriais, principalmente no exterior, onde já estão utilizando hidrocarbonetos como fluidos refrigerantes para essas bombas de calor.

Com relação às análises de aplicação de bombas de calor, os valores obtidos de coeficiente de eficácia, economias e tempos de retorno, atestam que é possível se ter sistemas de bombas de calor extremamente eficientes e com boa atratividade econômica.

13. Referências bibliográficas

Ashrae Handbook – Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. 1997.

Brodowicz K.; Dyakowski T.; Heat Pumps, Inglaterra, 210p., Butterworth-Heinemann, 1993.

Kemler E. N.; Oglesby Jr. S.; Heat Pump Applications, Estados Unidos, 300p., McGraw-Hill Book Company, INC., 1950.

Larrazábal M. L. G. Análise termoeconômica do emprego de cogeração com gás natural na indústria colombiana de laticínios. Vol. 1. 119 p. Dissertação (Mestrado). Programa Interunidades de Pós-Graduação em Energia, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2001.

Larrazábal M. L. G. Análise termoeconômica do emprego de cogeração com gás natural na indústria colombiana de laticínios. Vol. 2. 113 p. Dissertação (Mestrado). Programa Interunidades de Pós-Graduação em Energia, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2001.

Oliveira Jr, S. Aplicações Industriais de bombas de calor – Metodologia para avaliação de desempenho, São Paulo, 172p. Dissertação (Mestrado)- Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1985.

Velázquez S. M. S. G. A cogeração de energia no segmento de papel e celulosa: contribuição à matriz energética do Brasil. 191p. Dissertação (Mestrado). Programa Interunidades de Pós-Graduação em Energia. Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.

Embraco.; Informativo técnico – Refrigerantes hidrocarbonos como substituto ao R-12. Ago 2005. Disponível em : <http://www.embraco.com.br/portugue/produtos/93650.pdf>. Acesso em: 15 ago. 2007.

Industry stock.com. Fabricantes, abastecedores e comerciantes de compressores de refrigeração. Disponível em: <<http://www.industrystock.com/html/Compressor%20de%20refrigera%C3%A7%C3%A3o/product-result-pt-21329-0.html>>. Acesso em: 20 abr. 2007. [1]

França F.; Ciclo de refrigeração. 2006. 21pags. Disponível em: <www.fem.unicamp.br/~em672/Ciclo_Refrigeracao_Refrigerantes.doc>. Acesso em: 01 mai. 2007.

Wikipedia, The free Encyclopedia.. Disponível em: <en.wikipedia.org/wiki/Heat_pump>. Acesso em: 2 mai. 2007.

Carrier. Disponível em: <<http://www.residential.carrier.com/products/acheatpumps/heatpumps/index.shtml>>. Acesso em 9 de jun. 2007. [3]

Heat Pump centre. Disponível em: <www.heatpumpcentre.org/About_heat_pumps/HP_working_fluids.asp - 16k ->. Acesso em 11 de jun. 2007. [2]

Texas Industries of Future. Disponível em: <http://texasiof.ces.utexas.edu/PDF/Documents/Presentations/Roundtables/RoundTable_0307.pdf>. Acesso em 12 de jun. 2007. [5]

UK Heat Pump Network. Disponível em: <www.heatpumpnet.org.uk>. Acesso em 13 de jun. 2007.