

ESTUDO DE VIABILIDADE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO AMÔNIA/ÁGUA
UTILIZANDO REJEITO TÉRMINO EM INDÚSTRIA FRIGORÍFICA

Dário da Rosa Cruz - dariocruz@ifsul.edu.br

Mario Henrique Macagnan - mhmac@unisinis.br

Paulo Roberto Wander - prwander@unisinis.br

PPG Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

Luciano Porto de Lima – lucianolima@ifsul.edu.br

Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia Sul-rio-grandense, IFSUL Campus Venâncio Aires

R6 – Aplicações Industriais

Resumo. No presente trabalho é analisado um sistema de cogeração de uma empresa de alimentos que utiliza em seu processo produtivo diversas utilidades. Estes processos geram resíduos industriais, como sólidos, líquidos e também resíduos térmicos. No trabalho é identificadas alternativas para a redução do consumo de energia elétrica de plantas industriais, utilizando os potenciais térmicos/energéticos disponíveis na própria planta. A implantação de um sistema de refrigeração por absorção amônia/água é estudada como uma alternativa de redução dos custos operacionais através da produção de água gelada. Deste modo, sistemas de refrigeração por absorção mostram-se interessantes para diversas aplicações, pois são ativados por energia térmica no lugar de energia elétrica como os sistemas empregados atualmente. Neste estudo é realizado o modelamento matemático e analisado três diferentes casos de um sistema de refrigeração por absorção amônia/água. Os dados coletados na empresa referentes aos potenciais de recuperação de calor de uma caldeira são simulados através do software IPSEpro®. Uma análise econômica é realizada ao final do trabalho onde é possível observar os custos necessários para implantação de um chiller de absorção e a melhor configuração do sistema proposto, bem como a taxa interna de retorno do investimento (TIR) e o Payback.

Palavras-chave: Refrigeração, Absorção, Amônia, Simulação.

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração representam um peso crescente no aumento do consumo de energia elétrica em todo mundo. Conforme Pridasawas e Lundqvist (2007) a IIR (*International Institute of Refrigeration*) indica que aproximadamente 15 % de toda a eletricidade produzida mundialmente é utilizada em aplicações de ar condicionado e refrigeração, representando aproximadamente 45% do consumo em edifícios (Diaconu, Varga e Oliveira 2011).

Em indústrias de alimentos tais como de produtos lácteos e frigoríficos, a refrigeração pode ser responsável por cerca de 60% do consumo de energia elétrica da planta. Atualmente, a preocupação com a demanda por recursos energéticos e com os impactos causados na sua geração é cada vez maior entre pesquisadores, empresas e governo. O considerável aumento do consumo de energia elétrica e a escassez na oferta conduzem a um aumento significativo de seu preço, levando empresas muitas vezes a optarem por investir em sistemas próprios de cogeração.

Os sistemas de refrigeração por absorção são considerados boas alternativas para a recuperação de energia térmica proveniente de sistemas de cogeração, principalmente em empresas onde a necessidade de refrigeração é bastante intensa, como no caso das indústrias frigoríficas, transformando deste modo um sistema atual de cogeração em um sistema de trigerção. A refrigeração por absorção torna-se uma poderosa ferramenta utilizada neste processo, contribuindo para a maximização da eficiência global de plantas industriais, através da minimização do consumo de energia elétrica utilizada em sistemas de refrigeração por compressão.

Bassols et al. (2002), realizaram um estudo que mostra exemplos de aplicação da trigerção em indústrias de alimentos na Holanda e na Espanha. Foi analisada uma fábrica de margarina em Rotterdam, na Holanda, que possui um gerador com capacidade nominal de 5 MW acionado através de uma turbina a gás. Para recuperar o calor dos gases de exaustão, a empresa utiliza um sistema de refrigeração por absorção com amônia-água ligado em cascata, por meio de trocadores de calor, ao sistema de refrigeração por compressão. O sistema de refrigeração por absorção possui capacidade de refrigeração de 1.400 kW para uma temperatura de evaporação de -23 °C. O sistema de refrigeração por compressão possui 3.500 kW de capacidade de refrigeração. Logo, os autores recomendam que os benefícios econômicos da refrigeração por absorção sejam apurados em conjunto com a central de cogeração, pois a refrigeração por absorção é considerada apenas uma ferramenta de conversão de energia, que transforma energia térmica de baixo valor agregado em refrigeração à baixa temperatura, a qual tem alto valor econômico, aumentando assim a eficiência global da planta.

Ziher e Poredos (2006) fizeram um estudo relacionado à economia obtida com a instalação da trigerção em um hospital na Eslovênia. Eles analisaram os dados de custo e consumo das utilidades do hospital no período de março a outubro. Eles estimaram algumas configurações para o sistema de trigerção em função da demanda das utilidades para cada hora do dia. Foi identificado que o sistema de refrigeração era bastante solicitado no período das 7h às 18h. Após este horário tinha seu consumo reduzido quase pela metade. O mesmo acontecia com outras utilidades. A análise econômica mostrava que o sistema de trigerção poderia ser rentável. Das configurações analisadas, a que apresentou *chiller* de refrigeração por absorção água/brometo de lítio combinado com *chiller* de compressão, operando por meio de um

sistema de armazenamento de água gelada, obteve o VPL (Valor Presente Líquido) de 2,72 milhões de Euros com *payback* de 5,86 anos. A outra opção analisada era sem o armazenamento da água gelada, que obteve VPL de 2,02 milhões de Euros, com *payback* de 6,71 anos. Logo, a melhor solução do ponto de vista econômico seria com sistema de armazenamento de água gelada.

Este trabalho tem por objetivo realizar um estudo dos sistemas de refrigeração por absorção amônia/água e quantificar o potencial de recuperação de calor disponível nos gases de exaustão da caldeira de uma empresa frigorífica localizada no meio oeste catarinense. O calor recuperado é utilizado para simular um sistema de refrigeração por absorção, via *software*. Através da metodologia de simulação, é realizado o estudo de viabilidade deste tipo de sistema, comparando com um sistema de refrigeração por compressão com *COP* igual a 3.

2. MODELAGEM DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Os processos de transferência de calor em sistemas térmicos por absorção são complexos na medida em que a transferência de calor ocorre simultaneamente com processos de transferência de massa e mudança de fase de uma mistura binária de fluidos.

A Fig. 1 mostra o esquema de um sistema de refrigeração por absorção amônia/água de simples efeito, que conta ainda com alguns elementos como trocador de calor para a solução, retificador de amônia, condensadores, evaporadores, gerador e absorvedor, os quais bem dimensionados conferem ao sistema um melhor desempenho. Segundo Herold, Radermacher e Klein (1996), em um sistema bem dimensionado as maiores irreversibilidades ocorrem nos processos de transferência de calor.

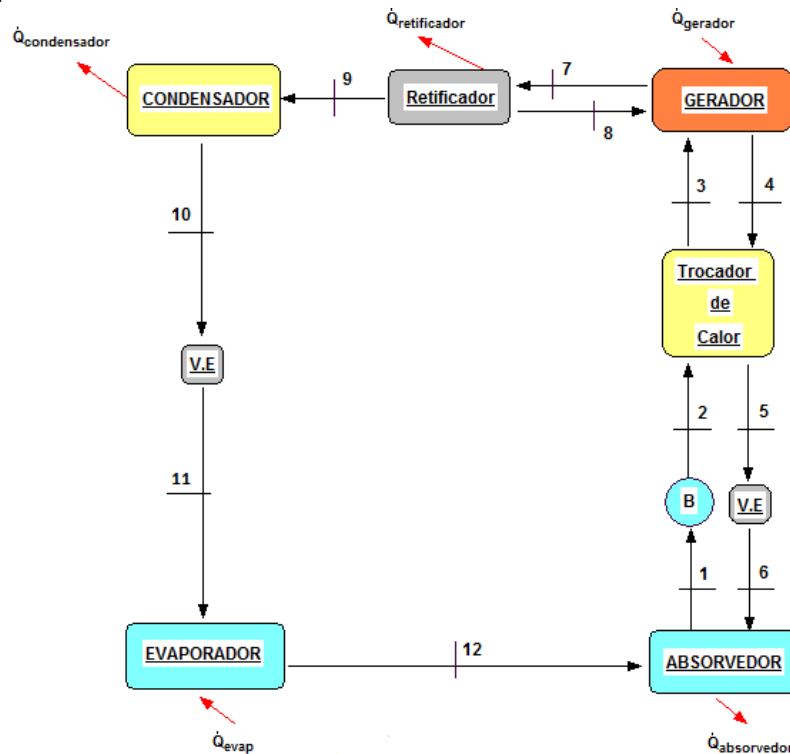


Figura 1. Representação esquemática de um sistema de absorção de simples efeito

A numeração existente na Fig. 1 vai servir como base para a formulação termodinâmica através das expressões matemáticas que regem o processo. Através do balanço de massa e de energia do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, obteve-se um conjunto de equações que definem o sistema mencionado. Cada componente do sistema foi analisado separadamente como um volume de controle. Foi considerado escoamento unidimensional e em regime permanente para cada volume de controle analisado. Estas considerações estão descritas no equacionamento dos componentes mostrados a seguir.

2.1 Absorvedor

No absorvedor, a solução concentrada de água absorve o vapor de refrigerante (amônia), a baixa pressão, proveniente do evaporador, transformando-a em solução diluída. Os balanços de massa e energia aplicados a esse componente são representados pelas Eq. 1 a 3.

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (1)$$

$$\dot{m}_{12}x_{12} + \dot{m}_6x_6 = \dot{m}_1x_1 \quad (2)$$

$$\dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_6h_6 = \dot{m}_1h_1 + \dot{Q}_a \quad (3)$$

onde \dot{m} é a taxa de massa, x é o percentual de concentração mássica de amônia da solução binária, h é a entalpia e \dot{Q}_a é a taxa de transferência de calor no absorvedor.

2.2 Bomba de solução

A bomba de solução é responsável pela circulação da solução diluída entre o absorvedor e o gerador e pela elevação da pressão no sistema. Através da Eq. 4 é calculado o trabalho da bomba de solução do sistema.

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1)}{\eta_b} \quad (4)$$

onde v é o volume específico da solução diluída, P é a pressão, η_b é o rendimento da bomba e \dot{W}_b é a potência da bomba.

2.3 Válvula de expansão da solução

O dispositivo de expansão da solução utilizado no sistema de absorção é usado para promover uma perda de carga ao sistema, reduzindo a pressão da solução concentrada de água que retorna ao absorvedor. A Eq. 5 representa o balanço de massa e a Eq. 6 expressa a concentração de amônia da solução binária, no dispositivo de expansão da solução.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (5)$$

$$x_5 = x_6 \quad (6)$$

2.4 Trocador de calor da solução

No trocador de calor ocorre a transferência de calor entre a solução concentrada de água com maior temperatura e a solução diluída, de menor temperatura. Esta troca de calor resulta em uma melhor performance do sistema, já que a solução diluída entra no gerador a uma temperatura mais elevada e a solução concentrada retorna ao absorvedor em temperatura mais baixa. A Eq. 7 expressa a superfície de troca térmica necessária para a aplicação. A Eq. 8 representa o comportamento da temperatura no trocador e na Eq. 9 é dado o balanço energético.

$$\dot{Q}_{SHX} = UA\Delta T_{ml} \quad (7)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_4 - T_3}{T_5 - T_2}\right)} \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{SHX} = \dot{m}_1(h_3 - h_2) = \dot{m}_4(h_5 - h_4) \quad (9)$$

onde \dot{Q}_{SHX} é a taxa de transferência de calor no trocador da solução, U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área de troca térmica, T é a temperatura e ΔT_{ml} é a temperatura média logarítmica.

2.5 Gerador

O gerador é o componente onde ocorre a entrada de energia térmica no sistema. Esta fonte de calor pode ser através de gases de exaustão, água quente ou queima direta. O calor do gerador promove a vaporização da substância amônia da solução diluída, realizando assim a separação da mistura binária. A Eq. 10 expressa o balanço de massa entre as correntes, a Eq. 11 representa o balanço de massa para mistura binária e a Eq. 12 apresenta o balanço de energia.

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_8 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (10)$$

$$\dot{m}_3x_3 + \dot{m}_8x_8 = \dot{m}_4x_4 + \dot{m}_7x_7 \quad (11)$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_g = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 \quad (12)$$

onde \dot{Q}_g é a taxa de transferência de calor no gerador.

2.6 Retificador

O retificador é o componente responsável por garantir um maior grau de pureza da amônia na instalação. O fluido refrigerante não deve possuir índices elevados de umidade, pois esta se depositaria no evaporador prejudicando a troca térmica deste, afetando assim o desempenho global do sistema de refrigeração por absorção.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_9 + \dot{m}_8 \quad (13)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_9 x_9 + \dot{m}_8 x_8 \quad (14)$$

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_r \quad (15)$$

onde \dot{Q}_r é a taxa de transferência de calor no retificador.

2.7 Condensador

No condensador o vapor de refrigerante proveniente do gerador troca calor com a água de condensação liberando calor, ocorrendo desta forma a mudança de fase do refrigerante (amônia) de vapor para líquido saturado.

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (16)$$

$$\dot{m}_9 x_9 = \dot{m}_{10} x_{10} \quad (17)$$

$$\dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{Q}_c \quad (18)$$

onde \dot{Q}_c é a taxa de transferência de calor no condensador.

2.8 Válvula de expansão do fluido refrigerante

O dispositivo de expansão produz uma perda de carga no sistema, reduzindo a pressão desde o nível de alta até o de baixa pressão, a qual caracteriza os regimes de operação dos sistemas de refrigeração. Os balanços de massa e energia aplicados à válvula de expansão são representados pelas Eq. 19 a 21.

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (19)$$

$$x_{10} = x_{11} \quad (20)$$

$$h_{10} = h_{11} \quad (21)$$

2.9 Evaporador

O fluido refrigerante chega ao evaporador na forma de uma mistura líquido-vapor, com um determinado título. O calor trocado no evaporador é responsável pela redução de temperatura da água gelada. O fluido refrigerante sai do evaporador na condição de vapor saturado.

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (22)$$

$$\dot{m}_{11} x_{11} = \dot{m}_{12} x_{12} \quad (23)$$

$$\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{Q}_e = \dot{m}_{12} h_{12} \quad (24)$$

onde \dot{Q}_c é a taxa de transferência de calor no evaporador.

A partir das expressões dos balanços de massa e de energia, calculam-se os parâmetros mais importantes para a análise do ciclo de absorção, através da introdução de alguns valores de entrada. Os resultados importantes para a análise do desempenho do ciclo são: as quantidades de calor absorvido ou dissipado pelos diversos componentes e o valor do COP do ciclo. O coeficiente de performance (*COP*) de um sistema de refrigeração por absorção é definido pela Eq. 25:

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_g + \dot{W}_b} \quad (25)$$

Para determinar a eficiência de refrigeração foi calculado o COP_{ideal} , que é obtido através de uma relação entre as temperaturas de trabalho do ciclo de absorção, conforme a Eq. 26:

$$COP_{ideal} = \frac{T_e(T_g - T_a)}{T_g(T_c - T_e)} \quad (26)$$

onde T_e é a temperatura de evaporação, T_g é a temperatura do gerador, T_c é a temperatura de condensação e T_a é a temperatura ambiente. Conhecendo os valores de COP e COP_{ideal} , pode-se calcular a eficiência da refrigeração, η_R , dada pela Eq. 27:

$$\eta_R = \frac{COP}{COP_{ideal}} \quad (27)$$

2.4 Dados utilizados na simulação

As simulações foram realizadas na plataforma do software IPSEpro® versão 4.0. Este software é específico para simulação de plantas de processos industriais e possui diferentes bibliotecas adequadas a cada processo. Para a simulação deste trabalho foram utilizadas as bibliotecas FRIGO (*Refrigeration Process*) e a biblioteca APP (*Advanced Power Plant*) ambas do módulo PSE (*Process Simulation Environment*), onde foram utilizados os componentes disponíveis nas bibliotecas. Os dados simulados no programa são dados reais de uma planta frigorífica localizada no oeste catarinense. Foram consideradas três situações de operação diferente para a caldeira. A Tab. 1 mostra os parâmetros considerados para a realização da simulação dos três casos:

Tabela 1. Descrição dos Parâmetros de entrada para as simulações

Descrição dos parâmetros	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Pressão de vapor na entrada da turbina	40 bar	40 bar	40 bar
Pressão de vapor na saída da turbina	7 bar	7 bar	7 bar
Temperatura do vapor na entrada da turbina	430 °C	430 °C	430 °C
Temperatura do vapor na saída da turbina	170 °C	170 °C	170 °C
Vazão mássica de vapor - processo industrial	20.000 kg.h ⁻¹	30.000 kg.h ⁻¹	40.000 kg.h ⁻¹
Temperatura de entrada dos gases de exaustão no trocador	181 °C	181 °C	181 °C
Temperatura de saída dos gases de exaustão do trocador	150 °C	150 °C	150 °C
Vazão volumétrica dos gases de exaustão	120.000 m ³ .h ⁻¹	140.000 m ³ .h ⁻¹	160.000 m ³ .h ⁻¹
Temperatura de condensação	40 °C	40 °C	40 °C
Temperatura de evaporação	0,5 °C	0,5 °C	0,5 °C
Temperatura de saída da água do <i>chiller</i>	2	2	2
Temperatura de entrada da água do <i>chiller</i>	8	8	8
Concentração de Amônia na saída do evaporador	0,9996 kg.kg ⁻¹	0,9996 kg.kg ⁻¹	0,9996 kg.kg ⁻¹
Concentração de Amônia na entrada do condensador	0,9996 kg.kg ⁻¹	0,9996 kg.kg ⁻¹	0,9996 kg.kg ⁻¹
Título na saída do evaporador	1	1	1
Título na entrada da bomba de solução	0	0	0
Título na entrada do condensador	1	1	1
Rendimento da bomba de solução	0,7	0,7	0,7
Rendimento da bomba da caldeira	0,7	0,7	0,7
Rendimento da turbina	0,6	0,6	0,6
Rendimento do gerador elétrico	0,9	0,9	0,9
Rendimento do trocador SHX	0,9	0,9	0,9

A Fig. 2 mostra a visão geral das instalações da caldeira instalada na empresa analisada, através de imagem da tela do supervisório e identifica a localização da recuperação de calor para acionamento de uma máquina de absorção amônia/água.

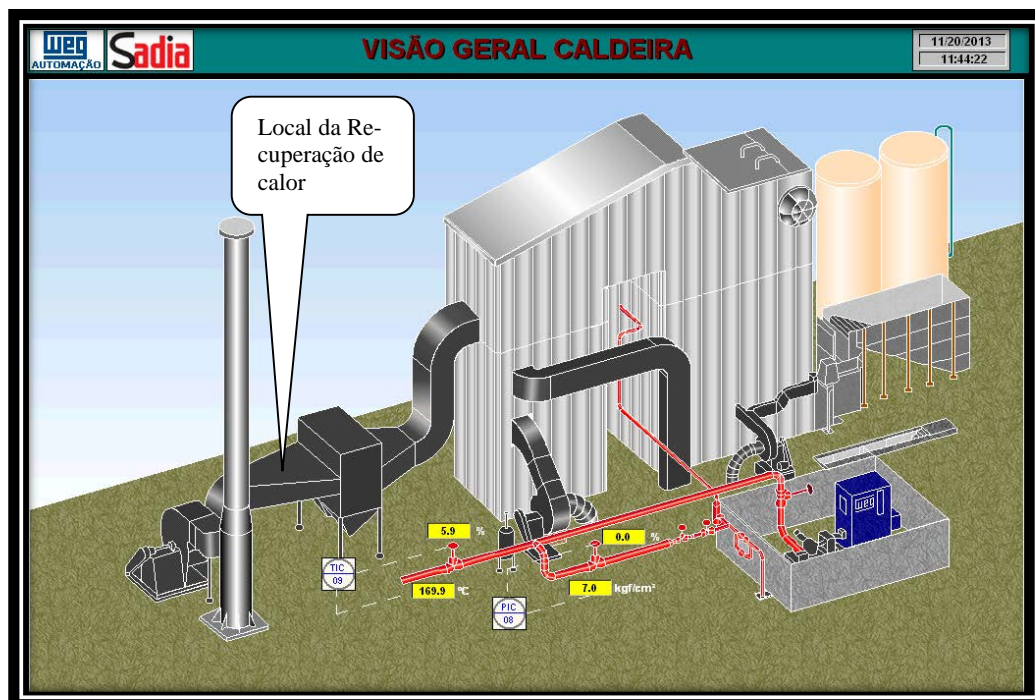


Figura 2. Imagem do supervisório da caldeira em análise

A Fig. 3 mostra o esquema de recuperação de calor dos gases de exaustão da caldeira de cogeração/processo através do sistema de refrigeração por absorção amônia/água.

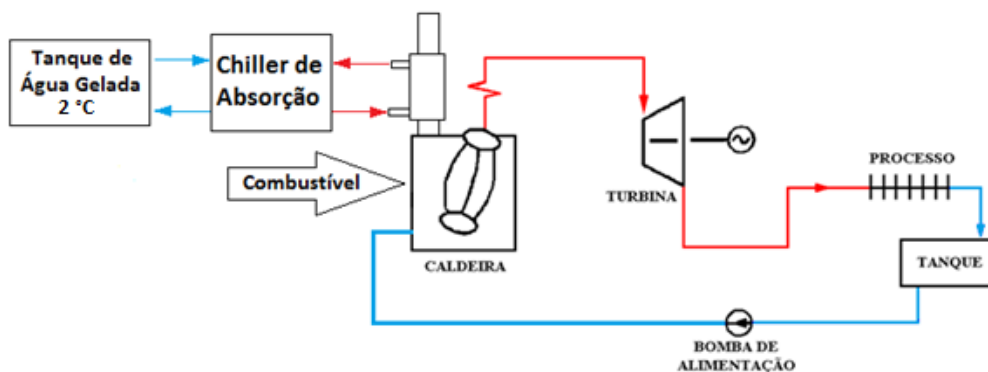


Figura 3. Esquema de recuperação de calor na caldeira por *chiller* de absorção

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Foram analisados e simulados três cenários diferentes, conforme apresentado na Tab. 1. A Fig. 4 mostra a variação da produção de água gelada de um *chiller* de absorção amônia/água em função da vazão dos gases de exaustão da caldeira e da temperatura de condensação adotada para o *chiller*.

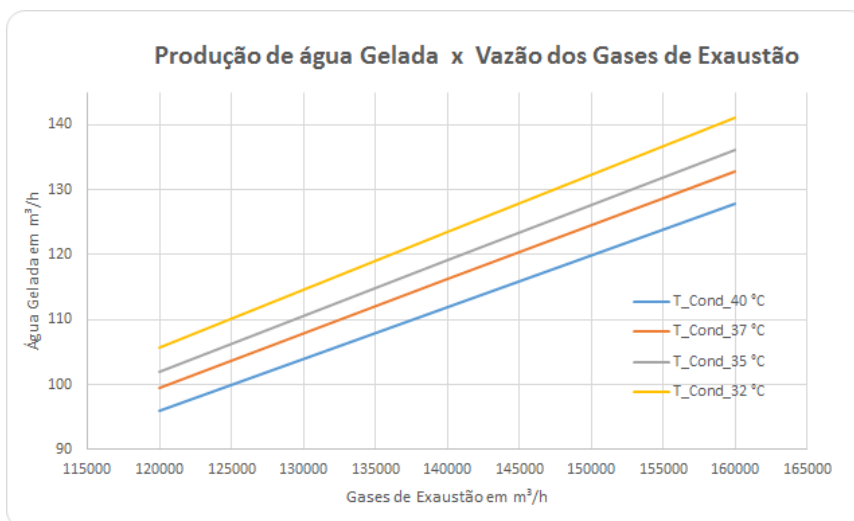


Figura 4. Variação da produção de água gelada

Conforme mostra a Fig. 4, a variação na produção de água gelada do *chiller* de absorção está associada à temperatura de condensação adotada e do fluxo dos gases de exaustão, sendo maximizada nesta análise em uma temperatura de condensação de 32 °C e um fluxo dos gases de exaustão de 160.000 m³/h, para uma produção de 141,1 m³/h de água gelada à 2 °C.

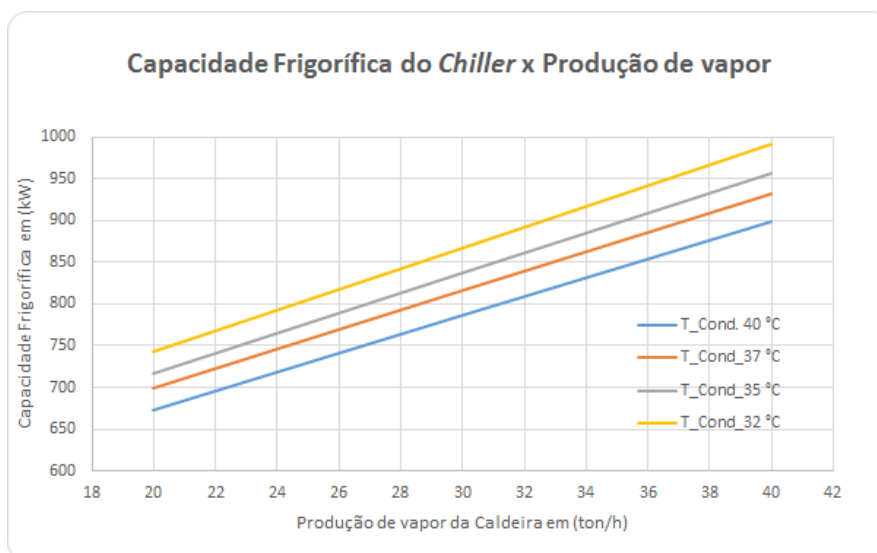


Figura 5. Variação da capacidade frigorífica do *chiller*.

Conforme mostrado na Fig. 5, a variação da capacidade frigorífica do *chiller* de absorção também está associada a produção de vapor da caldeira industrial, a qual mostra uma variação entre a mínima produção de vapor pela caldeira para atender as demandas de aquecimento do frigorífico e a sua máxima produção de vapor. Conforme pode-se perceber, a máxima capacidade frigorífica encontrada para o *chiller* foi de 991 kW para uma temperatura de condensação de 32 °C e uma produção de vapor de 40 ton/h. A capacidade mínima encontrada foi de 673,4 kW para uma temperatura de condensação 40 °C e uma produção de vapor de 20 ton/h. Observa-se que a variação entre mínima e a máxima capacidade frigorífica é de 32 %, a qual deve ser observada e considerada para um bom dimensionamento do sistema.

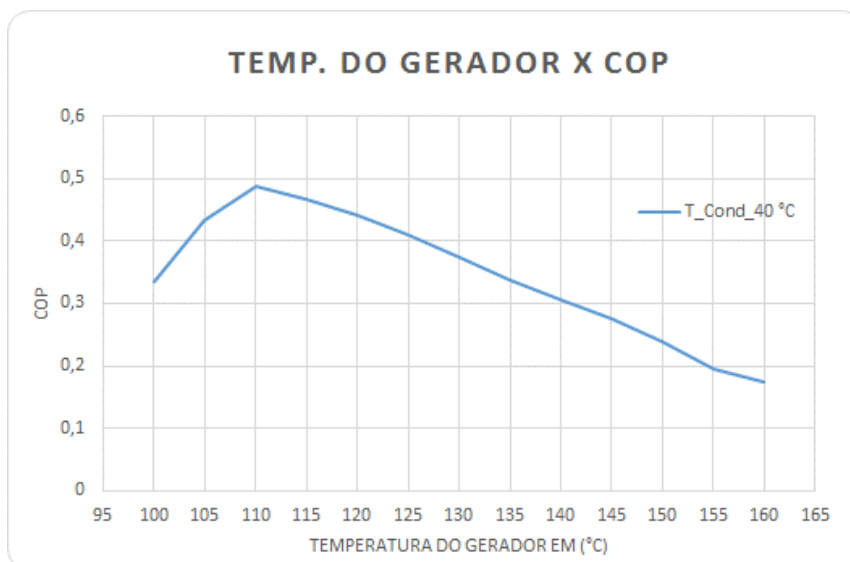


Figura 6. Variação do COP do *chiller*.

A Fig. 6 mostra a variação do coeficiente de performance do *chiller* em função da temperatura mínima no gerador. Pode-se perceber que o aumento da temperatura do gerador não melhora o COP do *chiller*, pelo contrário, acaba fazendo com que o COP seja reduzido drasticamente após a temperatura do gerador de 110 °C, (para o caso em que testamos com temperatura de evaporação de 0,5 °C e temperatura de condensação de 40 °C). Portanto, a temperatura mínima do gerador é sempre definida em função da temperatura de evaporação, que deve ser definida em função da necessidade do processo de refrigeração desejado.

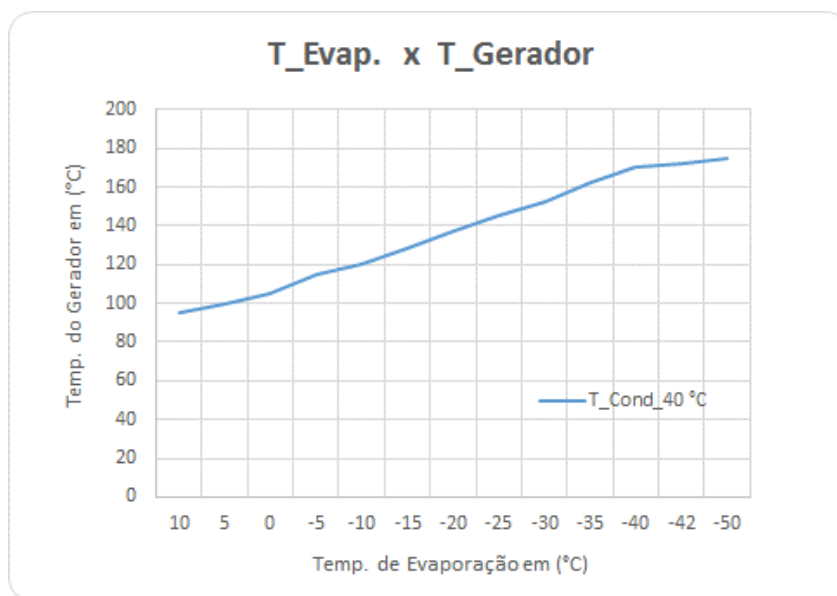


Figura 7. Temperatura mínima do gerador

A Fig. 7 mostra a influência da temperatura de evaporação sobre a temperatura mínima do gerador para um sistema de refrigeração por absorção amônia/água. Pode-se perceber que quanto menor for a temperatura de evaporação do sistema, maior será a temperatura mínima no gerador para acionar o sistema de absorção. Quando tem-se disponível uma fonte de calor com temperatura assim da temperatura mínima do gerador, recomenda-se utilizar um sistema de absorção de duplo efeito afim de obter um melhor COP. Segundo Herold, Radermacher e Klein (1996) normalmente fontes de calor acima de 180 °C utilizam sistemas de duplo efeito o qual melhora significativamente o COP.

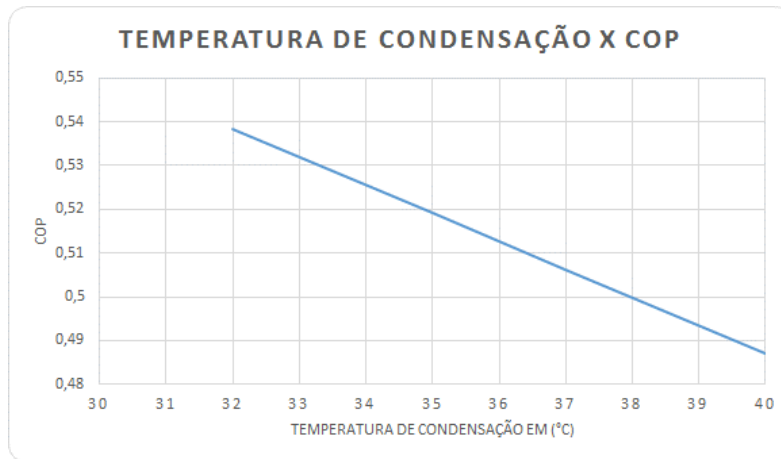


Figura 8: Influência da temperatura de condensação no *COP* do *chiller*.

A Fig. 8 mostra a influência da temperatura de condensação no *COP* do sistema de absorção analisado. Pode-se perceber que entre a $T_{cond} 40\text{ °C}$ e $T_{cond} 32\text{ °C}$, a variação do *COP* é de 0,4871 para 0,5383 respectivamente, a qual representa uma melhora no *COP* do sistema de 9,5 %.

Nas indústrias frigoríficas a utilização de água gelada é bastante intensa para uso em diversos processos produtivos. Para a realização do estudo foi comparado o sistema de absorção com *COP* de 0,5191 ($T_{cond} = 35\text{ °C}$) com um sistema de compressão com *COP* de 3,0. A capacidade frigorífica considerada foi a do “caso 3” para $T_{cond} = 35\text{ °C}$, a qual foi de 956,1 kW. Através da recuperação de calor dos gases de exaustão da caldeira pela absorção, é possível reduzir a potência elétrica do compressor do sistema de refrigeração por compressão na ordem de 318,7 kW. Considerando um funcionamento diário de 20 h, custo médio do kWh de R\$ 0,21 e 24 dias de produção por mês, tem-se um valor mensal de R\$ 32.124,96, totalizando uma economia anual de R\$ 385.499,52. Foi realizada uma análise econômica para a implantação deste sistema. Nesta análise foi considerada uma TMA (taxa mínima de atratividade) de 15,7%, estando dividida entre a inflação projetada para o período de 4,3% e o custo do capital de 11,4%. O valor do capital investido foi considerado de R\$ 1.299.700,00, referente à aquisição dos equipamentos e mão de obra de implantação. A TIR (taxa interna de retorno) ficou em 15,3 % e o *payback* (tempo de retorno do investimento) foi de 6,30 anos ou 76 meses.

Durante a análise percebeu-se que a temperatura disponível na fonte de calor seria suficiente para acionar um *chiller* de absorção amônia/água para $T_{evap} = -35\text{ °C}$ a uma $T_{cond} = 35\text{ °C}$. Em uma indústria frigorífica, o regime de operação com $T_{evap} = -35\text{ °C}$ é utilizado para os túneis de congelamento rápido dos produtos. Atualmente esse processo é realizado através de um sistema de duplo estágio de compressão, mas mesmo assim a performance do sistema é considerada baixa, com *COP* igual 1,3.

Foi realizada uma simulação utilizando o aplicativo IPSEpro para um sistema de refrigeração por absorção para esta condição onde foi verificado que o *COP* para o ciclo de absorção com $T_{evap} = -35\text{ °C}$ e $T_{cond} = 35\text{ °C}$ foi de 0,322 e a temperatura mínima do gerador igual a 152 °C . Essa condição foi comparada com o sistema de compressão, considerando a mesma energia disponível nos gases de exaustão, obtendo-se uma capacidade frigorífica de 593,3 kW, à -35 °C . Em um sistema de refrigeração convencional de compressão é necessário um compressor com potência de 457 kW. Considerando as mesmas condições anteriores com relação aos custos da energia elétrica e aos dias de produção, tem-se uma economia mensal por parte dos compressores de refrigeração em substituição ao sistema por absorção de R\$ 46.065,60 mensais, totalizando uma economia anual de R\$ 552.787,20. Assim como na situação anterior, foi realizada uma análise econômica, considerando as mesmas taxas e o mesmo valor do capital investido, alterando apenas os ganhos incrementais do projeto inerentes a esta situação. Obteve-se uma TIR de 19,8% e um *payback* de 4,0 anos ou 48 meses.

4 CONCLUSÕES

Neste trabalho é apresentado um estudo referente ao uso de sistemas de refrigeração por absorção utilizando rejeito térmico através de simulação. O estudo teve por objetivo analisar o uso da energia térmica disponível nos gases de exaustão de uma caldeira. Esta energia acionou o sistema de absorção responsável pela produção de água gelada a 2 °C . Outra simulação também foi realizada, considerada a mesma energia para acionar um sistema de absorção para os túneis de congelamento à -35 °C . Esta última situação dos túneis mostrou-se mais atraente que a primeira, pois a recuperação do capital acontece antes, devido principalmente a TIR da segunda situação ser maior que a da primeira. A análise econômica mostrou que ambas situações (água gelada e/ou túneis) são boas alternativas para a redução dos custos operacionais, pois apresentam uma TIR superior à TMA, comprovando o grande potencial que o sistema de refrigeração por absorção possui para redução do consumo de energia elétrica em empresas que necessitam de grandes capacidades de refrigeração em seus processos, como é o caso das indústrias frigoríficas.

Agradecimentos

Os autores agradecem a empresa BRF- Brasil Foods por contribuir com informações dos processos de utilidades da unidade de Chapecó, localizada no meio oeste catarinense, para a realização das simulações.

5 REFERÊNCIAS

- Arteconi, A., Brandoni, C. and Polonara, F., 2009, Distributed generation and trigeneration: energy saving opportunities in Italian supermarket sector, Applied Thermal Engineering, vol. 29, pp. 1735-1743.
- ASHRAE, 2005, Handbook of Fundamentals, IP Edition, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, USA.
- Bassols, J., Kuckelkorn, B., Langreck, J., Schneider, R. and Veelken, H., 2002, Trigeneration in the food industry, Applied Thermal Engineering, vol.22, pp. 595-602.
- Çengel, Y. A. and Boles, M. A., 2006, Termodinâmica, 5.ed., McGraw-Hill, São Paulo.
- Colonna, P. and Gabrielli, S., 2003, Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration systems (AAR), Applied Thermal Engineering, vol. 23, pp. 381-396.
- Diaconu, B. M., Varga, S. and Oliveira, A. C., 2011, Numerical Simulation of a solar-assisted ejector air conditioning system with cold storage, Energy, vol.36, pp. 1280-1291.
- Havelský, V., 1999, Energetic efficiency of cogeneration systems for combined heat, cold and power production, International Journal of Refrigeration, vol. 22, pp. 479-485.
- Herold, K.E., Radermacher, R. and Klein, S. A., 1996, Absorption chillers and heat pumps. CRC Press, Boca Raton.
- Mühle, I.N., 2000, Instalações de refrigeração por absorção: a experiência da MADEF, Anais do 3º. Encontro de Energia no Meio Rural, Campinas, SP, Brasil.
- Pridasawas, W. and Lundqvist, P., 2007, A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant, International of Journal Refrigeration, vol. 30, pp. 840-850.
- Sugiartha, N., Tassou, S.A., Chaer, I. and Marriott, D., 2009, Trigeneration in food retail: an energetic, economic and environmental evaluation for a supermarket application, Applied Thermal Engineering, vol. 29, pp. 2624-2632.
- Ziher, D. and Poredos, A., 2006, Economics of a trigeneration system in a hospital, Applied Thermal Engineering, vol. 26, pp. 680-687.
- Wang, Y., Huang, Y and Roskilly, A.P., 2009, Trigeneration integrated with absorption enhanced reforming of lignite and biomass, Fuel, vol. 88, pp. 2004-2010.

FEASIBILITY STUDY OF AN ABSORPTION AMMONIA/WATER COOLING SYSTEM USING HEAT WASTE IN A FOOD INDUSTRY

Abstract. *In the present article, a cogeneration system is analyzed in a food company that uses several utilities in its productive process. These processes generate industrial residues, such as solids, liquids and also thermal residues. In the paper alternatives to reduce electricity consumption were identified through the thermal/energetic potentials available in the actual plant. Therefore the implementation of an ammonia/water absorption refrigeration system as an alternative for cold water production is studied. This type of system appears to be interesting for various applications because they are activated by thermal energy instead of electric energy as the current systems. In this study, the mathematical modeling is carried out and three different cases of an ammonia/water absorption refrigeration system are analyzed. The data presented for the company potential recovery of heat a boiler, are simulated through the IPSEpro software. An economical analysis is held at the end of this article where it's possible to observe the costs needed for the implementation of an absorption chiller and the best configuration of the proposed system as well as the investment return internal rate (TIR) and the payback time.*

Key words: Refrigeration, Absorption, Ammonia, Simulation