

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA E ECONÔMICA DE RECUPERAÇÃO DE ENERGIA TÉRMICA EM UMA INDÚSTRIA DE FABRICAÇÃO DE BEBIDAS

Miquéias Carlos Rodrigues Alves, miqueiasalves@yahoo.com.br¹

Alan Carvalho Pousa, alanpousa@yahoo.com.br¹

Tiago de Freitas Paulino, tiagopaulino@deii.cefetmg.br²

¹Centro Universitário UNA. Avenida. Raja Gabaglia, 3.950, Estoril, Belo Horizonte, Brasil. CEP 30494-310

²Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. Avenida Amazonas, 5253 - Nova Suíça - Belo Horizonte, Brasil. CEP 30421-169

Resumo: No cenário industrial o custo da energia e o impacto ambiental advindo da sua utilização têm sido objeto de constante atenção. Este artigo apresenta um estudo de caso com avaliação técnica e econômica, realizado em uma indústria de fabricação de bebidas, que possui em seu processo demanda de energia térmica de calor de processo e refrigeração. No sistema atual os dois processos são independentes, o primeiro utiliza uma caldeira Flamotubular como gerador de vapor, realizando a queima de combustível fóssil óleo BPF A1, o vapor é utilizado para transferência de energia térmica em trocadores de calor e retorna na forma de líquido aquecido através da linha de retorno de condensado. Para refrigeração a energia é convertida através da utilização do ciclo de compressão a vapor, com o fluido refrigerante R-717 (Amônia) em circuito fechado, processo no qual é rejeitada grande quantidade de energia térmica. A proposta é de que o calor rejeitado no processo de condensação do circuito de refrigeração seja utilizado para pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira, reduzindo assim o consumo de combustível e a emissão de poluentes. As modificações serão implantadas de forma a possibilitar também a operação dos sistemas de forma independente. O estudo tem como base a produção de 2700 kg/h de vapor em uma jornada de 260 horas mensais, o calor transferido para a água de alimentação da caldeira terá a temperatura de entrada elevada de 50°C para 90°C. A proposta possui um valor de investimento inicial estimado em R\$ 84.650,00. O projeto apresentou viabilidade técnica e econômica, demonstrando melhor utilização da energia térmica disponível na planta, apresentando uma TIR de 55,27% ao ano e um Payback de 12,1 meses.

Palavras-chave: recuperação de energia térmica, eficiência energética, refrigeração industrial.

1. INTRODUÇÃO

Até a década de 1980, o crescimento econômico estava atrelado à expansão da oferta de energia. Entretanto, com o aumento dos preços e compreensão dos problemas ambientais gerados pela queima de combustíveis fósseis, a sustentabilidade energética passa a ser um fator de preocupação constante (IBGE, 2015). Quanto maior a eficiência energética de um país, maiores são os benefícios gerados, tais como redução do peso da conta de energia nos custos totais de produção, menores impactos e custos ambientais decorrentes do processo produtivo (IBGE, 2015).

O desenvolvimento “sustentável” pressupõe a melhoria das condições econômicas, sociais e ambientais da região e das populações, garantindo simultaneamente às gerações futuras as condições necessárias ao seu próprio desenvolvimento (Amorim, 2009).

Para Costa e Carvalho (2005) as empresas precisam alinhar suas atividades e objetivos de forma a serem economicamente lucrativa, com responsabilidade social, ética e ambiental. Nos processos industriais que utilizam energia térmica a necessidade de redução do impacto ambiental fica evidenciada em dois aspectos: a emissão de gases causadores do efeito estufa, principalmente pela liberação de dióxido de carbono (CO₂) nos processos de queima de combustíveis em fontes estacionárias e a utilização de fontes não renováveis de energia (óleos combustíveis e gás natural). Ambos os pontos podem ser minimizados com o ato de redução do consumo de combustível.

Em 2014, da energia destinada ao setor industrial, 25,38% do total e 13,1% da energia elétrica foi consumida pelo segmento de produção de alimentos e bebidas (EPE, 2015).

Tem-se observado uma redução da emissão de CO₂ no subsetor industrial de alimentos e bebidas. Em 2012 a emissão de CO₂ foi de 4074 gigagramas, enquanto que em 1999 as emissões totalizaram 4374 gigagramas de CO₂ (MCTI, 2014). A redução das emissões é decorrente do aumento da utilização do Gás Natural, combustível que apresenta menor intensidade de carbono (PMBH, 2009).

Os estudos de redução de utilização de combustíveis têm alcançado importantes resultados, como o proposto por Nascimento (2009), que em uma indústria petroquímica, conseguiu realizar a redução da utilização e geração de 2300 quilos vapor por hora e 9% do consumo de combustível através da instalação de recuperadores de energia na linha de descarga de um compressor centrífugo de grande porte, com a função específica de dessuperaquecer o propileno e realizar o preaquecimento da água de alimentação da caldeira. O projeto teve como resultado uma redução nos custos variáveis de produção entre 440 a 510 mil dólares americanos por ano e a redução da emissão de CO₂ entre 2,5 a 3,5 mil toneladas de por ano.

Nas indústrias de alimentos e bebidas alguns estudos têm objetivado a redução do consumo de energia elétrica. Todeschini (2011) realizou uma análise energética completa no circuito de refrigeração de uma cervejaria em busca de melhorar a eficiência. Em sua análise foram propostas duas opções de melhoria, a primeira opção era a realização de uma nova divisão dos regimes de operação de acordo com as temperaturas de evaporação demandadas, essa opção oferecia economia média de 3% na potência consumida para compressão. A segunda opção considerou a escolha da temperatura de condensação adequada de acordo com as condições climáticas do local e regimes de trabalho, observou-se uma economia média de 8% na potência consumida para compressão.

Cruz (2014) realizou uma análise de viabilidade de instalação de um chiller com sistema de refrigeração por absorção de amônia em uma indústria frigorífica como alternativa para redução dos custos operacionais em substituição a um sistema de compressão de vapor. No estudo é proposto a utilização do rejeito térmico dos gases de exaustão da caldeira do circuito de cogeração e processo como fonte de energia para o sistema de absorção. A análise econômica apresentou uma TIR de 15,7% e payback de 6,3 anos para o regime de funcionamento médio de 260 horas mensais.

A redução consumo de energia na indústria alimentícia e de bebidas além de minimizar o impacto ambiental pode contribuir para o aumento da competitividade das empresas do segmento. Este artigo visa apresentar uma proposta para redução do consumo de combustível fóssil, com consequente redução da emissão de poluentes, através do reaproveitamento de uma fonte térmica já existente no processo. Contemplando a instalação de um trocador de calor que recupere a energia rejeitada pelo gás refrigerante superaquecido da descarga dos compressores para pré-aquecimento da água de abastecimento da caldeira.

A aplicação será realizada em uma empresa de produção de bebidas, mais especificamente refrigerantes, que possui um sistema de geração de frio baseada num ciclo de compressão a vapor de simples estágio, sistema inundado e compressores em paralelo, operando com fluido refrigerante R717 (amônia) no regime -10/+35°C e produção de vapor utilizando geradores de vapor flamotubulares, através de queima de combustível óleo mineral A1 BPF (baixo ponto de fluidez).

2. SISTEMA DE COMPRESSÃO DE VAPOR

Um circuito de refrigeração por compressão de vapor apresenta quatro componentes básicos, que geram as etapas do processo do ciclo teórico apresentado na Fig. 1 e descritos na sequência.

O evaporador (Processo 4-1) é responsável por realizar a transferência de calor entre o fluido refrigerante e o meio a resfriar, o mesmo funciona como um vaso de pressão constante, em um ciclo teórico, que tem objetivo de vaporizar o fluido refrigerante através de transmissão de calor por suas paredes. No sistema apresentado é utilizado regime de evaporação -10°C a pressão manométrica de 198 kPa.

O compressor (Processo 1-2) mantém a pressão do evaporador no nível desejado, garantindo assim que a temperatura de evaporação seja mantida, o compressor realiza a sucção dos gases superaquecidos do evaporador em baixa pressão e baixa temperatura e comprime para uma alta pressão (1100 a 1200 kPa) e consequentemente uma alta temperatura (entre 110 e 120°C).

O condensador (Processo 2-3) retira o calor absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador e durante a compressão mecânica, transformando o gás superaquecido em líquido saturado a alta pressão. A realização da troca de calor é normalmente realizada com o ar atmosférico através de circulação forçada do ar, da água, ou através de condensadores evaporativos que usam a mistura água e ar.

A válvula de expansão (Processo 3-4) é o agente que controla a entrada do fluido refrigerante na fase líquida para dentro do evaporador, reduzindo a pressão do mesmo através de uma expansão isentalpica, reduzindo a temperatura do fluido e garantindo que o volume de líquido dentro do evaporador seja controlado a ponto de não ser aspirado líquido pelo compressor.

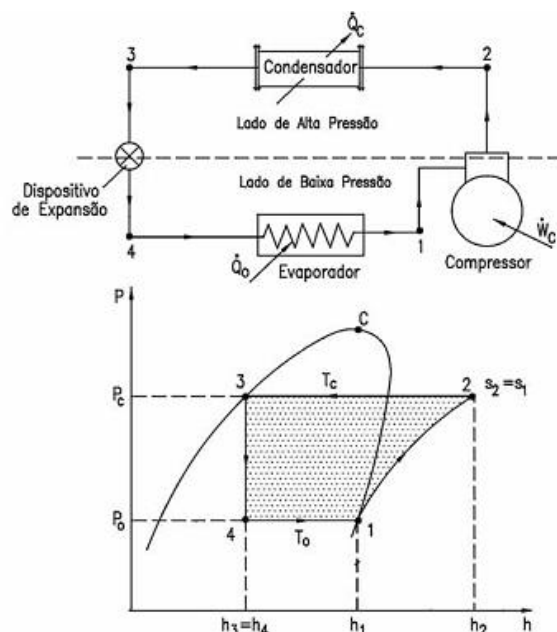


Figura 1 - Ciclo teórico refrigeração por compressão a vapor de Ferraz (2008).

Existem diversas diferenças entre o ciclo teórico e o ciclo real, as características reais de operação em um condensador serão discutidas para este estudo. O condensador real realiza o processo em três etapas: retirada de calor sensível gás (dessuperaquecimento), retirada de calor latente (liquefação), retirada de calor sensível líquido (sub-resfriamento), como apresentado na Fig. 2. O gás superaquecido na descarga dos compressores alternativos em sistemas de R717 é normalmente controlado através do resfriamento por água nas tampas dos cabeçotes e nas tampas do cárter em compressores de simples estágio, garantindo que a mesma não ultrapasse os 130°C.

O sistema apresentado na Fig. 1 é o modelo mais simples possível para um ciclo de refrigeração por compressão, em um sistema industrial são utilizados outros equipamentos. O sistema da planta estudada conta com a utilização de evaporadores inundados, trocadores de calor submerso (shellandcoil), separadores de líquido, compressores em paralelo, condensadores evaporativos e reservatório de líquido.

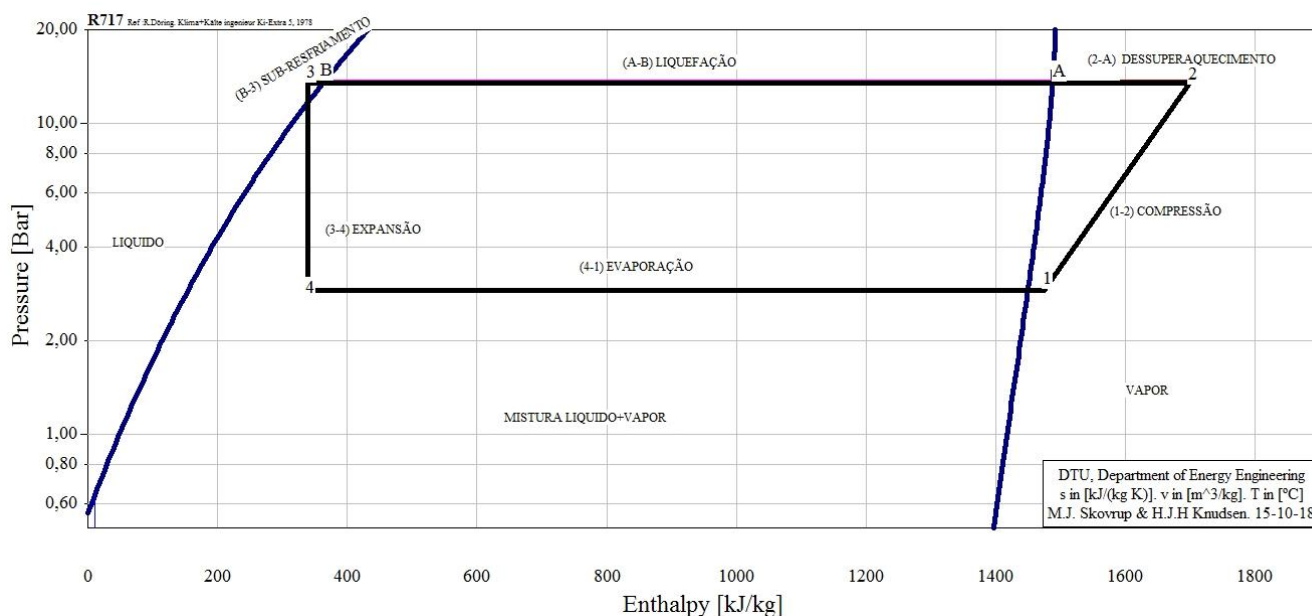


Figura 2 - Gráfico P-h - Ciclo de refrigeração relativo ao estudo de caso - Software CoolPack®

Os sistema de refrigeração operando em um ciclo de compressão a vapor de simples estágio, com amônia é apresentado na Fig. 3. Nesse circuito o fluxo do fluido refrigerante líquido resfriado é realizado por diferença de gravidade entre o separador e o evaporador, o gás superaquecido é sucionado do separador pelo compressor mantendo a pressão no separador constante, realizado o trabalho de compressão a energia absorvida pelo fluido refrigerante é dissipada no condensador evaporativo, o fluido no estado de líquido pressurizado sub-resfriado é armazenado no reservatório de líquido. O controle do nível de líquido no separador é realizado por controlador eletromecânico (boia) e

válvula solenóide, essa última também é a responsável pela realização da expansão do fluido proveniente do reservatório. Os dados do circuito seguem descritos na Tab. 1.

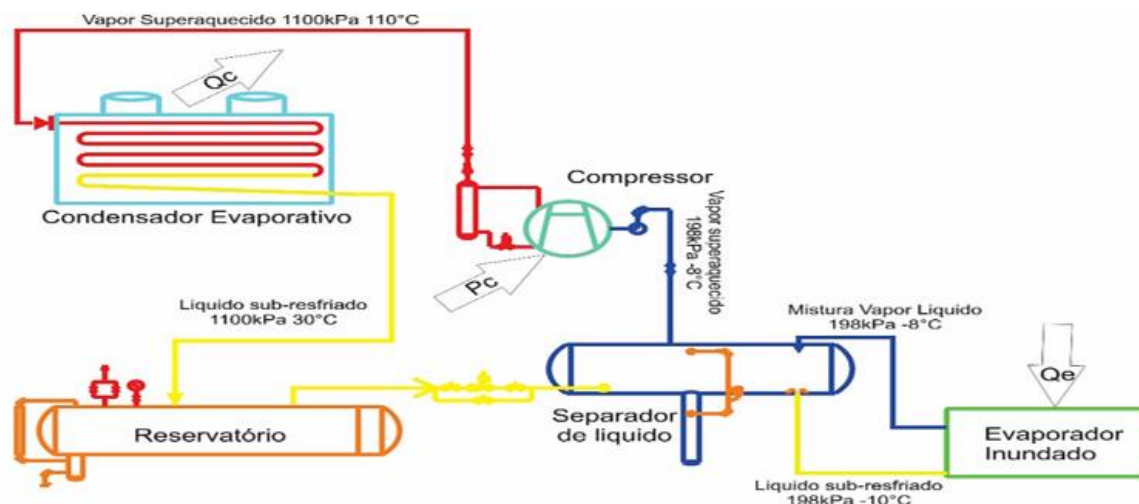


Figura 3 - Fluxograma simplificado do sistema de refrigeração – Fonte: Autores

Tabela 1 - Dados circuito de refrigeração

Fluido Refrigerante	R717 (NH3)
Regime de trabalho	-10/+35°C
Capacidade térmica refrigeração (Qe)	1.812,05 kW
Deslocamento volumétrico	3090 m³/h
Arranjo físico dos compressores	Paralelo
Tipo compressores	Alternativos (recíprocos)
Potência elétrica instalada (Pc)	535 kW
COP (teórico)	3,37
Tipo de condensação	Condensador evaporativo
Potência térmica rejeitada (Qc)	2.360 kW
Sub-resfriamento (condensação)	5 °C

3. SISTEMA DE GERAÇÃO DE VAPOR

O vapor é utilizado na indústria de alimentos para aquecimento de matéria prima, limpeza, esterilização, aquecimento de água para banho entre outros.

A caldeira é o gerador de vapor mais utilizado. Consiste em um trocador de calor que opera com uma pressão acima da atmosférica, produzindo vapor a partir de uma fonte térmica qualquer. São normalmente aplicados como fontes de energia térmica a queima de combustíveis (líquidos, sólidos ou gasosos), porém pode ser utilizado também gases residuais de processos, energia solar e até mesmo fontes de energia nuclear.

O sistema de condensação constitui uma importante diferença no processo de geração de vapor utilizado em indústrias alimentícias se comparado a processos de geração de energia elétrica. Na indústria alimentícia são utilizados purgadores e recuperadores de condensados, que permitem o retorno do líquido aquecido para ser reutilizado na alimentação da caldeira.

Algumas definições importantes no sistema de geração de vapor referem-se a capacidade do gerador, ao calor útil e a eficiência térmica. A capacidade do gerador é a quantidade de vapor produzido pela caldeira, a unidade normalmente utilizada é quilograma de vapor ou tonelada de vapor por hora [kg/h ou t/h]. O calor útil é a parcela de calor produzida pelo combustível que se transferiu para a água, formando vapor. E a eficiência térmica é a relação entre o calor útil e o conteúdo térmico total do combustível queimado. A Eq. (1) demonstra o cálculo da eficiência térmica, nela $\dot{m}_v$ é a vazão mássica de vapor fornecido [kg/h], $\dot{m}_c$ é a vazão mássica de combustível [kg/h], h_{vs} e h_{ve} são a entalpia do vapor de saída e de entrada [kJ/kg] e o PCI é o poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg].

$$\eta_T = \frac{\dot{m}_v(h_{vs} - h_{ve})}{\dot{m}_c * PCI} \quad (1)$$

Para geração de vapor a planta possui duas caldeiras ATA MP flamotubular, que operam em regime alternado, uma em produção e outra como reserva (back-up), o sistema conta com retorno de líquido aquecido para caixa desaeradora, o combustível utilizado é o óleo A1 BFP. A capacidade máxima de produção do gerador é de 4,5 toneladas de vapor por hora. A Fig. 4 apresenta o fluxograma simplificado do sistema e a Tab. 2 mostra os dados.

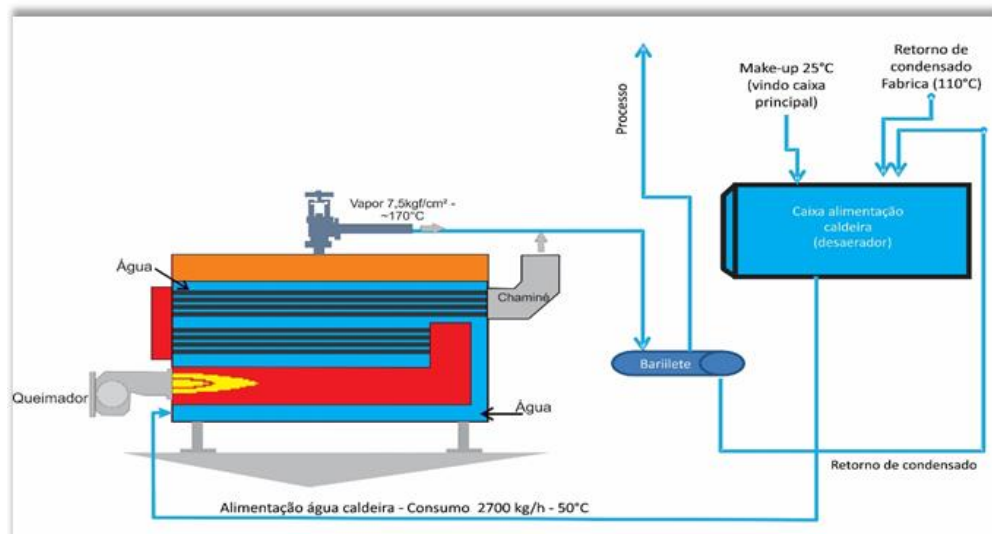


Figura 4 - Fluxograma simplificado circuito geração – Fonte: Autores

Tabela 2 - Geração de vapor

Fabricante	ATA Combustão técnica S.A
Tipo	ATA MP
Modelo	808
Capacidade produção de vapor	4500 kg/h
P.M.T.A	10,55 kgf/cm ²
Pressão de trabalho	7,5 kgf/cm ²
Temperatura de saída vapor	~170 °C
Utilização máxima de vapor	2700 kg/h
Combustível	Óleo BPF A1
PCI (poder calorífico inferior)	40193 kJ/kg
Consumo combustível	14.000 kg/mês
Horário de funcionamento	04:00 às 14:00h
Jornada (dias/mês)	26 dias /mês
Preço combustível	R\$ 1,80/kg
Temperatura água entrada caldeira (média)	50 °C
Temperatura água de reabastecimento (Make-Up)	25°C

Os dados da Tab. 2 foram obtidos através de planilhas de controle da equipe de manutenção da fábrica e medições realizadas no mês de setembro de 2015. Considerando o regime de trabalho acima citado, o custo mensal com combustível para geração de vapor é de R\$25.200,00.

4. SISTEMA PROPOSTO

4.1. Recuperador de Calor

O projeto proposto consiste na instalação de um trocador de calor no circuito de refrigeração na linha de descarga dos compressores, entre a entrada do condensador e saída do compressor, o mesmo terá a função de utilizar o calor que seria dissipado pelo condensador evaporativo para realizar o pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira, aquecendo a mesma até atingir a temperatura de 90°C, o circuito de água do trocador de calor será alimentado por uma bomba centrífuga que irá fazer a recirculação da água entre o trocador de calor e o desaerador até atingir os pontos de controle. A Fig. 5 apresenta de forma simplificada a representação do sistema proposto.

O controle do processo será realizado por um controlador de temperatura de duas entradas, o mesmo irá comparar a temperatura da água do desaerador (T1) e a temperatura da amônia na entrada do trocador (T2), a bomba de circulação será desativada sempre que a T1 for maior ou igual a T2 ou quando T1 atingir o set-point, evitando a evaporação da água.

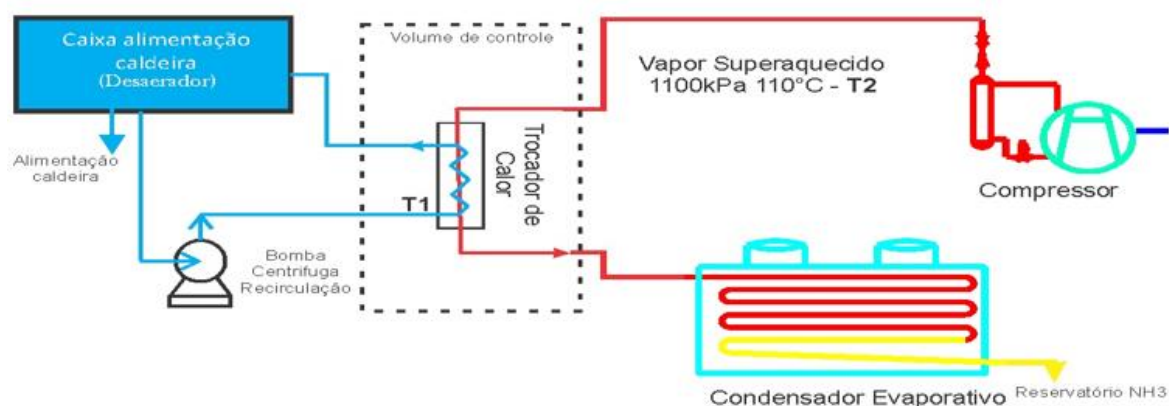


Figura 5 - Recuperador de calor – Fonte: Autores.

O trocador de calor é um trocador de placas, o modelo selecionado por possuir o coeficiente de película entre 15000 e 26000 W/m²K, apresentando assim uma menor área de troca em relação a trocadores casco e tubo. O sistema foi dimensionado considerando que o circuito de refrigeração na entrada do recuperador de calor está no estado de vapor superaquecido com pressão de 1,10MPa, temperatura de 110°C e vazão mássica máxima de 7356 kg/h, o estado de saída da amônia vai depender da temperatura de saída da mesma, que é diretamente proporcional a temperatura de entrada da água. Para a pressão de 1,10MPa (manométrica) a temperatura de condensação da amônia é de 31°C.

Para efeito de cálculo será utilizado em simulação o circuito de refrigeração em duas condições distintas, sendo: (i) plena carga deslocando 7356 kg/h de NH₃; (ii) carga parcial deslocando 2970 kg/h de NH₃.

O regime de plena carga considera todos os sete compressores de refrigeração em funcionamento a 100% e o regime de carga parcial considera o funcionamento de dois compressores (Sabroe 112L e Sabroe 106L) em 100% de capacidade, descrição de modelos de compressores na Tab. 3, pois esse é um dos regimes normalmente utilizados pela planta em períodos de baixa produção.

Tabela 3–Estimativa Capacidade de Carga Térmica

Fabricante	Modelo	Capacidade (-10/+35°C) [kW]	Potência instalada [kW]
Sabroe	SMC 112L	482,64	150
Sabroe	SMC 112L	482,64	150
Madef	2C 16x11	108,74	30
Madef	2C 16x11	108,74	30
Madef	3C 16x11	163,05	45
Sabroe	SMC 106L	248,88	75
Madef	4C 16x11	217,36	55
Total		1.812,05	535

As modificações serão implantadas de forma a possibilitar também a operação dos sistemas de forma independente.

4.2. Análise Termodinâmica

Na maior parte do tempo o recuperador de calor irá trabalhar apenas como um dessuperaquecedor no circuito de refrigeração, pois a temperatura de saída da NH₃ será maior que a temperatura de condensação para a pressão de trabalho.

A potência térmica disponível (Pd) é o calor em função do tempo, que poderá ser transferido entre os circuitos. O cálculo da potência disponível em quilo joule por hora foi realizado através da Eq. (2). Na equação c_p é o calor específico a pressão constante (2,498kJ/kg°C), T2 a temperatura entrada NH₃ (110°C), T1 a temperatura entrada água em graus Celsius, ΔT a diferença de temperatura entre entrada da água e saída NH₃ (1°C), η rendimento trocador de calor foi considerando como sendo de 95% e sua vazão mássica de NH₃ quilogramas por hora.

$$Pd = c_p * [T2 - (T1 + \Delta T)] * \dot{m} * \eta \quad (2)$$

A temperatura de saída de NH₃ não é uma constante, ela é dependente da temperatura de entrada da água (T1) mais a variação de temperatura no trocador (ΔT). Os cálculos da potência térmica e da vazão mássica de água foram realizados para oito pontos no intervalo de temperatura de entrada da água (T1) entre 50°C e 85°C, considerando a temperatura de saída da água do trocador para o desaerador de alimentação da caldeira fixa em 90°C, como apresentado na Tab.4.

Tabela 4 - Potência disponível x T1

Carga T1 [°C]	Parcial		Plena	
	Potência disponível [kW]	Água aquecida [kg/h]	Potência disponível [kW]	Água aquecida [kg/h]
50	116	2.484	286	6.151
55	106	2.598	262	6.434
60	96	2.750	238	6.811
65	86	2.963	213	7.340
70	76	3.283	189	8.132
75	67	3.817	165	9.453
80	57	4.883	141	12.094
85	47	8.082	116	20.017

4.3. Economia de Combustível

A economia de combustível foi calculada considerando que em todo o período de produção do gerador de vapor a demanda média seja de 2700 kg/h. O cálculo da economia de combustível foi realizado através da diferença de entalpia da água na alimentação da caldeira, sendo o Ponto 1 a temperatura atual de alimentação da caldeira (50°C) e o Ponto 2 a temperatura da mesma após a instalação do recuperador de calor, como indicado na Tab. 5.

Tabela 5 - Entalpia água alimentação caldeira

Ponto	h (kJ/kg)	T [°C]	P [kgf/cm²] manométrica
1	377,49	90	7,5
2	209,84	50	7,5

Fonte: Livro Refrigeração Industrial 2ª ed. – Fonte:Stoecker e Jabardo (2002).

Com o aumento do calor sensível da água na entrada da caldeira, teremos como consequência um menor consumo de combustível, a Eq. (3) demonstra como será calculado a redução de combustível. Sendo $\dot{m}$ a vazão mássica de combustível e água em quilograma por hora, h_2 e h_1 a entalpia específica nos pontos 2 e 1 em quilo joule por quilograma, o PCI foi considerado com 40193,28quilo joules por quilograma, e $\eta_{caldeira}$ o rendimento térmico da caldeira.

$$\dot{m}_{(comb)} = (h_2 - h_1) * \frac{\dot{m}_{(H_2O)}}{PCI * \eta_{caldeira}} \quad (3)$$

O rendimento da caldeira será considerado de 75%, como indicado pelo Procel(Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica) no livro Eficiência energética no uso de vapor. (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, 2005, p. 71): “É impossível em caldeiras flamotubulares superar o valor de eficiência térmica maior que 75 a 78% (Usando norma ASME), mesmo nas melhores condições de limpeza”. O gerador de vapor em questão é antigo, porém foi considerada a eficiência máxima, para que os cálculos possam ser aplicados caso exista uma futura substituição do equipamento por um modelo novo.

4.4. Economia de Energia no Circuito de Refrigeração

Ao transmitir a energia térmica do circuito de refrigeração para o circuito de geração de vapor, o recuperador de calor estará realizando parte do trabalho que seria realizado nos condensadores evaporativos, esse alívio no condensador poderá gerar economia de energia elétrica através da desativação dos motores elétricos dos ventiladores do condensador.

Para garantir o bom funcionamento do circuito é necessário a instalação de um controlador de pressão (pressostato) de alta pressão (indicado Danfoss modelo KP5A), realizando o controle automático no comando elétrico definindo o momento que os ventiladores deverão ser ativados e desativados. O trabalho atual não contempla o detalhamento da quantidade de energia economizada no condensador.

4.5. Novos Equipamentos

De acordo com os resultados dos cálculos de potência disponível apresentados na Tab. 4, o fluxo máximo de transferência de calor é de 286kW, o trocador de calor comercial sugerido é um trocador de calor a placas desmontáveis (gaxetado) de 349kW (300MCal/h).

Como citado anteriormente a circulação de água ocorrerá através de bombeamento que será realizado por uma bomba centrífuga Schneider modelo BC-92T JC com motor trifásico de 2,2 kW, 3600rpm 60Hz e vazão de 25m³/h, o

projeto contempla duas bombas, sendo uma reserva. Para controle da lógica de ativação da bomba será utilizado o controlador de temperatura FullgaugeMicrosol BMP Advanced, o mesmo trabalha com dois sensores de temperatura e ajuste de set-point diferencial, a função do mesmo será de evitar que o fluxo de calor ocorra em sentido contrário ao projetado, garantindo que bomba só permaneça ligada enquanto a temperatura de entrada da água no recuperador de calor for menor que a temperatura de entrada da amônia, além de desligar a bomba quando a água atingir o set-point de 90°C.

A temperatura máxima da água 90°C foi escolhida considerando uma margem de segurança para evitar que a mesma gere problemas de cavitação na bomba, pois considerando a pressão atmosférica de 92kPa da cidade Belo Horizonte/MG, a temperatura de evaporação da água é de 97,3°C. A bomba deverá ser instalada de forma inundada ou submersa e com a quantidade mínima de perda de carga na sucção, pois a perda de carga máxima admissível para se evitar o efeito de cavitação é de 18kPa (0,18kgf/cm²). Para perda de carga maior que essa deve-se reduzir a temperatura de controle.

O trocador de calor deverá ser instalado em nível inferior ao do reservatório de água, mantendo o mesmo sempre inundado e reduzindo o risco de perdas por evaporação parcial da água.

4.6. Consumo de Energia do Recuperador de Calor

O sistema de recuperação de calor possui poucos componentes consumidores de energia elétrica, sendo o principal a utilização em tempo integral na jornada de trabalho de uma bomba centrífuga que utiliza motor WEG IP-21, 2 Polos, 60 Hz, trifásico de 2,2kW.

O consumo de energia será considerado a mesma jornada de trabalho do gerador de vapor (caldeira), sendo de 260 horas por mês.

O valor mensal com o custo de energia elétrica da bomba do trocador de calor pode ser calculado pela Eq. (4). Sendo CE_t o custo mensal relativo ao consumo elétrico do recuperador em reais, P_{Motor} potência consumida no motor (2,2 kW), J_{mensal} o número de horas mensais de operação da bomba (260h) e o custo pelo consumo elétrico ($C_{kW/h}$) de R\$0,40 / kWh.

$$CE_t = P_{motor} * J_{mensal} * C_{kW/h} \quad (4)$$

O custo mensal com consumo elétrico do sistema será de 228,80 reais.

5. ANÁLISE DE RESULTADOS

Conforme demonstrado na Tab. 4, no regime de Carga Parcial o sistema começa a atender a demanda de 2700 kg de água por hora quando a temperatura de entrada da água está acima de 60°C, porém como o reservatório de água funcionará como um termo acumulador o sistema tende a suportar a demanda devido ao calor acumulado fora dos valores de pico.

Ainda de acordo com a Tab. 4, no regime de Plena Carga o sistema consegue atender a demanda de produção máxima da caldeira 4500 kg/h em todas as faixas de temperatura propostas.

Utilizando os critérios propostos no tópico 4.3, obtêm-se uma economia de 15,02 kg de combustível por hora, para o equipamento funcionando 10 horas por dia, 26 dias por mês, a redução do consumo de combustível chega a 3900kg/mês de óleo BPF A1. Como o valor atual de compra do combustível é um real e oitenta centavos por quilo, a economia mensal na compra de combustível é de R\$7.020,00 para uma produção média de 2700kg/h de vapor.

O investimento inicial previsto para a implantação do sistema proposto é de R\$ 84.650,00 (oitenta e quatro mil seiscentos e cinquenta reais) conforme apresentado na Tab. 6.

Tabela 6 - Levantamento de investimento inicial

Equipamento	Qtd.	Valor [R\$]
Trocador de calor a placas 349kW	1	R\$ 65.000,00
Motor e bomba centrífuga água quente (25m³/h)	2	R\$ 2.100,00
Custo instalação (Mão de obra)	1	R\$ 5.500,00
Controlador de temperatura FullgaugeMicrosol BMP Advanced	1	R\$ 700,00
Válvulas de bloqueio NH3 6" (by-pass)	3	R\$ 9.700,00
Válvula de segurança 3/4" x 1" - NH3	1	R\$ 1.650,00
Total		R\$ 84.650,00

A análise de viabilidade econômica foi realizada por três métodos, sendo eles Payback, TIR (Taxa de retorno de investimento) e VPL (valor presente líquido) considerando o período de 18 meses e apenas o valor do investimento, todas as análises foram realizadas no regime de carga parcial, pois é a condição de menor retorno do investimento.

Conforme mostra a Fig. 6, o Payback do investimento é atingido em 12,1 meses, estando bem abaixo do aceitável no mercado industrial brasileiro que é de 36 meses.

O TIR é calculado para se encontrar a taxa onde o valor presente líquido (VPL) será igual a zero. Em análise simples, se o TIR for maior que zero, o investimento é viável, porém para cada investimento é utilizado uma Taxa Mínima de atratividade (TMA) como referência, portanto se TIR maior que TMA, o investimento é viável. A TMA utilizado foi de 15,89% ao ano (CDI +3%). O TIR do investimento proposto é de 55,27% ao ano, nessa análise o investimento é viável.

O VPL para a TMA de 1,32% ao mês é de R\$ 27.125,32 após os 18 meses, como o mesmo é positivo, o investimento é rentável no período analisado.

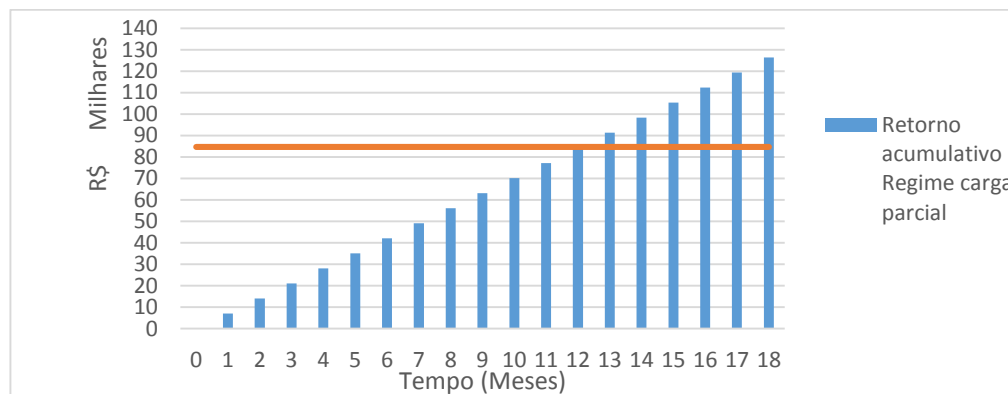


Figura 6 - Retorno de investimento

6. CONCLUSÃO

O estudo teórico de implantação de um sistema de recuperação de calor para que a energia térmica até então rejeitada no sistema de compressão de vapor em uma fábrica de bebidas pudesse ser aproveitada no sistema de geração de vapor foi desenvolvido. O estudo tem como base a produção de 2700 kg/h de vapor em uma jornada de 260 horas mensais, o calor transferido para a água de alimentação da caldeira teve a temperatura de entrada elevada de 50°C para 90°C. Necessita-se de investimento inicial estimado em R\$ 84.650,00. Os resultados demonstram que a proposição permite o atendimento das demandas técnicas de produção de bebidas e aumento da rentabilidade em curto espaço de tempo, conforme Payback apontado para 12,1 meses e de TIR 55,27%. Ressalta-se também que a modificação proposta reduz o impacto ambiental gerado pelo processo produtivo da empresa.

Como complemento do estudo é indicado a avaliação de outras fontes de calor para reaproveitamento, como por exemplo os compressores de ar comprimido de alta pressão e a avaliação dos pontos de consumo de vapor que possam ter a fonte quente substituída por utilização direta da água aquecida, sempre com o objetivo de garantir uma melhor sustentabilidade nos processos.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à empresa pela disponibilização das informações que possibilitaram a realização do trabalho. Agradecem também ao Centro Universitário UNA e o CEFET-MG pelo apoio recebidos durante a elaboração desse trabalho.

8. REFERÊNCIAS

- Amorim, Andreia Silva da Rosa de, Sustentabilidade: entre a utopia, a prática e a estratégia empresarial. Dissertação de Mestrado Profissional. Universidade do Estado de Santa Catarina UDESC – Florianópolis – SC. 2009.
- Centrais Elétricas Brasileiras, FUPAI/EFFICIENTIA. **Eficiência Energética no Uso de Vapor**. Rio de Janeiro – RJ. Editora Eletrobrás, 2005.
- Costa, A. M. Carvalho, J. L. F. **Legitimando papéis ou conciliando interesses? A reprodução discursiva da responsabilidade social empresarial**. Anais do encontro Nacional da Associação Nacional de Pós Graduação em Administração. DF- Brasília, 2005.
- Cruz, Dário da Rosa, MACAGNAN, Mario Henrique, WANDER, Paulo Roberto e LIMA, Luciano Porto de. **Estudo de viabilidade de um sistema de refrigeração por absorção Amônia/Água utilizando rejeito térmico de uma indústria frigorífica**. MERCOFRIO 2014 - 9º Congresso Internacional de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação – Porto Alegre – RS. 2014.
- EPE, Empresa de Pesquisa Energética (Brasil). **Balanço Energético Nacional 2015: Ano base 2014**. Empresa de Pesquisa Energética. – Rio de Janeiro – RJ. 2015.
- Ferraz, Fábio, **Apostila de Refrigeração para o curso de eletromecânica**. Centro Federal de Educação Tecnológica da Bahia. Santo Amaro – BA. 2008.
- IBGE, Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. **Indicadores de desenvolvimento sustentável: Brasil 2015**. Coordenação de Recursos Naturais e Estudos Ambientais e Coordenação de Geografia. – Rio de Janeiro – RJ. 2015.

- MCTI, Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação. **Estimativas anuais de emissões de gases do efeito estufa no Brasil**. 2º edição. Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação. Brasília – DF. 2014.
- Nascimento, Laerte do, **Apresentação, análise e validação do projeto de um sistema de recuperação de energia e redução de emissão de gases produto de combustão de uma planta petroquímica**. Dissertação para obtenção de título de Mestre em Engenharia de Processos Químicos. Escola de engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia. São Caetano do Sul – SP. 2009.
- PMBH, Prefeitura Municipal de Belo Horizonte. **Inventário Municipal de Emissões de Gases de Efeito Estufa. Relatório Final**. Prefeitura Municipal de Belo Horizonte. Belo Horizonte – MG. 2009.
- Skovrup, Morten Juel. **CoolPack - RefrigerationUtilities**. Universidade Técnica da Dinamarca - Departamento de Engenharia de Energia – Lyngby - Dinamarca - 2000 Versão 2.84 2.
- Stoecker, W. F. e JABARDO, J. M. Saiz, **Refrigeração Industrial**. 2º edição. Editora Edgard Blücher. São Paulo – SP. 2002.
- Todeschini, A. **Proposta de economia de energia em um sistema de refrigeração**. Monografia. Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul - Porto Alegre - RS. 2011.

9. RESPONSABILIDADES AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

FEASIBILITY ANALYSIS OF TECHNICAL AND ECONOMIC THERMAL ENERGY RECOVERY IN A BEVERAGE MANUFACTURING INDUSTRY

Miquéias Carlos Rodrigues Alves¹, miqueiasalves@yahoo.com.br.
Alan Carvalho Pousa¹, alan.pousa@prof.una.br.
Tiago de Freitas Paulino², tiagopaulino@deii.cefetmg.br.

¹Centro Universitário UNA. Avenida. Raja Gabáglia, 3.950, Estoril, Belo Horizonte, Brasil. CEP 30494-310

²Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. Avenida Amazonas, 5253 - Nova Suíça - Belo Horizonte, Brasil. CEP 30421-169

Abstract: *In the industrial setting the cost of energy and the environmental impact caused by the use of energy have been matter of attention. This paper presents a case study with a goal of a technical and economical evaluation, carried out in a beverage manufacturing industry, which requires thermal energy heat and a cooling process. In the current system, both processes are separate, the first one uses a fire tube boiler as a steam generator, conducting the combustion of fossil Bunker Fuel Oil, the steam is used for thermal energy transfer in heat exchangers and returns as heated liquid through the condensate return line. For cooling, energy is converted through the use of the vapor-compression cycle, with fluid R717 refrigerant (ammonia) in a closed circuit, a process in which large quantities of thermal energy is rejected. The proposal is that the heat rejected from the condensation process of the cooling circuit is used for preheating the boiler feed water, thereby reducing fuel consumption and pollutant emissions. The modifications are implemented also in order to enable independent system operation. The study is based on the production 2700 kg/h of steam at a journey of 260 hours per month and the heat transferred into the boiler feedwater will have a high inlet temperature of 50°C to 90°C. The proposal has an initial investment estimated at R\$ 84,650.00. The project presented technical and economical viability, demonstrating better use of thermal energy available in the plant, with an IRR of 55.27% per year and Payback of 12.1 months.*

Keywords: *Recovering thermal energy, energy efficiency, industrial refrigeration*