

O ESTUDO DA VIABILIDADE TÉCNICO-ECONÔMICA PARA RESFRIAMENTO UTILIZANDO EJETORES A VAPOR

L. Y. A. SILVA¹, D. Y. FUCASSE¹, K. S. SANTOS¹ e R. NASSER JUNIOR¹

¹ Universidade Federal de São Paulo, Instituto de Ciência Ambientais, Químicas e Farmacêuticas,
Departamento de Ciências Exatas e da Terra
E-mail para contato: roberto.nasser@unifesp.br

RESUMO – Nas indústrias, os sistemas de resfriamento e aquecimento consomem grande quantidade de energia, gerando altos custos, devido ao preço elevado da energia elétrica, sendo necessárias melhorias na área de eficiência energética. A maioria das indústrias utiliza o ciclo de refrigeração por compressão a vapor de fluidos térmicos, o que gera um alto consumo de energia elétrica. Uma opção aos ciclos de refrigeração por compressão a vapor é o uso dos ejetores a vapor. O ejedor é um equipamento sem partes móveis, de operação simples, que pode ser usado para gerar vácuo, e que utiliza vapor como fluido motriz. Assim, o vapor que é descartado em uma etapa da unidade pode ser reutilizado em sistemas de refrigeração com ejetores, o que diminui o consumo de energia elétrica e reduz a emissão de vapor ao ambiente. A viabilidade técnico-econômica da substituição do sistema de refrigeração por compressão a vapor no processo de resfriamento da água por um sistema com ejedor a vapor foi avaliado. O estudo usou dados de uma indústria têxtil e informações do fornecedor do ejedor e foi constatado que existe a viabilidade econômica para a substituição com uma amortização do investimento inferior a 3 anos.

1. INTRODUÇÃO

Nas indústrias químicas uma variável de processo muito importante, além da matéria-prima e da mão de obra, é a energia. Considerando o atual crescimento da indústria brasileira e do custo elevado da energia elétrica na produção industrial, faz-se cada vez mais necessário o estudo da eficiência energética para a redução dos custos e otimização de processos.

Nas diferentes indústrias, os sistemas de resfriamento e aquecimento normalmente trabalham na sua potência máxima, consumindo grande quantidade de energia. A maioria das indústrias no Brasil utiliza o ciclo de refrigeração por compressão a vapor, que apesar da eficiência do processo, apresenta elevado consumo de energia elétrica.

Uma alternativa aos ciclos de refrigeração por compressão a vapor é o uso dos ejetores a vapor. As principais vantagens do ejedor são: a) é um equipamento simples, sem partes móveis e com baixo custo de manutenção; b) água na forma de vapor pode ser utilizada como fluido de

trabalho (He *et al.*, 2009).

Os principais componentes de um ejetor são: o bocal principal, a câmara de sucção, a câmara de mistura e o difusor, como pode ser visto na Figura 1.

Na entrada, a corrente do fluido primário é expandida e acelerada através de um bocal convergente-divergente, atingindo a velocidade supersônica; formando uma região de baixa pressão na saída do bocal que arrasta o fluido secundário. Na câmara de mistura os fluidos primário e secundário são completamente misturados, e no fim da câmara de mistura a velocidade de escoamento é supersônica. Uma onda de choque é então produzida dentro da seção de área constante, criando um efeito de compressão, e a velocidade de escoamento é reduzida a um valor subsônico. Após a compressão do fluido ser atingida, as correntes combinadas dos fluidos primário e secundário escoam através do difusor (Chen *et al.*, 2013).

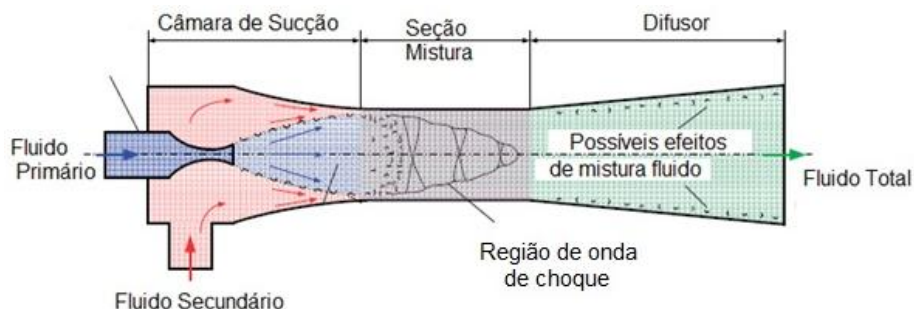


Figura 1 – Esquema do Ejetor (Elbel e Hrnjak, 2008).

O ciclo termodinâmico do sistema de refrigeração com ejetor a vapor está representado na Figura 2. Calor é adicionado ao gerador, onde vapor a alta pressão e temperatura é produzido e usado como fluido primário no ejetor. O ejetor arrasta o fluido a baixa pressão (fluido secundário) do evaporador. Isto faz com que o fluido secundário evapore a uma baixa pressão e produz o efeito de refrigeração. O vapor que sai do ejetor é encaminhado para o condensador onde ele é liquefeito a temperatura ambiente. Parte do líquido é bombeada novamente para o gerador, enquanto o restante passa através de uma válvula de expansão e retorna ao evaporador (Chunnanond e Aphornratana, 2004).

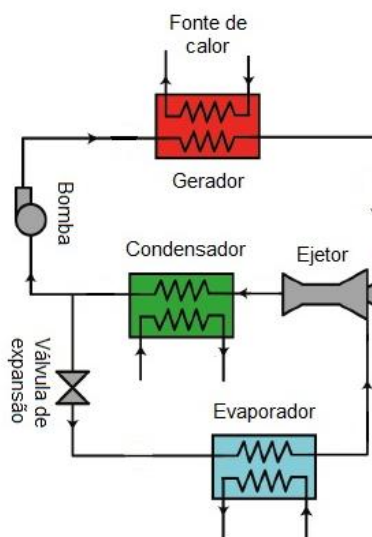


Figura 2 – Ciclo de Refrigeração com Ejetor a Vapor (Little e Garimella, 2011).

Com os atuais problemas ambientais, e a busca das indústrias por otimização de processos, visando qualidade, eficiência e baixo custo, justifica-se a avaliação técnico-econômica de ejetores.

Este trabalho tem por objetivo executar o estudo da viabilidade técnica e econômica da aplicação de ejetores a vapor em um processo de resfriamento de água de uma indústria têxtil. Em uma das etapas do processo produtivo desta indústria existe o descarte de vapor de 10,81 bar, que pode ser reutilizado como fluido primário no sistema de refrigeração com ejetor a vapor para resfriar uma corrente de água de 12 °C para 7 °C.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 Balanço de Massa e Energia

Para determinar a quantidade de vapor de sucção (fluido secundário) para refrigerar uma corrente de 88,00 kg/h de água de 12 °C para 7 °C realizou-se os balanços de massa e energia no evaporador que estão representados pelas Equações 1 e 2. De acordo com a Figura 3, no evaporador estão presentes três correntes: \dot{m}_1 (corrente de água a 12 °C), \dot{m}_2 (corrente de vapor d'água – fluido secundário) e \dot{m}_3 (corrente de água a 7 °C).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (1)$$

$$\dot{m}_1 \cdot \hat{H}_1 = \dot{m}_2 \cdot \hat{H}_2 + \dot{m}_3 \cdot \hat{H}_3 \quad (2)$$

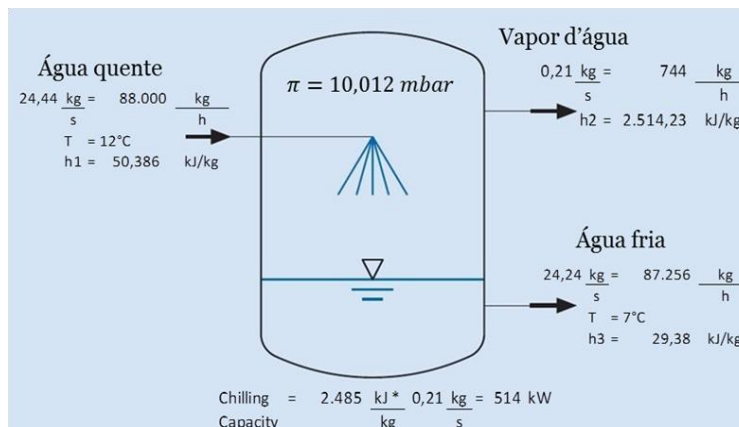


Figura 3 – Esquema do Evaporador.

A Tabela 1 apresenta os valores da vazão mássica (\dot{m}) e da entalpia (\hat{H}) de cada corrente do evaporador.

Tabela 1 - Vazões mássicas e entalpias do evaporador

Corrente	\dot{m} (kg/h)	\hat{H} (kJ/kg)
1	88000	50,39
2	744,00	2514
3	87256	29,38

2.2 Determinação da Quantidade de Vapor Motriz (Fluido Primário)

Existem vários parâmetros usados para descrever o desempenho de um ejetor. Para aplicações em refrigeração, os parâmetros mais importantes são: a razão de arraste (R_m), a razão de compressão (K) e a razão de expansão (E). A razão de arraste é a razão entre a vazão do fluido secundário e a vazão do fluido primário, este parâmetro está relacionado com a eficiência do ciclo de refrigeração. A razão de compressão é a razão entre a pressão de descarga e a pressão de sucção do ejetor enquanto que a razão de expansão é a razão entre a pressão do fluido primário e a pressão de sucção, estes parâmetros limitam a temperatura no qual o calor do ciclo de refrigeração pode ser rejeitado (Chunnanond e Aphornranta, 2004 e Chen *et al.*, 2013).

O vapor motriz (fluido primário) que foi utilizado neste estudo foi o vapor de 10,81 bar disponível na indústria cujos dados são a base deste estudo. Assim, o valor da razão de expansão (E) para o caso estudado é igual a:

$$E = \frac{\text{pressão do fluido primário}}{\text{pressão de sucção}} = \frac{10810 \text{ mbar}}{10 \text{ mbar}} = 1081 \quad (3)$$

Para determinar a razão de compressão (K) é necessária a pressão de descarga do ejetor. A pressão de descarga depende da razão de arraste (Rm). A dependência é tal que a razão de arraste e a pressão de descarga são inversamente dependentes. Quanto menor a razão de arraste, maior a pressão de descarga e menor é o coeficiente desempenho do sistema de refrigeração (Sokolov e Hershgal, 1990). Com o objetivo de aumentar o valor de Rm, diminuindo a quantidade de vapor motriz, escolheu-se a pressão de descarga de 30 mbar, que resulta em uma razão de compressão de:

$$K = \frac{\text{pressão de descarga}}{\text{pressão de sucção}} = \frac{30 \text{ mbar}}{10 \text{ mbar}} = 3 \quad (4)$$

Com auxílio da Figura 4, determinou-se o coeficiente b, que é o inverso de Rm, igual a 0,8. Assim, a quantidade de vapor motriz é dada por:

$$b = \frac{1}{Rm} = \frac{\text{vazão do fluido primário}}{\text{vazão do fluido secundário}} = \frac{\text{vazão do fluido primário}}{744,00} = 0,8 \quad (5)$$

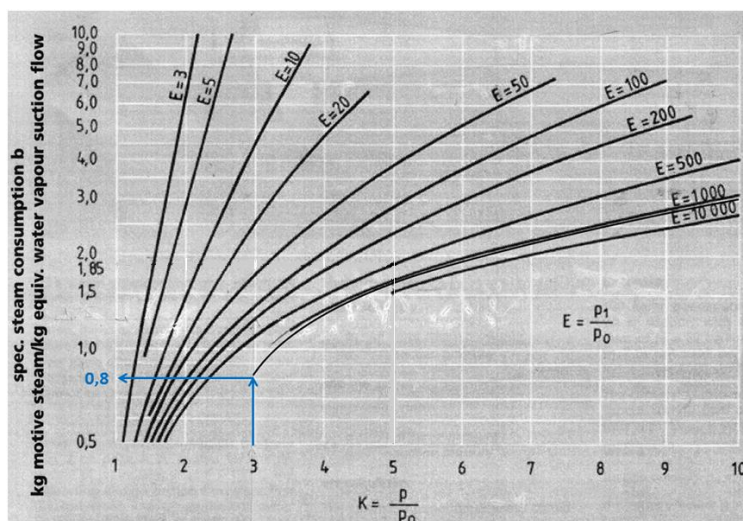


Figura 4 – Coeficiente específico de vapor consumido (GEA, 2009).

Obtém-se uma vazão de vapor motriz igual a 595 kg/h.

2.3 Análise da Viabilidade Econômica

De acordo com Perlingeiro (2008), o Investimento Total (I_{total}) de um projeto é a soma de todos os recursos alocados em um empreendimento. I_{total} é dado pelo Investimento Fixo (I_{fixo}), o Capital de Giro (I_{giro}) e o Investimento inicial (I_{partida}). O investimento fixo compreende o Investimento Direto (I_{direto}), material para montagem da instalação, e o Investimento Indireto (I_{indireto}), assim como o investimento ISBL (dentro dos limites de bateria), e o investimento OSBL (fora dos limites de bateria), ou seja, investimentos para aquisição, transporte, instalação, serviços de engenharia, entre outros.

$$ISBL = f_T \cdot f_D \cdot f_L \cdot \sum I_{ei} \quad (6)$$

Em que I_{ei} é o preço de compra do equipamento em data e local definidos; f_T é o fator empírico de transferência do equipamento (onde foi fabricado, para o local de construção da planta - inclui custos de transporte, alfândega, armazenamento, seguros); f_D é o fator de atualização de preço para o ano vigente e f_L é o fator de Lang, que relaciona o percentual de acréscimo referentes a natureza física e despesas adicionais a instalação dos equipamentos.

A estimativa de investimento (I_{ei}) é dada pela utilização de um fator, no qual relaciona custos e capacidades:

$$I_{ei} = I_{ebi} \left(\frac{Q_i}{Q_{bi}} \right)^{M_i} \quad (7)$$

No qual I_{ei} é o valor estimado do equipamento i para a dimensão ou capacidade Q_i ; I_{ebi} representa o valor estimado do equipamento i para a dimensão ou capacidade Q_{bi} e M_i é o fator experimental de escala para o equipamento i .

O tempo de recuperação do investimento, também conhecido como “payback”, é dado por,

$$TRC = \frac{I - (A - I)}{CP_A - CP_i} \quad (8)$$

Em que I é o investimento do equipamento alternativo; A é o investimento de um equipamento similar ao atual; CP_A é o custo do processo alternativo e CP_i é o custo do processo atual.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O consumo de vapor motriz calculado em 2.2 é muito inferior ao disponível como sobra na instalação, o que comprovou a viabilidade técnica da proposta.

Os dados históricos de consumo de energia elétrica fornecidos mostraram que, para 2013 o valor foi de 613.442 kWh/mês (2.208.391MJ/mês), correspondendo a um custo mensal de R\$ 127.377. O vapor consumido na planta representa uma energia de 7.001.434 MJ/mês, correspondendo a um custo mensal de R\$ 214.983. Portanto, o custo da energia elétrica é 0,058 R\$/MJ e do vapor 0,031 R\$/MJ, ou seja, custo do vapor motriz é 47% menor que o custo da energia elétrica.

O gasto energético para a vazão calculada de vapor motriz nos ejetores 595 kg/h, considerando utilização contínua, totalizando 8.000 h/ano, e uma entalpia da água a 11 bar de 1.999 kJ/kg, resulta em um gasto energético de 9.518.292 MJ/ano, representando uma economia energética de 876.724 MJ/ano, se comparada com a atual utilização dos compressores. Haveria um gasto energético menor combinado a um custo também menor, devido ao preço do vapor mais barato, obtendo uma economia kR\$ 307 por ano.

Após a comprovação econômica da utilização do ejetor, foi efetuada uma estimativa de custo por meio de índices, com base em um fornecimento anterior, de valor kR\$ 4.223, para uma capacidade térmica distinta.

Utilizando a Equação 6, considerando uma taxa de juros conservadora de 1,75% a.m., cobrado pelas instituições bancárias para financiar projetos e um período de 48 meses, o valor orçado foi para o valor presente, obtendo-se R\$ 9.711 (Pelingeiro, 2008).

A equalização de custos devido às distintas capacidades térmicas foi realizada pela utilização da Equação 7, estimando o custo real do ejetor pela razão das capacidades térmicas elevada ao coeficiente de Lang, neste caso 0,67 (Pelingeiro; 2008), obtendo kR\$ 2.723.

Para obter o TRC do projeto, leva-se em consideração a troca do atual compressor existente na planta. Baseando-se em um orçamento anterior de um compressor de similar robustez, o valor presente de seu custo, considerando uma taxa de juros nominal de 1,75% a.m. por um período de 171 meses, é kR\$ 10.809.

Foram então propostos dois cenários: o primeiro, no qual seria substituído por um compressor de igual robustez ao atual, e segundo, no qual o compressor teria capacidade térmica similar ao do ejetor. Para o primeiro cenário, calculando-se o TRC pela equação 8, considerando a simples economia pontual dada pela diferença entre o custo dos ejetores e o compressor, torna a amortização da proposta imediata. O segundo cenário exige a adequação do orçamento do compressor (de 6.750MJ/h) para a capacidade térmica do ejetor, de 1.841MJ/h. Elevando-se a razão da capacidade calorífica ao mesmo coeficiente de Lang (0,67), e multiplicando-se o valor do orçamento para o compressor já trazido a valor presente resulta em kR\$ 4.526.

Por fim, neste segundo cenário, o TRC = 2,99 anos, considerando-se uma economia pontual de kR\$ 1.803, e uma economia de custo ao longo do ano, decorrente ao menor gasto energético de kR\$ 307.

Vale ressaltar ainda que esse valor é pontual para este caso, e em condições mais favoráveis, no qual o custo da energia elétrica seja mais cara, a exemplo de regiões remotas que utilizam geradores a diesel, e haja um excedente de vapor de escape, como observado nas indústrias sucroalcooleiras, o *payback* poderá ser mais atrativo.

4. CONCLUSÕES

Conclui-se que a proposta é técnica e economicamente viável, apresentando um TRC máximo de 3 anos, no caso mais conservador.

5. REFERÊNCIAS

CHEN, X.; OMER, S.; WORALL, M.; RIFFAT, S. Recent developments in ejector refrigeration Technologies. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, v. 19, p. 629-651, 2013.

CHUNNANOND, K.; APHORNATANA, S. Ejectors: applications in refrigeration technology. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, v. 8, p. 129-155, 2004.

HE, S.; LI, Y.; WANG, R. Z. Progress of mathematical modeling on ejectors. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, v.13, p. 1760-1780, 2009.

ELBEL, S.; HRNJAK, P. Ejector refrigeration: an overview of historical and present developments with an emphasis on air-conditioning applications. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, paper 884, 2008.

LITTLE, A. B.; GARIMELLA, S. A Review of ejector technology for refrigeration applications. *IJACR*, v. 19, p.1-15, 2011.

GEA Cooling under vacuum. Ettlingen, Alemanha, 2009.

PERLINGEIRO, C. A. *Engenharia de Processos – Análise, Simulação, Otimização e Síntese de Processos Químicos*, 1ª ed., Rio de Janeiro, Editora Bluchner, 2008.

SOKOLOV, M.; HERSHGAL, D. Enhanced refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Systems characterization. *Int. J. Refrig*, v. 13, p.351-356, 1990.

WOLK, Wolfgang. Steam jet refrigeration plants and their range of applications. *British Chemical Engineering*, v. 3, 1969.