



PRODUÇÃO DE AR QUENTE E SECO: ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UMA BOMBA DE CALOR

José Luz Silveira

Enéias S. Freitas

Joaquim A. Reis

Paulo E. M. Gouvêa

Departamento de Energia Faculdade de Engenharia - UNESP/FEG

Grupo PET – Programa Especial de Treinamento

CEP 12500-000 Guaratinguetá, São Paulo/Brasil

Tel.: (012)525-2800 Fax (012)525-2566 e-mail: joseluz@feg.unesp.br

***Resumo.** Este trabalho tem como objetivo analisar experimentalmente a performance de um sistema de refrigeração utilizado como Bomba de Calor para a produção de ar quente e seco. Em uma bancada do tipo DEGEM de fabricação israelense, adaptou-se um duto capaz de interligar o evaporador ao condensador, canalizando o ar para ser aquecido. Para estudar a viabilidade de tal sistema, foram utilizadas equações de balanço exerético baseadas na 2ª Lei da Termodinâmica, associada as ferramentas da Termoeconomia.*

O sistema mostrou-se consistente para a produção de ar quente e seco, obtendo temperaturas finais da ordem de 43° C, com valores aproximados de umidade absoluta de 0,011 kg vapor/kg de ar, sendo que as equações de exergia e termoeconomia revelaram-se eficientes e bastante úteis para a avaliação do equipamento.

***Palavras-chaves:** Exergia, Termoeconomia, Sistema de Refrigeração, Bomba de Calor.*

1. INTRODUÇÃO

Sistemas de refrigeração são equipamentos que absorvem energia de uma região a baixa temperatura e transferem-na para uma região de alta temperatura, a partir de um determinado consumo de trabalho. Quando esse fluxo de calor rejeitado pela fonte quente é aproveitado para uma determinada aplicação, esses sistemas recebem a denominação específica de bomba de calor. Sendo assim, alguns equipamentos de refrigeração de pequeno porte podem ser adaptados para reaproveitar o ar aquecido eliminado no condensador, aplicando-o como fonte alternativa de energia em processos de secagem de grãos, tecidos, etc.

No processo de secagem de grãos, deseja-se reduzir o teor de umidade inicial, utilizando basicamente correntes de ar a temperaturas baixas (aproximadamente 40°C) e com o mínimo teor de umidade. Segundo Villa et al. (1976), quando a umidade relativa média é menor que 70%, o ar ambiente insuflado é suficiente para a secagem dos grãos, entretanto, devido as condições climáticas irregulares, normalmente o ar necessita ser aquecido.

Este trabalho apresenta um estudo experimental da adaptação realizada em um sistema de refrigeração do Laboratório de Área Térmica, do Departamento de Energia da FEG/UNESP, para aproveitar o fluxo de ar aquecido que deixa o condensador. Estudos comparativos foram realizados alterando a vazão de refrigerante e a rotação do ventilador que impulsiona ar através do evaporador. A melhor condição operacional foi estabelecida através de uma simples análise termoeconômica que associa princípios de eficiência termodinâmica.

1.1 Análise Exergética

Em processos reais, é possível expressar a energia como sendo composta de duas parcelas: a primeira delas possível de ser transformada em trabalho, a “exergia”; e a outra que não pode ser transformada em trabalho, a “anergia”.

Portanto, exergia é o trabalho obtido quando um material (ou substância) é trazido ao equilíbrio termodinâmico com os componentes comuns da natureza, através de processos reversíveis e envolvendo apenas interações com o meio. Por esta definição, dada por Szargut (Silveira e Lacava, 1992), a exergia inclui, além das componentes relacionadas ao equilíbrio termodinâmico, parcelas devidas à diferença de concentração entre espécies químicas, ao potencial químico associado às reações, a efeitos eletromagnéticos, etc; ou seja:

$$ex = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz + \Delta G_f^0 + RT_0 \sum_i y_i \ln X_i^0 + \dots \quad (1)$$

De um modo geral, para o processo analisado é suficiente considerar apenas as parcelas referentes ao equilíbrio termodinâmico (Ebinuma et al, 1992; Nogueira et al, 1989), assim:

$$ex = (h_i - h_0) - T(s_i - s_0) \quad (2)$$

A análise exergética consiste na avaliação qualitativa e quantitativa das perdas através da aplicação da 2ª Lei da Termodinâmica. Este tipo de avaliação vem assumindo grande importância no estudo de processos térmicos, pois permite definir novos critérios de desempenho, complementando a análise obtida através da 1ª Lei. As vantagens oferecidas pela análise exergética associadas a conceitos econômicos auxilia a tomada de decisões no desenvolvimento e otimização de um processo térmico.

1.2 Eficiência exergética ou racional

As eficiências, como tradicionalmente são tratadas (eficiência mecânica, térmica, etc.), não se baseiam na 2ª Lei da Termodinâmica. Deste forma, para o desenvolvimento de uma análise exergética consistente é necessário definir novos critérios de desempenho. Kotas (1980, 1985), apresenta o conceito de eficiência racional (ψ), baseado na definição de irreversibilidade (I):

$$I = \sum Ex_e - \sum Ex_s \geq 0 \quad (3)$$

$$\psi = \frac{\sum Ex_s}{\sum Ex_e} \leq 1 \quad (4)$$

As equações de balanço exergético para um volume de controle em um processo em regime permanente podem ser escritas da seguinte forma::

$$Ex_{ar} = m_{ar} \cdot c_p \left[(T_{ar} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{ar}}{T_0} \right) \right] \quad (5)$$

$$Ex_i = m_f [(h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)] \quad (6)$$

$$I = \sum Ex_E - \sum Ex_S \quad (7)$$

Sendo que a equação (5) fornece a exergia do fluxo de ar que atravessa o evaporador e o condensador.

1.3 Análise Termoeconômica

A otimização termoeconômica, conforme apresentada por Silveira e Cavalcanti (1996) e Silveira et al. (1996), procura tratar os sistemas energéticos através do uso de modelos matemáticos que associam parâmetros termodinâmicos e de custos. Este método tem sido utilizado como ferramenta auxiliar nas decisões de operação e de seleção de equipamentos, ou seja, de um modo geral no projeto de Plantas Térmicas.

Basicamente, o desenvolvimento de um método de otimização termoeconômica deve seguir as seguintes etapas:

- Identificação das funções do sistema e de cada unidade individualmente.

A função do sistema como um todo, depende do propósito ou objetivo da planta, e cada componente da planta também tem uma finalidade no sistema. Para melhor compreensão desta etapa, usualmente constrói-se a representação física da configuração da planta, onde fica estabelecida a função do sistema como um todo e de cada unidade individualmente.

- Construção do diagrama funcional termoeconômico.

Uma vez identificado o sistema e suas partes a próxima etapa consiste na elaboração de um diagrama para a representação das funções de estudo. A notação adotada nas figuras segue a convenção:

Y - representa as funções exergéticas (em base incremental).

$Y_{i,j}$ - representa a j-ésima entrada da i-ésima unidade.

$Y_{i,k}$ - representa a k-ésima saída da i-ésima unidade.

Cada unidade recebe um número de identificação, sendo definida uma linha funcional de fronteira que irá separar os insumos e produtos do sistema energético com o meio exterior. Observa-se ainda que o diagrama funcional nesta concepção, considera o processo externo ao sistema energético em questão. A Figura 1 representa o diagrama funcional para o processo de refrigeração analisado.

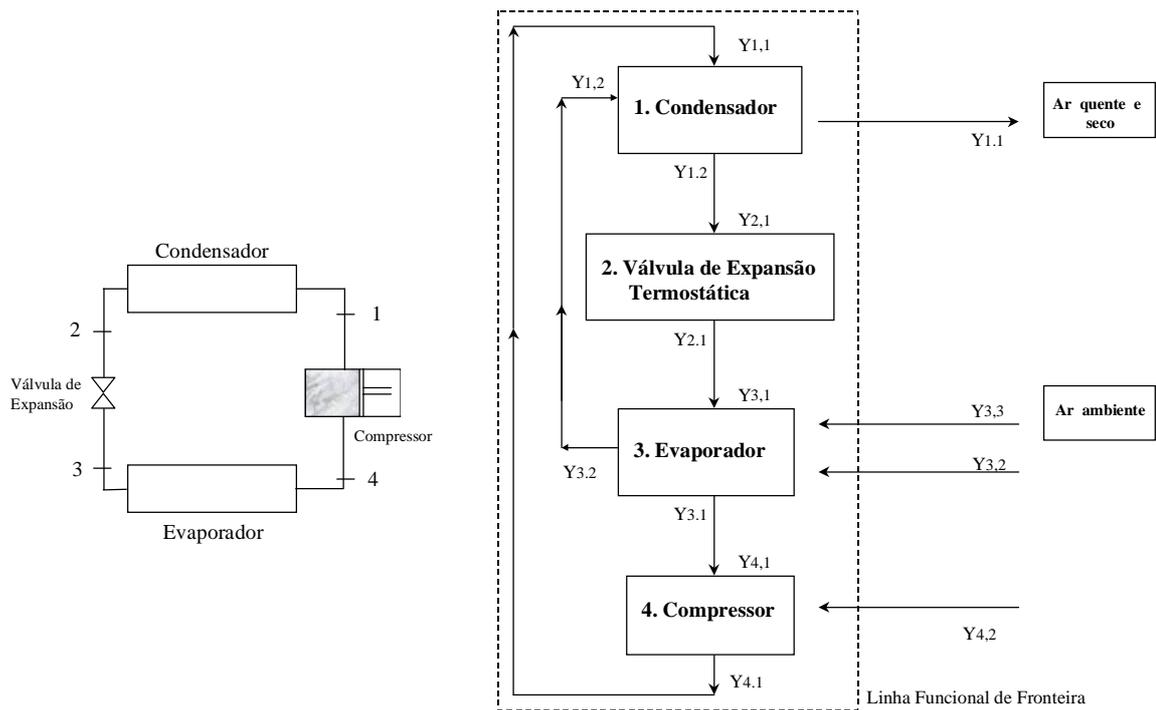


Figura 1 - Representação esquemática do ciclo de refrigeração e do diagrama funcional.

- Determinação das expressões para as funções exergéticas – restrições

Para a determinação das funções exergéticas (restrições) associadas aos diagramas funcionais termoeconômicos são desprezadas as perdas através das tubulações. Assim, baseando-se no diagrama da Fig. 1, é possível obter as expressões para as funções exergéticas onde cada unidade apresenta a sua própria contribuição ao sistema.

Unidade 1 - Condensador/Ventilador

$$Y_{1,1} = m_{ar} (ex_{ar\ sai} - ex_{ar\ entra}) \quad (8)$$

$$Y_{1,2} = m_f (ex_1 - ex_2) \quad (9)$$

$$Y_{1,1} = Y_{4,1} \quad (10)$$

$$Y_{1,2} = \text{Exergia do ar na entrada do condensador} \quad (11)$$

Unidade 2 - Válvula de Expansão Termostática.

$$Y_{2,1} = m_f (ex_2 - ex_3) \quad (12)$$

$$Y_{2,1} = Y_{1,2} \quad (13)$$

Unidade 3 - Evaporador/Ventilador

$$Y_{3,1} = m_f (ex_4 - ex_3) \quad (14)$$

$$Y_{3,2} = m_{ar} (ex_{ar\ entra} - ex_{ar\ sai}) \quad (15)$$

$$Y_{3,1} = Y_{2,1} \quad (16)$$

$$Y_{3,2} = \text{Exergia associada ao ventilador / eletricidade consumida} \quad (17)$$

$$Y_{3,3} = \text{Exergia do ar na entrada do evaporador} \quad (18)$$

Unidade 4 - Compressor/Motor Elétrico

$$Y_{4,1} = m_f (ex1-ex4) \quad (19)$$

$$Y_{4,1} = Y_{3,1} \quad (20)$$

$$Y_{4,2} = \text{Exergia associada ao compressor / eletricidade consumida} \quad (21)$$

- Formulação Matemática da Otimização Termoeconômica.

O principal interesse da otimização termoeconômica é a minimização do custo exerético da manufatura ($C_{m_{ex}}$), constituído basicamente dos custos de produção dos insumos relacionados ao calor do processo (produção de ar quente e seco) e de energia elétrica (comprada da rede), no caso do sistema considerado. Para uma melhor entendimento do conceito do custo exerético da manufatura ($C_{m_{ex}}$) torna-se necessário a construção do diagrama de custos associados (em base exerética), conforme mostrado na Fig. 2.

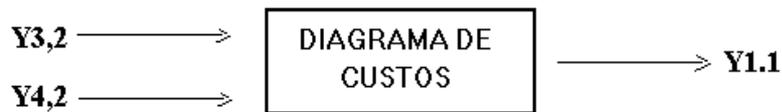


Figura 2 - Diagrama simplificado de custos

Como o objetivo é a produção de ar quente, o custo exerético da manufatura ($C_{m_{ex}}$) torna-se igual ao custo exerético do ar quente (C_{arqs}), determinado por:

$$C_{arqs} = [(Irs.f.)/(H.Y_{1,1})] + [Pel.(Y_{3,2}+Y_{4,2})]/Y_{1,1} \quad (22)$$

$$\text{onde: } f = [q^k.(q-1)/(q^k-1)] \quad \text{e} \quad q = 1+r/100 \quad (23)$$

f ... fator de anuidade [1/ano]

H ... período de operação anual [h/ano]

Irs ... investimento no sistema de refrigeração [US\$]

k ... *pay - back* [anos]

Pel ... tarifa de eletricidade [US\$/kWh]

r ... taxa anual de juros

Como $Y_{3,2}+Y_{4,2}$ equivale a energia elétrica consumida pelo ventilador e compressor, podemos definir o trabalho total realizado no processo a partir de:

$$W_T = f(Y_{3,2}+Y_{4,2}) \quad (24)$$

2. DESCRIÇÃO DAS ATIVIDADES DESENVOLVIDAS

2.1 Descrição do Equipamento Utilizado

A Figura 3 apresenta o diagrama esquemático da bancada de refrigeração do tipo DEGEM, utilizada nos experimentos. Neste diagrama, é possível identificar os principais equipamentos de um ciclo de refrigeração. A troca de calor com o meio externo acontece inicialmente no evaporador, onde o refrigerante (R12) na fase líquida, absorve o calor do meio para se evaporar. Em seguida, após a compressão desse vapor, a troca de calor com o meio se processa novamente, com o fluido se condensando a partir da liberação de calor para o ar ambiente no condensador.

Uma adaptação no sistema, interligando o evaporador e o condensador, permite que o fluxo de ar seco e frio que deixa o primeiro equipamento seja conduzido em um único sentido, atravessando o condensador e se aquecendo.

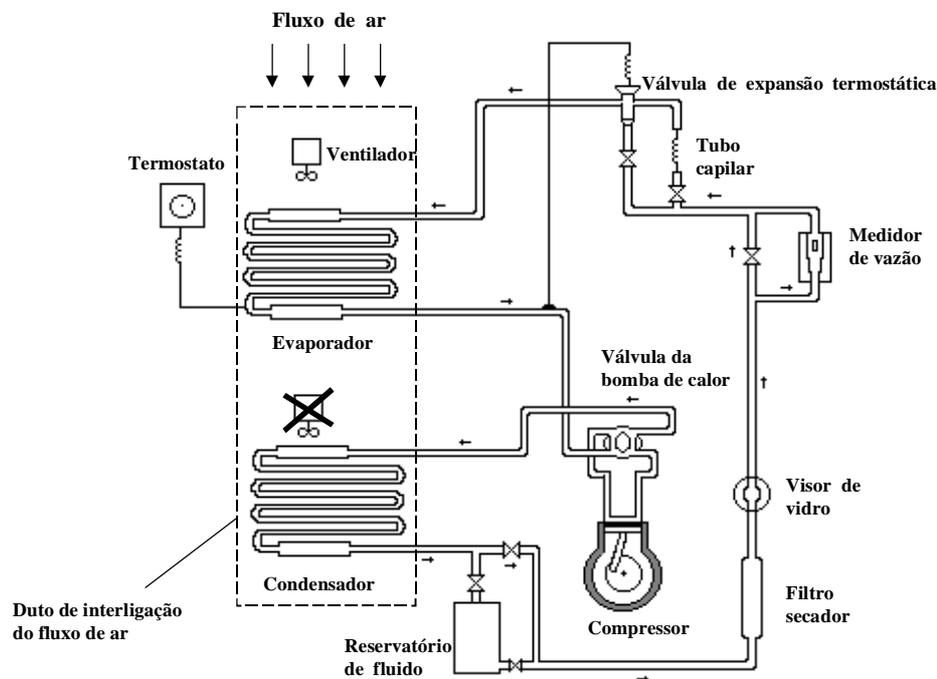


Figura 3 - Esquema representativo da bancada experimental Degem-4

2.2 Descrição do Experimento

Para a realização do experimento, foi acoplado um duto entre o evaporador e o condensador, com a finalidade de conduzir o ar através destas partes. Desligou-se o ventilador do condensador, deixando apenas o ventilador associado ao evaporador. O ar ao passar pelo evaporador perde umidade, seguindo pelo duto encontra o reservatório de fluido refrigerante e o compressor, onde é então parcialmente aquecido (recuperação de calor). Na seqüência, o fluxo de ar encontra o condensador, recebendo assim o calor rejeitado por este. Desta forma, torna-se possível a obtenção de ar quente e seco.

A Figura 4 ilustra as condições do ar no tubo para a situação 4 discriminada a seguir.

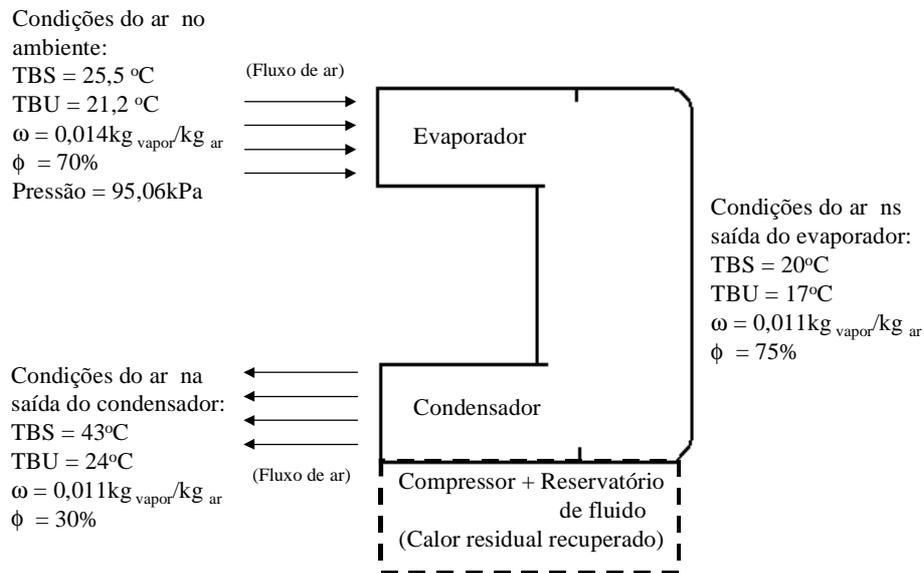


Figura 4 – Representação do caminho e estado do ar ao passar pelo duto

Para a obtenção de resultados comparativos, o equipamento foi operado em quatro situações distintas:

- Situação 1: Ventilador em Alta Rotação / Baixa Vazão de Refrigerante.
- Situação 2: Ventilador em Baixa Rotação / Baixa Vazão de Refrigerante
- Situação 3: Ventilador em Alta Rotação / Alta Vazão de Refrigerante
- Situação 4: Ventilador em Baixa Rotação / Alta Vazão de Refrigerante

Considerou-se um intervalo de 15 minutos entre uma leitura e outra para o estabelecimento do equilíbrio no sistema.

3 RESULTADOS

3.1 Balanço exergético

Na obtenção e análise das medidas, as seguintes considerações foram feitas:

- Ar considerado gás ideal;
- C_p do ar considerado constante e igual a 1,0035 kJ/kg.K;
- Perda de carga através da tubulação desprezível;
- Expansão isoentálpica na válvula de expansão termostática (VET).

Os valores obtidos para a situação 4 encontram-se nas Tabelas 1 e 2, divididos conforme a situação de ensaio e o tipo de fluido (ar e freon 12).

Tabela 1 – Propriedades Termodinâmicas do Freon 12

Propriedades termodinâmicas - Freon 12					Situação 4			
Componente	P _e [MPa]	T _e [°C]	h _e [kJ/kg]	s _e [kJ/kg.K]	P _s [MPa]	T _s [°C]	h _s [kJ/kg]	s _s [kJ/kg.K]
Condensador	1,570	76	222,40	0,714	1,570	50	84,94	0,304
VET	1,570	50	84,94	0,304	0,388	14	195,12	0,709
Evaporador	0,388	14	195,12	0,709	0,308	13	195,96	0,727
Compressor	0,308	13	195,96	0,727	1,570	76	222,40	0,714

Tabela 2 – Propriedades termodinâmicas do ar e outras grandezas

Propriedades termodinâmicas – Ar		Situação 4	
Condição:Saída do Evaporador		Condição:Saída do Condensador	
Temperatura de bulbo seco (TBS) = 20°C		Temperatura de bulbo seco (TBS) = 43°C	
Temperatura de bulbo úmido (TBU) = 17°C		Temperatura de bulbo úmido (TBU) = 24 °C	
Umidade absoluta $\omega=0,011$ kg vapor/kg ar		Umidade absoluta $\omega=0,011$ kg vapor/kg ar	
Umidade relativa $\phi=75\%$		Umidade relativa $\phi=30\%$	
Outras grandezas de interesse			
Vazão de freon 12	$m_f = 7,101 \cdot 10^{-3}$ kg/s	Potência consumida nos ventiladores	$W_v = 20$ W
Vazão de ar	$m_{ar} = 75,2 \cdot 10^{-3}$ kg/s	Potência consumida	$W_c = 620$ W
Taxa de Condensado: $0,076 \cdot 10^{-6}$ m ³ /s			

3.2 Análise Termoeconômica

A análise termoeconômica utiliza a Eq. (22) para a determinação do custo de produção de ar quente e seco (C_{arq}). Assumindo que o investimento no sistema de refrigeração é de US\$ 700,00, com uma tarifa de eletricidade comprada a US\$ 0,070/ kWh e uma taxa de juros de 7% ao ano, fixou-se o número de horas de operação em 4000 horas anuais, determinando-se o custo de produção de ar quente e seco em função do pay-back. Esses valores são apresentados na Fig. 5 para as quatro situações analisadas.

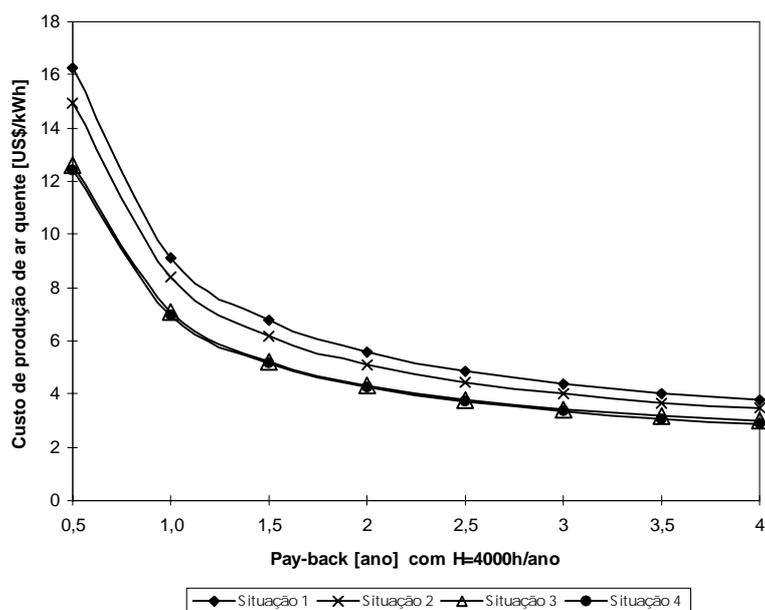


Figura 5 – Custo de produção de ar quente para as 4 situações estudadas

De acordo com este resultado, observa-se que a situação 4 é a mais atrativa, pois permite obter menor custo de produção de ar quente e seco. Isto é consequência direta da análise exergética, uma vez que a esta situação estão associados os menores níveis de irreversibilidade observados na operação do ciclo de refrigeração.

A análise econômica também foi aplicada variando-se o número de horas de operação de 2000 a 6000 horas anuais. Os resultados apresentaram as mesmas tendências para o caso de 4000 horas operacionais, sendo constatado que para um período de amortização superior a 2 anos, o custo de produção de ar aquecido tende a estabilizar definindo uma possível margem lucrativa para o processo.

Uma análise do desempenho da bomba de calor a partir do coeficiente de performance para a produção de ar quente é apresentada na Fig. 6. Através destes resultados, observa-se a fundamentação da análise termoeconômica apresentada.

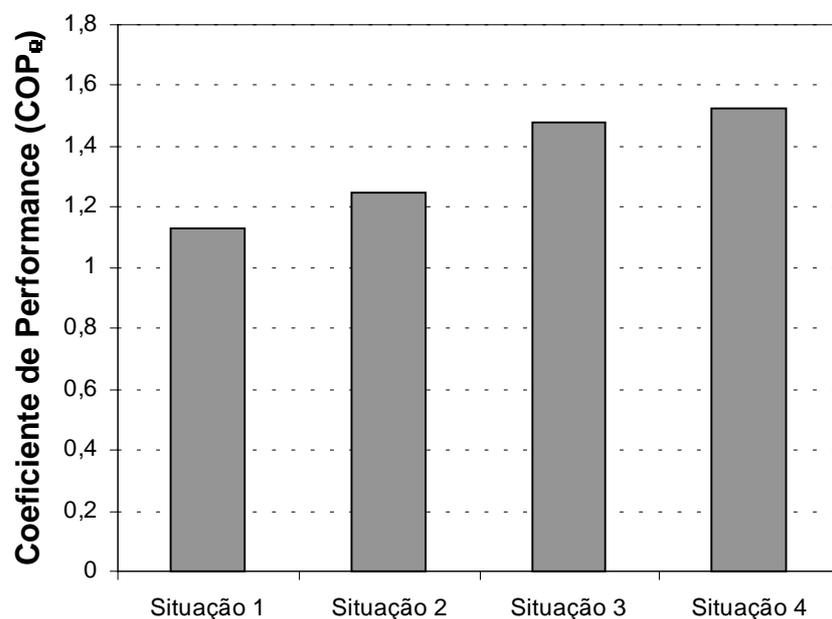


Figura 6 - Desempenho do sistema considerando as 4 situações de estudo

4. CONCLUSÃO E COMENTÁRIOS

Neste trabalho foi apresentado uma alternativa para o aproveitamento do calor rejeitado em um sistema de refrigeração. O ar frio e seco que deixa o evaporador foi conduzido através de um duto de interligação para absorver o calor rejeitado pelo condensador. Como produto, obteve-se um fluxo de ar aquecido a temperatura de cerca de 40°C e umidade absoluta de 0,011kgvapor/kg ar, que apresenta grande potencial para aplicação em sistemas de secagem de grãos de soja ou milho.

O custo de produção do ar aquecido foi determinado através de um método que avalia quantitativamente as perdas operacionais de cada equipamento do ciclo de refrigeração. Os resultados mostram que os menores índices de irreversibilidade estão associados ao menor custo de manufatura do ar aquecido e ao ótimo desempenho do processo. Desta forma, o aproveitamento de energia conforme proposto neste trabalho, é uma alternativa bastante

interessante para o dimensionamento de silos acoplados a baterias de secagem com diversos equipamentos fornecendo o ar nas condições desejadas.

REFERÊNCIAS

- Ebinuma, C.D., Silveira, J.L. e Balestieri, J.A.P., 1990, “Análise Exergética para a Determinação do Desempenho Ótimo de uma Bomba de Calor”, Anais do XI Seminário da ADUNESP, Guaratinguetá, SP.
- Kotas T.J., 1985, “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”, Butterworth Scientific, Y.K.
- Kotas, T.J., 1980, “Exergy Criteria of Performance for Thermal Plant”, International Journal of Heat and Fluid Flow, V. 2, pp. 105-114.
- Nogueira, L. A. H., Silveira, J.L., Balestieri, J.A.P. e Massafelli, N., 1989, “Análise Exergética da Unidade 1 da UTE Piratininga”, Anais do X SNPTEE - Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Informe Técnico GPT II, Curitiba, pp.1-6.
- Silveira, J.L. e Cavalcanti, M.J.L., 1996, “Análise Energoeconômica e Exergoeconômica de Sistemas de refrigeração por Compressão de Vapor”; Anales da III Conferência Termoenergética Industrial, Santa Clara, Cuba
- Silveira, J.L. e Lacava, P.T., 1992, “Análise Exergética de Sistema de Cogeração Aplicado à Fabricação de Celulose”, Anais do III CEM-NNE - Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, João Pessoa, PB, pp.242-250.
- Silveira, J.L., Almeida, R.A. e Santos, A.H., 1996, “Análise Termoeconômica: um Critério para Seleção de Plantas de Cogeração”, Anales do II Congresso Latino Americano: Generacion y Transporte de Energia Elétrica, Mar del Plata, Argentina, pp1-5.
- Villa, L.G.; Roa, G. e Macedo, I.C., 1976, “Estudo comparativo de secagem natural e solar em silos”, VI Congresso da Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, Sorocaba, SP.

Title: Production of dry and hot air: a experimental analysis of heat pump.

Abstract. *In this paper is analysed the experimental performance of the refrigeration system working as a heat pump, to produce dry and hot air. In the DEGEM refrigeration system was adapted a duct connecting the evaporator to the condenser for the production of hot air. The feasibility study of the system is based in the exergetic balance (2nd Law of Thermodynamics) associated with economical parameters for the developed thermoeconomic analysis.*

This modification in the system presented good results for the production of hot air at 43°C and with a specific humidity of 0,011 kg of water vapor/kg of dry air.

Keywords: exergy, thermoeconomic analysis, refrigeration system, heat pump