

Eixo Temático ET-06-001 - Energia

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA BOMBA DE CALOR PARA DESUMIDIFICAÇÃO E AQUECIMENTO DE AR

Anderson Felipe Chaves Fortes¹, Maria Mayara de Souza Grilo², Alyson Domingos
Silvestre², Monica Carvalho^{2,*}

¹Programa de Pós-Graduação em Eng. Mecânica, Centro de Tecnologia, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, Brasil. ²Programa de Pós-Graduação em Energias Renováveis, Centro de Energias Alternativas e Renováveis, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, Brasil.

RESUMO

As Bombas de calor utilizadas para secagem apresentam melhor controle de temperatura e umidade do ar e são excelentes alternativas para substituir secadores tradicionais por proporcionarem uma economia de energia, maior eficiência e menores emissões de dióxido de carbono. Este artigo discute a configuração experimental localizada no Centro de Energias Alternativas e Renováveis, da Universidade Federal da Paraíba. A bomba de calor utiliza o fluido refrigerante R22 e é utilizada para fins de aquecimento e desumidificação do ar, este sistema é constituído por dois permutadores de calor, compressor, dispositivo de expansão e ventilador. O desempenho do dispositivo é analisado através da análise ergoexérgica, apontando onde ocorrem as perdas de energia e irreversibilidades e permitindo recomendações e sugestões de melhorias. O modelo termodinâmico foi construído dentro da plataforma *Engineering Equation System*. A temperatura e umidade relativa do ar de entrada foram, respectivamente, 28,65°C e 77,7%. O ar de saída do sistema apresentou 22,3% de umidade relativa e 51,3°C, e os equipamentos apresentaram no geral bom desempenho energético, apesar de problemas identificados na instrumentação dificultando a modelagem do ciclo termodinâmico do refrigerante R22. Os resultados incluem a configuração preliminar, e as alterações implementadas e em curso bem como sugestões de modificações futuras.

Palavras-chave: Sustentabilidade, Bomba de calor, Energia solar, Eficiência energética, análise do ciclo de vida.

ABSTRACT

Heat pump assisted dryers present better control of air temperature and humidity, and are excellent alternatives to substitute traditional dryers regarding energy savings and efficiency. Air heating and dehumidification for drying purposes present the objective of obtaining a better quality product, with reduced costs, little pollution to the environment, and increased lifetime. This manuscript discusses the experimental setup located at the Center of Alternative and Renewable Energy, at the Federal University of Paraíba. The heat pump setup utilizes R22, is used for heating and dehumidification purposes, and is constituted of two heat exchangers, compressor, expansion valves and fan. The performance of the device is analyzed by energy and exergy analyses, pinpointing where energy losses and irreversibilities occur in the experimental setup, allowing for recommendations and suggestions for improvements.

The thermodynamic model was built within the Engineering Equation System platform. The temperature and relative humidity of input air were, respectively, 28.65°C and 77,7%. After the air underwent heating and dehumidification processes, the air output presented 22.3% relative humidity and 51.3°C, and the equipment presented overall good energy performance. Heat pump assisted dryers remain underexplored due to a more complex operation, despite the current trends towards low-energy, low-carbon technologies.

Keywords: sustainability, heat pump, solar energy, energy efficiency, life cycle assessment.

INTRODUÇÃO

A secagem de produtos agrícolas é responsável por grande consumo de energia em atividades industriais, comerciais e residenciais. Também é um dos processos mais antigos utilizado para conservação de alimentos. A secagem remove a umidade do produto, e impede o desenvolvimento de microrganismos que necessitam de água para sobreviver e, portanto, é um processo importante para estocagem de alimentos perecíveis e para agregar valor a certos produtos agrícolas (OLIVEIRA; MATA, 1999). Vários níveis de temperatura e princípios de secagem estão disponíveis em secadores industriais. Em muitos casos, sistemas de secagem a temperaturas relativamente baixas representam uma solução viável por evitar a deterioração dos nutrientes termosensíveis do alimento (ROSSI, 1993).

A bomba de calor utilizada para secagem pode ser um tipo de sistema híbrido ou combinado de secagem, que inclui a aplicação de diferentes modos de transferência de calor, duas ou mais fases de um mesmo ou diferente tipo de secador (PATTEL; KAR, 2012). De acordo com Adapa (2001), nos secadores convencionais o ar de exaustão é descarregado no meio ambiente e energia é perdida. No entanto, nas bombas de calor utilizadas para secagem, tanto calor sensível como calor latente podem ser recuperados e assim melhorar o desempenho térmico global.

O calor latente é recuperado por desumidificação do ar no evaporador: a mistura de vapor-ar é resfriada abaixo da temperatura do ponto de orvalho. A bomba de calor opera utilizando os mesmo componentes de um sistema básico de refrigeração com quatro componentes principais: dois permutadores de calor (evaporador e condensador), dispositivo de expansão e compressor (Fig. 1).

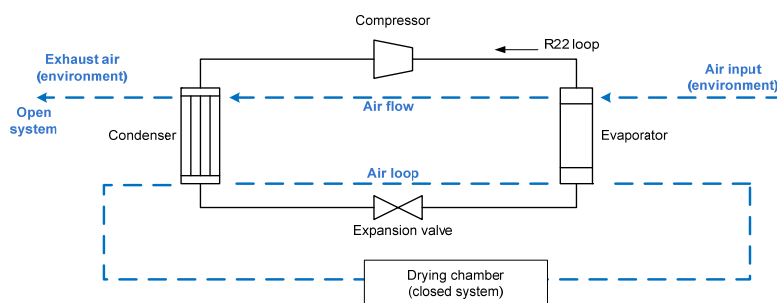


Figura 1. Esquema geral da bomba de calor (ciclo aberto ou fechado) (Adapa, 2001).

Na Fig. 2, o processo de secagem segundo Adapa (2001) foi considerado isentálpico/adiabático (não houve transferência de calor e massa entre o material e o

ambiente); esta condição ocorre quando a umidade removida é principalmente a umidade da superfície do material. A temperatura do ar no evaporador (ponto 4a) foi estabelecida em 5°C para evitar formação de gelo. O ponto 1a corresponde ao ar na entrada do secador, ponto 2a é a entrada do evaporador, e no ponto 4a é a entrada do condensador.

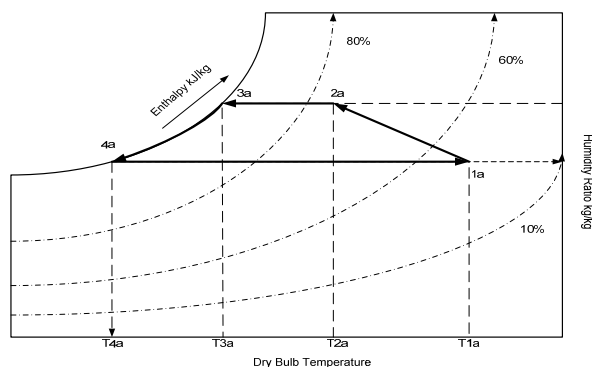


Figura 2. Gráfico do processo de secagem representado na carta psicrométrica (Adapa, 2001).

As bombas de calor utilizadas em processos de secagem, além de proporcionar melhores condições operacionais, permitem um melhor controle da temperatura e umidade do ar, sendo excelentes alternativas para substituir secadores convencionais. Seu uso promove uma redução de energia, uma melhor eficiência energética e menor impacto ambiental. O uso de bombas de calor pode resultar em economias de energia primária entre 20 e 40% quando comparado com secadores convencionais que operam entre as mesmas temperaturas (Colak, Hepbasli, 2009). As economias de energia alcançadas com o uso de bombas de calor já tinham sido pesquisadas por Smith (1949), que apresentou vários gráficos e estudos em que as bombas de calor apresentam forte potencial de economia de energia ao longo do seu tempo de vida, mesmo considerando o custo relativamente elevado de capital.

Este trabalho apresenta uma explicação detalhada sobre uma bomba de calor utilizada para fins de aquecimento e desumidificação do ar. Este artigo é parte de um estudo mais amplo, que engloba duas dissertações de mestrado. A bomba de calor utilizada neste estudo apresenta a singularidade que o calor liberado pelo compressor e condensador são aproveitados, aquecendo o ar e melhorando a eficiência energética. O modelo termodinâmico apresentado é o resultado de abordagens iniciais, e neste modelo o compressor foi considerado adiabático. Dentro deste quadro, foram identificadas as irregularidades encontradas e foram formuladas recomendações técnicas para se obter uma maior eficiência energética, visando reduzir o desperdício e melhorar a utilização dos recursos naturais.

METODOLOGIA

A Bomba de Calor utilizada foi desenvolvida no Laboratório de Sistemas de Refrigeração e Adsorção da Universidade Federal da Paraíba (cidade de João Pessoa), onde também foram realizados os experimentos, a Fig. 3 mostra os componentes do sistema enumerados. Esta bomba de calor foi construída para promover a secagem de produtos agrícolas e opera em ciclo aberto. É constituída de um ventilador (1), um condensador (2), um compressor (3), um evaporador (4) e um dispositivo de expansão

(5). Ao contrário dos sistemas de refrigeração, a bomba de calor utiliza o calor de dissipação do circuito de refrigeração com duas finalidades: desumidificar e aquecer o ar. O objetivo básico de uma bomba de calor num sistema de secagem é, portanto, fornecer ar quente e desumidificado para uma câmara de secagem (Adapa, 2001), podendo operar em ciclo aberto ou fechado. Quando o sistema é acionado o ventilador succiona o ar ambiente fazendo-o passar primeiramente pelo evaporador, onde é resfriado e desumidificado e, em seguida, pelo compressor e condensador, onde é aquecido, e no final do condensador será acoplada uma bandeja com o produto a ser seco. O ar de saída após secar o alimento, em ciclo aberto, como encontra-se a configuração atual, é lançado na atmosfera.



Figura 3. Vista superior da bomba de calor e seus componentes: ventilador (1), condensador (2), compressor (3), evaporador (4) e dispositivo de expansão (5). Fonte: LUIZ (2012).

O sistema foi vedado utilizando espuma de poliestireno e silicone com a intenção de diminuir a troca de calor com o ar ambiente evitando perdas energéticas e os equipamentos ficam acoplados em uma caixa de MDF. A Fig. 4 mostra a vista lateral da bomba de calor com a caixa de isolamento de MDF aberta para visualização de todos os componentes.

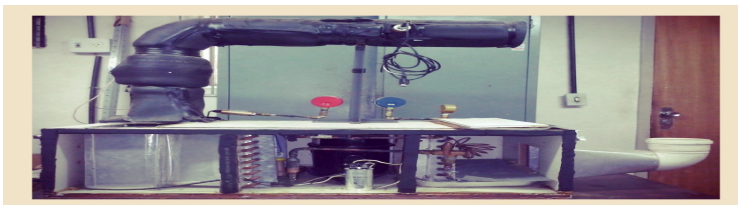


Figura 4. Imagem lateral da bomba de calor em ciclo aberto. Fonte: LUIZ, 2012.

Para realizar as medições de temperatura foram utilizados três termopares tipo K, sendo dois aplicados para monitorar o comportamento térmico do fluido refrigerante na entrada (pontos D) e saída do compressor (ponto A) e um termopar aplicado para monitorar o comportamento do ar localizado na saída do evaporador (Ponto 2). Para obter os parâmetros de temperatura e umidade relativa do ar na entrada (Ponto 1) e saída (Ponto 2) do sistema, foi utilizado um termohigrômetro. A umidade absoluta foi calculada a partir da umidade relativa. As medições de pressão foram realizadas na saída do evaporador, utilizando o transmissor de pressão PS-100. Os sensores de temperatura utilizados foram termistores de platina (tipo PT-100) com software LabVIEW® de 2009 para registro de dados. A água condensada a partir do evaporador foi recolhida e medida num béquer. Um amperímetro tipo alicate foi utilizado para medir a corrente elétrica no compressor e ventilador.

Análise Termodinâmica

Um esquema do sistema de bomba de calor é mostrado na Fig. 5, com a localização dos volumes de controle. As letras A, B, C e D representam o ciclo do fluido refrigerante, enquanto que os números (1, 2, 3) representam o processo de ar. Todos os processos são considerados estacionários e as variações de energia cinética e potencial foram nulas.

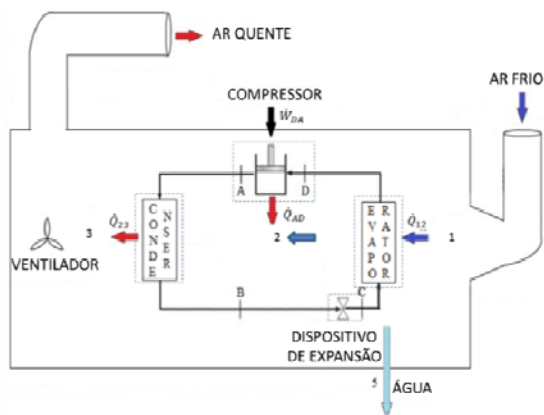


Figura 5. Esquema da bomba de calor com os quatro volumes de controle e os estados para o R22 (A, B, C, D) e para o ar (1, 2, 3). **Fonte:** Adaptado de Maia (2015).

Foi necessário realizar algumas considerações para definir os estados termodinâmicos que não tiveram como ser medidos devido a limitações das instrumentações disponíveis.

O Estado A foi definido considerando que o processo de compressão ocorreu com uma eficiência isentrópica (N_{t24}) de 90%, utilizando da Eq. (1) para a determinação da entalpia do estado A (h_A), que foi complementada com a temperatura medida na saída do compressor para a definição deste estado. O Estado B foi determinado considerando que o condensador funciona a pressão constante e que o refrigerante sai do condensador como um líquido saturado (qualidade = 0). Para o Estado C foi considerado um processo de expansão isentálpica e que o evaporador opera a uma pressão constante. O Estado D foi definido pelas medições de pressão e de temperatura na saída do evaporador.

$$h_A = \frac{[h_{A_{t24}} + h_D(N_{t24} - 1)]}{N_{t24}} \tag{1}$$

A definição dos estados termodinâmicos para o fluxo de ar foi realizado com base nas temperaturas médias nos pontos 1, 2 e 3, e umidades relativas em 1 e 3, o que permitiu o cálculo da umidade absoluta. Considerou-se que não houve variação de umidade absoluta nos pontos 2 e 3 e a pressão do ar no interior da bomba de calor foi igual a pressão atmosférica. O estado da água condensada (ponto 5) foi definido com base na pressão atmosférica e temperatura.

Análise Energética

Foi considerado que o compressor opera num processo adiabático, com uma única entrada e uma única saída em regime permanente e aplicando a lei da conservação da massa e energia é obtida a Eq. (2):

$$W_{AD} = \dot{m}_{R-22}(h_A - h_D) \quad (2)$$

A Eq. (2) permite a determinação do fluxo de refrigerante (\dot{m}_{R-22}), sabendo que a potência consumida pelo compressor foi medida e os estados de A e D são definidos. A análise energética do condensador foi realizada levando em consideração que o calor dissipado pelo refrigerante foi completamente absorvido pelo fluxo de ar conforme Eq. (3) que permite a determinação do fluxo de ar no ponto 2 (\dot{m}_2). Pela aplicação de conservação da massa para os fluxos de ar foi obtida a Eq. (4).

$$\dot{m}_{R-22}(h_B - h_A) = \dot{m}_2(h_2 - h_3) \quad (3)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 = \dot{m}_1 - \dot{m}_5 \quad (4)$$

Onde \dot{m}_5 é a massa de água condensada no evaporador e \dot{m}_{gas} é o fluxo de ar seco, definido pela consideração de gás ideal na posição 3. O processo de evaporação tem o objetivo de desumidificação do ar, e a análise deste Volume de controle determina a quantidade de calor que foi utilizado na desumidificação do ar entre 1 e 2.

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_1 h_1 \quad (5)$$

O coeficiente de desempenho (β) da bomba de calor foi definido pela Eq. (6), foi considerado o calor libertado pelo evaporador para desumidificar o ar mais o calor liberado pelo condensador para aquecer o ar. Na secagem a baixa temperatura, pode-se levar em consideração a energia consumida pelos ventiladores, e neste caso, a definição inclui este consumo no denominador (KUDRA; MUJAMDAR, 2009).

$$\beta = \frac{Q_{12} + Q_{23}}{W_{ventilador} + W_{comp}} \quad (6)$$

Análise Exergética

O objetivo da análise de exergia foi determinar a taxa de destruição de exergia em cada volume de controle. Inicialmente, os valores de entropia foram definidos para cada volume de controle para, em seguida, a taxa de geração de entropia ser determinada. A partir da taxa de geração de entropia, a taxa de destruição de exergia foi calculada para cada volume de controle. A eficiência exergética da bomba de calor foi determinada pela relação entre o coeficiente de desempenho e o coeficiente de desempenho de Carnot. Também foram estabelecidas as eficiências exergéticas do compressor e condensador.

Para o compressor, a Eq. (7) foi utilizada para calcular a eficiência exergética.

$$\eta_{exergcomp} = \frac{\dot{m}_{R-22}(h_D - h_A - T_0(s_D - s_A))}{W_{AD}} \quad (7)$$

Onde o numerador da Eq. (7) define a potência máxima reversível. O balanço de entropia no condensador foi realizado considerando um volume de controle que engloba tanto o fluxo de ar quanto o fluxo de calor do fluido refrigerante ao passar no evaporador. A Eq. (8) estabelece a eficiência exergética do condensador.

$$N_{\text{exergcond}} = \frac{\dot{m}_2(h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3))}{\dot{m}_R \cdot R \cdot (h_A - h_2 - T_0(s_A - s_2))} \quad (8)$$

O coeficiente de performance (β) para a bomba de calor foi estabelecido pela Eq. (9). A eficiência de segunda lei do dispositivo foi definida pela Eq. (10), onde o coeficiente de performance de Carnot (β_{Carnot}) foi determinado pela Eq. (11).

$$\beta = \frac{(\dot{m}_2(h_2 - h_3) + Q_{\text{ref}})}{-W_{\text{AD}} - W_{\text{vent}}} \quad (9)$$

$$\beta_2 = \frac{\beta}{\beta_{\text{Carnot}}} \quad (10)$$

$$\beta_{\text{Carnot}} = \frac{T_3}{T_3 - T_2} \quad (11)$$

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Vários experimentos foram realizados na bomba de calor em ciclo aberto nos meses de Novembro/2015 a Março/2016, e a Tabela 1 mostra os dados mais representativos.

Tabela 1. Dados obtidos na bomba de calor em ciclo aberto.

Área (m ²)	R (kJ/Kg·K)	$W_{\text{comp}} =$ W_{DA} (kJ/s)	W_{vent} (kJ/s)		
0.00785	0.287055	1.25	0.22917		
Pressões					
P_0 (kPa)		P_D (kPa)			
101.325		419			
Temperaturas do Sistema					
T_0 (K)	T_2 (K)	T_3 (K)	T_5 (K)	T_A (K)	T_D (K)
= T_1 (K)					
301.7	295.9	324.5	292.2	372.7	280.8
Umidades absolutas do ar			Umidades relativas do ar		
ω_1 (kg _{H₂O} /kg _{ar seco})	ω_3 (kg _{H₂O} /kg _{ar seco})	ϕ_1 (%)	ϕ_3 (%)		
0.01916	0.01858	77.7	22.3		

A área medida em m² representa a área dos tubos em PVC por onde o ar entra e sai do sistema, R (kJ/K·K) é a constante dos gases e W_{vent} (kJ/s) é potência consumida

do ventilador. P_0 (kPa) é a pressão atmosférica, P_A (kPa) é a pressão na saída do compressor, P_D (kPa) é a pressão na entrada do compressor, T_0, T_1, T_2, T_3 são diferentes temperaturas para o ar (em K) para cada localização (T_5 representa a temperatura da água condensada), T_A e T_D são as temperaturas do R-22 (em K) na entrada do condensador e saída do evaporador, ω_1 e ω_3 são as umidades absolutas do ar ($\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$) de entrada e saída, as umidades relativas do ar são dadas por ϕ_1 (%) e ϕ_3 (%). As umidades absolutas foram calculadas a partir da umidade relativa utilizando o software EES.

As entalpias do refrigerante e do ar para os estados termodinâmicos do sistema são mostradas na Tabela 2. Estes valores foram calculados pelo EES a partir dos dados de pressão e temperatura medidos.

Tabela 2. Propriedades do ar e do refrigerante em diferentes localizações do sistema.

Posição	h (kJ/kg)	Posição	h (kJ/kg)
1	77.55	A	464.7
2	70.04	B	261.9
3	99.78	C	261.9
5*	79.65	D	412.2

*Água condensada

A análise energética permitiu quantificar os fluxos de energia em todos os volumes de controle. As considerações feitas atenderam a primeira e segunda lei da termodinâmica. Apenas os fluxos de calor no evaporador não apresentaram coerência nos resultados, isto pode ser atribuído, por exemplo, a ausência de um isolamento adequando, a proximidade entre os volumes de controle, a ausência de uma instrumentação adequada para medir os fluxos de ar e de refrigerante. A Tabela 3 apresenta os resultados de balanço de energia

Tabela 3. Resultado do balanço energético.

$\dot{Q}_{\text{cond}} \text{ (kW)}$	$\dot{Q}_{\text{evap}} \text{ (kW)}$	$\dot{W}_{\text{comp}} \text{ (kW)}$
-4.825	3.575	1.25
$\dot{Q}_{23} \text{ (kW)}$	$\dot{Q}_{12} \text{ (kW)}$	$\dot{W}_{\text{vent}} \text{ (kW)}$
4.825	-1.282	0.2292

Em relação ao balanço de entropia observou-se que os valores obtidos para a entropia gerada e a exergia destruída respeitam os princípios da termodinâmica que estabelece que a entropia deve ser crescente e a exergia destruída reduzida. A Tabela 4 apresenta os resultados para as taxas de destruição de exergia para cada volume de controle.

Tabela 4. Exergias destruídas para cada volume de controle.

$\dot{X}_{\text{des,cond}} \text{ (kW)}$	$\dot{X}_{\text{des,evap}} \text{ (kW)}$	$\dot{X}_{\text{des,evap}} \text{ (kW)}$	$\dot{X}_{\text{des,comp}} \text{ (kW)}$
4.42	0.20	8.01	0.23

A Figura 6 apresenta as porcentagens de exergia destruída para cada volume de controle. Pode-se observar que os processos de expansão e compressão contribuem muito pouco para a destruição da exergia do equipamento, enquanto que a transferência de calor é responsável pela maior destruição de exergia.

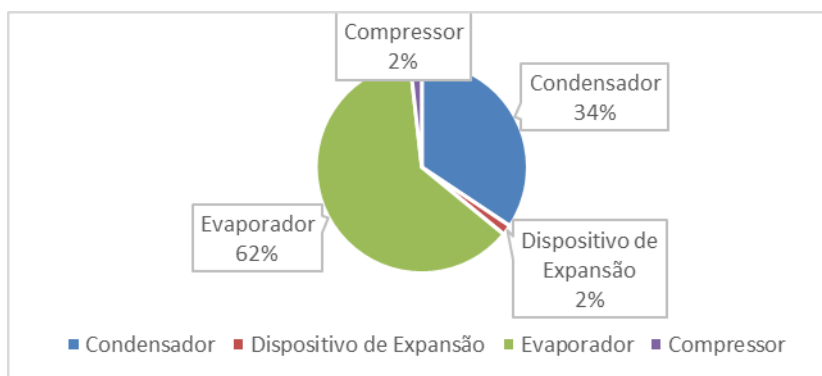


Figura 6. Exergia destruída por volume de controle.

O Coeficiente de Performance da bomba de calor foi definido em 3,262, o coeficiente de performance para uma bomba de calor operando sob ciclo de Carnot entre os mesmos reservatórios é de 11,34.

A modelagem termodinâmica de um sistema requer um sistema de instrumentação confiável, com vários locais de medição. A maior dificuldade encontrada nesta configuração experimental foi devido à ausência de medições para algumas propriedades termodinâmicas na entrada e na saída de equipamentos, para o fluxo de refrigerante, bem como para o fluxo de ar. Como não havia nenhuma medição de pressão, após o condensador, foi necessário considerar uma eficiência isentrópica para definir o estado de A. Foi considerado que os processos de condensação e de evaporação ocorreram a uma pressão constante, devido à falta de medição da pressão na saída do condensador e na saída do dispositivo de expansão.

Como a temperatura do fluido não foi medida na entrada e na saída do dispositivo de expansão, foi considerado um processo adiabático isentálpico. Outra consideração feita para determinar o fluxo de ar foi que o calor dissipado pelo refrigerante foi completamente absorvido pelo fluxo de ar, devido a ausência de medição do fluxo de ar. Além disso, nenhuma instrumentação estava disponível para medir o fluxo de refrigerante e, portanto, o compressor foi considerado adiabático.

É necessário reavaliar o dimensionamento dos equipamentos. A presença de vapor superaquecido na saída do condensador pode ser associada com um fluxo de ar baixo, ou a temperatura elevada de ar na entrada do condensador. A formação de gelo no dispositivo de expansão pode estar relacionada com vazamentos de gás, o que destaca a necessidade de um sistema de detecção de vazamentos. Uma outra alternativa seria isolar termicamente o dispositivo de expansão, devido a umidade do ar ambiente poder condensar e congelar o dispositivo que funciona, por vezes, abaixo da temperatura de fusão da água.

A configuração experimental sofreu uma série de mudanças ao longo do processo de coleta de dados. Um dos problemas encontrados por Maia (2014) foi a

formação de gelo na superfície do dispositivo de expansão (Figura 7). A Figura 8 mostra a formação de gelo no evaporador e no compressor, verificada por Leite (2015).



Figura 7. Formação de gelo na superfície da válvula de expansão encontrada durante o experimento de Maia (2014).



Antes



Depois

Figura 8. Formação de gelo na superfície do compressor e evaporador encontrados por Leite (2015).

Para a bomba de calor estudada, o objetivo foi identificar todos os componentes energéticos envolvidos, bem como a energia rejeitada para condensar o vapor de água no evaporador, e dividir o valor obtido pela energia consumida. O coeficiente de desempenho obtido ($\beta = 3.26$) considera tanto a potência do compressor como a potência do ventilador.

Para esta bomba de calor, os pontos de 1 a 3 representam as localizações das correntes de ar, sendo os pontos 1 e 2, respectivamente, a entrada e saída do evaporador (processo de desumidificação). Observou-se que a partir deste ponto, a umidade absoluta permanece constante durante todo o processo de aquecimento (até localização 3). Entre os pontos 2 e 3, o ar absorve o calor rejeitado pelo condensador.

Na análise da bomba de calor verifica-se que o dispositivo é tecnicamente viável e proporciona condições operacionais satisfatórias para a secagem de produtos biológicos: o ar é aquecido a 51.5°C e desumidificado até uma umidade relativa de 22,3%. Não foram realizados testes envolvendo a secagem de produtos biológicos nesta fase, mas os números operacionais coincidem com os dados obtidos de acordo com vários estudos sobre secadores utilizando bomba de calor (Perera, Rahman, 1997; Sosle, 2002; Patel, Kar, 2012; Kivevele, Huan, 2014).

Sugestões para melhorias

O sistema de bomba de calor aqui estudado será modificado com o objetivo de se obter propriedades termodinâmicas que mais se aproximem do que ocorre no sistema real, também com o objetivo de melhorar a eficiência energética.

As modificações sugeridas estão sendo implementadas e incluem a instalação de um segundo condensador, para melhorar a transferência de calor com o ar, serão instalados termopares no interior dos tubos, onde passa o fluxo de R-22 (melhoria da precisão de medição de temperatura).

Outras melhorias devem ser implementadas em médio prazo (seis meses) estas incluem a melhoria das medições de fluxo de ar, calibração de sensores de pressão e temperatura, e pré-aquecimento do ar pelo compressor. O último é uma vantagem, no entanto impede a análise como não é estabelecido previamente eficiência térmica para esta permuta de calor. É por isso que o compressor é inicialmente considerado adiabático.

Além disso, uma câmara de secagem maior será construída e será utilizada uma balança de precisão para avaliar a umidade removida do produto durante o processo de secagem. Para melhorar os resultados também será feito um melhor isolamento na câmara de secagem, bem como no dispositivo de expansão. Outras sugestões incluem utilizar o software LabVIEW® (2015) para supervisão e aquisição de dados, a utilização de um medidor de massa de R-22 no sistema, e a avaliação da carga térmica do evaporador (a sua influência sobre a temperatura do condensador). Também será verificado a possibilidade de aumentar a pressão de vapor para se obter uma temperatura mais elevada no ponto de orvalho e permitir que o evaporador opere a temperaturas mais elevadas. Será realizada em médio prazo uma análise termoeconômica do sistema.

Em longo prazo, as seguintes modificações estão programadas: i) controle do sistema (rotação do compressor, trocar o dispositivo de expansão por uma válvula de controle) para um melhor controle da secagem e condições do ar; ii) introduzir a energia solar para o pré-aquecimento do ar; iii) introduzir a energia solar fotovoltaica para fornecer eletricidade para o compressor / ventilador; e iv) a verificação da eficiência térmica de trocadores de calor.

Para a melhoria do processo de instrumentação, estão sendo incluídos termistores de platina 3 fios (PT-100) para melhorar a precisão e estabilidade de medições de temperatura, será utilizada uma balança de precisão para determinar a massa das amostras e o teor de umidade do produto durante todo o processo de secagem. Além disso, uma plataforma de instrumentação virtual baseada em microcontroladores será desenvolvido para aquisição de dados juntamente com o LabVIEW® (para processamento, armazenamento e supervisão de dados, permitindo o monitoramento do processo e controle centralizados).

CONCLUSÕES

Um programa computacional foi escrito no *Engineering Equation System* (EES, 2014), este modelo foi escrito a partir dos dados medidos experimentalmente assim como as transferências de energia que ocorreram em todo sistema e que foram determinadas com as equações e volumes de controles mencionados no decorrer deste trabalho. Os valores medidos experimentalmente e utilizados no modelo foram as temperaturas do ar (ar ambiente, pontos 1, 2, 3), a energia consumida pelo compressor e ventilador, a pressão atmosférica no ponto D, a temperatura do R22 (nos pontos A e D), e as umidades relativas do ar (ϕ_1 e ϕ_2). As propriedades internas do EES permitiram o cálculo da entropia e entalpia para o ar e o fluido R22 em cada ponto, bem como dos valores de umidades absolutas (ω_1 e ω_2).

Os resultados obtidos através do EES, foram os fluxos de massas (ar, água condensada), as taxas de transferência de calor, e o coeficiente de desempenho. Verificou-se que o sistema de bomba de calor é tecnicamente viável e proporciona resultados muito satisfatórios: o ar foi aquecido a uma temperatura de 51.5°C e desumidificado a uma umidade relativa de 22,3%. Diferentes velocidades do ar foram testadas, e foi verificado que a velocidade do ar não influencia significativamente no COP do Sistema (média de 3,26).

AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), os projetos nº 475.879 / 2013-9 e nº 303199 / 2015-6.

REFERÊNCIAS

ADAPA, P. K. Performance study of a heat pump assisted dryer system for specialty crops. 2001.

COLAK, N.; HEPBASLI, A. A review of heat pump drying: Part 1 - Systems, models and studies. **Energy Conversion And Management**, v. 50, n. 9, p. 2180-2186, 2009.

EES - Engineering Equation Solver, version V9.705-3D, 2014. Disponível em: <<http://www.ni.com/labview/applications/instrument-control/pt/>>. Acesso em: 02 out. 2014.

KIVEVELE, T.; HUAN, Z. A review on opportunities for the development of heat pump drying systems in South Africa. **S. Afr. J. Sci.**, v. 110, n. 5/6, p. 11-11, 2014.

KOTAS, T. The exergy method of thermal plant analysis. Butterworths, Florida, U.S.A., 1985.

KIANG, C. S.; JON, C. K. Heat Pump Drying Systems. In: MUJUMDAR, A. S. (Ed.). **Handbook of industrial drying**. Boca Raton: CRC Press, 2014. p. 1130-1158.

KUDRA, T.; MUJUMDAR, S. **Advanced Drying Technologies**. Boca Raton: CRC Press, 2009.

LabView - Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench, 2009. Disponível em: <<http://www.fchart.com/ees/>>. Acesso em: 23 abr. 2014.

Labview software. National Instruments. 2015. Disponível em: <<http://www.ni.com/en-us.html>>. Acesso em: 17 maio 2016.

LEITE, D.F.Q. Analysis of a heat pump for dehumidification and heating of air. Final graduate project in Mechanical Engineering, Mechanical Engineering Department, Federal University of Paraíba. João Pessoa, Brazil: UFPB, 2015.

LUIZ, M. R. Heat pump for air desumidification and heating (In Portuguese). M.Sc. thesis, Federal University of Paraíba, João Pessoa, Paraíba, Brazil, 2007.

MAIA, N. L. **Energy and exergy analyses of a heat pump for air dehumidification and heating**. M.Sc. thesis, Mechanical Engineering Department, Federal University of Paraíba, João Pessoa, Paraíba, Brazil, 2014.

OLIVEIRA, J. R.; MATA, M. E. R. M. C. Desenvolvimento experimental de uma bomba de calor: simulação de secagem de sementes de feijão (*phaseolus vulgaris* L.), variedade 'carioca'. **Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais**, v. 1, p. 75-79, 1999.

PATEL, K. K.; KAR, A. Heat pump assisted drying of agricultural produce: an overview. **Journal of Food Science and Technology**, v. 49, n. 2, p. 142-160, 2012.

ROSSI, S. **Desenvolvimento e apresentação de uma bomba de calor usada no condicionamento de ar para secagem de alimentos**. 1993. Tese (Doutorado em Engenharia de Alimentos) - Universidade Estadual de Campinas.

TSAROS, T. L., GAGGIOLI, R. A., DOMANSKI, P. A. Exergy analysis of heat pumps. **ASHRAE Transactions**, part 2. Disponível em: <<http://fire.nist.gov/bfrlpubs/build87/PDF/b87005.pdf>>. Acesso em: 06 mar. 2014.