

< 논문 >

열펌프 건조기의 기본 설계를 위한 건조 성능 해석

이 공 훈[†] · 김 옥 중^{*}

(2007년 5월 15일 접수, 2007년 8월 17일 심사완료)

Drying Performance Simulation for the Basic Design of a Heat Pump Dryer

Kong Hoon Lee and Ook Joong Kim

Key Words: Heat Pump Dryer(열펌프 건조기), MER(Moisture Extraction Rate, 제습률), SMER (Specific Moisture Extraction Rate, 비제습률), COP(성능계수)

Abstract

Heat pump drying has a great potential for energy saving due to its high energy efficiency in comparison with conventional air drying. In the present study, the performance simulation for the basic design of a heat pump dryer has been carried out. The simulation includes one-stage heat pump cycle, simple drying process using the drying efficiency. As an example, the heat pump cycle with Refrigerant 134a has been investigated. For the operating conditions such as the average temperature of the condenser, the heat rate released in the condenser, the flow rate of drying air, and drying efficiency, the simulation has been carried out to figure out the performance of the dryer. The parameters considered in the design of the dryer are COP, MER, SMER, the rate of dehumidification, the temperature and humidity of drying air and those parameters are compared for different conditions after carrying out the simulation.

기호설명

h : 엔탈피 (kJ/kg)
 \dot{m}_{air} : 건조공기 질량유량 (kg/h)
 \dot{m}_{DH} : 증발기 제습률 (kg/h)
 P : 압력 (kPa)
 Q_{cond} : 응축기 방열량 (kW)
 \dot{Q}_{air} : 건조공기 체적유량 (m³/min)
 RH : 건조공기 상대습도 (%)
 T : 온도 (°C)
 η_d : 건조효율 (%)

ω : 절대습도 (kgH₂O/kg)

하첨자

air : 공기
 comp : 압축기
 cond : 응축기
 DB : 건구 (dry bulb)
 evap : 증발기
 d : 건조 과정
 in : 입구
 out : 출구
 sat : 포화상태
 WB : 습구 (wet bulb)

[†] 책임저자, 회원, 한국기계연구원 에너지기계연구센터

E-mail : konghoon@kimm.re.kr

TEL : (042)868-7291 FAX : (042)868-7335

* 회원, 한국기계연구원 에너지기계연구센터

1. 서 론

건조 기술은 농수산물, 제지, 섬유, 목재, 화공,

식품 등 대부분의 산업 분야에서 요구되는 필수적인 공정이다.⁽¹⁾ 또한 건조 공정에는 건조를 위하여 피건조물을 가열하여 건조시키기 때문에 많은 에너지를 소비한다. 이와 같이 에너지 다소비 공정인 건조기에서 에너지 효율을 높이기 위한 수단으로 열펌프 건조기가 사용되고 있고, 열펌프 건조기는 외국의 경우 1970년대부터 목재와 식품 건조 분야를 중심으로 사용되어 왔다.⁽²⁾

열펌프 건조기는 특히 에너지 효율과 건조 용량과 같은 성능에 관심이 많으나 실제 운용 결과는 만족스럽지 못한 부분이 많이 존재한다. 열펌프 건조기의 원리는 간단하여 기본적인 개발은 어렵지 않다. 그러나 효율적이고 신뢰성이 높은 열펌프 건조기를 개발하는 것은 쉽지 않기 때문에 현재까지도 지속적으로 연구가 이루어지고 있다.^(2,3)

열펌프 건조기는 기존의 열풍식 건조기에 비하여 에너지 이용 효율이 배 이상으로 약 80%까지 효율을 높일 수 있어서 상당한 에너지 절약효과를 가지고 있는 것으로 알려져 있다.⁽⁴⁾ 일례로 목재 건조에 이용되는 열펌프 건조기의 경우에는 기존의 석탄 또는 가스를 연료로 이용하는 건조기에 비하여 각각 45%, 42%의 1차 에너지(Primary energy) 절감효과가 있다.⁽⁵⁾ 이와 같이 열펌프 건조기의 에너지 이용 효율이 높은 것은 열펌프 사이클의 특성상 사용한 열을 회수할 수 있기 때문이다.⁽⁶⁾ 일반적으로 열펌프 건조기에서는 건조기 출구에서 나오는 일정 온도 이상의 다습한 공기는 외부로 배출되지 않고, Fig. 1과 같이 증발기와 응축기로 순환되면서 습기를 제거하고 공기 중의 열에너지를 회수하여 다시 사용하게 된다. 건조 공기의 온도와 습도는 건조와 에너지 회수 과정에서 중요한 인자이며, 건조와 에너지 회수의 정도는 체습률(MER, moisture extraction rate)과 비체습률(SMER, specific moisture extraction rate)에 의하여 산정된다. SMER은 건조비용과 관련이 되는 인자로서 일반적인 열풍식 건조기에서는 0.5 ~ 1 kg/kWh 인데 비하여 전형적인 열펌프 건조기의 SMER은 3 kg/kWh 정도이고 특수한 경우에는 8 ~ 10 kg/kWh의 SMER을 가지는 열펌프 건조기도 보고된 바 있다.⁽⁷⁾

상자식 건조기에서는 건조속도가 시간에 따라 감소하게 되고 따라서 증발기로 유입되는 건조

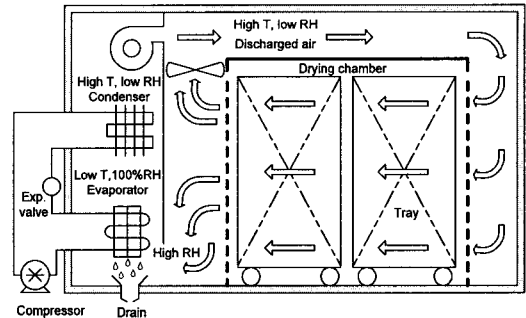


Fig. 1 Schematic of a batch-type heat pump dryer

공기의 온도와 습도 조건이 변화하므로 열펌프의 에너지 회수 능력과 성능계수(COP, coefficient of performance)는 시간에 따라서 변하게 된다. 열펌프 사이클의 에너지 회수는 순차적으로 건조 공기의 물성, 건조속도 등에 영향을 미치게 된다. 그러므로 열펌프 사이클, 건조 공기의 순환, 제품의 건조 속도는 서로 밀접하게 연결되어 있다. 게다가 시스템의 성능을 안정화시키기 위하여 보통 외기를 도입하게 되고, 이는 열펌프 건조기의 성능에 영향을 미치는 또 다른 인자가 된다.

본 연구에서는 열펌프 건조기 개발을 위하여 필요한 열펌프 사이클 해석, 건조 과정 해석을 수행하였다. 냉매로서 R134a를 사용한 열펌프 사이클을 구성하고, 응축기 온도, 방열량, 건조 공기의 유량, 건조효율과 같은 운전 조건에 대하여 열펌프의 성능계수(COP), 건조공정의 체습률(MER), 비체습률(SMER), 증발기 체습률, 건조 공기의 온도, 습도 등을 비교 분석하였다.

2. 해석 방법

2.1 기본 조건

열펌프 건조기에 사용되는 열펌프 사이클은 단단 사이클로 가정하였으며, 건조 공정은 기본 설계를 위하여 상세한 해석 대신 건조 효율을 도입하여 전체 시스템의 성능을 파악하는데 중점을 두었다. 건조 공정상 터널식 또는 밴드식 건조기의 경우에는 연속적인 공정이 이루어지므로 그 공정을 정상상태로 가정할 수 있으나 상자식 건조기의 경우에는 비정상 상태의 건조공정이 이루어진다. 본 연구에서는 편의상 정상상태의 건조 공정으로 가정하였는데, 건조 공정의 진행을 모사할 수 있도록 건조효율이 시간의 함수로 주어

진다면 본 연구에서 사용한 동일한 해석 방법으로 시간에 따른 건조 진행 과정을 모사할 수 있다. 건조효율은 수분 증발이 많이 일어나는 건조 초기에는 약 75% 이상이고, 감률건조기간에서는 약 50% 전후의 값을 가지고, 건조 최종 단계에서는 약 20%이하의 값을 가진다.⁽⁶⁾

또한 해석의 편의성 및 중요 인자들의 특성을 파악하는데 연구의 목적을 두고 열교환기, 배관, 공기 유로 등에서의 온도, 습도, 속도 등의 국소적인 변화는 고려하지 않았으며 사용하는 모든 변수들은 평균값의 의미로 사용하였다.

2.2 열펌프 사이클

열펌프 건조기에 사용되는 열펌프 사이클은 실제 적용하는 측면에서는 일반적인 냉난방용 열펌프와 크게 다른 점이 있으나 해석을 하는데 있어서는 동일한 과정으로 이루어진다. 따라서 열펌프 사이클 기본적인 해석 방법은 많이 알려져 있으므로 상세한 해석 방법은 생략한다. 본 연구에서는 Fig. 2의 P-h 선도에서 보인 바와 같이 이론적인 열펌프 사이클에서 시작하여 고압부 및 저압부에서의 압력손실, 응축기의 과냉도 및 증발기의 과열도를 고려하였고, 압축기는 등엔트로피 압축 과정에 단열효율을 해석 인자로 사용하여 실제에 가까운 값을 얻을 수 있도록 사이클 해석 프로그램을 구축하였다. 여기에 더하여 증발기 입구 건조도, 평균 증발온도와 평균 응축온도를 입력조건으로 하여 사이클 전체의 성능을 파악할 수 있도록 하였다.

열펌프의 성능은 일반적으로 COP (Coefficient of Performance)로 나타내며 다음과 같이 정의된다.

$$\text{COP} = \frac{h_{\text{cond,in}} - h_{\text{cond,out}}}{h_{\text{comp,out}} - h_{\text{comp,in}}} \quad (1)$$

열펌프 사이클의 해석을 위해서는 적절한 냉매가 선정되어야 하는데, 본 연구에서는 산업용 및 가정용 냉동기에 많이 사용되는 R134a를 냉매를 선정하였다. 해석에 필요한 R134a의 열역학적 물성치들은 NIST Refprop 7.1을 이용하여 구하였다.

2.3 건조과정 및 건조성능 해석

건조과정과 관련된 물리적 현상은 열전달과 물

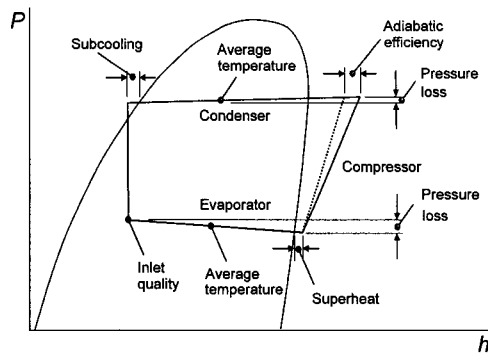


Fig. 2 Heat pump cycle and input parameters

질전달 및 피건조물의 형상변화 등 매우 복잡하다. 또한 건조기의 형태(배치식 또는 연속식 등), 공기의 유동, 피건조물의 종류 등에 따라서도 그 전달 특성이 달라진다. 본 연구에서는 감률건조 (falling rate drying) 기간의 시간에 따른 변화를 고려하는 대신 정상상태로 가정하여 항률 건조 (constant rate drying) 만을 고려하여 건조속도가 일정한 것으로 가정하였다. 건조실이 잘 단열되어 외부로의 열손실이 없는 경우에 건조과정은 엔탈피의 변화가 없는 단열 과정으로 가정할 수 있고 건조공기는 Fig. 3에 보인 바와 같이 습공기 선도에서 일정 습구온도선을 따르게 된다.⁽⁸⁾ 따라서 건조실 입구, 출구의 건조 온도가 같으므로 건조실 입구조건과 건조효율을 이용하여 출구 상태를 구할 수 있다. 건조기 입구조건을 공기온도 $T_{d,in}$ 과 절대습도 $\omega_{d,in}$, 건조기 출구조건은 공기온도 $T_{d,out}$ 과 절대습도 $\omega_{d,out}$ 으로 표현하면, 건조효율은 다음과 같이 정의된다.⁽⁸⁾

$$\eta_d = \frac{T_{d,in} - T_{d,out}}{T_{d,in} - T_{d,sat}} = \frac{\omega_{d,out} - \omega_{d,in}}{\omega_{d,sat} - \omega_{d,in}} \quad (2)$$

건조 효율은 건조실 출구에서 습공기가 포화되는 조건($T_{d,sat}$)을 기준으로 하고, 또한 포화 상태에서는 건조, 습구 온도가 일치하게 된다. 포화 온도는 건조실 입구 엔탈피와 같은 크기를 가지는 포화 엔탈피에 대한 포화 온도를 구하면 된다. 포화 온도를 구하면 식 (2)로부터 건조실 출구의 건조 온도를 구할 수 있다.

$$T_{d,out} = T_{d,in} - \eta_d (T_{d,in} - T_{d,sat}) \quad (3)$$

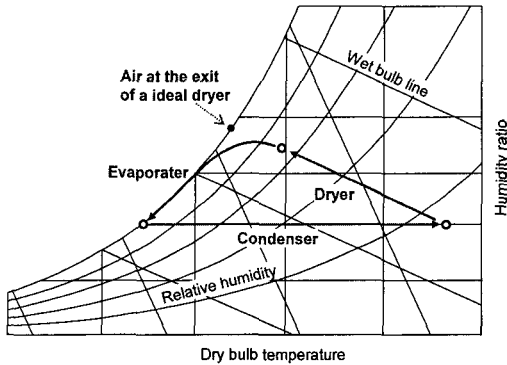


Fig. 3 Drying process on the psychrometric chart

건조실 입, 출구의 건, 습구 온도를 구하면, 그로부터 절대습도를 구할 수 있고, 결국 건조 과정의 MER, SMER을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$MER = \dot{m}_{air} (\omega_{d,out} - \omega_{d,in}) \quad (4)$$

$$SMER = \frac{\dot{m}_{air} (\omega_{d,out} - \omega_{d,in})}{h_{comp,out} - h_{comp,in}} \quad (5)$$

식 (2)의 건조효율은 건조 과정의 건조 성능을 나타내는 지표로서 이 효율을 도입하면 이와 같이 건조과정을 간단하게 모델링할 수 있다. 특히 열펌프 건조기 설계에 있어서 건조 성능을 어느 정도 예측하면 열펌프 사이클과 건조 과정을 간단하게 모사할 수 있어서 기본적인 설계 및 해석을 수행하는데 용이한 방법을 제공한다. 건조 효율만을 사용하므로 건조기 형태에 대한 제약이 없고, 건조 효율을 해석 인자로 사용하면 감률건조 기간의 건조과정을 해석하는데 이용할 수도 있다.

2.4 열펌프를 통과하는 공기의 상태 변화

건조공기는 건조실에서 건조에 이용된 후 증발기에서 제습 및 에너지 회수가 이루어지고 응축기에서 가열되어 다시 건조 공정에 이용된다. 필요에 따라 열펌프 사이클의 안정화를 위하여 외기가 도입되기도 하지만 본 연구에서는 건조공기가 밀폐된 유로를 순환하는 것으로 가정하였다. 건조공기의 물성치들은 ASHRAE handbook의 습공기 관련식들을 이용하여 구하였다.⁽⁹⁾

건조기에서 배출된 습공기는 증발기를 통과하면서 제습되고, 습공기가 가지고 있는 열량의 일

부가 잠열의 형태로 증발기에 의하여 회수된다. 증발기에서는 건조기 출구 조건을 입구조건으로 사용하는데, 열펌프 사이클 해석에서 구한 증발기 열량과 공기유량으로부터 증발기 출구 공기의 엔탈피를 구할 수 있다.

$$h_{evap,out} = h_{evap,in} - \frac{Q_{evap}}{\dot{m}_{air}} \quad (6)$$

증발기 출구에서의 공기의 상태는 증발기에서 공기가 응축기 입구 조건까지 냉각되면서 공기에 포함된 수분이 응축되는데, Fig. 3에서 보듯이 상대습도가 100%인 포화 상태로 볼 수 있다.⁽¹⁰⁾ 이는 증발기에 유입되는 습공기가 모두 증발기를 통과하는 경우에 타당한 가정이다. 이러한 경우에 식 (6)으로부터 구한 증발기 출구에서의 엔탈피를 가지는 포화상태의 공기의 상태는 습공기 관계식으로부터 쉽게 구할 수 있다. 이로부터 증발기 전후의 절대습도가 알려지면 다음과 같이 증발기에서의 제습률을 구할 수 있다.

$$\dot{m}_{DH} = \dot{m}_{air} (\omega_{evap,in} - \omega_{evap,out}) \quad (7)$$

응축기를 지나는 공기에 대해서는 현열에 의한 열전달만 관련되므로 Fig. 3에 보인 바와 같이 절대습도의 변화 없이 공기가 가열된다. 이 과정에서는 응축기에 들어가는 공기, 즉 증발기 출구 공기의 건, 습구 온도와 응축기의 열량이 주어지면 응축기 출구의 공기 상태를 비교적 쉽게 예측할 수 있다. 응축기 출구에서의 공기는 상대습도가 낮은(건조한) 고온 상태가 된다.

2.5 건조 공기 상태 해석 방법

열펌프 건조기에서 건조공기는 외부와 차단된 밀폐 유로에서 순환하므로 해석을 위해서는 하나의 상태를 기준으로 설정해야 한다. 본 연구에서는 응축기에 들어가는 공기의 상태를 입력조건으로 사용하였다. 그 이유는 증발기 출구에서 공기가 포화상태가 되므로 건, 습구 온도가 일치하여 해석 조건을 선정하는 것이 용이하기 때문이다. 해석에서는 입력조건인 응축기 입구의 공기 상태와 증발기 출구의 공기 상태를 일치시켜야 하므로 반복계산을 수행하였다.

해석에 사용된 파라미터들은 프로그램의 입력 조건으로 사용된 변수들로 응축기 평균 온도

T_{cond} , 응축기 열량 Q_{cond} , 건조공기 체적 유량 \dot{Q}_{air} , 건조효율 η_d 이며 Table 1에 정리하였다. Table 1에서 괄호 내에 있는 값은 기본 값으로 다른 언급이 없으면 이 값들이 사용된 것이다. 응축기에 들어가는 공기의 온도는 20°C를 사용하였다. 증발기 출구에서의 상대습도는 앞에서 설명한 바와 같이 습공기가 포화되는 것을 가정하여 100%로 설정하였다.

3. 해석 결과

3.1 성능 해석

열펌프 건조기의 기본 성능 해석에서는 열펌프 사이클 해석 결과로부터 얻어진 응축기와 증발기의 열량을 이용하여 응축기에서 가열된 공기가 건조실과 증발기를 지나서 흐를 때 공기의 상태를 구한다. 증발기의 회수 열량과 응축기의 방열량을 구하기 위하여 열펌프 사이클 해석을 수행하며, Fig.4에 해석 결과의 하나를 나타내었다. 열펌프 사이클 해석을 위하여 사용된 입력조건으로는 응축기 방열량 15 kW, 평균 응축 온도 60°C, 평균 증발 온도 15°C, 과열도 11°C, 과냉도 8.3°C, 저압측 및 고압측 압력강하 50 kPa, 압축기 단열효율 55%이다. 건조 공기에 대해서는 응축기 입구 건습구 온도 20°C, 공기 유량 30 m³/min, 건조효율 90%이다.

해석 결과는 열펌프의 COP가 3.75, 증발기 흡열량이 11.0kW 임을 보여 준다. 건조공기는 응축기에서 가열되어 44.7°C의 온도로 건조실로 들어가며 건조 후에 28.5°C로 증발기에 들어가서 제습 및 냉각이 된다. 건조공기의 상대습도는 응축기에서의 온도상승으로 24.7%로 낮아졌다가 건조기에서 수분 증발로 87%로 증가하며, 증발기에서 공기 중 수분이 응축되면서 포화되어 100%가 된다. 공기 유량은 건조 공기의 온도 변화에 따

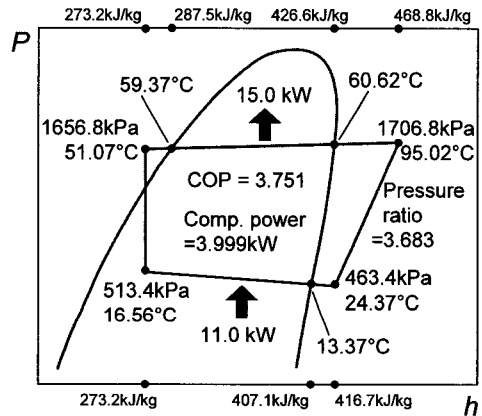
Table 1 Parameters used in the analysis

Parameter	Unit	Value
Q_{cond}	kW	10 ~ 20 (15)
\dot{Q}_{air}	m ³ /min	20 ~ 40 (30)
η_d	%	70 ~ 100 (90)

라 밀도가 변화하여 일부 변화가 있으나 질량유량은 항상 일정하게 유지된다. 해석결과 건조 과정에서 MER은 14.5 kg/h, SMER은 3.6 kg/kWh를 얻었다. SMER은 건조기의 에너지 효율에 상응하는 성능지표로서 일반적인 열풍건조기의 SMER이 0.5 ~ 1 kg/kWh인 것⁽⁷⁾을 감안하면 열풍건조기에 비하여 3.6 ~ 7.2 배의 성능을 보이는 것을 알 수 있다.

3.2 응축기 열량의 영향

다른 조건의 변화 없이 응축기 열량을 변화시키는 것은 COP가 고정된 상태에서 열펌프 사이



(a) Heat pump cycle

$$T_{DB} = 20.0^\circ\text{C} \quad RH = 100.0\%$$

$$T_{WB} = 20.0^\circ\text{C} \quad \downarrow \quad \dot{Q}_{air} = 30 \text{ m}^3/\text{min}$$

Condenser

$$T_{DB} = 44.7^\circ\text{C} \quad \downarrow \quad RH = 24.7\%$$

$$T_{WB} = 26.7^\circ\text{C} \quad \downarrow \quad \dot{Q}_{air} = 32.53 \text{ m}^3/\text{min}$$

Drying chamber

$$T_{DB} = 28.5^\circ\text{C} \quad \downarrow \quad RH = 87.0\%$$

$$T_{WB} = 26.7^\circ\text{C} \quad \dot{Q}_{air} = 31.20 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$MER = 14.5 \text{ kg/h} \quad \downarrow \quad SMER = 3.63 \text{ kg/kWh}$$

Evaporater

$$T_{DB} = 20.2^\circ\text{C} \quad \downarrow \quad RH = 100.0\%$$

$$T_{WB} = 20.2^\circ\text{C} \quad \dot{Q}_{air} = 30.32 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$m_{DH} = 10.0 \text{ kg/h}$$

(b) Air flow

Fig. 4 Heat pump cycle and flow of the drying air

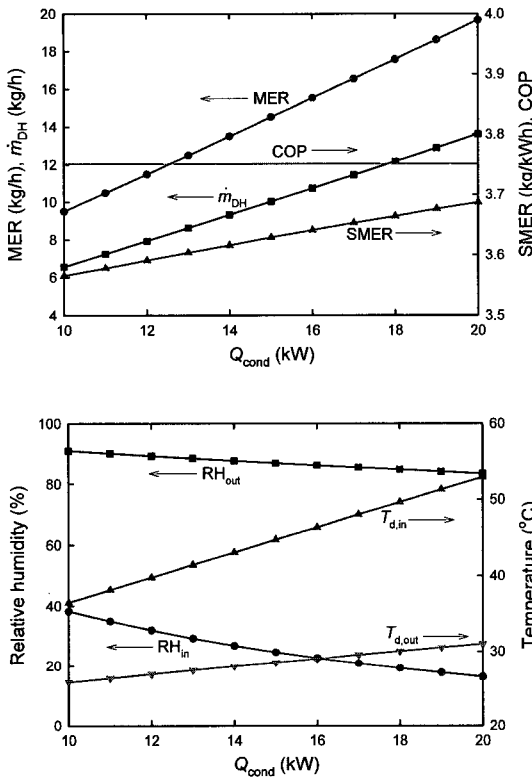


Fig. 5 Effect of heat rate released at the condenser

클의 용량을 증가시키는 것과 같다. 공기의 유량이 30 m³/min으로 고정되어 있으므로 Fig. 5에 보인 바와 같이 응축기 열량의 증가에 따라 응축기에서 가열되어 건조실로 들어가는 공기의 온도는 순차적으로 증가하고, 상대습도는 감소한다. 건조실 입구 공기 온도의 증가 및 상대습도의 감소에 비하여 건조실 출구에서의 온도 및 상대 습도의 변화는 상대적으로 작아서 건조실 내에서 수분증발이 많이 일어나며, 따라서 응축기의 열량 증가에 따라 건조성능 (MER, SMER)이 증가하는 것을 볼 수 있다. 열량 증가에 따른 SMER의 증가량은 크지 않으나 MER은 상당히 증가하여 공기 유량이 2배 증가하면 MER은 2배 이상 증가되는 것을 알 수 있다. 건조 과정에서만 보면 건조실에 들어가는 공기의 온도가 높고, 습도가 낮은 경우에 특히 건조 성능이 향상된다.

응축기 열량의 증가에 따라 증발기의 열 회수 용량도 증가하므로 증발기에서 제습량도 증가한다. 공기 유량이 2배 증가할 때 증발기 제습량도 약 2배 증가하는 것을 확인할 수 있다.

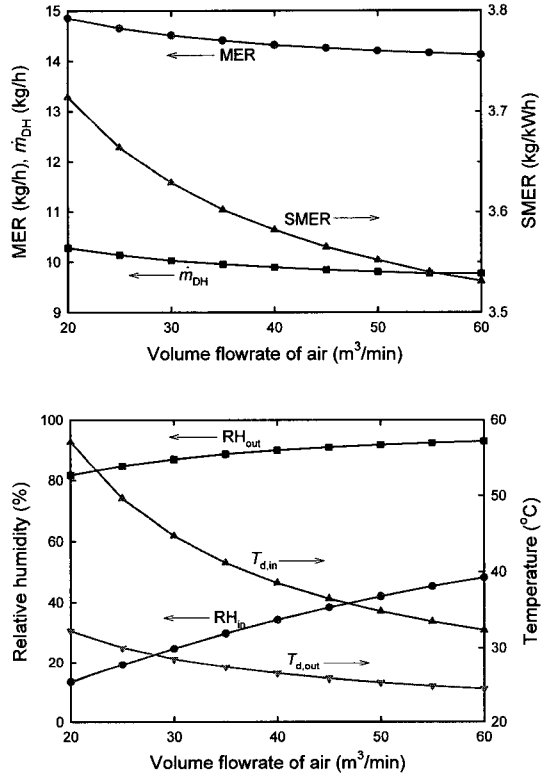


Fig. 6 Effect of air flowrate on the drying process

3.3 건조공기 유량의 영향

건조 공기의 유량은 열펌프를 이용하는 건조 장치에서 중요한 인자의 하나로 건조실 내의 공기 유동 속도와 관련된다. 같은 온도의 공기인 경우에는 공기 속도가 빠르면 피건조물 표면의 열전달이 더 활발해져서 피건조물의 수분 증발을 촉진할 것이다. 그러나 빠른 유동속도는 공기 순환을 위한 송풍기에 필요한 동력을 증가시키게 때문에 에너지 비용을 증가시키게 될 것이다. 공기의 유동 속도가 너무 느리면 따라서 건조 속도가 느려지게 되므로 건조시간이 지나치게 길어질 우려가 있다. 피건조물을 지나는 공기의 속도는 피건조물의 건조 품질에도 영향을 미칠 수 있으므로 적절한 공기 유량의 선정이 필요하다.

Fig. 6은 응축기를 지나는 공기의 체적 유량에 대한 건조 성능, 건조실 입, 출구의 온도, 습도를 보여준다. 이 결과는 응축기의 열량이 15 kW로 일정한 상태에서 공기의 유량만을 변화시키면서 해석한 것으로 유량이 증가하면 공기의 온도가 감소하고 상대적으로 습도는 증가하게 된다. 따

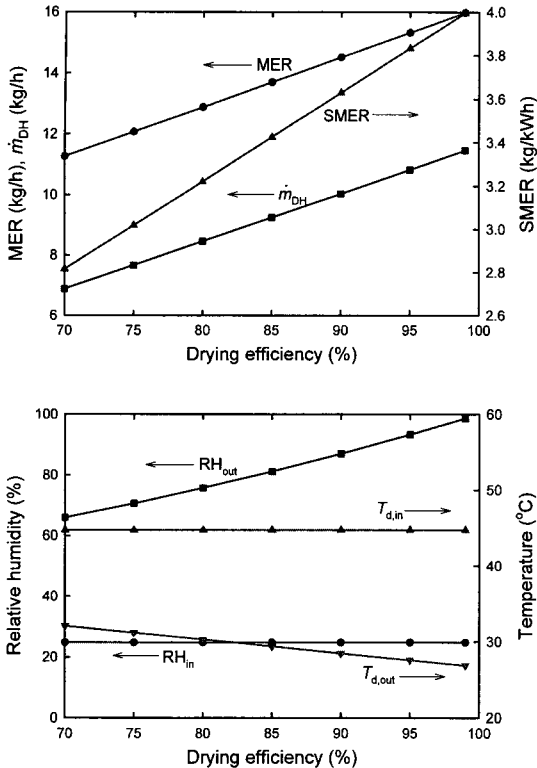


Fig. 7 Effect of drying efficiency on the drying process

라서 건조 속도가 감소하여 MER이 감소한다. 열펌프 사이클에는 변화가 없으므로 투입 열량이 일정한 상태에서 수분증발량의 감소로 SMER도 비슷하게 감소한다. 공기 중에 포함된 수분량이 감소하므로 따라서 증발기의 제습률도 감소하게 된다. 공기 유량의 증가에 따른 건조 성능의 저하는 건조 공기의 온도와 습도의 감소에 따른 결과이나 MER과 증발기 제습률의 감소는 그다지 크지는 않다.

3.4 건조효율의 영향

건조기 내부에서 발생하는 건조 현상을 파악하면 건조효율을 구할 수 있으나 본 연구에서는 건조효율을 하나의 인자로 사용하여 해석을 수행하였다. 건조 효율은 70%에서부터 100% 이하에서 변화시켰고, 예상할 수 있듯이 건조효율의 증가에 따라 MER과 SMER이 증가하는 것을 Fig. 7에서 확인할 수 있다. 건조 효율의 변화는 해석 절차상 건조실 출구 공기 상태는 변화시키지만 입구 조건에는 영향을 주지 않는다. 따라서 Fig. 7

과 같이 건조실 입구의 온도와 습도는 일정하고 출구에서는 공기의 온도가 감소하고, 상대습도는 증가하는 것으로 나타난다. 이 결과에서 주목할 것은 앞에서 설명한 다른 인자들에 대한 해석 결과에 비하여 SMER이 비교적 큰 폭으로 증가한다는 것이다. 이는 건조효율이 건조기 설계에 있어서 고려되어야 할 중요한 인자의 하나가 된다는 것을 의미한다. 건조 효율이 향상되기 위해서는 건조실 내에서 피건조물의 수분 증발이 활발하게 이루어지도록 건조실 내의 구조에 따른 공기 유로 설계에 대한 최적화와 함께 유동 속도, 건조 온도 등의 운전조건에 대한 최적화가 중요하게 된다. 건조 효율의 증가에 따른 MER과 SMER의 변화는 거의 선형적이며 증발기 제습률도 비슷하게 선형적으로 증가한다. 고려한 범위에서 건조 효율이 90% 이상일 때 건조 과정에 대한 SMER은 3.6 kg/kWh 이상의 비교적 높은 값을 가지는데, 이는 앞에서 언급한 바와 같이 열풍건조기에 비하여 최소 3.6 배 이상의 성능향상을 보이는 것을 의미한다.

4. 결론

열펌프 건조기 개발 및 성능 평가를 위해서 필요한 열펌프 사이클 및 건조 과정에 대한 해석을 수행하였다. 냉매 R134a를 사용한 열펌프 사이클을 구성하고, 건조효율을 기반으로 하는 건조 모델을 사용하였다.

(1) 응축기 방열량의 증가는 건조에 필요한 공기의 열량 및 온도를 증가시키고 상대습도를 감소시켜 건조과정의 MER과 SMER을 증가시킨다. SMER의 증가량은 크지 않으나 MER은 응축기 열량이 2배 증가할 때 2배 이상의 증가를 보인다.

(2) 건조공기 유량의 증가에 따라 MER과 SMER은 다소 감소하나 감소폭은 크지 않다. 건조 공기의 유량은 건조실 내부의 유동 속도를 고려하여 결정할 필요가 있다.

(3) 건조효율이 증가하면 건조 성능이 향상되어 MER과 SMER이 증가하는데, 특히 다른 인자에 비하여 건조효율이 SMER의 변화에 미치는 영향이 큰 것으로 나타났다. 고려한 해석 범위에서 건조효율이 90% 이상일 때 열펌프 건조기의 SMER은 3.6 kg/kWh 이상으로 나타났다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 지원으로 수행중인 에너지 절약기술 개발사업의 일부이며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Mujumdar, A. S., 1995, *Handbook of Industrial Drying*, Marcel Dekker. Inc., New York.
- (2) Bannister, P., Carrington, G. and Chen, G., 2002, "Heat Pump Dehumidifier Drying Technology - Status, Potential and Prospects," *Proc. of 7th IEA Heat Pump Conference*, Vol. 1, pp. 219~230.
- (3) Carrington, G., Hewitt, N., Bannister, P. and Anderson, J., 2003, "Opportunities for Heat Pump Drying in Industrial Processes," *Proc. of Int. Congress on Refrigeration*, ICR0540.
- (4) Wijesinghe, B., 1997, "Low Temperature Drying of Food Materials Using Energy-Efficient Heat Pump Dryers," *CADDET Newsletter*, No. 7, pp. 4~5.
- (5) Bannister, P., Chen, G., Grey, A., Carrington, C. G. and Sun, Z. F., 1997, "Economic Reduction of Greenhouse Gas Emission Through Enhanced Dehumidifier Timber Drying," *Proc. of 19th Int. Congress of Refrigeration*, pp. 241~249.
- (6) Prasertsan, S., Saen-Saby, P., Prateepchaikul, G. and Ngamsritrakul, P., 1996, "Effects of Product Drying Rate and Ambient Condition on the Operating Modes of Heat Pump Dryer," *Proc. of 10th Int. Drying Symp.*, Vol. A, pp. 529~534.
- (7) Kudra, T. and Mujumdar, A. S., 2002, *Advanced Drying Technologies*, Marcel Dekker. Inc., New York.
- (8) Prasertsan, S., Saen-Saby, P., Ngamsritrakul, P., and Prateepchaikul, G., 1996, "Heat Pump Dryer Part 1: Simulation of the Models," *Int. J. Energy Research*, Vol. 20, pp. 1067~1069.
- (9) Parsons, R. A., ed., 1997, *ASHRAE Handbook: 1997 Fundamentals*, SI ed., ASHRAE, Atlanta.
- (10) Braun, J. E., Bansal, P. K., and Groll, E. A., 2002, "Energy Efficiency Analysis of Air Cycle Heat Pump Dryers," *Int. J. Refrigeration*, Vol. 25, pp. 954~965.