

공기제습의 새로운 에너지 절약과정의 해석과 응용*

A New Energy Saving Process for Air Dehumidification : Analysis and Applications

편집위원회 역
Editorial Committee

요 약

공기의 제습 운전에 많은 에너지가 소요되므로 고효율과 경비절감이 가능한 새로운 기술의 연구가 필요하게 되었다.

이 글에서는 공기-공기 열펌프 시스템과 흡수시스템을 새로이 제안한 MIDA 과정과 비교한다.

LiCl 수용액을 사용한 흡수식 제습과 열펌프 사이클을 조합한 MIDA 시스템으로 공기 온도가 일정하거나 상승하게 되었다. 열펌프 사이클로서 열을 흡수기에서 진공으로 작동되는 용액 재생기로 전달한다.

서 론

습공기 혼합물에서 수증기를 분리시키는 데에는 많은 에너지가 소요된다. 동시에 이러한 운전에서 현재 사용하는 방법의 에너지 효율은 저조하다. 현재의 방법은 두 개의 그룹으로 나눌 수 있다. 하나는 공기를 냉동 사이클에 통과시켜 냉각과 제습의 효과를 얻는 것이고, 또 다른 방법은 액체용액 또는 고체의 형태로 수증기를 흡습 물질에 흡수 또는 흡착하는 것

이다. 두 경우 모두에 대하여 현재 상업적으로 사용하고 있는 시스템의 에너지 소비율과 경제성 해석을 취급한 많은 기술 문헌이 알려져 있다. 여기서는 상업적으로 알려진 주요방법을 취급하기로 한다.

재래식 제습시스템

흡착 고체 제습 시스템은 상대적으로 소형화되는 이점을 가지고 있는 반면, 제습되는 공기나 재생공기측에 높은 압력강하가 유발되어, 송풍기 동력이 커지게 된다. 공기가 거의 일정한 엔탈피에서 전환되므로, 처리된 공기의 최종 온도는 항상 높아지고, 고온으로 인하여 시스템의 흡착 능력이 감소된다. 항상 흡착과정에서 고정된 입자형 베드의 온도와 공기의 온도를 조절하기가 어렵고, 또한 여러개의 컬럼을 사이클로서 흡착과 흡출이 교대로 작동되는 시스템에서 사용하거나, 흡수물질이 흡착과 흡출영역을 통과하는 회전형 베드가 사용될 때, 두 개의 주운전의 불연속성을 제거할 수 없게 된다. 공기가 공조 공간에 사용되거나 재료의 문제상 온도가 낮아야 하는 경우, 이 방법은 사용할 수가 없다.

* 이 글은 미국 공기 조화·냉동학회(The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.)의 1985년 동계 학술대회(Chicago)에서 발표된 G. Scalabrin과 G. Scaltriti의 "A New Energy Saving Process for Air Dehumidification : Analysis and Applications"(Paper No. 2884)를 번역한 것이다.

더욱 재생에서는 가급적 낮은 비습도의 공기를 필요로 하므로 보통 외부 공기를 사용하게 된다. 공기는 가열되어 입자형 베드에서의 공정을 거쳐 현열과 잠열을 보유하고 대기로 방출된다. 현재의 가격면에서 이 시스템 또한 에너지 다소비형이고 고가이다.

이러한 사항들로 흡착고체 방법이 광범위하게 사용되지 못하고 극히 낮은 노점이 필요한 경우에만 한정되어 사용된다. 반면, 액체 제습 시스템은 다음에서 취급되는 다른 문제를 내포하고 있다. 고체흡수 시스템에 비하여 이의 이점으로는 송풍기 동력이 적으며 흡수과정동안 온도 조절이 용이하고 저온의 공기를 얻을 수 있다는 것이다.

열역학적 관점에서는 흡수와 재생 운전으로 인하여 다량의 에너지를 낭비한다. 첫째, 공기로부터 추출한 수증기의 잠열과 현열이 흡수기의 냉각수로 버려진다. 자주, 처리된 공기의 노점을 낮게 유지하기 위하여, 추가경비를 들여 냉각을 행하여야 한다.

재생기에서, 대기압의 외부 공기를 사용하여 희석용액으로부터 물을 추출한다. 따라서 추출된 물의 잠열을 공급하고 공기에 약간의 현열을 공급할 필요가 있다. 대기압력의 운전으로 인하여 소요온도가 높고 공기의 현열량은 상당량에 이른다.

잠열과 현열은 모두 대기로 방출되며 특히 한냉기후에서는 이 양이 크게 된다. 공급공기와 배출공기 사이에 열교환기를 사용하여 에너지를 회수하더라도 전체 효율의 증가는 극히 미미하다.

기타 시스템에서는 공기를 냉동 코일에 통과시켜 냉각하고 제습함으로써 수증기를 분리하기도 한다. 냉동사이클을 사용하므로, 공기-공기 열펌프가 개발될 수 있고 이는 공기의 제습, 특히 건조과정에 대하여는 완전한 시스템이 된다. 현재로서는 공기-공기 열펌프가 다른 방법에 비하여 다양성과 에너지 및 경비 절감면에서 가장 유망한 방법이다.

그림 1에서 습공기선도상에 과정을 표시하여 이 방법을 설명하였다. 비교적 새로운 이

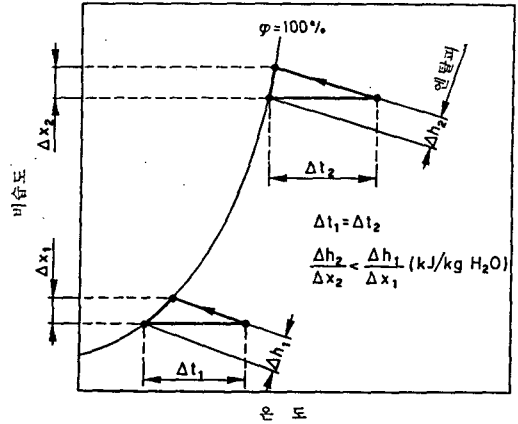


그림 1. 공기-공기 열펌프 운전조건의 공기 상태 과정

방법의 가능성은 문헌(Zylla et al., I, II, 1982)에 충분히 취급되어 있으므로 여기서는 더 이상 다루지 않는다.

이 방법의 제한사항은 그림 1에 보인 바와 같이 각각의 조건에 대하여 비에너지소비가 균일하지 않다는 것이다.

비에너지소비 (SEC, specific energy consumption)는 증발기 코일에서의 제습된 공기의 엔탈피 변화가 비습도의 변화의 비, 즉 추출된 단위 질량의 물에 대한 엔탈피 변화로 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$SEC = \frac{\Delta h}{\Delta x} \text{ [kJ/kg H}_2\text{O]} \dots\dots\dots (1)$$

응축기에서 동일한 공기 온도상승, 즉 열펌프의 동일한 난방 용량을 가정하면, 저온과 저비습도에서의 작동은 고냉동용량을 필요로 하게 되고, 열펌프 사이클의 COP가 낮아지며 에너지 소비는 크게 된다. 이는 주로 공기-수증기 포화곡선이 저온부에서 급격하게 되어 있다는 사실 때문이다.

새로운 과정 MIDA

지금까지의 모든 시스템은 가열 또는 냉각을 거쳐 혼합물에서 건공기의 엔탈피 변화를 필요로 하는 불리점을 초래하여 전체 과정에서 경제적인 실제 이득이 없게 되었다. 동시에 흡수 및 흡착 시스템은 재생과정을 필요로

하여 상당량의 엔탈피가 공기 유동에서 손실로 나타난다.

이상적인 제습 과정은 수증기만을 선택적으로 추출하여 공기의 열역학적 상태를 변화시키지 않고 물이 이동하는 것이다. 이러한 요구조건은 공기-공기 열펌프를 제외시키게 된다. 열펌프로는 공기를 냉각하고 다시 열을 사용하여 재열시켜야 하기 때문이다.

액체 흡수 시스템이 용액의 온도를 흡수기에서 조절하여 공기 입구 온도 근처로 유지하면 이러한 선택적 제습을 행할 수 있다. (Scalabrin and Scaltriti, I, II, 1984). 이 문제는 아래에서 다룰 것이다.

이미 설명하였듯이 현재 시스템의 단점은 외부 공기를 사용하여 증기를 추출하는데 대기 압에서의 재생하는 것이다. 공기의 추출과정을 제외함으로써 대기로의 현열과 잠열방출을 피할 수 있으며, 온도를 낮추기 위하여는 진공운전을 필요로 한다.

이러한 요구를 만족하는 용액이 그림 2에 표시되어 있다.

여기서 열펌프로 작동하는 냉동사이클로 흡수기 코일을 냉각시키고, 공기는 농축 수용액으로 세척된다. 이 작동중의 온도는 냉동사이클에서 현재 사용중인 보통의 방법, 예를 들면 저압스위치-오프(switch-off)로 조절할 수 있다.

용액은 펌프로 재순환되어 모든 교환면적을 적시도록 한다. 희석된 용액은 연속적으로 스스로를 밸브를 통하여 리보일러(reboiler)로 흐르며, 여기서 재생이 부압(negative pressure)에서 열펌프의 응축 방출열을 이용하여 이루어진다. 용액을 떠난 수증기는 냉각매질로서 지하수를 사용하여 대기 직접접촉응축기로 응축된다. 만약 지하수가 있을 때에는 리보일러에서 증기압을 낮출 수 있고 따라서 열펌프의 응축온도가 낮아진다. 이러한 경우 전체 시스템의 성능은 보통의 제습 흡수장치에서와 같이 기후조건에 의한 영향을 받지 않는다.

한냉한 기후나 겨울에는 대기가 더 좋은 열

방출소일 수도 있다.

지하수나 차가운 대기를 사용할 수 없을 때에는 냉각은 중간 열교환기가 없는 냉각탑에서 오는 물로 이루어져야 한다. 이러한 응축 방법은 효과가 좀 낮기는 하나, 어떠한 제습 작동 조건에서는 이것이 전체 플랜트의 효율을 좌우하지는 않는다는 것을 아래에서 설명할 것이다. 그림 2에 낙하막 형태의 리보일러가 표시되어 있다. 이는 낮은 운전 압력에서 관형 열교환기와 같이 아랫쪽에 생길 수 있는 액체 수두를 방지하고 염용액에 의한 스케일의 위험성을 제거할 수 있기 때문이다.

재농축 후에 용액은 새로 흡수기로 공급되어 사이클을 형성한다.

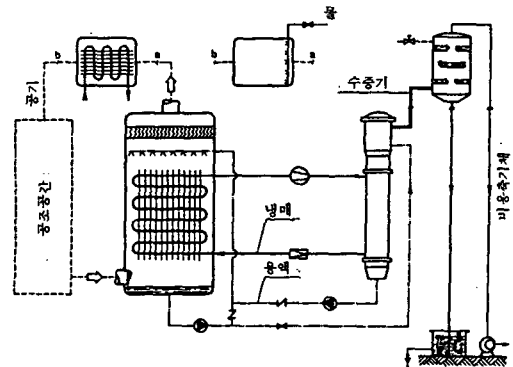


그림 2. MIDA 공기 제습 시스템

흡수기의 열 및 물질전달 해석

문헌(Scalabrin and Scaltriti, I, 1984)

에 언급되어 있듯이 전체 과정에서 가장 중요한 문제가 흡수이다. 실제 공기와 같은 불활기체를 포함하는 특수한 운전 문제는 문헌에 잘 취급되어 있지 않으며 일부의 실험 자료만이 알려져 있다.

이 문제는 실험 이외에 이론적인 해석을 필요로 하였다. 이들 문제를 여기서 취급하며 주요 개념만을 서술한다.

액체 표면과 습공기 사이의 수증기의 물질전달은 다음 식으로 표시된다.

$$m_{H_2O} = k_x \cdot (x - x_i) \cdot A \text{ [kg/h]} \dots (2)$$

위의 식에서 기호는 다음과 같다.
 k_x = 대류 물질전달 계수 [kg/m²·h],
 $x-x_i$ = 공기(x)와 경계층(x_i) 사이의 비
 습도차 [kg H₂O/kg 건공기],
 A = 접촉면적 [m²].

한편 두 상 사이의 총 열교환, q_t는,

$$q_t = q_s + q_l = \{h_c \cdot (t - t_i) + k_x \cdot (x - x_i) \cdot r\} \cdot A \text{ [kJ/h]} \dots \dots \dots (3)$$

로 표시되며 기호는 다음과 같다.

q_s, q_l = 현열 및 잠열교환량 [kJ/h],
 h_c = 대류열전달 계수 [kJ/m²·°C·h],
 $t - t_i$ = 공기(t)와 경계층(t_i) 사이의 온
 도차 [°C]
 r = 물의 잠열 [kJ/kg].

열과 물질 전달에 대한 전달 표면적이 동일
 하고, 혼합물의 물성분이 적다고 가정하면,
 Lewis 수는,

$$Le = \frac{h_c}{k_x \cdot \bar{c}} \simeq 1 \dots \dots \dots (4)$$

이며,

$$\bar{c} = c_p + x \cdot c_{pv} \dots \dots \dots (5)$$

이다. 여기서,

\bar{c} = 습공기의 비열 [kJ/kg 건공기·°C]
 c_p = 건공기의 비열 [kJ/kg·°C]
 c_{pv} = 수증기의 비열 [kJ/kg·°C]

이다. 식(3)을 바꾸어 쓰면 다음과 같다.

$$q_t = k_x \cdot (h - h_i) \cdot A \text{ [kJ/h]} \dots \dots \dots (6)$$

여기서,

h = 공기유동에서 공기의 엔탈피 [kJ/kg
 건공기],
 h_i = 경계층에서 공기의 엔탈피 [kJ/kg
 건공기]

이다.

이는 제습에서의 열전달이 두 상 사이의 엔
 탈피 구배에 기인하며 주요 파라미터가 물질
 전달 계수임을 의미한다(Merkel 1925, Mic-
 ley 1949, Treybal 1980).

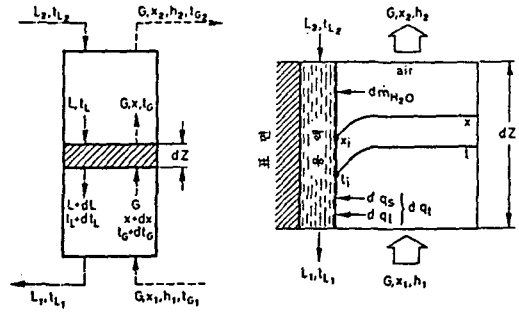


그림 3. 국부 및 전체 열 및 물질전달
 파라미터

그림 3을 보면, 식(2)는 탑의 요소 높이 dz
 에 대하여

$$dL = G \cdot dx = k_x \cdot (x - x_i) \cdot a_m \cdot S \cdot dz \dots \dots \dots (7)$$

로 쓸 수 있으며 사용된 기호는 다음과 같다.

G, L = 공기과 용액의 질량 유동률 [kg/
 h],
 a_m = 원불이 관 코일의 물질 전달의 비표
 면적 [m²/m³],
 S = 탑의 단면적 [m²]

식 (3)에서 다음의 식

$$q_s = G \cdot \bar{c} \cdot dt = h_c \cdot (t - t_i) \cdot a_c \cdot S \cdot dz = k_x \cdot \bar{c} \cdot (t - t_i) \cdot a_c \cdot S \cdot dz \dots \dots \dots (8)$$

을 구할 수 있다. 여기서,

a_c = 원불이 관 코일의 열전달의 비표면적
 [m²/m³]

이다.

또한 식 (7)과 식 (8)로부터 $a_c \simeq a_m$ 을 가정
 하면,

$$\frac{dx}{dt} = \frac{x - x_i}{t - t_i} \dots \dots \dots (9)$$

를 쓸 수 있으며, 이는 제습 컬럼의 임의의
 단면에서 습공기선도에 표시된 공기의 조건이
 유동 중의 실제 공기 상태와 그 단면에서의
 경계층의 공기 상태(평형)를 연결하는 직선에
 따라 이동하는 것임을 의미한다.

이미 서술한 실험자료가 이러한 경우를 확
 인한다(Scalabrin and Scaltriti, I, 1984).

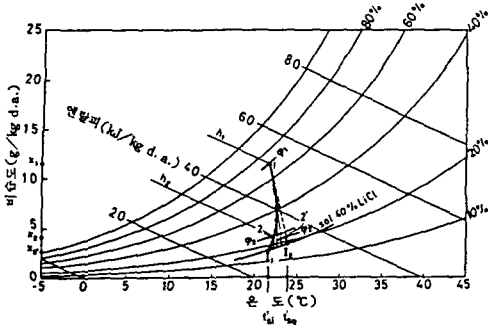


그림 4. 흡수기에서 제습공기 상태 과정

그림 4에 공기 변화의 두 경우를 표시하였다. 점선 $\overline{1'2'}$ 은 탑의 교환표면 용액-공기에 따른 일정용액 온도 t_{se} 의 경우를 나타낸다. 실선 $\overline{12}$ 는 탑에 따라 용액의 온도가 입구의 t_{s1} 에서 출구의 t_{s2} 로 연속적으로 변화하는 경우의 변환과정을 표시한다. 흡수 코일을 증발냉매로써 직접 냉각하는 경우, 코일에 따른 온도는 일정하게 유지되는 것으로 가정할 수 있다.

습공기에서 수증기의 질량 농도의 변화가 미약하므로, 컬럼의 입구와 출구 사이의 용액의 농도 변화는 무시할만 하며(Scalabrin and Scaltriti, I, 1984), 따라서 정상상태 조건에서 농도는 흡수기에 따라 일정한 것으로 생각된다.

따라서 흡수기에서 용액 온도의 조절이 처리된 공기의 최종 상태를 조절하게 된다.

마지막으로 흡수 작용의 효율을 다음과 같이 정의한다.

$$\epsilon = \frac{x_1 - x_2}{x_1 - x_2^*} \dots\dots\dots (10)$$

여기서,

x_1, x_2 = 흡수기의 입구와 출구에서 공기의 비습도 [kg H₂O/kg 건공기],

x_2^* = 접촉면 평형조건에서 비습도 [kg H₂O/kg 건공기]

효율 ϵ 은 분명히 코일의 기하학적 형태에 의존하며 일반적으로 흡수기에서 열 및 물질을 전달하는 작동조건에 따라 다르다.

위의 사실로부터 제습과정 동안 처리공기의

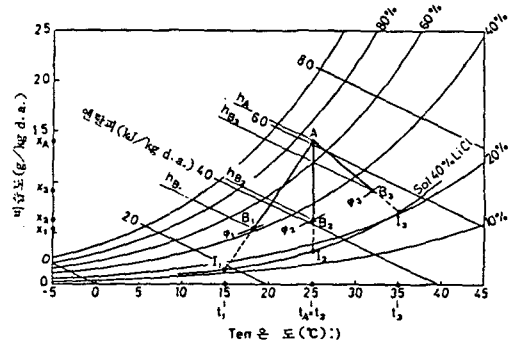


그림 5. 흡수기에서 여러 가지의 공기 상태 과정

3가지의 변환이 이루어짐을 알 수 있다. 그림 5에 이들은 AB_1, AB_2 와 AB_3 로

- (1) 감소온도(AB_1),
- (2) 일정온도(AB_2),
- (3) 증가온도(AB_3)

와 같이 표시되어 있다. 파라미터로 나타낸 용액의 온도는 순서대로 $t_1, t_2=t_A$ 및 t_3 이다 식 (2), 식 (3)과 식 (6)에서 현열 및 잠열, 총열량 플럭스는 다음과 같이 된다.

AB_1 의 경우, 용액 온도 t_1 에서, 잠열과 현열, 총열량은 공기로부터 용액으로 전달된다

AB_2 의 경우, 잠열은 공기에서 용액으로 흐르고 현열은 없으며 따라서 총열량은 공기로부터 용액으로 흐른다.

AB_3 의 경우, 현열이 용액으로부터 공기로 흐르며, 잠열과 총열량은 공기에서 용액으로 전달된다.

이러한 과정은 모두 실험적으로 입증되었으며 뒤에서 기술하기로 한다.

여기서 얻은 주요 결과는 용액의 온도를 t_1 에서 t_2 및 t_3 로 증가할 때, 흡수기에서 추출한 물을 제거하는데 필요한 열플럭스는 감소한다는 것이다. 동시에 열펌프의 COP는 증가하며, 용량은 감소하나 비에너지 소비량은 감소한다.

과정의 가능한 응용 예

여기서 제안한 방법을 응용하는 실례로서 건조과정과 공기조화의 경우가 있다.

건조과정에 대하여는, 현재로서 더 효과적인 기술은 공기-공기 열펌프를 사용하는 것이며 현재의 방법을 에너지 효율 관점에서 비교하고자 한다.

공기-공기 제습용 열펌프의 에너지 효율에는 냉각용량, COP, 건조 턴넬 길이, 과정에 따른 공기의 성질등과 같은 많은 플레트 파라미터가 연관된다. 동시에 건조할 품목에 대하여 가해지는 공기조건에 따라 온도 한계와 상이한 물질전달 형태가 나타난다. 전체적인 최적화 파라미터는 비에너지 소비량이다.

이 문제는 정밀하게 전반적으로 실험자료와 함께 Magnussen(1981/4)의 문헌에 발표되어 있다.

다음에 MIDA 과정의 특수한 응용 경우를 살펴보자. 모든 경우에 대하여 흡수와 재생에 있어 용액의 열차이, 공기와 용액의 이동에 따른 에너지 소비는 일차적으로 무시하고 이들이 전체적인 결과의 경향에 영향을 끼치지 않는다고 가정한다.

저온에서의 공기 제습

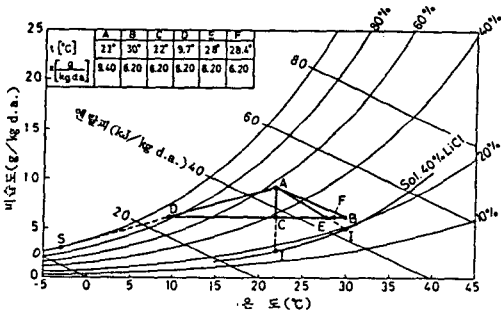


그림 6. 경우 (1a), (1b), (1c)의 공기 상태 변화

그림 6에서 건조기의 상태는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 t_A &= 22^\circ\text{C}, \text{RH}_A = 57.0\%, \\
 x_A &= 9.40 \text{ g H}_2\text{O/kg d.a.}, \\
 h_A &= 46.02 \text{ kJ/kg d.a.} \\
 t_B &= 30^\circ\text{C}, \text{RH}_B = 23.6\%, \\
 x_B &= 6.20 \text{ g H}_2\text{O/kg d.a.}, \\
 h_B &= 46.02 \text{ kJ/kg d.a.}
 \end{aligned}$$

처리할 공기의 질량 유량은

$$m_a = 100.000 \text{ kg/h} = 27.77 \text{ kg/s}$$

이며, 이로부터 제거할 물의 유량은 다음과 같다.

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = m_a \cdot \Delta x = 320 \text{ kg/h}$$

(1) 공기-공기 열펌프제습

공기-공기 열펌프를 이용하는 경우, 응축 및 증발온도 $t_c = 35^\circ\text{C}$, $t_e = -3^\circ\text{C}$ 가 필요하고, 냉각 후의 공기의 최종상태는 D로 된다

$$\begin{aligned}
 t_D &= 9.7^\circ\text{C}, \text{RH}_D = 83.1\%, \\
 x_D &= 6.20 \text{ g H}_2\text{O/kg d.a.}, \\
 h_D &= 25.37 \text{ kJ/kg d.a.}
 \end{aligned}$$

제습에 필요한 냉각용량은 다음과 같다.

$$q_e = m_a \cdot (h_A - h_D) = 573.6 \text{ kW}$$

유럽의 우수한 개방형 압축기 제작 회사의 성능 자료에서

$$\text{COP} = \frac{q_e}{L} = 3.67$$

과 $\eta_e = 0.93$ 을 취하면 전력소비율은

$$L_e = 167.7 \text{ kW}$$

가 되며 1차적인 에너지 비소비량(primary energy specific consumption)은 다음과 같이 된다.

$$\text{PESC} = 1.75 \text{ kWh/kg H}_2\text{O}$$

(2) 등온 제습의 MIDA 과정

동일한 제습을 공기 A에 대하여 22°C 에서 LiCl 40%의 용액이 있는 MIDA 흡수기에서 행할 수 있다. 공기의 일부를 통과하여 최종상태 G가 얻어진다. 모든 경우에 공기의 모든 상태는 용액의 포화 곡선 밑에 놓인다.

열펌프 사이클에서 흡수기 코일의 열플럭스는,

$$q_e = m_a \cdot (h_A - h_c) = 226.1 \text{ kW}$$

로서 이는 증발온도 $+17^\circ\text{C}$ 에서 구해진다.

동시에 직접 접촉식 대기 응축기에서 15°C의 지하수를 사용할 때 R12에 대한 응축 온도가 50°C로 된다.

앞에서와 동일한 압축기로서, 새로운 COP는,

$$COP = \frac{q_e}{L} = 4.54 \quad \text{즉} \quad L = 49.80 \text{ kW}$$

가 된다.

이 범위에서 구동 모터의 효율이 $\eta_e = 0.93$ 이라고 가정하면, 다음과 같이 전기동력이 필요하다.

$$L_e = L / 0.93 = 53.55 \text{ kW}$$

리보일러에서 필요하고 열펌프 응축기에서 공급되는 열은,

$$q_r = m_{H_2O} \cdot \Delta h_{ev} = 217.67 \text{ kW}$$

이므로 과잉열

$$\Delta q = q_c - q_r = 58.22 \text{ kW}$$

는 처리된 공기의 온도를

$$t = t_c + \frac{\Delta q}{c_{pa} \cdot m_a} = 24.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

로 상승시키는데 사용할 수 있을 것이다.

과정의 외부로부터는 열플럭스

$$q_b = m_a \cdot c \cdot (t_B - t) = 163.9 \text{ kW}$$

가 공급되어야 하며, 이는 총효율 $\eta_b = 0.80$ 의 리보일러에서 순연소열(h_c) 41.02 MJ/kg의 연료를 사용할 때 연료소비율은,

$$m_{fuel} = \frac{q_b}{\eta_b \cdot h_c} = 17.98 \text{ kg/h}$$

이 되며 재생기에서 진공 생성에 소요되는 동력은 대략 13 kW로 추산된다.

1차적인 비에너지 소비량(PESC)은 전력망의 전체효율을 30%로 가정할 때 추출되는 물 단위 kg에 대하여

$$PESC = \left(\frac{53.33 + 13}{0.30} + \frac{163.9}{0.80} \right) \frac{1}{320} = 1.33 \text{ kWh/kg H}_2\text{O}$$

이 된다.

(3) 비등은 제습의 MIDA 과정

앞에서 지적하였듯이, (1)과 (2)의 동일한 제습과정이 t_A 보다 높은 온도의 흡수기에서 행해질 수 있다.

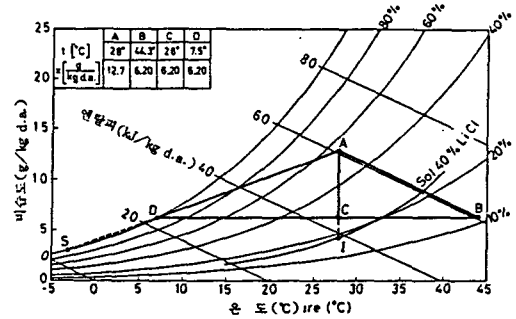


그림 7. 경우 (2a), (2b)의 공기 상태 변화

그림 7은 공기가 상태 A에서 30°C(점 I)의 용액으로 상태 E로 제습되는 과정을 나타낸다. 응축기에서의 과잉열로써 처리공기를 상태 F로 바꿀 수 있고 여기서 보일러로 가열하여 최종상태 B로 된다. 이 경우 열펌프의 COP는 5.50으로 상승되나, 외부열량이 역시 증가된다. 그러나 PESC는 전자의 경우보다 낮아진다.

표1의 첫 줄에서 세째 줄에 이들의 결과를 요약하였다.

고온에서 공기의 제습

이 경우는 그림 7에 나타난 것과 같이 흡수 운전이 완전히 용액의 포화곡선 하부에 있게 된다. 또한 이는 운전한계에 근접되어 있으며 효율은,

$$\varepsilon = \frac{X_A - X_B}{X_A - X_1} = 0.78$$

로 계산된다.

여기서 추출물은 전자의 경우에 비하여 거의 2배로 되며 PESC는 크게 변화하지 않는다.

이의 결과는 표1의 네째 줄에 표시되어 있다.

용액의 포화곡선 상부온도에서 공기의 제습

앞의 결과에서 건조를 위한 공기의 제습은

표 1

경우	m _{air} kg/h	m _{H₂O} kg/h	COP _{ev}	에너지해석					1차에너지 비소비율 (PESC)	Δ%	경제성해석	
				전 력 소 비		총전력 kW	연료 kg/h	가스 m ³ /h			가 격 Lit/kg H ₂ O	Δ%
				열펌프 kW	진공펌프 kW							
1	10 ⁵	320	3.67	167.7	-	167.7	-	-	1.75	-	62.9	-
2	10 ⁵	320	4.54	53.55	13	66.55	17.98	-	1.333	-23.8	50.24	-20.1
3	10 ⁵	320	5.50	11.02	13	24.02	22.65	-	1.056	-39.6	40.86	-35.0
4	10 ⁵	650	5.42	91.41	17	108.4	38.4	-	1.229	-45.6	46.59	-42.9
5	10 ⁵	650	2.53	442.1	-	442.1	-	-	2.26	-	81.61	-
6	10 ⁶	2000	1.93	3466.8	-	3466.8	-	-	5.78	-	162*	-
7	10 ⁶	2000	3.15	-	43	43	-	346.0	1.761	-69.5	70.06	-56.7

* 과잉열은 추산

공기의 상태가 용액의 포화곡선 하부에 있을 때만 가능함을 알 수 있다. 많은 산업 응용(Bözlle, 1981)의 전형적인 예인 다음의 경우는 MIDA 시스템을 이용하는 효율적인 예에 속한다(그림 8).

문제는 그림 9의 상태 A의 공기를 제습하여 건조기의 입구 상태 G로 환원시키기 위한 것이다. 고온의 운전과 대기로의 열손실로 인하여 상태 A의 엔탈피는 상태 G의 엔탈피보다 낮다.

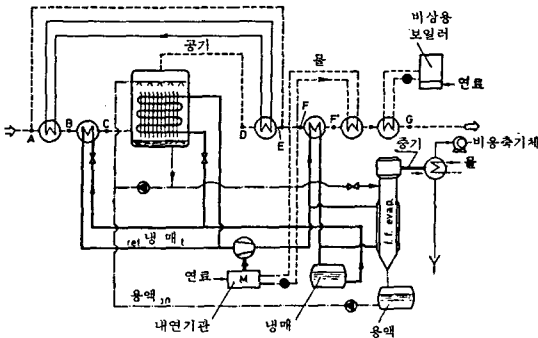
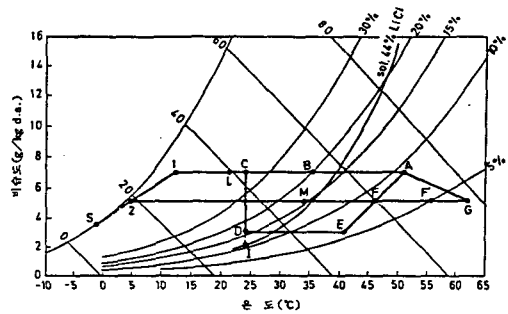


그림 8. 경우 (3b)의 공기 제습 시스템

(1) 공기-공기 전기식 열펌프제습

이 경우 공기는 그림 9의 상태 A로부터 상태 2로 냉각되어야 하며 이는 두 과정으로 일어난다. 먼저 공기를 효율이 0.64인 공기-공기 열교환기에서 냉각하여 처리공기에 반대방



t [°C]	A	B	C	D	E	G	F	I	J	L	M
t [°C]	52*	62.5*	24*	24*	41*	62.5*	56.2*	13*	4*	21.3*	34.7*
x [g/kg d.a.]	7	7	7	3	3	5	5	7	5	7	5

그림 9. 경우 (3a), (3b)의 공기 상태 변화

향으로 흐르는 21.3°C의 상태 L에 도달하게 한다. 다음 열펌프의 제 1증발기로써 온도를 상태 2까지 낮추고 공기가 열펌프의 제 2냉각 및 제습 코일을 통과한 다음, 상태 2에서 간다. 여기서 공기가 공기-공기 열교환기를 지나 온도가 t_m으로 상승되고 응축기 열을 받아 최종상태 G로 된다.

이 경우 응축기의 열은 1.825.9 kW 과잉상태에 있어 대부분의 제습용 공기-공기 열펌프의 경우에서의와 같이 공정 바깥쪽에서 이용하거나 대기로 방출되어야 한다.

이 결과는 표 1의 여섯째 줄에 나타나 있다.

(2) 내연기관 열펌프의 MIDA 시스템

동일한 결과를 그림 8의 내연기관 열펌프를 사용하여 구할 수 있다. 공기로부터 용액으로 물질 전달이 일어나기 위하여 상태 A로부터 C로의 냉각이 필요하다. 공기 유량의 1/2만을 처리하고 나머지는 바이패스한다. 먼저 열 파이프와 같이 처리공기와 대향류인 공기-공기 열교환기로서 공기를 t_B 로 냉각한다. 여기서 열펌프의 두 개의 증발기 중 하나로 공기의 온도를 흡수 온도인 t_c 로 낮춘다. 둘째 증발기는 흡수기(LiCl 용액의 질량비율 44%)에서의 온도를 일정하게 유지하여 공기가 점 I의 경계층에 있게 한다. 전술한 공기-공기 열교환기의 다른 쪽에서 온도가 t_B 로 상승된다. 이 열교환기는 제작자의 자료로부터 효율이 0.63인 것으로 가정한다. 리보일러에서 온도 62°C 가 소요되며 이는 열펌프의 응축온도이다. 응축에 의하여 방출된 열은 리보일러에서 필요한 양을 초과하므로 비교적 높은 온도의 열로 처리되거나 처리되지 않은 공기의 혼합물 온도(F)를 F'으로 상승시킬 수 있다.

공기는 단계적으로 내연기관으로부터 회수한 고온으로 상태 G까지 가열된다. 내연기관은 기계효율 $\eta_m = 0.34$, 열회수효율 $\eta_r = 0.50$ 인 것으로 추산한다. 천연가스의 순발열량은 35.169 kJ/kg 으로 사용한다. 흡수효율은 $\varepsilon = 0.81$ 로 되어 충분히 높아 흡수온도 24°C 가 최대 가능한 온도라고 말할 수 있으며 열펌프의 COP가 향상될 것임을 기대할 수 있다. 흡수기에서 어떠한 다른 과정에서도 낮은 증발 온도 즉, 낮은 COP가 나타나게 될 것이다.

이 결과는 표 1의 일곱째 줄에 표시되어 있다.

마지막 경우를 LiCl 용액의 흡수식 제습을 사용하고 현재로서 가장 진전된 결과라고 생각되는 Bölzle(1981)의 결과와 비교하면 약간 더 효율적인 것으로 생각된다.

경제성 해석

앞의 경우들을 경제적으로 비교하기 위하여

다음과 같이 가정한다.

전기에너지는 가격이 120 Lit/kWh , 액체 연료 가격은 450 Lit/kg , 천연가스는 390 Lit/m^3 의 가격으로 공급되는 것으로 생각된다. 이 가격은 이태리 산업계에서의 일반적인 수칙이다. 소비자의 특수상황과 국가의 에너지 가격이 경제성 해석에 영향을 미치나 상대적인 절약치는 이러한 변수에 적게 영향을 받므로 최종 결과는 널리 의미가 있을 것으로 생각된다. 표 1의 마지막 난에 결과를 나타내었다.

결 론

제안된 과정이 재래식 방법뿐 아니라 공기-공기 열펌프 방식과 비교하여 공기 제습에서 에너지를 감소시킬 수 있을 것이며 현재로서는 효율적인 것으로 가정할 수 있다.

여기서 취급한 여러 경우에 여러 다른 조건의 처리공기에 대하여 1차에너지 비소비율(PESC)이 상당히 낮은 범위, $1 \sim 1.75 \text{ kWh/kg H}_2\text{O}$ 로 제한되어 있음을 알 수 있다.

동시에 절약은 공기-공기 열펌프와 비교하여 20~56%에 이른다. 새로운 방법은 용액의 포화곡선으로 인하여 약간의 제한이 있더라도 습공기선도의 많은 영역에서 사용될 수 있을 것이다.

더욱 MIDA는 다양하고 플랜트의 여러 요구조건, 즉 공기 온도가 감소, 증가 또는 일정한 경우의 제습, 전기모타 또는 배열을 회수하는 내연기관 사용 등에 적합함을 나타낸다.

현재의 결과와 기존의 실험 자료(Scalabrin and Scaltriti, I, 1984)로부터 다음의 문제를 계속 연구할 것을 추천한다.

- 흡수식 운전에서 열 및 물질전달 해석과 최적 기하학적 형태
- MIDA의 최대효율 응용을 위한 최적플랜트 조건
- MIDA에 의한 최적 운전조건에서 다공성물질의 건조 특성

참 고 문 헌

- Bözlze, R. 1981. "Wärmepumpen in trocknungsprozesse". Wärmepumpentechnologie, Band VII. Essen Vulkan Verlag.
- Magnussen, O.M. 1981/4. "Heat pump drying of blue whiting". I.I.R. Meeting, Boston.
- Merkel, F. 1925. "Verdunstungskühlung". V.D.I. Forschungsarbeiten, Berlin, n. 275.
- Mickley, H.S. 1949. "Design of forced draft air conditioning equipment". Chem. Eng. Prog., 45, 12: 739-745.
- Scalabrin, G.; and Scaltriti, G. 1984. "Deumidificazione dell'aria con soluzioni di LiCl, I: Processi e prove sperimentali". La Termotecnica, v. 38, 10, Milano.
- Scalabrin, G.; and Scaltriti, G. 1984. "Deumidificazione dell'aria con soluzioni di LiCl, II: Applicazioni ed analisi economica". La Termotecnica, v. 38, 11, Milano.
- Treybal, R.E. 1980. "Mass transfer operation". New York, McGraw-Hill.
- Zylla, R., et al. 1982. "The potential for heat pumps in drying and dehumidification systems. I: Theoretical considerations". Energy Research, 6, 305-322.
- Zylla, R., et al. 1982. "The potential for heat pumps in drying and dehumidification systems. II: An experimental assessment of the heat pump characteristics of a heat pump dehumidification system using R114". Energy Research, 6, 323-331.