

## 암모니아 유니트 쿨러의 열성능 해석

최재광, 김무근\*, 박병규\*\*

인제대학교 대학원 기계공학과, \*인제대학교 기계자동차공학부, \*\*한국기계연구원 열유체환경연구부

### Analysis on the Thermal Performance of an Ammonia Unit Cooler

Jae Kwang Choi, Moo Geun Kim\*, Byung Kyu Park\*\*

Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Inje University, Kimhae, Kyungnam 621-749, Korea

\*School of Mechanical and Automotive Engineering, Inje University, Kimhae, Kyungnam 621-749, Korea

\*\*Department of Thermal, Fluid & Environmental Engineering, KIMM, Taejon 305-600, Korea

(Received February 19, 2001; revision received September 20, 2001)

**ABSTRACT:** Since the surface temperature of the evaporating tube in an ammonia unit cooler is lower than the dew point of atmosphere, the moisture in the atmosphere condenses and the frost grows on the tube. The frost or liquid film decreases the heat transfer rate. The reliable analysis of the heat transfer is required for the prediction of the optimal design of the ammonia unit cooler. For the specific commercial model, the performance was numerically estimated for the variation of operating condition and geometric configuration. It is found that there exists an optimum range for the parameters such as mass flow rate of air and refrigerant, humidity, refrigerant quality, fin pitch, the number of step, the number of rows and the pattern of refrigerant path.

**Key words:** Ammonia unit cooler(암모니아 유니트 쿨러), Tube-by-tube method(관순법), Heat exchanger(열교환기), Heat transfer(열전달), Evaporator(증발기)

#### 기 호 설 명

$A$  : 전열면적 [ $m^2$ ]  
 $c$  : 비열 [ $J/kg \cdot K$ ]  
 $D$  : 직경 [ $m$ ]  
 $f$  : 마찰계수  
 $G$  : 질량유속(mass flux) [ $kg/m^2 \cdot s$ ]  
 $h$  : 열전달계수 [ $W/m \cdot K$ ]  
 $h_{D,o}$  : 공기측 질량전달계수  
 $i$  : 엔탈피 [ $kJ/kg$ ]  
 $i_{fg}$  : 열교환기의 잠열 [ $kJ/kg$ ]

$k$  : 열전도계수 [ $W/m \cdot K$ ]  
 $L$  : 관길이 [ $m$ ]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [ $kg/s$ ]  
 NTU : 전달단위수(number of transfer unit)  
 $P$  : 압력 [ $Pa$ ]  
 $Pr$  : Prandtl 수,  $\nu/\alpha$   
 $Q$  : 열전달률 [ $W$ ]  
 $Re$  : Reynolds 수,  $UL/\nu$   
 $x$  : 건도  
 $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $U$  : 총괄열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]  
 $v$  : 비체적 [ $m^3/kg$ ]  
 $X_u$  : Lockhart-Martinelli parameter  
 $y$  : 핀 높이 [ $m$ ]

† Corresponding author

Tel.: +82-42-868-7367; fax: +82-42-868-7335

E-mail address: bkpark@kimm.re.kr

$z$  : 인접 핀 사이 거리 [m]

**그리스 문자**

- $\delta$  : 서리(응축수)층 두께 [m]
- $\epsilon$  : 유효도(effectiveness)
- $\mu$  : 점성계수 [ $\text{kg/m} \cdot \text{s}$ ]
- $\rho$  : 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]
- $\phi$  : 핀 효율
- $\nu$  : 동점성 계수

**하첨자**

- $a$  : 공기, 즉 전공기
- $b$  : 핀 밑단
- $f$  : 핀
- $i$  : 관 내부
- $L$  : 액체
- $m$  : 평균값
- $o$  : 관 외부
- $p$  : 정압과정
- $r$  : 냉매
- $V$  : 증기
- $v$  : 정적과정
- $w$  : 물

**1. 서 론**

유니트 시스템은 중앙에 통합적으로 설치되는 일반적인 냉·난방장치와 달리 증발기, 제어기, 팬, 압축기, 응축기가 분산될 수 있다. 이 시스템을 목적과 환경에 따라 적당히 적용하면 많은 이점을 얻을 수 있는데, 예를 들어 냉방(혹은 난방) 부하에 맞게 구성요소들을 배합하면 운전비용을 줄일 수 있다. 이 유니트 시스템 중에서 증발기 역할을 하는 것이 유니트 쿨러이다. 냉매로서 암모니아가 갖는 특징은 지구 환경오염의 염려가 없고 냉동능력이 크며 성능계수가 높고 임계온도·압력이 높으며 가격이 싸다는 점 등이다. 따라서, 암모니아 유니트 쿨러는 암모니아가 갖는 특징과 유니트 시스템의 특성에 의해 부하가 큰 대형 산업시설, 농산물이나 식품의 저온저장, 급

속 동결과 같은 분야에서 널리 사용되고 있다.

유니트 쿨러의 냉매는 액상에서 기상으로 점진적으로 상변화하면서 관 길이를 따라 열전달계수 값과 압력이 변하므로 열전달 특성 파악이 용이하지 않다. 따라서 본 연구에서는 실제로 사용 중인 유니트 쿨러의 운전조건과 기하학적 형상에 따른 열교환기 상태를 예측하고 다른 유니트들과 함께 효과적으로 운전되도록 하기 위한 열전달 해석을 수행하여 성능개선방안을 모색한다.

**2. 해석방법**

**2.1 열전달 해석**

암모니아 유니트 쿨러에는 Fig. 1과 같은 핀-관 열교환기(finned tube heat exchanger)가 널리 사용되고 있다. 핀-관 열교환기의 해석방법으로 크게 두 가지를 들 수 있다. 하나는 열교환기 전체를 하나로 보고 해석하는 방식인 집중 열전달 해석방법(lumped heat exchanger analysis approach)이고, 다른 하나는 열교환기를 국소해석영역으로 나누어 해석한 다음 적분하는 국부 열전달 적분방법(local heat transfer integration approach)이다. 전자의 방법은 열교환기 전체를 하나로 보고 각 유체의 물성과 열교환기 해석에 관련된 변수들의 평균값을 이용하여 LMTD 법이나  $\epsilon$ -NTU 법으로 열교환량을 계산하는 방법이고, 후자는 열교환기를 여러 개의 국소해석영역으로 나눈 다음 각 해석영역에서 LMTD 법이나  $\epsilon$ -NTU 법을 사용하여 해석한 후 결과들을 적분하는 방법이다.

집중 열전달 해석방법은 간단하여 적용하기는 쉽지만 지나친 단순화로 인하여 오차가 존재하고 특히, 상변화 열전달 구간과 단상 열전달 구간이

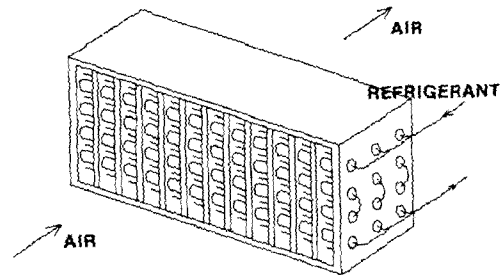


Fig. 1 A typical finned tube heat exchanger

같이 존재할 경우 해석변수들이 국부적으로 편차가 커지므로 오차가 큰 방법이라고 할 수 있다. 이에 비해 국부 열전달 적분방법은 작게 나누어진 해석영역별로 열전달을 해석하기 때문에 각 해석영역에 적당한 열전달 모델을 선정해 해석할 수 있고 위치에 따른 냉매의 물성변화, 서리의 영향, 열전달 관련변수의 변화를 고려할 수 있다. 이와 같이 국소 열전달 해석방법은 공조용 열교환기에 대해서 Domanski,<sup>(1)</sup> Chwalowski et al.<sup>(2)</sup>에 의해 적용된 바 있다. Chwalowski et al.은 공조용 열교환기 전체의 평균값을 사용하여 해석하는 대신에 열교환기 냉매의 경로를 따라 해석영역을 각 관단위로 나누고 ε-NTU 법을 사용하여 관별로 열교환량을 계산한 다음 적분하는 방법으로 열교환량을 계산하는 관순법(tube-by-tube method)을 제안하고 이 방법이 전체를 하나로 보고 계산하는 평균적인 계산보다 실제 성능을 더 잘 예측할 수 있다는 것을 증명해 보였다. 따라서, 본 연구에서는 관순법을 적용하여 코일조합체에서 적절한 핀 표면을 갖는 하나의 관을 가상적으로 분리하여 독립적으로 성능을 계산하고, 적절한 순서로 각 관의 계산결과값을 모두 합하여 전체 코일성능을 구했다. 한편, 열교환기 각 부분의 열전달계수를 구하고 열교환성능을 계산하는데 공기측과 냉매측의 여러 가지 물성자료들이 필요하다. 예를 들면 공기측의 물성자료에 대해서 건구온도, 습구온도, 상대습도, 절대습도, 수증기분압, 이슬점온도, 엔탈피 등의 열역학적 물성과 비체적, 점도, 열전도계수와 같은 열전달 물성을 알 수 있어야 한다. 공기의 물성 계산은 ASHRAE Handbook<sup>(3)</sup>을 참조하였으며, 냉매의 물성자료는 NIST에서 개발한 REFPROP 4.0<sup>(4)</sup>를 사용하여 구하였다.

관순법을 적용하여 가상적으로 분리된 단일관은 순수 직교류 문제로 볼 수 있으며 일반 열전달방정식에 따라 다음과 같다.

$$Q = UA_h \Delta T_m \quad (1)$$

$$Q = m(i_2 - i_1) \quad (2)$$

암모니아 증기압축 사이클에서 P-h 선도 또는 T-s 선도를 보면 열교환기 내에 단일상과 2상 냉매유동이 둘 다 존재함을 알 수 있다. 또한, 이 두 유동 형태는 하나의 관 안에서 공존할 수 있

다. 이 같은 문제를 고려하여 다음의 방정식으로 열전달률을 계산하였으며, 식(1), (2)로부터 유도되었다.

$$Q = c_{pr} m_r (T_{r,in} - T_{a,in}) \left( 1 - \exp \left( - \frac{c_{pa} m_a}{c_{pr} m_r} \left( 1 - \exp \left( \frac{-UA_o}{c_{pa} m_a} \right) \right) \right) \right) \quad (3)$$

건조 핀튜브 해석은 증발기 표면에 수증기의 응축 및 착상이 생기지 않는 경우의 열전달 형태로서 냉매의 온도와 공기의 온도가 같이 변한다. 총괄열전달계수 U는 냉매와 공기 사이의 각 저항을 합하여 구할 수 있다.<sup>(5)</sup> φ는 핀의 효율로서 식(5)와 같다.

$$U = \left[ \frac{A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{A_o x_b}{A_{p,m} k_p} + \frac{1}{h_{c,o} \left( 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \phi) \right)} \right]^{-1} \quad (4)$$

$$\phi = \frac{T_{f,m} - T_a}{T_{f,b} - T_a} \quad (5)$$

식(5)에서 핀 표면의 평균 온도는 다음과 같은 식으로 정의할 수 있다.

$$T_{f,m} = \frac{1}{A_f} \int T dA_f \quad (6)$$

원형 핀 표면의 선형적인 반경 방향의 온도분포를 가정하고 적분하면 평면 핀일 때는 식(7)과 같이 유도된다.

$$T_{f,m} = T_o + \frac{(T_{tp} - T_o) \left( \frac{D_{tp}^3}{3} - \frac{D_{tp}^2 D_o}{2} + \frac{D_o^3}{6} \right)}{4A_f (D_{tp} - D_o)} \quad (7)$$

여기서,  $D_{tp}$ 은 핀 지름이며  $D_o$ 는 관 지름이다.

관 내부 단상강제대류는 보통 증발기의 출구로 과열증기가 통과할 때 적용된다. 이 영역에서는 아래의 식을 적용할 수 있다.<sup>(3)</sup> α는 냉각일 때 0.3, 가열일 때 0.4이다.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^\alpha \quad (8)$$

증발과정 동안 관 내부의 주된 유동형태는 환형유동으로 관벽 주위에서는 냉매액이 환형으로 흐르고 관 중심에서는 냉매증기가 흐른다. 관내 이상유동에 대한 기존 연구결과 중에서 Traviss et al.<sup>(5)</sup>이 제안한 상관관계식이 가장 이론적으로 잘 유도되었으며, 시험된 냉매 R-12, 22 이외의 냉매에 대해서도 타당한 예측을 제공하는 것으로 알려져 있다. 압력손실은 Lockhart-Martinelli 방법<sup>(6)</sup>을 사용하여 계산하였고, 운동량과 열전달 상사가 적용되었다. 식(9)에서  $F_1 \leq 1$ 이면  $\beta=1$ ,  $F_1 > 1$ 이면  $\beta=1.15$ 이다. 반지름 방향 압력구배가 없고 매끄러운 관이라고 가정하고, Lockhart-Martinelli에 의해 서술된 매개변수  $X_u$ 는 식(14), (15)와 같다.

평판핀 튜브 외측의 강제대류 열전달계수를 계산하기 위하여 전체 외부면적  $A_o$ , 핀면적  $A_f$ , 공기측 열전달계수  $h_{c,o}$ , 그리고 핀 효율 등을 알아야 한다. 문헌상에 있는 다수의 공기측 열전달 상관관계식으로부터 Briggs and Young<sup>(7)</sup>이 제안한 것이 가장 적용 가능하다. 이 관계식은 18개의 튜브열(단)의 각기 다른 핀 형상에 시험해 본 후 만들어졌다. 1000~20000 범위의 공기측 Re 수에 대한 시험 데이터의 해석으로 다음 방정식을 얻었다.

$$Nu = \frac{Re_L^{0.9} Pr_L F_1^\beta}{F_2} \quad (9)$$

$$F_1 = 0.15(X_u^{-1} + 2.85 X_u^{0.524}) \quad (10)$$

$$F_2 = 0.707 Pr_L Re_L^{0.5} \quad (Re_L < 50) \quad (11)$$

$$F_2 = 5 Pr_L + 5 \ln(1 + Pr_L(0.09636 Re_L^{0.585} - 1)) \quad (50 < Re_L < 1125) \quad (12)$$

$$F_2 = 5 Pr_L + 5 \ln(1 + Pr_L) + 2.5 \ln(0.00313 Re_L^{0.812}) \quad (Re_L > 1125) \quad (13)$$

$$X_u = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{v_L}{v_v}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad (14)$$

$$X_u = \left[ \frac{\left(\frac{dP}{dL}\right)_L}{\left(\frac{dP}{dL}\right)_V} \right]^{0.5} \quad (15)$$

$$Nu = \frac{h_{c,o} D_o}{k_a} \quad (16)$$

$$Nu = 0.134 Re_a^{0.681} Pr_a^{0.333} \left(\frac{z}{y}\right)^{0.2} \left(\frac{z}{t}\right)^{0.1134} \quad (17)$$

$$Pr_a = \frac{\mu_a C p_a}{k_a} \quad (18)$$

$$Re_a = \frac{G_{max} D_o}{\mu_a} \quad (19)$$

습한 핀튜브 해석은 증발기의 관온도가 대기의 이슬점 이하로 떨어진 경우에 대하여 적용할 수 있다. 이 경우에 수분은 공기에서 제거되고 증발기 외부 표면에 붙는다. 증발기 온도가 0°C 이상인 경우는 응축액이 핀 아래로 흐른다. 외부 증발온도가 0°C 이하인 경우에는 관 표면에 서리가 형성된다. 공기흐름과 물 표면 사이의 열전달률은 식(20)과 같이 표현된다. 첫번째 항은 현열 열전달을 의미하고, 두번째 항은 잠열 열전달을 설명한다. 대기압 공기에 대하여 Lewis 수는 1에 가깝다.<sup>(5)</sup> 따라서 식(20)은 평판 핀을 갖는 관에 대하여는 식(22)의 형태를 취한다.

$$dQ = (h_{c,o}(T_a - T_w) + h_{D,o}(w_a - w_w) i_{fg,w}) dA_o \quad (20)$$

$$Le = \frac{h_{c,o}}{h_{D,o} C_{pa}} \quad (21)$$

$$dQ = h_c \left(1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \phi)\right) (T_a - T_w) dA_o \quad (22)$$

$$h_c = h_{c,o} \left(1 - \frac{i_{fg,w}(w_a - w_w)}{C_{pa}(T_a - T_w)}\right) \quad (23)$$

서리(응축수)층을 통한 1차원 전도열전달은 다음 식을 사용할 수 있다.

$$dQ = h_L \Delta T_L dA_o \quad (24)$$

여기서,  $h_L = k_w/\delta$ 는 서리(응축수)층막을 통한 열전달계수,  $k_w$ 는 물의 열전도도,  $\delta$ 는 서리(응축수)층막 두께,  $\Delta T_L$ 은 서리(응축수)층막을 통한 온도차이다. 식(20), (22)를 사용하고 식(4)을 참조하면 습한 착상 핀튜브에 대한 총괄열전달계수에

대한 다음 식을 유도할 수 있다.

$$U = \left[ \frac{A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{A_o x_p}{A_{p,m} k_p} + \frac{1}{h_L} + \frac{1}{h_{c,o} \left( 1 + \frac{i_{f,g,w}(w_u - w_w)}{c_{p,w}(T_u - T_w)} \right) \left( 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \phi) \right)} \right]^{-1} \quad (25)$$

### 2.2 압력강하 해석

총압력강하는 흐르는 유체의 마찰, 운동량 변화, 중력에 기인한 압력강하로부터 발생한다. 실제 열교환기에서는 중력효과에 의한 압력강하는 매우 작으므로 무시할 수 있다. 마찰과 운동량 변화에 의한 압력강하는 관내 유동형태의 차이를 고려해야 할 것이다. 관내 단상유동의 마찰압력강하는 Fanning 마찰계수와 Fanning 식에 의해 계산될 수 있다.<sup>(1)</sup>

$$\Delta P = \frac{2fG^2L}{D\rho} \quad (26)$$

$$f = 0.046 \text{Re}^{-0.2} \quad (\text{Re} > 2000) \quad (27)$$

운동량 변화에 의한 압력강하는 다음 식에 의해 계산될 수 있다.

$$\frac{dP}{dL} = -G^2 \frac{dv}{dL} \quad (28)$$

관내 2상 유동의 경우에는 다음과 같은 Pierre 에 의해 제안된 방법이 요구된다. 이 식은 마찰과 운동량 변화의 효과를 하나의 식으로 표현한 것이다.

$$\Delta P = \left( f \frac{L}{D} + \frac{\Delta x}{x_m} \right) G^2 v_m \quad (29)$$

$$f = 0.0185(K_f/\text{Re})^{0.25} \quad (30)$$

$$K_f = \frac{i_{f,g} \Delta x}{gL} \quad (31)$$

공기측 압력강하는 공기의 유량, 핀 피치, 관의 스텝 개수, 열의 개수에 따라 변하며, 또한 냉동창고와 같은 저온저장 환경에서의 제습이나 착상과 같은 유니트 쿨러 표면상태에 따라 달라지므로 표면에서의 현상에 따른 공기측 압력손실에

관한 많은 추가적인 연구가 필요하다.

### 2.3 관순법

관순법은 각 관의 성능을 개별적으로 평가하고, 이들을 종합하여 전체 열교환기의 성능을 평가하는 방법이다. 열교환기가 2열 이상일 경우 공기측 열전달을 계산하기 위해서는 앞 열의 출구변수를 뒷 열의 입구변수로 사용한다. 냉매에 대해서도 동일한 원칙이 적용된다. 즉, 앞 관의 출구 변수가 뒷 관의 입구 변수로 된다.

집중 열전달 해석방법은 복잡하거나 임의로 구성된 냉매회로에 대하여는 적용할 수 없으나 관순법을 적용하면 냉매회로가 열교환기의 성능에 미치는 영향을 알 수 있다는 장점이 있다. 또한 냉매가 열교환기 내부에서 상변화를 일으키거나 단상 및 2상 유동이 열교환기 내부에 공존하는 경우에는 일반적인  $\epsilon$ -NTU 법을 적용할 수 없으나 관순법을 적용하면 상당히 정밀한 정도까지 해석할 수 있다.

### 2.4 성능해석방법

암모니아 유니트 쿨러의 운전조건에 알맞은 최적 설계치를 찾는 데 도움이 될 수 있도록, 현장에서 사용되어지고 있는 유니트 쿨러의 한 모델을 선정하여 성능을 예측하여 보았다. 본 연구에 이용된 상용 암모니아 유니트 쿨러는 국내 전문

Table 1 Geometric parameters

Geometric parameters	Specification
Tube outside diameter	15.9 mm
Tube inside diameter	13.1 mm
Row arrangement	Staggered
Number of rows	4
Number of step	17
Tube length	1200 mm
Longitudinal pitch	50 mm
Transverse pitch	43.3 mm
Fin thickness	0.3 mm
Fin pitch	6.5 mm
Tube material	Aluminum KS D6761 A1070
Fin material	Aluminum KS D6705 A1100-H22

Table 2 Operating conditions

Parameters	Value
Air inlet temperature	-2°C
Humidity	0.5
Inlet pressure of air side	101.325 kPa
Air mass flow rate	1.97 kg/s
Refrigerant inlet quality	0.2
Inlet pressure of refrigerant side	290 kPa
Refrigerant mass flow rate	8.3 g/s

기업에서 생산하고 있는 모델명 NPP-084-R이라는 제품이다. 이 제품은 냉동창고 등의 현장에서 다양하게 이용되고 있는 제품으로 기하학적 정보는 Table 1에 나타내었으며, 기본적인 운전조건은 Table 1에 나타내었으며, 기본적인 운전조건은 NPP-084-R이 주로 쓰이는 냉동창고와 같은 저온저장 환경에 맞추어 Table 2에 수록하였다.

Table 1과 2의 기본적인 조건 중에서 공기의 유량 및 습도, 냉매의 유량 및 건도, 핀 피치, 관의 스텝 개수, 열의 개수, 냉매유로를 하나씩 변화시켜 가면서 암모니아 유니트 쿨러의 성능변화를 살펴보았다. 냉매의 경로는 Fig. 2의 (a)와 같은 단순한 경로를 기본조건으로 하였으나, (b)와 같은 상용제품에 많이 쓰이는 경로를 비롯해 (c)와 같은 분지(branch)를 갖는 경로도 테스트하여 보았다.

### 3. 결과 및 고찰

Table 2의 기본적인 운전조건에서 공기의 질량 유량과 상대습도를 각각 변화시켜 가면서 암모니아 유니트 쿨러의 성능이 어떻게 나타나는지 시뮬레이션해 보았다. 공기의 질량유량을 0.28 kg/s에서 3 kg/s까지 변화시키면, Fig. 3에서 나타나듯이 냉매유로 (a)와 (b)의 열전달률은 1.94 kg/s 부근에서 그 증가율이 급격히 줄어들었다. 냉매유로 (c)의 열전달률은 1.11 kg/s 부근에서 그 증가율이 급격히 줄어들었다. 냉매유로 (c)는 유로 (a)와 (b)에 비해 긴 유로로 구성되어 있어 공기의 질량유량률이 낮은 경우에도 유로 (a)와 (b) 경우에 비해 출구측 냉매의 건도가 높으며, 공기의 질량유량률이 1.11 kg/s 이상에서 열전달률의 상승이 급격히 감소하는 이유는 증발기에서 출구측 냉매가 과열상태로 되어 냉매의 증발에 의한 상변화 열전달이 없이 현열로 흡수되기 때문이

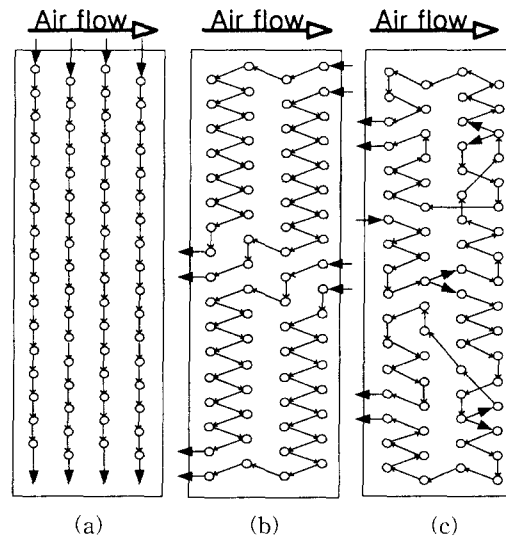


Fig. 2 Schematic diagram of refrigerant path.

다. 공기의 질량유량 1.94 kg/s이하의 범위에서는 냉매유로 (c), (b), (a)의 순으로 열전달률이 높게 나타났다. 공기질량유량의 증가는 팬동력의 증가를 초래한다. 따라서 (a), (b) 유로는 약 1.94 kg/s, (c)유로는 약 1.11 kg/s 부근의 공기질량유량에서 유니트 쿨러를 운용하는 것이 가장 적당할 것으로 예측할 수 있다. 공기의 상대습도를 0에서 1까지 변화시켰을 때 Fig. 4에서 원형 점으로 나타나는 냉매의 총 열전달률은 거의 변화가 없다. 사각 점으로 나타나는 냉매의 현열 열전달률과 마름모형 점으로 나타나는 잠열 열전달률은 공기의 상대습도가 0에서 0.52까지는 거의 변화가 없으나, 상대습도가 0.52를 넘어서면서부터 현열 열전달률은 감소하고, 잠열 열전달률은 증가한다.

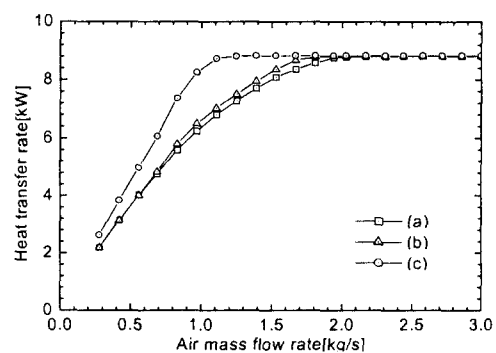


Fig. 3 Variations of heat transfer rate for the air mass flow rate.

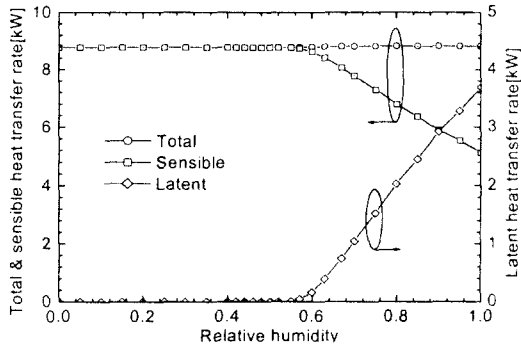


Fig. 4 Variations of heat transfer rate for the relative humidity.

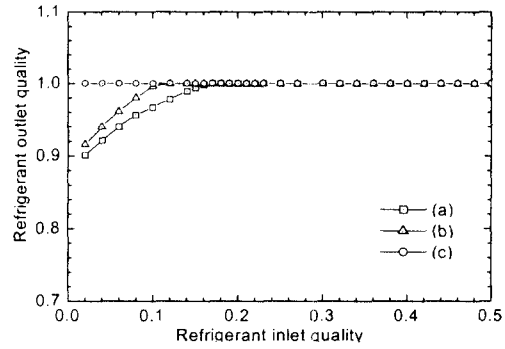


Fig. 6 Variations of refrigerant outlet quality for the refrigerant inlet quality.

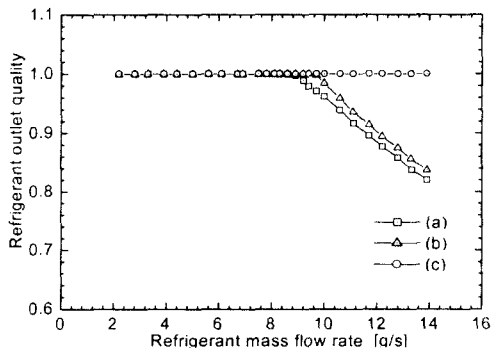


Fig. 5 Variations of refrigerant outlet quality for the refrigerant mass flow rate.

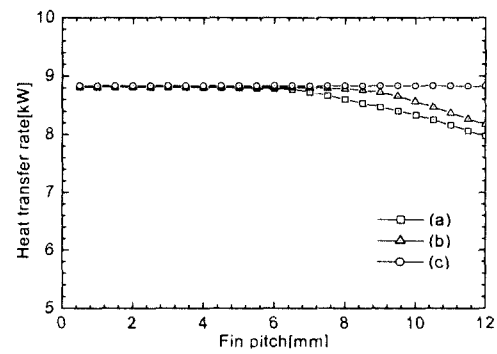


Fig. 7 Variations of heat transfer rate for the fin pitch.

즉, 0에서 0.52까지의 상대습도는 유니트 쿨러의 성능에 별다른 영향을 주지 않지만, 0.52 이후에서는 공기 중의 수분이 응축내지 착상되면서 잠열을 발산하므로 성능이 저하될 것으로 예상할 수 있다.

Table 2의 기본적인 운전조건 중 냉매의 질량 유량을 2.2 g/s에서 13.9 g/s까지 변화시켰을 때, 냉매의 출구건도는 Fig. 5와 같은 경향을 보인다. Fig. 5를 살펴보면 냉매유로(a)는 냉매의 질량유량이 8.6 g/s를 넘어서면서 냉매 출구건도가 1 이하로 나타난다. 유로(b)의 경우는 9.4 g/s를 넘어서면서 냉매 출구건도가 1 이하가 된다.

냉매의 질량유량을 상승시킬 경우, 냉매가 유니트 쿨러를 통과하는 동안 냉매 전체가 충분히 증발하지 못하여 1보다 낮은 출구건도를 나타내게 된다. 즉, 냉매가 과잉공급되고 있다고 할 수 있다. 냉매유로(c)의 경우는 별다른 변화가 나타나지 않았다.

냉매의 입구건도를 0에서 0.5까지 변화시키면 Fig. 6과 같이 나타난다. 유로(a)의 냉매 출구건도는 입구건도 0.16 이하에서 감소하기 시작하고 유로(b)는 0.10 이하에서 출구건도가 감소하기 시작한다. 이것은 유로(a)와 유로(b)의 경우 입구의 냉매건도가 감소함에 따라 외부공기로부터 증발열을 충분히 흡수하지 못해서 증발기 출구에서 냉매의 건도가 낮아지기 때문이다. 그러나 유로(c)는 냉매의 입구건도가 출구건도에 별다른 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

핀 피치를 0.5 mm에서 12 mm까지 0.5 mm 간격으로 변화시켰을 때, 냉매의 열전달률은 Fig. 7과 같은 경향을 나타내었다. 유로(a)의 경우 핀 피치가 6.5 mm보다 넓어짐에 따라 열전달률의 감소율이 커졌다. 유로(b)의 경우는 9 mm보다 넓어지는 경우 열전달률의 감소율이 증가했다. 유로(c)의 경우는 큰 변화가 없었다. 따라서, 적당한 핀 간격은 (a)의 경우 6.5 mm 이하, (b)의 경

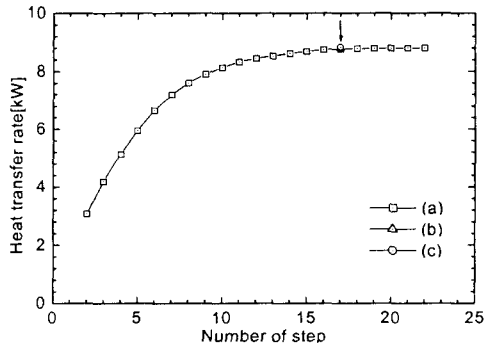


Fig. 8 A variation of heat transfer rate for the number of step.

우 9 mm 이하의 범위라고 예상할 수 있다. 그러나, 간격이 지나치게 좁으면 그만큼 핀의 수가 많아지므로, 제작시에 비용이 증가할 것이고, 운전시에도 착상 등에 의해 핀 사이가 막혀 공기의 유량을 급격히 감소시킬 수 있으므로, 범위 내에서 비교적 넓은 간격이 바람직하다고 예상할 수 있다. 코일의 스텝(step) 수를 2개부터 20개까지 변화시키면, 냉매의 열전달률의 증가율은 스텝의 수가 10개와 16개 사이의 범위보다 작아지면 감소한다(Fig. 8). 스텝의 수가 많아질수록 제작시에 비용이 증가하고 제품의 무게가 무거워지는 등 불리한 점이 많으므로, 10에서 16 사이의 스텝의 수가 적절할 것으로 예상된다.

다음으로 관의 열 수를 변화시킨 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 열 수가 2개에서 4개 사이에 냉매 열전달률의 변화가 아주 큰데, 그 변화량이 다른 조건을 변화시켰을 때보다 무척 큰 것은 열

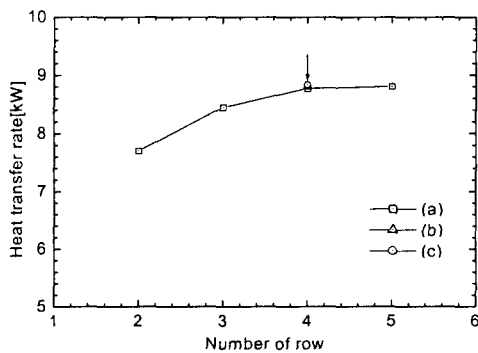


Fig. 9 A variation of heat transfer rate for the row number.

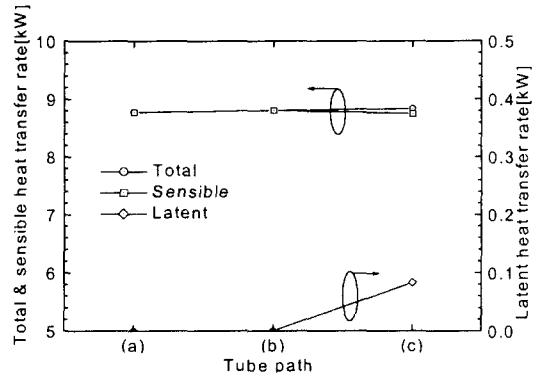


Fig. 10 Variations of heat transfer rate for the tube path.

수 변화에 따른 관의 수가 아주 크게 변화하기 때문이다. 즉, 한 열당 17개의 관 수 차이가 나므로 당연한 결과라고 할 수 있다. 그러나 열 수 4개인 경우와 5개인 경우의 열전달량 차이는 미미하므로 압력강하와 제작비를 고려할 때 열 수 4개 이하로 선정하는 것이 바람직하다.

냉매의 경로를 Fig. 2의 (a)와 같은 단순경로와 (b)와 같은 상용제품에 많이 쓰이는 경로를 비롯해 (c)와 같은 분지(branch)를 갖는 경로를 비교하여 그 결과를 Fig. 10에 나타내어 보았다. 냉매의 총 열전달률은 미소한 차이지만 (c)지류를 갖는 경로가 가장 높았으며 다음이 (b)상용경로였다. 본 연구결과에서 (a)단순경로, (b)상용경로, (c)지류를 갖는 경로에 대해 뚜렷한 차이가 나지 않는 것은 실제 적용조건을 근거로 본 연구에서 설정한 외부유입공기의 상태에 기인하는 것으로 판단된다. 실적용 조건에 맞는 여러 가지 시뮬레이션 결과와 제작성을 고려하면 가장 합리적인 냉매유로를 결정할 수 있을 것이다.

#### 4. 결 론

관순법의 가장 큰 특징은 해석구간을 관단위로 나누어, 각 구간의 냉매상태 및 열전달 특성에 가장 적합한 상관식들을 적용한 것이다. 본 논문에서는 암모니아를 이용한 냉동·공조장치인 암모니아 유니트 쿨러의 열전달 성능 및 운전 특성을 예측하기 위해 국소 열유동 해석과 적분을 통해 계산하는 관순법으로 핀-관 열교환기를 모델링하여 다음과 같은 결론을 얻었다.



(1) 암모니아 유니트 쿨러의 운전조건과 설계 조건을 변화시켜 가며 시뮬레이션 한 결과, 최적의 성능을 발휘하는 범위를 예측할 수 있었다.

(2) 핀 피치, 스택 수, 열 수, 냉매 유동경로와 같은 열교환기 설계조건에 대한 기존의 검증 열전달 해석방법으로는 다양한 해석이 곤란하지만, 국부 열전달 적분방법의 일종인 관순법으로는 비교적 넓은 범위까지 해석이 가능하다.

(3) 관순법은 유니트 쿨러의 설계변경시 최적 운전조건 및 사양을 도출하는 데 유용하게 이용될 수 있으며, 유니트 쿨러의 전체 시스템을 해석하는 데도 활용이 가능할 것이다.

(4) 유니트 쿨러용 열교환기의 성능해석에 대한 정확도를 향상시키기 위해서는 실험을 통한 검증 및 착상모델 개발에 관한 추가적인 연구가 필요하다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소 기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

1. Domanski, P. A., 1989, EVSIM - An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, NISTIR, 89-4133.
2. Chwalowski, M., Didion, D. A. and Doman-

- ski, P. A., Verification of evaporator computer models and analysis of performance of an evaporator coil, ASHRAE Trans., CH-89-23-1, pp. 1229-1236.
3. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., 1985, ASHRAE Handbook, Fundamentals Volume, New York.
4. Gallagher, J., McLindern, M. and Morrison, G., 1993, Thermodynamic properties of refrigerant mixtures database (REFPROP) Version 4.0, NIST, Nov. 5. Threlkeld, J. L., 1970, Thermal environmental engineering, New Jersey, Prentice-Hall, Inc.
5. Traviss, D. P., Baron, A. B. and Rohsenow, W. M., 1971, Forced-convection condensation inside tubes, Technical Report No. 72591-74, Cambridge, Massachusetts, MIT.
6. Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., 1949, Chemical engineering progress, 45 : 39.
7. Briggs, D. E. and Young, E. H., 1962, Convection heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes, 5th AICHE/ASME National Heat Transfer Conference. Houston, Texas.
8. Park, B. K. and Lee, T. H., 2000, Thermodynamic modeling of finned tube evaporator for dehumidification and air conditioning, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 11, pp. 1020-1030.