

## 냉매와 습공기가 교차하는 2중관에서 전열계수 예측을 위한 연구

송 치 성\* · 조 권 회\*\*

### The study on the estimation of heat transfer coefficient through the counterflow concentric tube using refrigerant and moisture air

C. S. Song · K. H. Cho

**Key words** : LMTD method(대수평균 온도차), heat transfer coefficient(열전달 계수), heat exchanger(열교환기), silicon oil(실리콘 오일), mass flow rate(질량유량), moisture air(습공기)

#### Abstract

This study was conducted to develop new drying process for automatic control and marine engineering system. Air-water tests were carried out to investigate dryer performance. The dispersed flow in the dryer test apparatuses was also simulated by using a numerical code, which solves the Dittus-Boelter equation for continuous liquid phase and the Reynolds equation of droplet motion for dispersed phase, to predict droplet removal efficiency.

Proper conditions for dehumidification were optimized by response ambient conditions. When the selected indexes were constrained in the range of 85-98% moisture content, above 15° and more than mass flow rates of moist air 750 kg/h.

The numerical results were compared with the experimental data pertaining to the removal efficiency at chamber stage and overall pressure drop along concentric tubes

Good agreement was obtained as for the efficiency, while relatively poor agreement was obtained for the relative humidity.

The results also showed that the efficiency depended strongly on the relative humidity at the inlet condition, which indicated the importance of estimating the heat exchanger length.

Effects of some design parameters in both removal efficiency and breakthrough onset condition are discussed.

\* 한국기계연구원(KIMM) 신입연구원(원고접수일 : 99년 7월)  
\*\* 한국해양대학교 교수

**Nomenclature**

**Symbol**

A	: Area	[m <sup>2</sup> ]
C <sub>p</sub>	: Specific heat	[kJ/(kg · K)]
d	: Diameter	[m]
G	: Mass flow rate	[kg/(m <sup>2</sup> · s)]
h	: Heat transfer coefficient	[kW/(m <sup>2</sup> · K)]
k	: Thermal conductivity	[kW/(m · K)]
m	: Mass quality	[kg/h]
Nu	: Nusselt number	
P	: Pressure	[kPa]
Pr	: Prandtl number	
Q	: Heat capacity	[kW]
q	: Heat flux	[kW/m <sup>2</sup> ]
Re	: Reynolds number	
T	: Temperature	[K]
x	: Quality	

**Greek Symbols**

Δ	: Difference	
μ	: Viscosity	[kg/(m · s)]
ρ	: Density	[kg/m <sup>3</sup> ]

**Subscripts**

cal	: Calculated
crit	: Critical
exp	: Experimental
ID	: Inner diameter
IT	: Inner thickness
OD	: Outer diameter
mo	: Moisture
r	: Refrigerant
c	: Coolant
v	: Vapor
w	: Tube wall

**1. 서 론**

최근 선박에 있어서 자동화 기기는 대부분이 자동제어 장치에 의하여 운용되고 있으며, 제어장치는 일반적으로 압축공기에 의하여 구동되고 있다. 압축공기에는 많은 양의 수분과 먼지 그리고 윤활유 등의 유해한 물질이 들어 있어 유공압 기기들을 파손 및 오작동 시키며 운전의 불량을 초래한다. 따라서 공기 손실도 증가하므로 공기 제습기를 설치하여 제습·여과하여 맑고 건조한 압축공기를 자동 제어장치에 공급하여 제어시스템의 신뢰성을 높일 필요가 있다. 대기중의 공기가 압축기에 의해 흡입·가압될 때 외부로부터 흡입되는 불순물로 인해 시스템의 오염과 관련된 문제가 선결되어야 하며 경제성, 신뢰성, 안전성, 보수관리 등 종합적인 검토와 유·공압기기의 성능과 특성을 고려한 시스템이 구성되어야 한다. 공기제습기는 산업 전반에 걸쳐 광범위하게 응용되고 있으며 일부는 국산화되어 활용되고 있으나 특수한 경우는 설치조건과 운전조건이 가혹하고 전량 수입에 의존하고 있는 실정에서 개발에 대한 필요성이 급증하고 있으나 정확한 연구가 없는 실정이다. 따라서 본 연구는 실험과 이론적 고찰을 병행하여 공기건조기를 국산화 시키기 위하여 관련된 기초 연구를 수행하였다.

**2. 이론해석 및 실험**

본 연구에서는 습공기를 제습하기 위한 냉동건조기로서 Tube in tube type 열교환기 설계 및 성능해석을 수행하였다. 따라서 본 연구는 이론 해석을 통한 건조기의 용량 결정 및 성능예측을 통하여 데이터를 산출하고 실험을 통하여 이를 검증하는데 목적이 있다.

본 연구에서는 습공기 출구 상태가 주어질 때 냉매유량과 열교환기 길이를 구하는 경우와 반대로 길이가 주어질 때 냉매유량과 습공기 출구 상태를 구하는 경우에 대하여 이론해석을 수행하였다. Fig.1은 두 경우의 프로그램 알고리즘을 정리한 것이다. 먼저 실험조건에 맞는 물성치들을 정리하여 입력 값으로 하였다. 여기서 입력 값을 근본으로

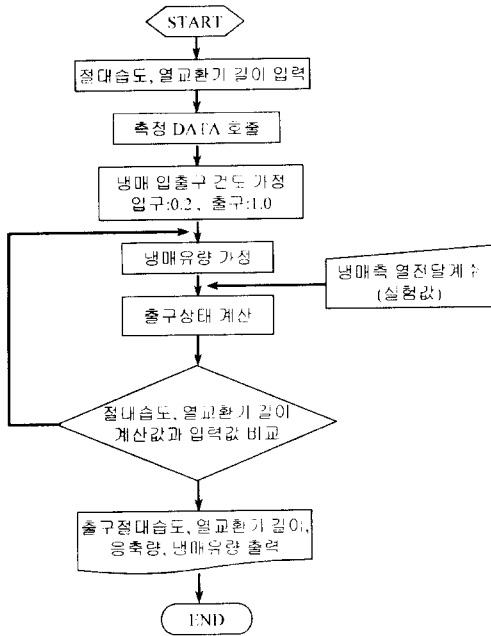


Fig. 1 Algorithm for calculation of concentric tube length and moisture air state

하여 물측의 열전달 계수를 액 단상일 때의 Dittus-Boelter식을 사용하여 구한 후 LMTD법에 의하여 냉매, 냉각수측 각각의 입출구 온도를 가지고 냉매측의 열전달계수를 구할 수 있다. 여기서 구한 열전달계수를 바탕으로 하여 실제 습공기 전조장치에 적용 하였다. 먼저 출구측 상대습도를 안다고 가정하면 실험에서 구한 관의 제원과 습공기 유량을 입력하고 냉매유량을 가정한 뒤 이를 바탕으로 하여 계산 값과 입력 값이 오차범위 이내에 들어왔을 때 열교환기 길이를 출력하도록 하였다. 마찬가지로 열교환기 길이를 일정한 값으로 가정하고 같은 입력치를 바탕으로 하여 냉매유량을 가정하고 이를 바탕으로 출구의 상대습도를 구할 수 있도록 하였다.

그리고 이론적 해석을 간단히 정리하면 다음과 같다. 동심원관의 내부를 흐르는 습공기와 동심원관 외부의 냉매 사이에는 열전달이 일어나게 되며, 이 열전달에 의해 습공기는 점차 냉각되어서 노점(dew point)에 도달하게 된다. 노점에 도달한 후부터 습공기 속의 수증기는 응축되고 생성된 물은 동심원관 내부에 수막을 형성하게 된다. 직경이 작은

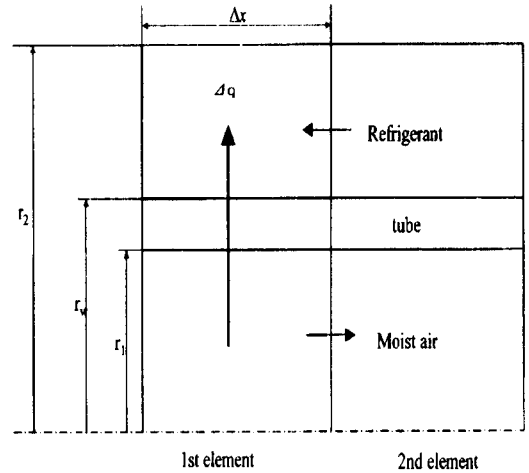


Fig. 2 Schematic diagram of heat transfer process in a concentric tube

동심원관 내부를 흐르는 습공기는 온도분포가 대체로 균일하다고 가정할 수 있고, 따라서 수막이 형성된 이후부터는 포화상태의 습공기가 열교환기 내부를 흐른다고 볼 수 있다.

수막이 형성되기 전 미소구간 내에서 일은 Fig. 2에서 보는 바와 같이 습공기에서 내관 벽면을 통하여 냉매로 전달된다. 이렇게 전달되는 열유속  $\Delta q$ 를 구하고, 이 열유속에 의해  $d\omega$  구간의 상태를 결정한다. 습공기의 유동 특성이 원관내의 단상 난류에 일반적으로 가장 많이 사용되는 Dittus-Boelter의 식을 사용하였다.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (1)$$

여기서, 유효 실험범위는  $0.7 < Pr < 120, 2,500 < Re_D < 1.24 \times 10^6, L/d > 60$  구간 내에서 사용할 수 있다. 냉매의 경우 순수 냉매에 사용하는 Gungor & Winterton의 식을 사용하였다. 이렇게 구해진 열전달계수를 가지고 반경방향의 계산을 수행하였다.

수막이 형성되기 전 열교환기 내의 미소구간  $\Delta x$ 에 대하여 온도분포 및 열지향은 Fig. 3과 같다.

열교환기를 지나는 도중에 습공기는 포화점에 도달하게 된다. 포화점에 도달한 습공기에서는 수증기의 응축이 시작된다. 이렇게 응축된 수증기는 액막을 형성하게 된다. 이 열지향을 통해 미소구간

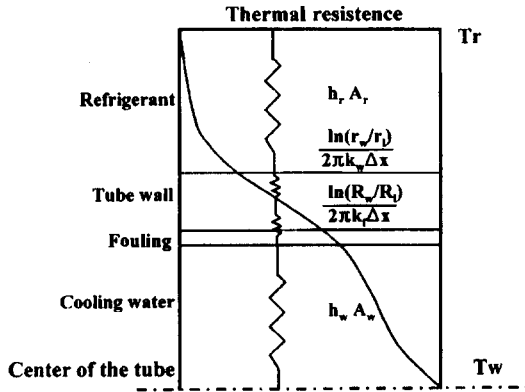


Fig. 3 Heat transfer resistances when condensate is formed in a concentric heat exchanger

Table 1 Tube geometry and initial conditions

Refrigerant	R-12
Tube ID	0.014 [m]
Tube OD	0.020 [m]
Tube IT	0.002 [m]
Mass flux of moist air	30.0 [kg/hr]
Inlet temperature of moist air	49.0 [°C]
Pressure of moist air	0.1 [MPa]
Inlet relative humidity of moist air	60 [%]
Inlet temperature of refrigerant	-5 [°C]
Outlet humidity ratio of moist air	0.03459 [kg/kg]

Table 2 Output results with input conditions

Mass flux of refrigerant	6.1 [kg/hr]
Film thickness of the end of heat exchanger	0.00021[m]
Outlet temperature of moist air	34.05 [°C]
Length of heat exchanger	0.82 [m]

에 대한 열전달량을 계산하면 이 열량은 곧 냉매가 얻은 열량이며 습공기가 잃은 열량이라고 볼 수 있다. 미소구간에 대하여 반복계산을 수행하면 입력된 조건에 맞는 최적값의 계산이 가능하다.

Table 1에서 제시한 이론 해석 초기 값을 통하여 Table 2의 정리된 출력 값을 얻을 수 있다.

냉매가 증발하면서 얻은 열량은  $q_r$ 에서 구할 수 있고 이 값은 습공기가 잃은 열량인  $q_{mo}$ 와 같아야 하며 관계식은 다음과 같다.

$$q_r = m_r x_f - x_i h_{fg} \quad (2)$$

$$q_{mo} = m_i h_i - m_o h_o - m_w (h_w + h_{fg}) \quad (3)$$

Table 3 Enthalpy for the dehumidification process

Enthalpy	Value
$h_{fg}$ (R-12)	154.87780 [kJ/kg]
$h_i$ (moist air)	169.72080 [kJ/kg]
$h_o$ (moist air)	122.88980 [kJ/kg]
$h_w$ (water)	142.67420 [kJ/kg]
$h_{fg}$ (moist air)	2256.9440 [kJ/kg]
rate of dehumidification	0.330 [kg/hr]

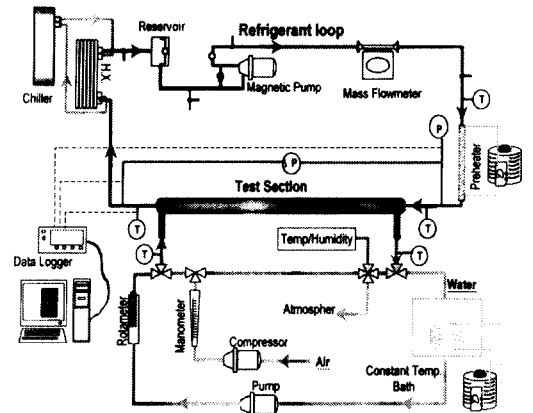


Fig. 4 Schematic diagram of Experimental Apparatus

위식에 필요한 값들은 Table 3과 같다. 여기서 계산 결과 두 값은 1.16%의 오차를 보였다.

본 실험의 목적은 습공기 제습을 위한 냉동 제습기의 설계 및 성능 해석을 위한 연구의 일환으로 2중관 내에서 냉매측의 평균 열전달계수를 구하는 것이다. 실험 장치의 개략도는 Fig. 4와 같다. 냉동기(chiller)에서 냉각된 저온 유체와 냉매 사이의 열교환을 통한 냉매의 온도조절을 위한 열교환기(heat exchangers) 순환 루프로 구성된 냉매 순환 계통의 냉매 루프(refrigerant loop), 냉매의 열교환 대상인 고온유체 루프, 그리고 냉매와 고온유체의 열교환이 이루어 지는 시험부(test section)로 나눌 수 있다. 냉동기의 냉매는 냉각대상물인 브라인(brine)을 냉각시키기 위하여 열교환기로 보내지고 브라인과 열교환을 한 후 다시 냉동기로 순환하게 된다. 냉매 루프에서 브라인과 열교환을 통해 적정 온도로 냉각된 냉매는 저장조(reservoir)에 저장된 후 미세 유량 조절을 위한 by-pass line을 갖는 magnetic pump에 의해서 유량이 조절된 후

압송되었다. Magnetic pump에서 압송된 냉매는 질량유량계(Refrigerant Mass Flow Meter)를 거쳐 예열부(preheater)를 통과하게 된다. 예열부는 시험부 입구에서 냉매의 상태를 결정하기 위한 것으로 슬라이닥스(slidacs)를 이용하여 적정온도로 가열하였다. 예열부를 통과한 냉매는 시험부에서 고온유체와 열교환을 하고 열교환기로 순환하게 되어 있다. 시험부는 고온유체와 저온유체가 향류의 형태로 유동하는 이중관으로 제작되어 동심원관 외부에서는 저온의 냉매가 흐르고, 동심원관 내부에서는 고온유체가 흐르는 구조로 되어있다. 시험부에서는 냉매의 입·출구 온도와 입구에서의 냉매의 절대압력(absolute pressure), 입·출구의 압력차(differential pressure)를 측정하고, 고온유체의 시험부 입·출구의 온도를 측정하였다. 본 실험에서는 R-12를 작동유체로 사용하였다. 본 연구에서 사용한 각종 계측기의 사양은 Table 4와 같다. 냉매의 건도변화에 따른 냉매의 평균 열전달계수는 냉매의 질량유량, 열유속, 냉매의 포화온도(포화압력) 그리고, 냉매의 유동단면적의 변화를 parameter로 하여 구하였다. 냉매를 과냉액 상태로 예열부에 유입하여 예열부에서 슬라이닥스에 의해 전기적으로 가열되는 전달 열량을 조절해서 포화상태를 유도한다. 냉매유량, 냉매종류는 예열부에서 어느 정도의 열을 가해주어야 할 것인지를 결정하는데 사용한다. 시험부 입구 냉매의 건도에 따른 예열부에서 전기적으로 가하는 공급열량은 다음과 같다.

$$Q = \frac{V^2}{R} \tag{4}$$

원하는 입구 건도  $x$ 를 다음식에 입력하면 시험부 입구의 엔탈피  $h_c$ 가 계산된다.

$$h_c = h_f + (h_g - h_f)x \tag{5}$$

따라서 원하는 입구 건도  $x$ 를 얻기 위해서 필요한 열량은

$$Q = m_r(h_c - h_a) \tag{6}$$

이고, 또한 이 열량  $Q$ 는 예열부에서 슬라이닥스를 이용해 공급된 2차 전압(voltage)에 따른 전달된 열량과 같으므로 슬라이닥스의 2차 전압을 측정하여 구하였다.

실험에서 수집된 데이터 즉, 냉매의 질량유량, 물의 질량유량, 냉매의 절대압력, 냉매의 시험부 입·출구에서의 압력차, 냉매의 입·출구 온도, 물의 입·출구 온도로부터 냉매의 평균 열전달 계수  $h_o$ 를 구하는 식은 다음과 같다.

$$h_o = \left[ \frac{A_o}{UA} - \frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i) A_o}{2 \pi k L} \right]^{-1} \tag{7}$$

- 여기서  $h_i$  : 물의 열전달 계수
- $h_o$  : 냉매의 열전달 계수
- $A_i = \pi D_i L$ ,  $A_o = \pi D_o L$
- $k$  : 동관의 열전달 계수
- $D_i$  : 내관의 내경
- $D_o$  : 내관의 외경

Table 4 Test Section Specifications

Apparatus		Specification
Tube in Tube	Material	Copper(KSD5301, $k=401$ W/m · K at 0°C)
	ID of Inner Tube ID of Outer Tube	3/8" (9.525mm, $t=1$ mm), 5/8" (15.875mm) 6/8" (19.05mm), 9/8" (28.575mm)
Thermocouple		0.5mm, T-type
Absolute Press. Transducer		Valcom Co.(Model : VPRO-A3, Range : -1~20kW
Differential Press. Transducer		Dwyer Instrument Co. (Max. Press. : 3447kPa, Max. Temp. : 49°C, Min. Temp. : -6°C
Ref. Mass Flow Meter		Oval Co. (Max. Press. : 2451kPa, Max. Temp. : 177°C, Flow Rate : 0~5kg/min)

### 3. 결과 및 고찰

건도변화 즉, 관을 따라서 작동유체가 흘러감에 따라서 냉매유량, 포화압력 및 관경변화를 통하여 열전달 발달 경향을 볼 수 있었으며 이를 각각의 경우에 대한 열전달계수 예측의 기초데이터로 활용하고자 하였다.

Fig. 5는 일정 열유속에서 R12 냉매의 포화압력을 변화시켜 가면서 냉매의 증발 열전달계수를 나타낸 결과이다. 열유속 232 [kW/m<sup>2</sup>], 포화압력 472[kPa]에서 건도에 따른 냉매 유량을 파라미터로 하여 열전달계수를 나타내었다. 동일한 포화압

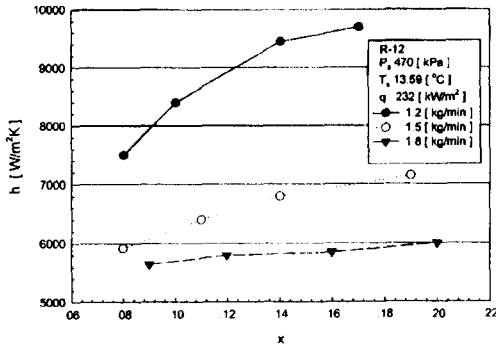


Fig. 5 Refrigerant evaporation heat transfer coefficient with the variation of refrigerant mass flux

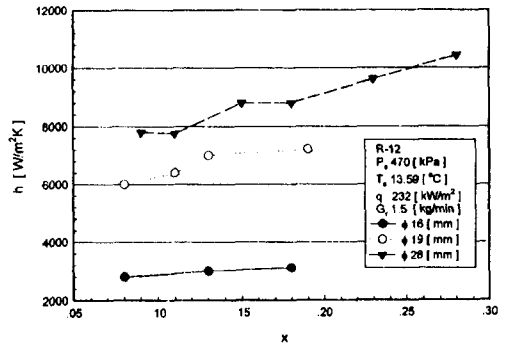


Fig. 7 Refrigerant evaporation heat transfer coefficient with the variation of diameter of refrigerant side

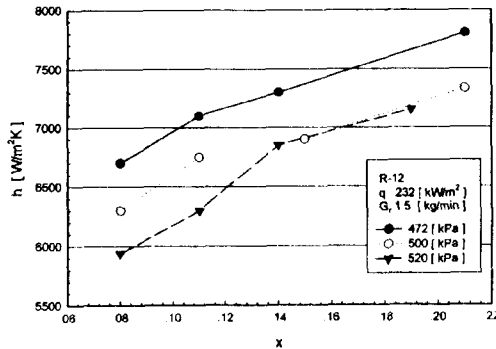


Fig. 6 Refrigerant evaporation heat transfer coefficient with the variation of refrigerant saturation pressure

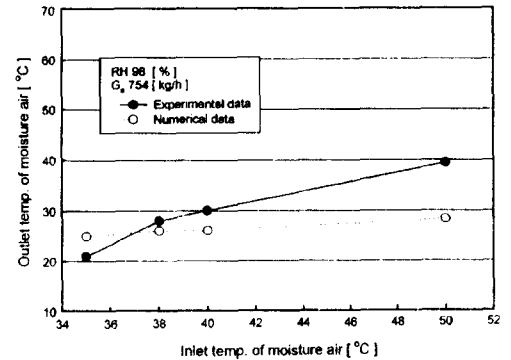


Fig. 8 Outlet temp. variation of compressed air with inlet temp. variation

력에서는 건도가 증가함에 따라 열전달계수가 증가하였고 건도가 증가하면서 핵비등 보다 대류비등의 영향이 커져서 열전달 계수는 고건도 영역에서 커짐을 알 수 있었다. 또한 냉매유량이 증가함에 따라서 내부의 레이놀즈 수는 증가하며 난류가 촉진되어서 같은 건도 영역에서 열전달계수는 역시 증가하였다.

Fig. 6은 일정한 열유속 하에서 R12 냉매의 건도 변화에 따른 포화압력을 파라미터로 할 때 냉매의 증발 열전달계수를 나타낸 결과이다. 열유속은 232 [kW/m<sup>2</sup>]로 일정하게 유지하고, 파라미터인 포화압력은 각각 472, 500 및 520 [kPa]이었으며 동일한 포화압력에서는 건도가 증가함에 따라 열전달계수가 증가하였고, 포화압력을 증가시키면 열전달계수가 커지는 것을 알 수 있었다.

Fig. 7은 건도변화에 따른 부하변동 측, 환경변화를 파라미터로 하는 냉매의 증발 열전달계수를 나타낸 결과이다. 여기서 냉매유량은 1.5 [kg/min], 포화압력 470[kPa] 열유속 223 [kW/m<sup>2</sup>]의 조건에서 실험하였다. 환경이 적어질수록 즉, 냉수의 유속이 빠를수록 열전달 계수는 커지며, 이것은 난류촉진에 따른 결과로 보여진다. 관내측과 관외측의 열전달계수가 커지면 총괄열전달계수는 커질 것이라는 결론을 얻을 수 있었다.

Fig. 8~11는 이론해석을 통한 계산결과와 시제품 실험결과를 비교한 것이다.

Fig. 8과 Fig. 10은 습공기 입구 온도에 따른 습공기 출구온도를 명시한 그림이다. 결과를 살펴보면 입구 온도가 낮을수록 차이가 작고 입구 온도가 높아질수록 실험치와 계산치의 차이가 커지는 것을 확인할 수 있다. 이는 계산 프로그램의 모델이

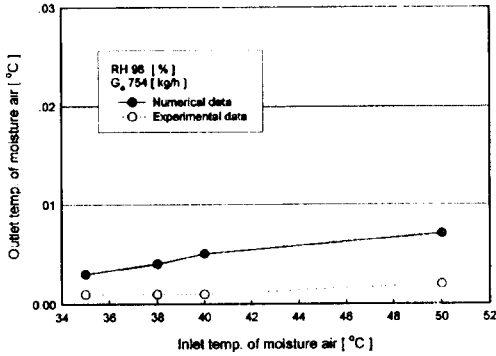


Fig. 9 Outlet humidity variation of compressed air with inlet temp. variation

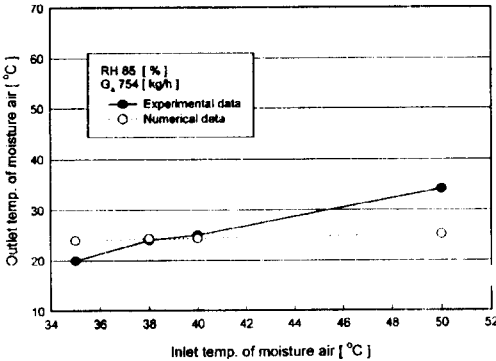


Fig. 10 Outlet temp. variation of compressed air with inlet temp. variation

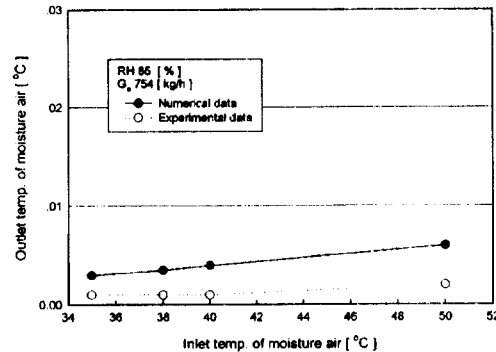


Fig. 11 Outlet humidity variation of compressed air with inlet temp. variation

일단 습공기의 현열의 손실만 가정하여 포화선까지 도달한 후 포화선을 따라 잠열과 현열을 동시에 고려하기 때문에 입구 온도가 낮을수록 오차가 적어지기 때문이다. 이는 계산 모델의 특성을 보이는

것이고, 실제를 위한 습도 계산에는 큰 영향을 미치지 않는다.

Fig. 9와 Fig. 11은 습공기 입구 온도에 따른 습공기 출구 절대습도를 명시한 그림이다. 결과를 살펴보면 입구 온도가 높을수록 절대습도는 증가하며, 실험치와 계산치의 차이가 커지는 것을 확인할 수 있다. 실험치와 계산치는 평균 5%의 편차를 보였다.

#### 4. 결 론

본 연구는 공기건조기 개발의 일환으로 습공기 제습을 위한 냉동 제습기를 이론해석을 통하여 제습기의 크기결정 및 성능예측을 계산하는 프로그램을 개발하고, 실험을 통하여 냉매의 열전달특성을 파악하여 시제품에 적용할 수 있는 기초 데이터로 활용하고자 하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) Tube in tube 열교환기에서 고온의 습공기와 열교환시 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 수평원관 내부의 유동형태의 변화에 기인하여 냉매의 열전달계수가 증가하였다.
- (2) 냉매의 포화압력이 증가함에 따라서 대류비동 영역이 넓어져서 냉매의 열전달계수가 증가하였다.
- (3) 냉매의 질량유속이 증가함에 따라서 냉매의 열전달계수가 증가하였다.
- (4) 습공기의 입구온도가 증가함에 따라서 절대습도의 이론해석적 계산 값과 실험 값의 차이는 증가하였으며 평균 5%의 오차를 가지는 것을 알 수 있었다.

#### 참고문헌

1. Abbott, M.M., 1973, "Cubic Equation of State", AI.Ch.E. Journal, Vol. 19, pp.596~601.
2. Bennet, D. L. and Chen, J. C., 1980, "Forced Convective Boiling in Vertical Tubes for Saturated Pure Components and Binary Mixtures", AI.Ch.E. Journal, Vol. 26, No. 3, pp.454~461.
3. Carnahan, N. F. and Starling, K. E., 1969, "Equation of State for Nonattracting Rigid Spheres", J. Chem Phys., Vol. 51, pp.635~636

4. Chen, J. C., 1966, "Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow", I&EC Process Design and Development, Vol. 5, No. 3, pp.322~329
5. Cooper, M. G., 1984, "Heat Flow Rates in Saturated Nucleate Pool Boiling-A Wide Ranging Examination Using Reduced Properties", Advances in Heat Transfer, Vol. 16, pp.157~239
6. De Santis, R., Gironi, F. and Marrelli, L., 1976, "Vapor-Liquid Equilibrium form a Hard-Sphere Equation of State", Ind. Eng. Chem, Fundum., Vol. 15, pp.183~189
7. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1976, "A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 29, No. 3, pp.351~358
8. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, "Simplified General Correlation for Flow Saturated Boiling and Comparisons of Correlation with Data", Chem. Eng. Res. Des., Vol. 65, pp.148~156
9. Jung, D. S., McLinden M., radermacher, R., and Didion, D., 1989, "A Study of Flow Boiling Heat Transfer with Refrigerant Mixture", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 9, No. 1, pp.1751~1764
10. Jung, D. S., McLinden M., Radermacher, R., and Diddon, D., 1989, "Horizontal Flow Boiling Heat Transfer Experiments with a Mixture of R22/R114", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 32, No. 1, pp.131~145

### 저 자 소 개



**송치성(宋致成)**

1961년 4월 1일생. 1883년 한국해양대학교 기관학과 졸업. 1989년 동대학 대학원 기계공학과 졸업. 1996년 선박기계 기술사. 1989~현재 한국기계연구원 선임연구원



**조권회(趙權回)**

1955년 4월 25일생. 1979년 한국해양대학교 기관학과 졸업. 1999년 부경대학교 대학원 제어기계공학과 졸업. 1984년 1급 기관사. 1979~1996 LASCO 해운 기관장, 현대상선 신조기술감독. 1996~현재 한국해양대학교 조교수. 실습선 기관장