

## 냉매의 불균일한 분배가 증발기의 성능에 미치는 영향

김 창 덕<sup>†</sup>, 이 진 호<sup>\*</sup>

(주)센추리 기술연구소, \*연세대학교 기계공학과

### Effects on Refrigerant Maldistribution on the Performance of Evaporator

Chang-Duk Kim<sup>†</sup>, Jinho Lee<sup>\*</sup>

Department of Research & Development, Century Corporation, Chungnam 336-842, Korea

<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

(Received November 1, 2003; revision received December 29, 2003)

**ABSTRACT:** An experimental investigation was conducted to study two-phase flow distribution in a T-type distributor of slit fin-and-tube heat exchanger using R22. A comparison was made between the predictions by previously proposed tube-by-tube method and experimental data for the heat transfer rate of evaporator. Experiments were carried out under the conditions of saturation temperature of 5°C and mass flow rate varying from 0.6 to 1.2 kg/min. The inlet air has dry bulb temperature of 27°C, relative humidity of 50% and air velocity varying from 0.63 to 1.71 m/s. Experiment show that air velocity increased by 85.2% is need for T-type distributor with four outlet branches than that of two outlet branches under the superheat of 5°C, which resulted in air-side pressure drop increase of 130% for T-type distributor with four outlet branches as compared to two outlet branches.

**Key words:** Evaporator(증발기), Refrigerant maldistribution(냉매의 불균일한 분배), Superheat(과열도), T-type distributor(T형 분배기), Tube-by-tube method(관순법)

———— 기 호 설 명 ————		$x$ : 건도	
$C_p$ : 정압비열 [kJ/kg°C]			그리스 문자
$h$ : 엔탈피 [kJ/kg]			
$m$ : 질량유량 [kg/s]		$\Delta$ : 차이	
$P$ : 압력 [Pa]			하첨자
$Q$ : 열전달량 [kW]			
RH : 상대습도 [%]		$a$ : 공기	
$T$ : 온도 [°C]		$cal$ : 계산	
$W$ : 절대습도 [kg/kg <sub>air</sub> ]		$e$ : 증발기	
† Corresponding author		$exp$ : 실험	
Tel.: +82-41-530-3711; fax: +82-41-533-3845		$fg$ : 잠열열량	
E-mail address: cdkim@ecentury.co.kr		$i$ : 입구	

- l* : 잠열
- o* : 출구
- p* : 보조 열교환기
- r* : 냉매
- s* : 현열
- sat* : 포화
- sup* : 과열
- tp* : 2상유동
- v* : 기상
- w* : 물

### 1. 서 론

일반적으로 공기조화기용 흰-관 열교환기(증발기와 응축기)를 설계할 경우 냉매의 압력강하를 줄이기 위하여 냉매회로(refrigerant circuit)를 다수로 구성하고 있다. 특히, 전기적인 펄스(pulse)수에 따라 팽창밸브의 개도가 변화되는 전자팽창밸브(Electronic Expansion Valve, EEV)를 사용하는 흰-관 열교환기(증발기)의 경우 냉매는 분배기(distributor)를 통하여 2상유동( $x=0.1$  또는  $0.2$ ) 상태로 각 회로(circuit)로 유입되는데 분배기의 형상, 설치위치, 공기유속과 공기온도 분포에 따라 매우 다른 증발기의 출구 과열도(superheat)와 흰의 열전도에 의한 온도구배(temperature glide)가 나타날 수 있어 냉매의 균일한 분배는 매우 중요하게 고려되고 있다.<sup>(1,2)</sup> 만약, 다수의 냉매회로를 갖는 증발기에서 냉매가 분배기의 분지를 통하여 특정회로로 편중되어 흘러간다면 출구의 냉매는 단상유동(과열증기)과 2상유동(증발과정)이 공존하여 출구의 공기온도 분포는 불균일하게 나타날 수 있다. 결과적으로 증발기는 비효율적으로 활용하게 되고 다열의 경우 성능에 큰 영향을 미치게 되므로 가급적 과열증기 영역을 줄이거나 과열증기 영역이 골고루 분포될 수 있도록 분배기에서의 균일한 냉매의 분배가 요구된다.

냉매의 분배 특성실험은 Kim<sup>(3)</sup>과 Park et al.<sup>(4)</sup>이 냉매 R11과 R22를 작동유체로 사용하여 다분지 시스템 내의 냉매의 질량유량 분배 및 압력강하에 대한 실험연구에서 살펴볼 수 있다. 최근, Tae and Che<sup>(1)</sup>는 동관내경 8.12 mm(관외경 9.52 mm)의 평활관(smooth tube)에 동관내경 4.95

mm(관외경 6.35 mm)의 평활관을 분지관(branch tube)으로 사용하여 다양한 분지방향과 유동조건에 대한 단일 T형 분지관에서의 2상유동 특성을 파악하여 공조용 다분지 시스템의 설계를 위한 기초자료를 제시하였다.

냉매의 분배특성 실험과 더불어 흰-관 열교환기(증발기, 응축기)의 설계 편의성을 위한 다양한 이론해석 방법이 개발되었고 예측의 신뢰성 확보를 위한 연구가 진행되어 왔다.<sup>(5,6,7)</sup> 특히, 다수의 회로배열을 갖는 흰-관 열교환기의 이론해석에 있어서 각 회로배열로 유입되는 냉매유량은 회로배열수로 나누어 계산하기 때문에 냉매는 균일한 분배조건을 갖게 되나 실제 분배기를 사용한 흰-관 열교환기의 실험에서는 냉매의 불균일한 분배특성이 발생할 수 있어 이론해석과 실험결과에 대한 편차는 증가하게 된다.

본 연구에서는 흰-관 열교환기를 증발기로 선정하고 이론해석과 실험을 병행하여 냉매의 불균일한 분배특성이 열전달 성능에 미치는 영향을 검토하고자 한다. 이론해석 방법은 동일한 냉매의 질량유량 분배조건에서 Domanski<sup>(5)</sup>의 흰-관 열교환기(증발기)의 해석 방법인 관순법(tube-by-tube method)을 적용한다. 관순법은 전체 열교환기를 각각의 단일관으로 분리하여 직교류, 냉매측 혼합, 공기측 비혼합으로 해석하고 그 결과를 연계하여 입구의 검사체적에서부터 점차 출구로 진행하면서 계산하기 때문에 하나의 회로배열과 합지관(combining junction)에서의 성능해석이 가능하다.

증발기의 성능실험은 냉매 R22를 작동유체로 사용하여 동일한 회로배열(circuit arrangement)을 갖으면서 회로수가 2, 3, 4개인 흰-관 열교환기(증발기)와 T형 분배기를 선정하여 각 회로배열로 유입되는 냉매의 질량유량 변화에 따른 출구의 공기와 냉매온도 분포, 합지관에서의 냉매온도(과열도)를 측정하는 실험을 수행한다. 이러한 실험결과를 이론해석결과와 상호 비교하여 냉매의 불균일한 분배특성이 증발기의 성능(과열도와 열전달량)에 미치는 영향을 제시하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

본 연구의 실험장치는 Fig. 1과 같이 크게 풍동부와 냉매부로 구별되며, 풍동은 흡입식으로 인

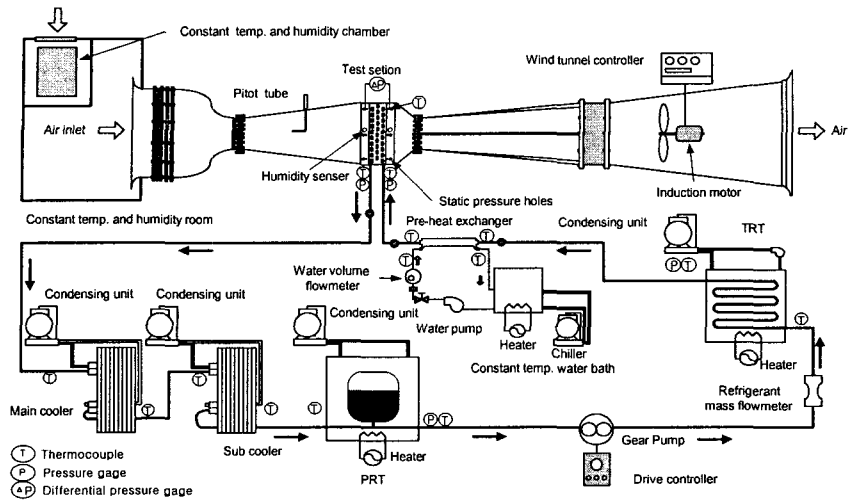


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for evaporator test system.

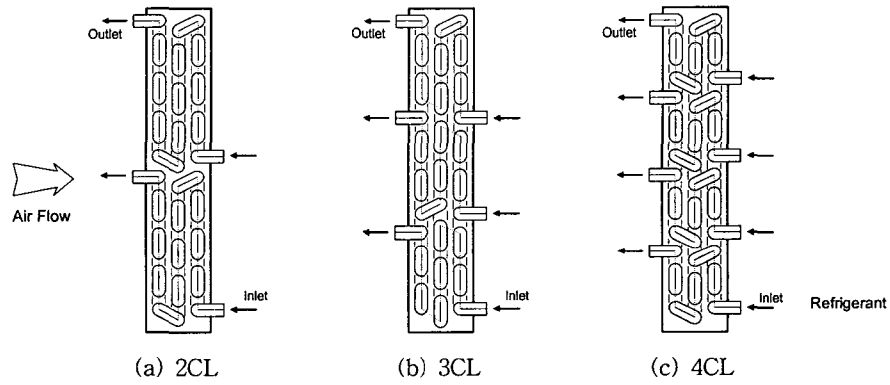
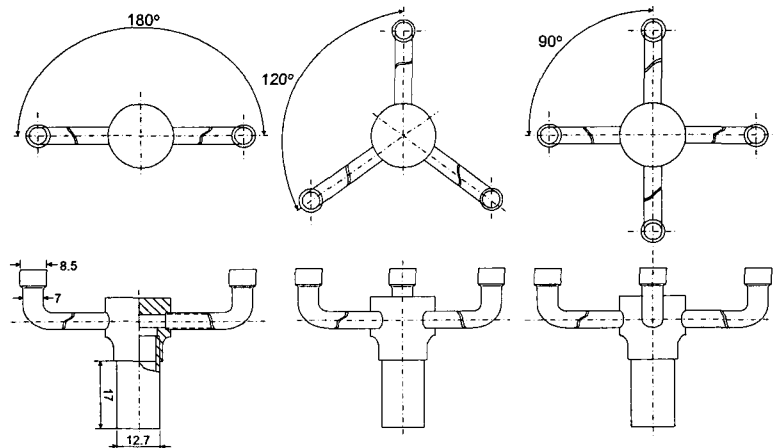


Fig. 2 Flow diagram of refrigerant and air (C : Circuit, L : Lower portion).



(a) Distributor for 2CL (b) Distributor for 3CL (c) Distributor for 4CL

Fig. 3 Schematic drawing of refrigerant distributor configurations (all dimensions in mm).

버터(inverter)에 의해 공기유속이 조절되고 시험부를 지난 공기는 항온항습실과 연결된다. 항온항습실 내에는 항온항습기가 설치되어 시험 열교환기로 유입되는 전면공기의 건구온도와 상대습도를 조절하였다. 냉매의 순환은 압축기의 사용으로 인한 냉동기유의 영향을 배제하기 위하여 인버터에 의해 회전수를 제어하는 자기구동 기어 펌프를 사용하였다. 시험 열교환기 입구의 냉매 건도(quality)는 보조 열교환기에 의해 조절되며, 실험 주요부에는 열전대, 압력계, 냉매가시창을 설치하였다. 그 외의 실험장치에 대한 세부설명은 Kim et al.<sup>(8)</sup>의 논문에 기술되어 있다.

2.2 시험 열교환기와 T형 분배기

본 연구의 시험 열교환기(증발기)는 대향류

(counter flow) 형태인 400×400×80 mm(가로×세로×폭)의 슬릿핀-관 열교환기(slit fin-and-tube heat exchanger)로 제작하였으며, 관내에는 미세핀(micro-fin)이 가공되어 있는 외경 9.52 mm의 동관을 사용하였다.<sup>(8)</sup> 시험 열교환기의 회로배열은 냉매가 하단에서 유입하여 상단으로 유출하는 형태(lower portion)이며, 냉매의 불균일한 분배특성을 조사하기 위하여 Fig.2와 같이 회로배열수를 2, 3, 4개로 제작하였다. 시험 열교환기의 명칭은 회로배열수와 회로형태를 고려하여 2, 3, 4-회로(=CL, C : Circuit, L : Lower portion)로 표기하고 하단 합지관의 분지번호(number : No.)를 No.1~4로 부여하여 각 회로배열의 출구지점을 지정하였다. 또한, T형 분배기의 형상은 분지수에 따라 180°(2-회로용), 120°(3-회로용), 90°(4-회로용) 각도로 Fig.3과 같이 제작하였으며,

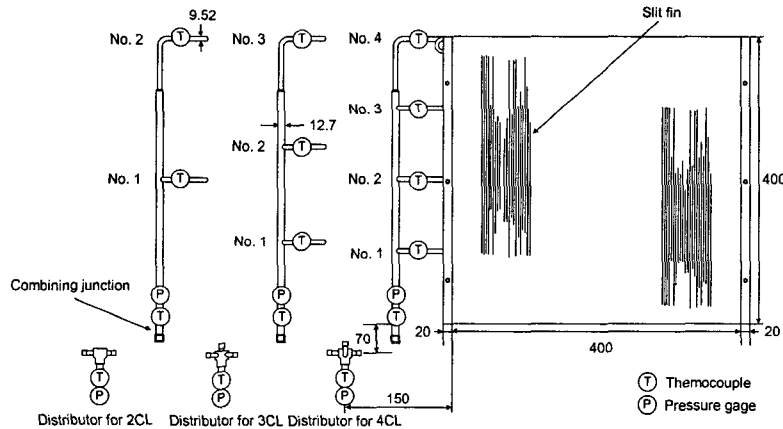
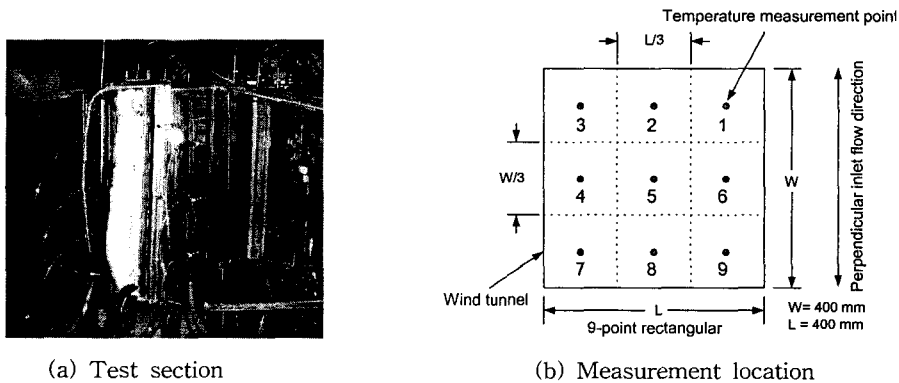


Fig. 4 Schematic drawing of combining junctions and slit fin-and-tube heat exchanger configurations (all dimensions in mm).



(a) Test section (b) Measurement location  
Fig. 5 Measurement location (b) for air temperature at inside test section (a).

각 회로배열로 유입되는 분지관의 관외경과 길이는 각각 7.0, 600 mm의 동관이고 각 분지관의 끝단을 8.5 mm로 확관한 후 시험 열교환기의 각 회로배열 입구에 용접하여 연결하였다. 증발기 출구의 냉매압력과 냉매온도(과열도)의 측정을 위한 압력과 온도센서의 위치는 Fig. 4와 같이 각 회로에서 빠져나온 냉매가 외경 12.7 mm의 합지관에서 혼합되므로 냉매의 안정된 유동상태에서 측정 가능하도록 측정위치 No. 1의 하단으로 하였다.

2.3 실험조건 및 방법

본 연구에서의 실험조건과 계측기 사양은 Table 1, 2와 같으며, 실험방법은 증발기로 유입되는 냉매의 질량유량을 일정하게 유지하면서 유로배열 2, 3, 4-회로의 합지관에서 과열도를 5°C 조건으로 유지하도록 공기유속을 변화시킬 경우 필요 공기유속과 압력강하를 측정하였다. 증발기 출구의 공기온도는 Fig. 5와 같이 시험 열교환기의 시험부(test section) 출구측 후면의 10 mm 지점에 9개(면적분할)의 T형 열전대(직경 0.127 mm)를 사용하였으며, 공기측 압력강하는 시험부의 입·출구에 설치한 24개의 정압공으로 측정하였다. 각

회로와 합지관의 냉매온도는 직경 1.25 mm의 탐침봉(T형 열전대)을 동관의 중심부에 삽입하여 냉매온도를 직접 측정하였다. 실험데이터는 온도변화 ±0.3°C, 압력변화 ±2% 이내의 실험조건으로 유지되는 정상상태에서 3초 간격으로 5~10분 동안 데이터 취득장치에서 취득한 후 저장하였다. 습공기의 물성치는 ASHRAE handbook<sup>(9)</sup>을 근거로 습공기 선도를 도식화하여 계산하고 냉매 R22의 물성치는 REFPROP 6.01<sup>(10)</sup>을 사용하였다.

3. 이론해석 방법

본 연구에서 환-관 열교환기의 이론해석은 Domanski<sup>(6)</sup>의 관순법을 기본으로 최근의 열전달 및 압력강하에 대한 상관관계식을 Table 3과 같이 적용하여 프로그램을 작성하였다. 관순법은 기지의 환-관 열교환기의 입구상태를 기준으로 출구까지 단위관에 따라 반복적으로 계산하고 두 번째 열의 입구 공기온도는 앞 열에 이웃하는 두 단위관의 산술평균으로 계산한다. 이와 같이 각 단위관의 성능을 개별적으로 평가하여 전체 환-관 열교환기(증발기)의 성능을 예측한다. 성능해석 프로그램의 구성은 첫째, 단위관의 온도, 압력

Table 1 Experimental conditions

Air-side	Dry bulb temperature of air at the evaporator inlet	27°C
	Standard relative humidity at the evaporator inlet	50%
	Face velocity at the evaporator inlet	0.63~1.71 m/s
Refrigerant-side	Refrigerant	R22
	Quality at the evaporator inlet	0.1
	Refrigerant mass flow rate	0.6, 0.8, 1.0, 1.2 kg/min
	Evaporation temperature	5°C
	Degree of superheat	5°C

Table 2 Specification of measuring device

	Manufacturer	Model	Range	Error (full scale)
T-type thermocouple	Omega	FF-T-30	-60~200°C	±0.1°C
Micro manometer	Furness controls Inc.	FCO12	0~19.99 mmH <sub>2</sub> O	±1%/1.95 Pa
Mass flow meter	Oval	D025S-SS-200	0~10 kg/min	±0.2%
Volume flow meter	Kytora	Gear meter 2950	0.04~4.0 L/min	±1%
Pressure transmitter	Setra	C230	0~3447 kPa	±0.25%
Thermocouple reference unit	ISOTECH	1310	0°C	±0.01%
Humidity transmitter	Sam won Eng.	d <sub>i</sub> : 10 mm L : 250 mm	0~100%	±3%

Table 3 Apply correlations of evaporator for simulation

Items		Applying zone	Correlations	Remark
Refrigerant-side heat transfer coefficient		Two-phase Single-phase	Gungor and Winterton <sup>(11)</sup> Wang et al. <sup>(12)</sup>	Smooth tube Micro-fin tube
Heat transfer enhancement factor			Schlager et al. <sup>(13)</sup>	
Refrigerant-side pressure drop	Straight tube	Two phase Single phase	Haraguchi et al. <sup>(14)</sup> Carnavos <sup>(15)</sup>	Micro-fin tube
	Bend tube	Two phase Single phase	Geary <sup>(16)</sup> Ito <sup>(17)</sup>	Smooth tube
Penalty factor for micro-fin tube			Schlager et al. <sup>(18)</sup>	
Air-side heat transfer coefficient			Wang et al. <sup>(19)</sup>	Slit fin
Fin efficiency Contact conductance Air property Refrigerant property			McQuiston and Parker <sup>(20)</sup> Natio <sup>(21)</sup> ASHRAE handbook <sup>(9)</sup> REFPROP 6.01 <sup>(10)</sup>	

에 따라 공기와 냉매의 물성치를 계산하는 물성치 계산프로그램, 둘째, T형 분배기의 분지수와 공기측과 냉매측의 입력조건에 따라 각 단위관의 평균 물성치로부터 열전달 및 압력강하를 계산하는 단위관 해석프로그램, 마지막으로 증발기의 각 회로배열의 해석이 끝난 후 출구 합지관에서 냉매온도(과열도)와 포화압력을 계산하는 프로그램으로 정리할 수 있다.

관순법을 이용한 증발기의 이론해석 방법은 열교환기의 형상값과 운전조건, 합지관의 과열도 조건을 입력한 후 냉매 R22의 포화압력과 질량유량을 가정하여 각 회로배열의 단위관으로부터 증발기 출구의 합지관까지 열전달량과 압력강하를 계산하여 포화압력과 과열도가 입력조건과 허용오차(10<sup>-5</sup>) 범위 내에 수렴할 때까지 반복 계산한다.

냉매측 압력강하의 산출은 직관부와 곡관부(U-bend)의 가속, 마찰, 중력의 압력강하를 고려하였으며, 증발기의 각 회로배열 출구에서 냉매온도와 합지관의 출구 과열도의 예측결과는 냉매의 불균일한 분배특성 실험결과와 상호 비교한다.

#### 4. 실험데이터 처리

##### 4.1 증발기 입구의 냉매건도

증발기로 유입되는 냉매건도(x=0.1)는 보조 열

교환기의 가열수에 의하여 냉매에 가해진 열전달량으로부터 계산한다.

$$Q_p = m_w C_{p,w} (T_{w,p,i} - T_{w,p,o}) \quad (1)$$

$$Q_p = Q_{p,s} + Q_{p,l} \quad (2)$$

$$Q_{p,s} = m_r C_{p,r} (T_{r,p,o} - T_{r,p,i}) \quad (3)$$

$$Q_{p,l} = m_r h_{fg,r} x_{p,o} \quad (4)$$

$$x_i = x_{p,o} = \frac{1}{h_{fg,r}} \left[ \frac{Q_p}{m_r} - C_{p,r} (T_{r,p,o} - T_{r,p,i}) \right] \quad (5)$$

여기서 Q, C<sub>p</sub>, m, T, h, x는 각각 열전달량, 정압비열, 질량유량, 온도, 엔탈피, 냉매건도를 의미하며, 하첨자 p, w, i, o, s, l, fg는 각각 보조 열교환기, 물, 입구, 출구, 현열, 잠열, 잠열열량이다.

##### 4.2 증발기의 열전달량

증발기의 환표면 온도가 노점온도 이하가 되면 습공기는 응축수가 발생하여 물질전달이 일어난다. 따라서 공기측 열전달량은 현열과 잠열 열전달량의 합으로 계산하였다.

$$Q_a = Q_{a,s} + Q_{a,l} \quad (6)$$

$$Q_{a,s} = m_a C_{p,a} (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (7)$$

$$Q_{a,l} = m_a(W_{a,i} - W_{a,o})h_{fg,w} \quad (8)$$

$$Q_r = Q_{tp} + Q_v \quad (9)$$

$$Q_{tp} = m_r(1 - x_i)(h_{v,r} - h_{l,r}) \quad (10)$$

$$Q_v = m_r(h_{s,r} - h_{v,r}) \quad (11)$$

증발기의 열전달량은 공기측과 냉매측 열전달량의 산술평균으로 계산하며, 두 값의 평균편차는 ±8%이다.

$$Q_e = \frac{Q_r + Q_a}{2} \quad (12)$$

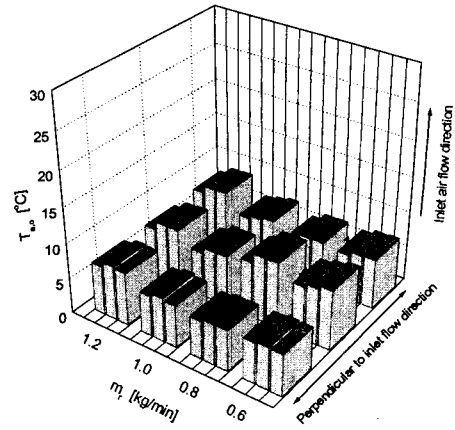
### 5. 결과 및 고찰

#### 5.1 증발기 출구의 공기온도 분포

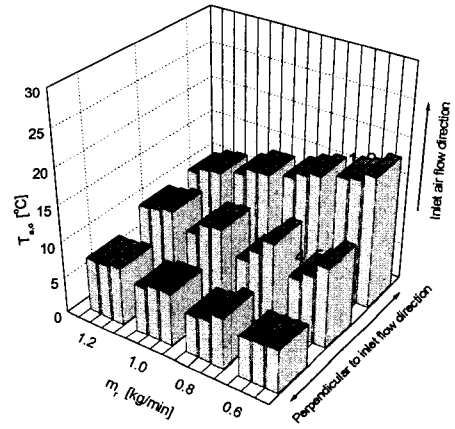
Fig. 6의 (a)~(c)는 증발기의 회로배열 2, 3, 4-회로, 증발온도 5℃와 냉매의 질량유량 0.6~1.2 kg/min 범위에서 출구 합지관의 과열도를 5℃ 조건으로 유지시킬 경우 출구의 공기온도 분포를 측정된 실험결과이다.

Fig. 6의 (a)의 경우 회로배열 2-회로로서 각 냉매회로는 24개의 단위관으로 이루어져 있으며, T형 분배기의 냉매 분배각도는 180°이다. 실험결과, 냉매의 질량유량 0.6~1.2 kg/min 범위에서 전체적인 출구의 공기온도 분포는 평균 7.1℃로써 냉매의 증발온도(5℃)에 근접하였으나 상단으로 분배되는 측정위치 1~3번의 공기온도가 하단의 7~9번보다 9~14% 정도 높게 나타났다. 이는 하단 7~9번의 경우 공기온도의 측정위치가 냉매의 입구가 1열(row), 1단(step)에 위치하고 3열에 위치한 출구까지 증발과정이 진행됨으로써 냉매 온도에 근접하나 상단의 측정위치 1~3번의 경우 공기온도의 측정범위가 냉매회로의 출구측 냉매 온도에 큰 영향을 받기 때문이다.

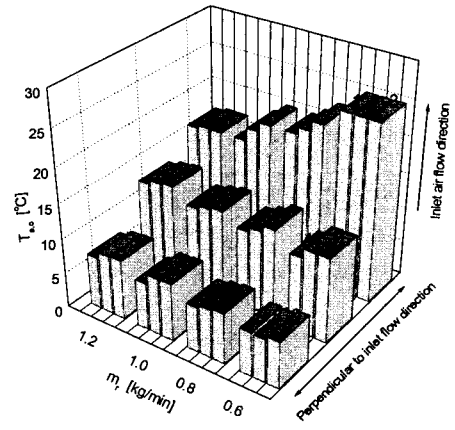
Fig. 6의 (b)는 회로배열 3-회로로서 2-회로보다 불균일한 출구 공기온도 분포가 나타났다. 회로배열 3-회로의 각 냉매회로는 16개의 단위관으로 이루어져 있으며, T형 분배기의 냉매 분배각도는 120°이다. 냉매의 질량유량 0.6 kg/min의 경우 하단의 측정위치 7~9번의 평균 공기온도는 6℃이나 증발기의 상단으로 갈수록 출구의 공기온도는 높아져서 측정위치 1~3번에서는 17.3℃



(a) 2CL



(b) 3CL



(c) 4CL

Fig. 6 Variation of outlet air temperature distribution with mass flow rate of refrigerant for arrangement 2, 3, 4 CL.

로 나타났다. 이는 T형 분배기의 상단에 위치한 분지일수록 마찰에 의한 압력강하뿐만 아니라 중력에 의한 압력강하의 영향을 많이 받기 때문이다. 즉, 증발온도 5°C에서 R22의 기상의 밀도는 24.79 kg/m<sup>3</sup>이나 액상의 밀도는 1264 kg/m<sup>3</sup>으로 기상과 액상의 밀도차이가 약 50배 정도이므로 T형 분배기로부터 상단에 위치하는 분지일수록 기상냉매의 유입이 증가하게 되어 잠열열량의 감소를 유발하며, 출구 과열도 증가로 인한 단일회로의 평균 증발온도가 상승하여 공기를 충분히 냉각시키지 못한 결과로 생각한다. 냉매의 질량유량 1.2 kg/min의 경우 증발기의 상단(측정위치 1~3번)과 하단(측정위치 7~9번)의 평균 온도차이는 3°C로서 대체적으로 균일한 출구 공기온도 분포를 보였다. 특히, 증발기 하단에 위치한 측정위치 7~9번의 공기온도는 냉매의 질량유량 변화에 상관없이 평균 6.9°C를 유지하여 증발온도 5°C에 근접하는 것을 볼 수 있다. 이는 T형 분배기의 각 분지관의 출구높이와 냉매의 밀도차이에 의한 중력의 압력강하 영향을 크게 받기 때문이다.

Fig. 6의 (c)는 회로배열 4-회로로서 각 냉매회로는 12개의 단위관으로 이루어져 있으며, T형 분배기의 냉매 분배각도는 90°이다. 냉매의 질량유량 0.6 kg/min의 경우 상단에 위치한 1~3번의 평균 공기온도는 25.2°C로써 증발기 입구의 공기온도 27°C에 근접하였으며, 하단의 측정위치 7~9번의 평균 공기온도는 6.3°C로써 (a)와 (b)의 온도분포 결과와 유사한 것을 볼 수 있다. 따라서 유로배열 4-회로의 경우 단의 위치에 따라 출구 과열도의 차이가 증가하여 냉매는 불균일한 분배 특성을 보였으며, 증발기의 상단과 하단의 공기온도 차이가 클수록 합지관에서 냉매온도의 변화가 증가하여 안정된 출구 과열도 5°C 조건을 유지할 수 없었다. 이러한 현상은 증발기 출구의 합지관에서 과열도를 측정하여 냉매유량을 제어하는 전자팽창밸브의 불안정한 개도 변화주기를 가져올 수 있으며, 각 회로배열의 출구측 과열도 제어가 불가능하여 증발기의 열전달 성능저하의 원인으로 나타날 수 있다.

Fig. 6의 (a)~(c)의 실험결과, 본 연구의 T형 분배기 사용과 증발기 입구의 균일한 공기유속 분포조건에서 출구의 공기온도 분포는 냉매의 질량유량이 클수록 균일하게 나타났고 T형 분배기

의 분지수(증발기의 회로배열수)가 2분지에서 4분지로 증가할수록 불균일하였다.

### 5.2 필요 공기유속

Fig. 7은 회로배열 2, 3, 4-회로, 증발온도 5°C 및 냉매의 질량유량 0.6~1.2 kg/min 범위에서 증발기 출구의 합지관의 냉매 과열도를 5°C 조건으로 유지하기 위하여 필요한 공기유속을 측정할 실험결과이다.

실험결과, 냉매의 질량유량 0.6~1.2 kg/min 범위에서 회로배열 2, 3, 4-회로의 과열도 5°C 조건을 만족하기 위한 필요 공기유속은 각각 0.51~0.96, 0.61~1.25, 0.87~1.71 m/s로 나타나서 T형 분배기의 분지수(증발기의 회로배열수)와 냉매의 질량유량이 클수록 필요 공기유속은 증가하였다. 즉, 회로배열 3-회로와 4-회로의 경우 2-회로보다 각각 평균 27, 85.2%의 공기유속을 증가시켜야만 과열도 5°C 조건을 만족시킬 수 있었다. 이는 회로배열수가 증가하면 냉매의 압력강하로 인한 냉매의 불균일한 분배특성 때문에 증발기의 상단 회로배열(측정위치 1~3번)로 유입되는 냉매의 질량유량이 가장 작고 하단 회로배열(측정위치 7~9번)에서는 가장 크게 되어 상단 회로배열에서의 냉매는 빠르게 증발을 마치고 과열증기에 도달하여 출구의 냉매온도는 상승하는 반면, 하단 회로배열은 상단보다 냉매의 질량유량이 상대적으로 커서 증발과정(2상유동)이 출구까지 진행되기 때문이다. 이에 따라 공기유속을 증가시

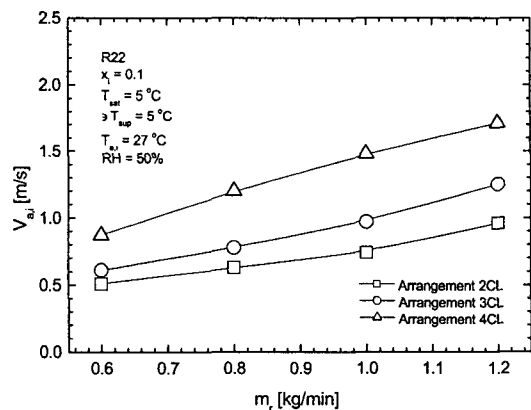


Fig. 7 Comparison of air velocity between for arrangement 2, 3, 4 CL.



켜야만 하단 회로배열의 냉매는 과열증기 상태에 도달할 수 있고 증발기 출구의 합지관에서 상단 회로배열과의 냉매혼합을 통하여 과열도 5°C 조건을 만족할 수 있게 된다. 결국, 증발기 회로배열의 증가에 따른 필요 공기유속의 증가는 동일한 팬모터(fan motor)를 사용할 경우 에너지소비량의 증가를 의미하므로 냉매의 불균일한 분배특성은 시스템의 구성부품에 간접적인 영향을 미치게 된다.

5.3 공기측 압력강하

Fig. 8은 회로배열 2, 3, 4-회로, 증발온도 5°C 및 냉매의 질량유량 0.6~1.2 kg/min 범위에서 증발기 출구의 합지관에서 과열도 5°C 조건을 유지시킬 경우 공기측 압력강하를 보여주고 있다. 실험결과, 냉매의 질량유량 0.6~1.2 kg/min 범위에서 회로배열 2, 3, 4-회로의 공기측 압력강하는 각각 6.47~19.7, 8.38~19.7, 14.8~42.46 Pa로 나타나서 T형 분배기의 분지수(증발기의 회로배열수) 증가할수록 공기측 압력강하는 크게 나타났다. 이는 Fig. 7과 같이 과열도 5°C 조건을 만족하기 위한 필요 공기유속이 냉매의 질량유량과 분지수가 증가할수록 상대적으로 증가하기 때문에 공기측 압력강하도 크게 나타나는 것이다. 결국, 회로배열 3-회로와 4-회로의 공기측 압력강하는 2-회로보다 각각 평균 26, 130% 크게 나타나서 회로배열 4-회로가 공기측 압력강하 측면에

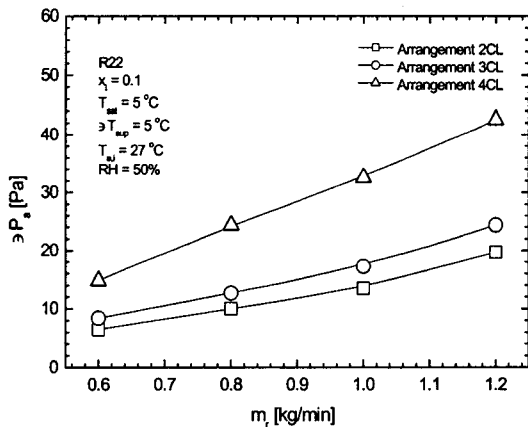


Fig. 8 Comparison of air-side pressure drop between for arrangement 2, 3, 4 CL.

서 가장 불리하였다. 따라서 다분지를 갖는 증발기의 T형 분배기에서 냉매의 불균일한 분배특성은 공기측 압력강하와 공기유속이 동시에 고려되는 송풍동력(fan power)에 큰 영향을 주었다.

5.4 이론해석과 실험결과

Fig. 9는 증발기의 이론해석 방법인 관순법을 사용한 해석결과와 실험결과를 상호 비교한 것이다. 해석결과, 유로배열 2-회로의 경우 상단 No. 2의 출구회로는 해석결과와 35%의 평균편차를 보였으나 하단 No. 1의 출구회로는 평균편차 2% 내로 일치하였다. 또한, 3-회로의 상단 No. 2, 3의 출구회로는 해석결과와 평균 55%의 평균편차를 보여, 2-회로보다 하단과 상단의 평균편차가 크게 나타났다. 유로배열 4-회로는 2-회로, 3-회로와 마찬가지로 하단 No. 1의 출구회로가 상단(No. 2, 3, 4의 회로)보다 해석결과와 실험결과가 잘 일치하였으며, 상단 No. 3의 출구회로의 경우 해석결과와 68%의 평균편차를 보였다.

결국, T형 분배기에서 냉매의 불균일한 분배특성이 이론해석 결과와의 편차증가의 원인으로 나타나므로 다수의 회로배열을 갖는 증발기의 단일 회로배열 설계에서 증발기 입구의 공기유속 분포와 더불어 분배기의 냉매 분배특성은 중요하게 고려해야 할 것이다.

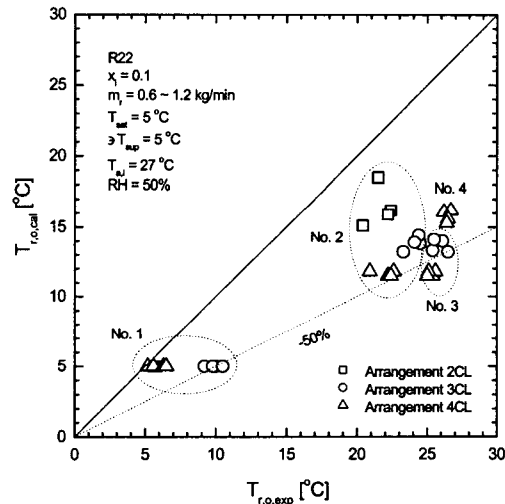


Fig. 9 Comparison between measured and calculated outlet refrigerant temperature for arrangement 2, 3, 4 CL.

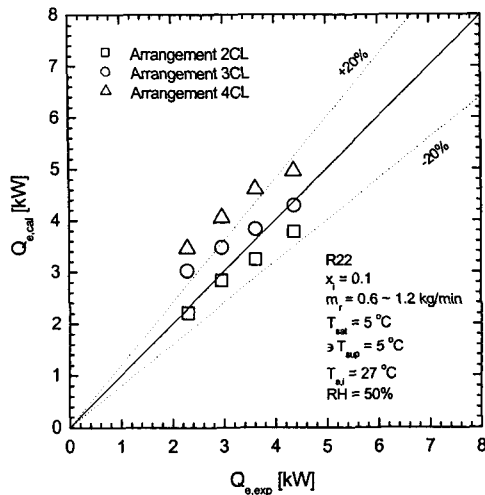


Fig. 10 Comparison of heat transfer rate between the test data and the present predictive results for arrangement 2, 3, 4 CL.

Fig. 10에서는 Table 1의 실험조건에서 관순법의 성능해석 결과와 실험결과를 상호 비교한 것이다. 이론해석과 실험결과와의 평균편차는 유로배열 2, 3, 4-회로의 순서로 크게 나타났고 냉매의 질량유량과 회로배열수의 증가에 따라 상대편차가 있음을 보여주고 있다. 특히, 유로배열 2-회로와 4-회로의 경우 냉매의 질량유량 0.6 kg/min에서는 각각 0.4, 31.6%의 편차를 보였으나 1.2 kg/min에서는 50.5, 13.5%로 그 편차가 역전되는 경향이 나타났다. 따라서 증발기 입구의 분배기는 각 회로배열의 부하(loadings)를 만족하는 냉매의 질량유량으로 분배될 수 있도록 선정되어야 하며, 증발기의 이론해석 방법에 있어 분배기의 냉매 분배특성을 중요하게 고려하여야만 예측의 신뢰성을 확보할 수 있고 정확한 증발기의 성능평가가 가능할 것으로 사료된다.

6. 결 론

본 연구에서는 냉매 R22를 작동유체로 회로배열 2, 3, 4-회로를 갖는 증발기(환-관 열교환기)와 T형 분배기를 선정하여 냉매의 불균일한 분배특성이 증발기의 성능(과열도, 열전달량)에 미치는 영향을 실험과 이론해석으로부터 상호 비교

한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 냉매의 불균일한 분배특성은 냉매의 질량유량이 작고 T형 분배기의 분지수(증발기의 회로배열수)가 증가할수록 크게 나타났으며, 다수의 회로배열을 갖는 증발기의 합지관에서 불안정한 과열도 현상의 원인으로 나타났다.

(2) 냉매의 불균일한 분배특성은 증발기 출구의 합지관에서 과열도 5°C 조건을 만족하기 위한 필요 공기유속과 공기측 압력강하에 영향을 주어 유로배열 3-회로와 4-회로의 필요 공기유속과 공기측 압력강하는 2-회로보다 각각 평균 27, 85.2%와 26, 130% 크게 나타났다. 따라서 회로배열 4-회로는 냉매의 불균일한 분배특성으로 인하여 공기유속과 공기측 압력강하가 동시에 증가하여 송풍동력 측면에서 가장 불리하였으며, 시스템의 구성부품에 간접적인 영향을 주었다.

(3) 다수의 회로배열을 갖는 증발기의 효율적인 설계를 위해서는 증발기의 설치(각도, 면적) 최적화에 따른 유입 공기유속, 공기온도 분포와 냉매측과 공기측 압력강하를 고려한 회로배열(회로개수) 설계와 함께 분배기의 형상, 각 분지관의 내경, 길이와 설치위치 등을 중요하게 고려하여야 한다.

(4) 다수의 회로배열을 갖는 증발기에서 입구의 공기유속과 공기온도 분포와 더불어 분배기로부터 각 회로배열로 유입되는 냉매의 유량분배 특성을 중요하게 고려하여야만 이론해석과 실험결과와의 상대편차를 감소시킬 수 있다.

참고문헌

1. Tae, S. J. and Cho, K., 2002, Two-phase flow characteristics of refrigerant in T-branch with horizontal and vertical inlet tube, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 9, pp. 741-748.
2. Kim, C. D., Jeon, C. D. and Lee, J., 2003, Effects of the temperature glide and superheat of R407C on the performance of evaporator, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 10, pp. 852-859.
3. Kim, J. S., 1993, Two phase flow distribution

- in multi-parallel evaporator tubes (1st report: Non-heating mode), *Refrigeration-Air Conditioning Engineering*, Vol. 12, No. 1, pp. 1-20.
4. Park, J.H., Cho, K. and Cho, H.G., 1999, Characteristics two-phase flow distribution and pressure drop in a horizontal T-type evaporator tube, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 11, No. 5, pp. 658-668.
  5. Domanski, P.A., 1989, EVSIM-An Evaporator Simulation Model Accounting for Refrigerant and One Dimensional Air Distribution, NISTIR 89-4133.
  6. Youn, B., Park, H.Y. and Kim, C.H., 1998, Analytical model of dry surface cross-flow fin-tube heat exchanger by tube-by-tube method, *Proceedings of the SAREK '98 Summer Annual Conference*, pp. 1399-1404.
  7. Lee, J.H., Kwon, Y.C. and Kim, M.H., 2003, An improved method for analyzing a fin and tube evaporator containing a zeotropic mixture refrigerant with air mai-distribution, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, pp. 707-720.
  8. Kim, C.D., Jeon, C.D. and Lee, J., 2003, Evaluation of air-side heat transfer and friction characteristics on design conditions of condenser, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 15, No. 3, pp. 220-229.
  9. ASHRAE, 1993, *Fundamental Handbook* (SI).
  10. McLinden, M.O., Klein, S.A., Lemmon, E.W. and Peskin, A.P., 1998, *Thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP)*, Ver. 6.01, NIST.
  11. Gungor, K.E. and Winterton, R.H.S., 1986, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 19, No. 3, pp. 351-358.
  12. Wang, C.C., Chiou, C.C. and Lu, D.C., 1996, Single-phase heat transfer and flow friction correlation for micro fin tubes, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 17, pp. 500-508.
  13. Schlager, L.M., Pate, M.B. and Bergles, A.E., 1990, Performance predictions of refrigerant oil mixtures in smooth and internally finned tube, II, design equations, *ASHRAE Transaction*, Vol. 96, pp. 170-182.
  14. Haraguchi, H., Koyama, S., Esaki, J. and Fujii, T., 1993, Condensation heat transfer of refrigerants HFC134a, HCFC123 and HCFC22 in horizontal smooth tube and a horizontal microfin tube, *Proc., 30th National Symposia of Japan, Yokohama*, pp. 343-345.
  15. Carnavos, T.C., 1980, Heat transfer performance of internally finned tube, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 4, p. 32.
  16. Geary, F.D., 1975, Return bend pressure drop in refrigeration system, *ASHRAE Transactions*, No. 2342, pp. 252-265.
  17. Ito, H., 1960, Pressure loses in smooth pipe bends, *Basic Engineering, Transaction of ASME*, Vol. 3, p. 135.
  18. Schlager, L.M., Pate, M.B. and Bergles, A.E., 1989, Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of R-22 in horizontal micro-fin tubes, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 12, pp. 6-14.
  19. Wang, C.C., Tao, W.H. and Chang, C.J., 1999, An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, pp. 595-603.
  20. McQuiston, F.C. and Parker, J.D., 1994, *Heating, Ventilating, and Air Conditioning Analysis and Design*, John Wiley & Sons, pp. 543-547.
  21. Natio, N., 1970, *SHASE Transactions* (The Society of Heating, Air-conditioning and Sanitary Engineers of Japan), Vol. 44, pp. 1-5.