

## 탄화수소계 냉매들과 DME의 수평 평활관내 흐름 응축 열전달 특성

박 기 정, 이 민 행, 박 현 신, 정 동 수<sup>†</sup>

인하대학교 대학원, \*인하대학교 기계공학과

### Flow Condensation Heat Transfer Characteristic of Hydrocarbon Refrigerants and DME in Horizontal Plain Tube

Ki-Jung Park, Min-Hang Lee, Hyun-Shin Park, Dongsoo Jung<sup>†</sup>

*Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea*

*\*Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea*

*(Received March 6, 2007; revision received July 4, 2007)*

**ABSTRACT:** Flow condensation heat transfer coefficients(HTCs) of R22, propylene, propane, DME and isobutane are measured on a horizontal plain tube. The main test section in the experimental flow loop is made of a plain copper tube of 9.52 mm outside diameter and 530 mm length. The refrigerant is cooled by passing cold water through an annulus surrounding the test section. Tests are performed at a fixed refrigerant saturation temperature of  $40 \pm 0.2$  °C with mass fluxes of 100, 200, 300 kg/m<sup>2</sup>s and heat flux of 7.3~7.7 kW/m<sup>2</sup>. The data are obtained in the vapor quality range of 10~90%. Test results show that at same mass flux the flow condensation HTCs of propylene, propane, DME and isobutane are higher than those of R22 by up to 46.8%, 53.3%, 93.5% and 61.6% respectively. Also well-known correlations developed based upon conventional fluorocarbon refrigerants predict the present data within a mean deviation of 30%. Finally, the pressure drop increase as the mass flux and quality increase and isobutane shows the highest pressure drop due to its lowest vapor pressure among the fluids tested.

**Key words:** Heat transfer coefficients(열전달계수), Flow condensation(흐름 응축), R22(냉매22), Propylene(프로필렌), Propane(프로판), DME(디메틸에테르), Isobutane(이소부탄)

#### 기 호 설 명

$A$  : 열전달 면적 [m<sup>2</sup>]

$B_o$  : Boiling 수

$C_p$  : 정압비열 [kJ/kgK]

$D$  : 지름 [m]

$DP$  : 단위 길이당 압력강하 [kPa/m]

$f$  : 마찰 계수

$G$  : 질량 유속 [kg/m<sup>2</sup>s]

$h$  : 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]

$h_{fg}$  : 응축잠열 [kJ/kg]

$k$  : 열전도도 [mW/mK]

$L$  : 관길이 [m]

$\dot{m}$  : 질량 유량 [kg/s]

$P$  : 압력 [kPa]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-868-1716

E-mail address: dsjung@inha.ac.kr

$Pr$	: Prandtl 수
$Q$	: 열량 [W]
$Re$	: Reynolds 수
$T$	: 온도 [K or $^{\circ}C$ ]
$x$	: 건도
$X_{tt}$	: Martinelli 파라미터

### 그리스 문자

$\mu$	: 점성계수 [ $\mu Pa \cdot s$ ]
$\rho$	: 밀도 [ $kg/m^3$ ]
$\sigma$	: 표면 장력 [N/m]
$\Phi$	: 액체 물성치 조합
$\phi$	: 압력강하 multiplier

### 하첨자

$cal$	: 계산치
$exp$	: 실험치
$f$	: 포화액
$fo$	: 전체를 액상으로 가정했을 때 유동
$g$	: 포화증기
$in$	: 관내
$out$	: 관외
$r$	: 냉매
$tp$	: 이상 상태
$w$	: 물
$wall$	: 벽면

## 1. 서 론

염화불화탄소(CFC) 및 수소화염화불화탄소(HCFC) 등은 열역학, 화학적 성질이 우수하기 때문에 지난 반세기 동안 가정용 및 산업용 냉동/공조 분야에서 널리 사용되어 왔다. 그러나 CFC 및 HCFC가 대기에 누출 될 경우 오존층 붕괴와 지구 온난화를 유발시키는 환경오염물질로 판명되면서 이런 냉매들의 생산 및 무역 그리고 사용에 대해 규제가 가속화되고 있다.<sup>(1)</sup> 이러한 환경 보호 움직임에 따라 최근에 각광을 받고 있는 냉매가 바로 탄화수소계 냉매들이다.

탄화수소계 냉매들은 오존층 파괴 지수가 0이고 지구 온난화 지수가 3이하로 매우 낮으므로 환경친화적이다. 열역학적 성질 및 수송 계수들을

비교해 보면 탄화수소들은 HFC 및 HCFC계 냉매에 비해 잠열이 크고 증기 밀도 및 액체의 점성이 현저히 낮아서 우수한 열역학 및 열전달 성능을 제공하므로 장기적으로 사용할 수 있는 유망한 대체냉매라고 할 수 있다.<sup>(2)</sup>

탄화수소를 냉매로 사용하는 데 있어 가장 큰 문제점은 가연성이지만 기존의 공조/냉동기들의 대부분이 밀폐식 압축기를 채용하고 있으므로 누출 가능성이 적고 또한 가연성에 대비한 설계를 한다면 위험성을 감소시킬 수 있을 것으로 판단된다. 현재 유럽에서는 탄화수소 냉매를 냉장고에 적용하여 판매하고 있으며 일본, 한국, 인도, 중국 등도 이런 추세를 따라가고 있다. 또한 유럽에서는 가정용 에어컨이나 히트펌프 그리고 자판기에 탄화수소를 넣은 제품이 널리 홍보되고 판매되고 있다. 따라서 앞으로는 환경친화적인 탄화수소계 냉매 사용이 급격히 늘어날 것으로 전망되며 이에 따라 탄화수소 계열 냉매들의 열전달 특성도 연구해야 할 것이다.

이런 국제적 환경 보호 추세를 반영하며 장기적 대체냉매로서 탄화수소계 냉매에 대한 몇몇 연구가 진행되었다. Wen et al.<sup>(3)</sup>은 R290, R600, R290/R600 혼합 냉매에 대한 열전달 실험을 통해서 그것들이 R134a보다 열전달 특성 면에서 우수함을 밝히고 데이터를 이용해 새로운 상관식을 제시하였다. Cho et al.<sup>(4)</sup>은 5 mm 평활관 내 R32/R290 혼합냉매의 성분비에 따른 증발열전달 특성에 대해 연구하였고 Choi et al.<sup>(5)</sup>은 수평미세관내에서 다양한 조건 하에서 R290의 비등열전달계수를 측정하였다. 또한 Park et al.<sup>(6)</sup>은 다채널 알루미늄 평판관에서 R22, R134a, 프로판의 흐름 응축 열전달에 대한 연구를 통해 프로판이 타 냉매보다 우수한 열전달 특성을 보이는 것을 밝혔다. 2000년에 Park et al.<sup>(7)</sup>은 평판과 내면핀관을 이용하여 R290과 R600a에 대한 흐름 응축 열전달계수를 측정하였다. 최근에는 Lee et al.<sup>(8)</sup>이 여러 가지 탄화수소계열 냉매를 이용하여 응축열전달 실험을 수행한 결과 탄화수소계열 냉매가 R22와 비교해 우수한 열전달 특성을 가짐을 밝혔다. 탄화수소계열 냉매와 DME 등이 기존 냉매의 대체냉매로 거론되고 있는 시점에서 이들 냉매에 대한 흐름 응축 열전달 실험 데이터는 부족한 실정이다.

이에 본 연구에서는 외경 9.52 mm인 수평 평

활관을 사용하여 가정용 에어컨이나 히트펌프의 기준 냉매로 쓰이는 R22와 프로필렌(R1270), 프로판(R290), 이소부탄(R600a) 등의 탄화수소계 냉매와 DME(RE170)의 흐름 응축 열전달계수와 압력강하를 측정하여 산업 현장에서 필요한 실험 데이터를 제공하고자 한다. 또한, 기존에 개발된 열전달계수를 예측한 상관식과 실험 결과를 비교, 검토하여 적용가능성을 살펴보고자 한다.

## 2. 실험 장치 및 실험 방법

### 2.1 실험 장치

Fig. 1은 2차 유체 냉각 방식의 흐름 응축 열전달 실험 장치의 개략도이다. 실험 장치는 크게 냉매 순환부, 물 순환부, 물-에틸렌글리콜 순환부의 세 부분으로 구성하였다.<sup>(9)</sup>

주시험부는 이중관 열교환기 형태로 구성하였다. 내관은 외경 9.52 mm 동관, 외관은 나일론 플라스틱으로 제작하여 상하좌우에 2 mm의 간격을 갖게 하였다. 또한 주시험부 양면의 플랜지 역시 동일한 플라스틱으로 제작하여 열손실을 최소화하였다. 내관에는 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이의 환상 공간에는 물을 흐르게 하여 대향류로 열을 교환하게 하였다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 실제로 열이 교환되는 주시험부의 길이는 530 mm이며 냉매의 입구에서 105 mm 간격으로 네 부분에 열 예폭시를 사용하여 내관의 상하좌우 외부 표면에 각각 4개씩 16개의 T-type 열전대를 접착시켜 벽면온도를 직접적으로 측정하였다.

물 순환부는 주시험부에 들어가는 물의 온도를 일정하게 하기 위해 8 kW급 항온조를 사용하였고 물의 유량을 측정하기 위하여 코리올리스 효과를 이용한 정밀 질량 유량계를 설치하였다. 물-에틸렌글리콜 순환부는 7.5 냉동톤급 R22 칠러를 통해 정밀하게 온도를 제어하여 주시험부에서 나온 2상 상태의 냉매가 과냉되도록 하였다.

예열기는 외경 15.88 mm, 길이 8,000 mm의 동관 안에 직경 8 mm의 씨즈히터를 넣어 제작하여 최대 9 kW를 공급할 수 있도록 만들었고 가변전원 공급 장치를 사용하여 예열기에 공급하는 열량을 조절하였다. 예열기 뒤에는 약 3,000 mm 정도의 단열된 관을 설치하여 냉매가 단열된 상태

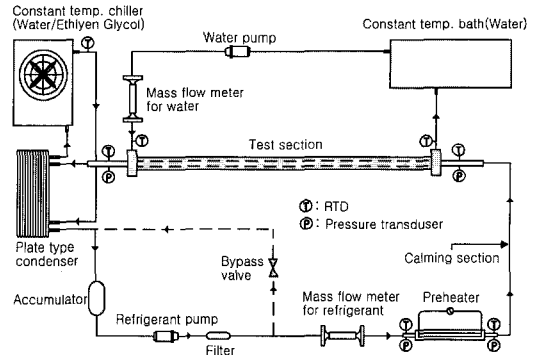


Fig. 1 Schematic diagram of test apparatus.

에서 흐르면서 평형 상태를 이룬 뒤 시험부에 들어가게 하였다.

냉매와 물의 온도를 측정하기 위해 정밀도가  $\pm 0.01 \text{ }^\circ\text{C}$ 인 RTD(ASL사 F250) 정밀 온도계를 사용하였고 압력은 PX800-500GV(OMEGA사) 정밀 압력계로 측정하였으며 시험부 양단의 차압을 측정하기 위해서 PX821-030DV(OMEGA사) 정밀 차압계를 사용하였다. 그리고 압력, 유량, 전력 등의 모든 신호는 데이터 수록 장치(Hewlett Packard사 HP3852A)에서 수집하였다. 질량유량계로는 성질이 다른 여러 종류의 물질을 냉매로 사용하는 것을 고려해 작동유체의 성질과 상관없이 순환량을 측정할 수 있는 코리올리스 효과를 이용한 정밀도  $\pm 0.2\%$ 인 질량 유량계를 사용하였다.

### 2.2 실험방법 및 조건

본 연구에서는 R22와 프로필렌, 프로판, 이소부탄 등의 탄화수소계열 냉매와 DME를 작동유체로 사용하였고 각 냉매에 대해 응축온도를  $40 \pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 하였다. 질량유속은 각각 100, 200, 300  $\text{kg/m}^2\text{s}$ 로 변화시키고 평균 열유속은  $7.3\text{--}7.7 \text{ kW/m}^2$ 로 고정하였다. 이 조건은 냉동 공조기에서 흐름 응축 조건으로 많이 쓰이고 있다.

실험을 하기에 앞서 먼저 실험 장치를 절대 진공(2 kPa)에 가깝게 만든 후 냉매를 주입하고 냉매 유량, 예열기의 열량, 환상 공간을 흐르는 열전달 유체인 물의 온도와 유량, 냉각수의 유량 등을 조절하여 원하는 정상 상태의 조건에 이르면 온도, 압력, 유량 등을 데이터 수록 장치에서 약 20분간 측정하였다.

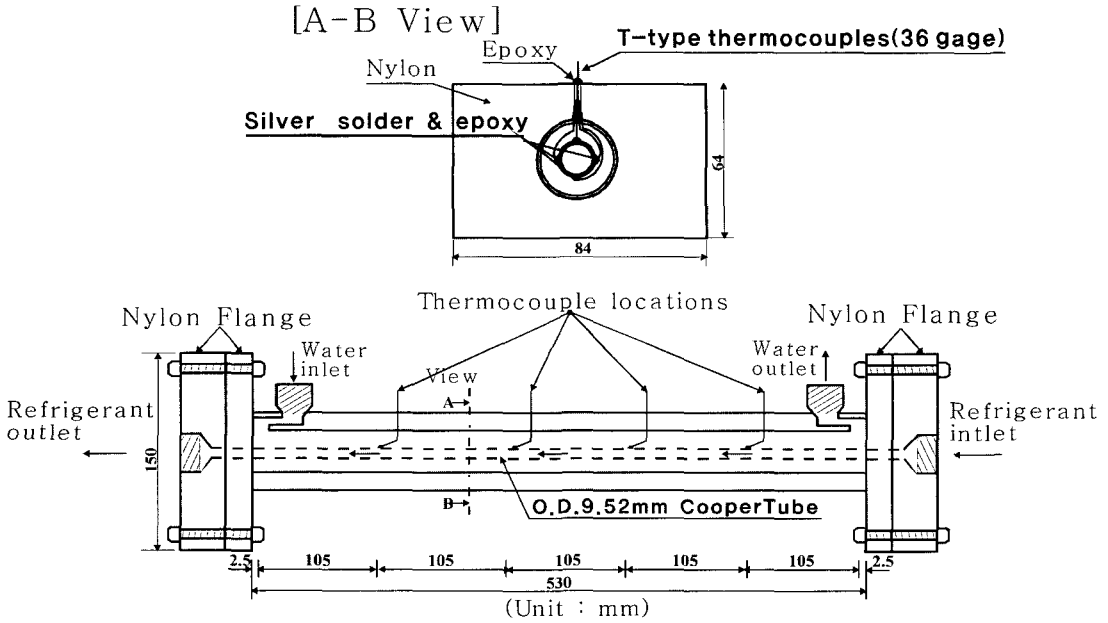


Fig. 2 Details of test section.

2.3 실험 자료의 처리 및 불확실성

먼저 실험장치 계측의 신뢰성을 확인하기 위하여 단상유동에서 냉매가 잃은 열량과 열전달 유체인 물이 받은 열량을 비교하였다. 실험 조건으로 냉매의 질량 유속과 물이 얻은 열량 등 응축 실험에서 사용하는 조건을 포함하여 다양한 범위에서 단상열전달 실험을 수행하였다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 두 열량을 비교한 결과 서로  $\pm 5\%$  이내에 드는 것을 확인할 수 있었으며 이로써 단열이 잘 이루어졌고 계측장치가 정확하다는 것을 알 수 있었다. 또한 각 부분의 정확한 온도를 측정하기 위해 정밀 항온조를 사용하여 열전대 보정을 수행하였다.

예열기가 냉매에 공급한 열량은 전력계로 측정하였다. 완전 과냉되어 예열기 입구로 들어오는 냉매의 엔탈피는 그 부분의 온도와 압력을 측정함으로써 결정할 수 있다. 따라서 에너지 보존의 법칙을 이용하여 이상상태로 예열기 출구에서 나오는 냉매의 엔탈피를 구할 수 있다. 이렇게 구한 엔탈피와 실제로 측정된 압력을 이용하여 상태방정식을 이용하면 예열기 출구 측, 주시험부 입구의 건도를 구할 수 있다. 한편 주시험부에서의 건도 변화도 위와 동일한 방법으로 구할 수

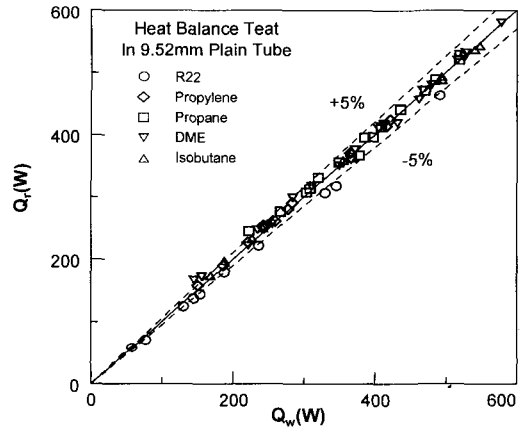


Fig. 3 Heat balance for single-phase liquid flow.

있다. 냉매 측의 열전달계수를 구하기 위해서는 벽면의 온도와 냉매의 온도 그리고 냉매가 얻은 열량 등을 알아야 하는데 벽면의 온도는 Fig. 2에서 볼 수 있듯이 네 부분에 열전대를 사용하여 직접 측정하였고, 열전대를 부착한 각 부분에는 상하좌우 90도 간격으로 T-type 열전대를 부착하여 총 16곳에서 표면 온도를 직접 측정하였다. 냉매의 온도는 냉매 측 입출구의 온도를 이용하

Table 1 Thermophysical properties of tested refrigerants at 40 °C

	$P$ (kPa)	$\rho_f$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_g$ (kg/m <sup>3</sup> )	$h_{fg}$ (kJ/kg)	$C_{pf}$ (kJ/kgK)	$k_f$ (mW/mK)	$\mu_f$ ( $\mu\text{Pa} \cdot \text{s}$ )	$\sigma$ (N/m)	$\Phi$	$X_{tt}$ (at $x = 0.5$ )
R22	1534	1129	66.2	166.56	1.339	76.60	138.67	0.00604	2.11	0.306
Propylene	1652	477	35.7	303.14	2.878	102.91	81.632	0.00486	4.23	0.338
Propane	1370	467	30.2	306.51	2.927	86.80	82.639	0.00521	3.83	0.318
DME	885	631	18.7	375.24	2.471	135.29	111.72	0.00892	4.24	0.219
Isobutane	531	530	13.7	311.40	2.554	83.69	128.23	0.00841	2.97	0.212

여 역시 그 네 부분에서 선형보간에 의해서 구하였다. 압력강하로 인한 냉매의 온도 강하가 최대 0.3~0.4 °C 정도이므로 선형보간에 의한 오차는 크지 않다. 이 방법의 경우 냉매가 얻은 열량이 물이 잃은 열량과 같다고 가정하고 16개의 열전달기가 잃은 온도를 평균하고 시험부 입구와 출구의 냉매 온도를 평균하여 식(1), 식(2)와 같이 열전달계수를 구하였다.

$$h = \frac{Q_r}{(T_r - T_{wall})A} \quad (1)$$

$$Q_w = Q_r = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (2)$$

열전달계수의 측정에 따른 실험 오차는 Kline and McClintock<sup>(10)</sup>이 제안한 방법을 사용하여 예측하였으며 모든 냉매에 대하여 2.3~11.2% 정도로 나타났다.

### 3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 R22와 탄화수소계열 냉매인 프로필렌, 프로판, 이소부탄과 DME를 냉매로 사용하여 40 ± 0.2 °C의 응축온도에서 질량유속은 각각 100, 200, 300 kg/m<sup>2</sup>s로 변화시켜 가며 건도 변화에 따른 흐름 응축 열전달계수와 압력강하를 측정하였다. 참고로 Table 1은 본 연구에서 실험한 5개 냉매의 물성치를 REFPROP 6.0<sup>(11)</sup>에 의해 계산한 결과를 보여 준다.

#### 3.1 질량 유속 변화에 따른 여러 냉매의 흐름 응축 열전달계수 비교

Figs. 4~6은 각각 질량 유속 100, 200, 300 kg/m<sup>2</sup>s

에서 건도 변화에 따라 측정된 냉매들의 흐름 응축 열전달계수를 보여 준다. 질량 유속이 100 kg/m<sup>2</sup>s일 때 프로필렌, 프로판, DME, 이소부탄의 열전달계수는 R22에 비해 각각 5.8%, 4.7%, 32.0%, 19.5% 정도 높게 나타났다. 또 질량 유속이 200 kg/m<sup>2</sup>s일 때 프로필렌, 프로판, DME, 이소부탄의 열전달계수는 R22에 비해 각각 22.9%, 33.6%, 67.3%, 47.8% 정도 높게 나타났다. 마지막으로 질량 유속이 300 kg/m<sup>2</sup>s일 때 프로필렌, 프로판, DME, 이소부탄의 열전달계수는 R22에 비해 각각 46.8%, 53.3%, 93.5%, 61.6% 정도 높게 나타났다. 이 결과를 종합해 보면 모든 냉매에 대해 건도와 질량 유속이 증가할수록 열전달계수도 증가함을 알 수 있고 또한 각 냉매와 R22 사이의 열전달계수 차이 역시 증가함을 알 수 있다.

R22를 기준으로 했을 때 탄화수소계 냉매와 DME는 모든 질량유속에서 R22보다 흐름 응축열전달계수가 큰 것으로 나타났다. 이러한 경향은 탄화수소계 냉매와 DME 그리고 R22 사이의 열역학적 물성치 차이에 의해 나타난다. 지금까지 문헌에 나와 있는 흐름 응축 열전달 상관식은 대개 단상 유동 열전달에 보편적으로 쓰이는 Dittus-Boelter 방정식을 수정하고 이상 유동을 고려하기 위해 Martinelli 파라미터  $X_{tt}$ 를 도입하는 형태가 가장 일반적으로 수용되어 왔다.

2002년에 다양한 냉매 데이터를 이용하여 Kim et al.<sup>(12)</sup>이 개발한 흐름 응축 상관식도 역시 같은 종류의 수정된 식이라 할 수 있으며 기존의 다양한 할로카본 냉매 데이터를 근간으로 가장 최근에 만들어졌으므로 일반적인 냉매에 대해서는 잘 맞는 것으로 알려져 있다. 식(3)은 Kim et al.<sup>(12)</sup>이 제시한 상관식이다. 식에서 볼 수 있듯이 흐름 응축 열전달계수는 Dittus-Boelter 방정식의

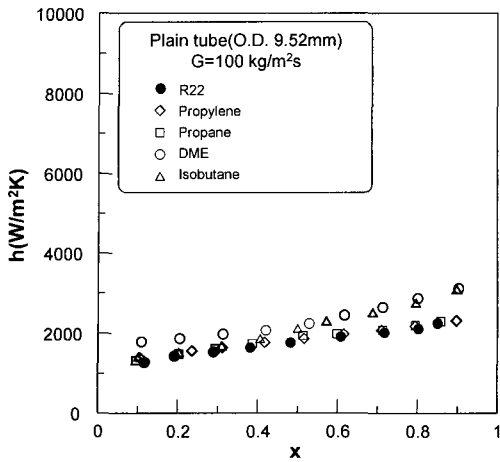


Fig. 4 HTC's of tested refrigerants at 100 kg/m<sup>2</sup>s in a horizontal plain tube.

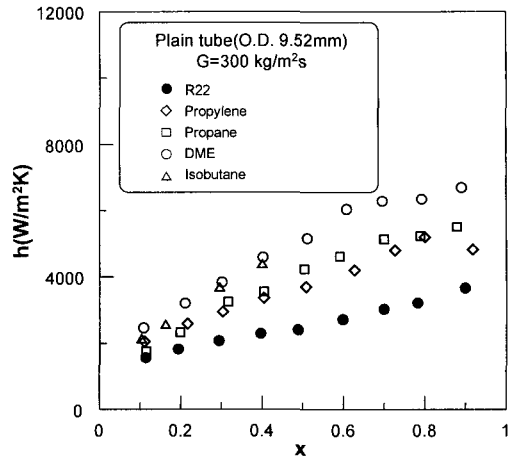


Fig. 6 HTC's of tested refrigerants at 300 kg/m<sup>2</sup>s in a horizontal plain tube.

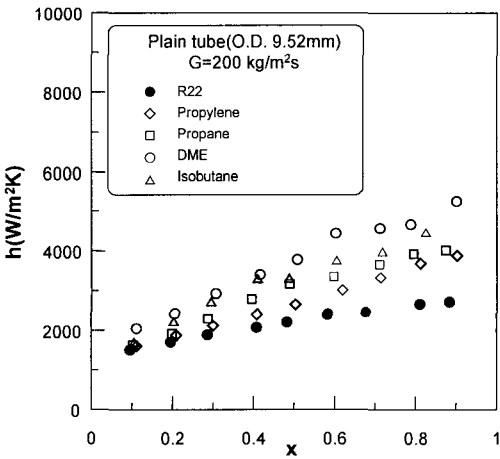


Fig. 5 HTC's of tested refrigerants at 200 kg/m<sup>2</sup>s in a horizontal plain tube.

액체 물성치 조합인  $\Phi = (C_{Pf}/\mu_f)^{0.4} k_f^{0.6}$ 에 비례함을 알 수 있다.<sup>(13)</sup> Table 1은 본 실험에서 사용된 냉매들의 액체 물성치 조합을 40 °C에서 계산한 수치를 보여 준다. 이 표에서 볼 수 있듯이 탄화수소계 냉매와 DME의  $\Phi$ 는 R22보다 무려 100%나 큼을 알 수 있다. 또한 식(3)에서 확인할 수 있듯이 액체와 기체의 밀도비와 점도비의 무차원수인  $X_{tt}$ 가 작을수록 열전달계수는 크게 예측될 것으로 사료된다. 건도가 0.5일 때 프로필렌과 프로판의  $X_{tt}$ 는 R22에 비해 각각 10%, 3% 정도 높지만 이소부탄과 DME의  $X_{tt}$ 는 R22에 비해 30% 정도 낮으므로 이소부탄과 DME의 열전달계수는 프로필렌과 프로판보다 높을 것으로 예상된다. Figs. 4-6에서 확인할 수 있듯이 본 연구에서 취

Table 2 Deviations of various correlations against the present data

Fluid	Akers et al.		Soliman et al.		Traviss et al.		Cavallini and Zecchin		Shah		Dobson and Chato		Kim et al.	
	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean
R22	-45.4	45.4	-24.6	26.5	-0.3	20.6	2.8	20.1	-9.0	18.3	-2.9	20.7	-4.4	8.3
Propylene	-20.1	20.1	13.9	19.3	46.1	46.9	50.3	50.3	36.5	37.6	40.2	41.5	15.7	16.7
Propane	-27.3	27.6	11.2	15.7	36.7	37.6	36.7	36.7	23.6	25.0	30.5	32.0	7.9	11.8
DME	-29.3	29.3	-0.6	11.3	28.7	30.4	33.0	34.0	17.0	20.1	28.2	31.1	-3.3	11.5
Isobutane	-33.9	33.9	5.5	13.9	24.4	25.9	24.2	25.0	10.8	13.7	21.5	23.9	3.3	9.5
All	-31.2	31.3	1.1	17.3	27.1	32.3	29.4	33.2	15.8	22.9	23.5	29.8	3.9	11.5

$$Average\ deviation = \frac{1}{n} \sum_1^n \left[ \frac{(h_{cal} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right]$$

$$Mean\ deviation = \frac{1}{n} \sum_1^n ABS \left[ \frac{(h_{cal} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right]$$

한 데이터는 이 같은 추세를 잘 반영하고 있다.

$$h = 22.42h_f \left(1 + \frac{2}{X_{tt}}\right)^{0.81} B_o^{0.33} \left(\frac{k_f}{D}\right) \quad (3)$$

여기서,

$$h_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{0.1}$$

$$B_o = \frac{Q}{h_{fg} GA}$$

위의 결과를 종합해 보면 탄화수소계 냉매들과 DME의 흐름 응축 열전달계수가 R22에 비해 높은 것은 이것들의 역학적 물성치와 수송 물성치가 우수하기 때문인 것으로 판단된다. 따라서 이런 냉매들은 열전달 특성 면에서 장기적인 R22 대체냉매로 고려될 수 있을 것이다.

### 3.2 타 연구자들의 흐름 응축 상관식과 실험 데이터 비교

Table 2와 Fig. 7은 본 실험에서 얻은 평균 데이터를 현재까지 가장 널리 알려진 Akers et al.,<sup>(14)</sup> Soliman et al.,<sup>(15)</sup> Traviss et al.,<sup>(16)</sup> Cavallini and Zecchin,<sup>(17)</sup> Shah,<sup>(18)</sup> Dobson and Chato,<sup>(19)</sup> Kim et al.<sup>(12)</sup> 등의 상관식과 비교한 결과를 보여 준다.

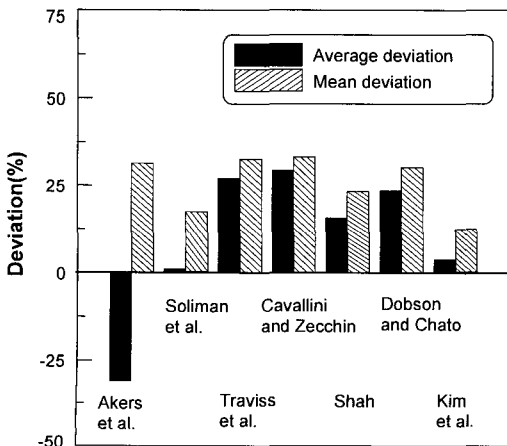


Fig. 7 Deviation of various correlations against the present data.

모든 상관식은 절대 오차(Mean deviation) 30% 내외로 실험치를 무난하게 예측하였으며 특히 이 중에서 Kim et al.<sup>(12)</sup>의 상관식은 상대 오차 3.9%, 절대 오차 11.5%로 실험치를 가장 잘 예측하였다. Fig. 8은 Kim et al.<sup>(12)</sup>의 상관식이 예측한 값과 실험값을 비교해서 보여 준다. 이 결과는 기존에 일반 할로카본 냉매들의 데이터를 근간으로 해서 개발된 상관식들이 탄화수소계 냉매들과 DME의 흐름 응축 열전달계수를 약 30%의 오차 범위에서 무난히 예측할 수 있음을 보여 준다. 실제로 흐름 응축 열전달의 복잡한 메커니즘을 고려하면 30%의 오차는 오차 범위로 인정하는 수치이다. 특히 가장 최근에 다양한 종류의 일반적인 냉매들의 실험 데이터를 이용하여 개발된 Kim et al.<sup>(12)</sup>의 상관식은 평관에서 탄화수소계 냉매들과 DME의 흐름 응축 열전달계수를 15% 내에서 잘 예측하므로 응축기 설계에 그대로 이용할 수 있음을 알 수 있다.

### 3.3 질량 유속 변화에 따른 여러 냉매의 압력강하 비교

Figs. 9~11은 본 실험에서 측정된 단위 길이당 압력강하를 100, 200, 300 kg/m<sup>2</sup>s의 질량 유속에서 건도의 함수로 보여 준다. Figs. 9~11에서 확인할 수 있듯이 모든 냉매의 압력강하는 건도와 질량유속이 증가할수록 커지는 것으로 나타났다. 또한 냉매별로 압력강하를 비교하면 증기압이 낮을수록 압력강하가 큰 것으로 나타났으며 따라서 증기압이 가장 낮은 이소부탄의 압력강하가 가장 큰 것으로 나타났다.

1989년에 Jung et al.<sup>(20)</sup>은 Martinelli and Nelson<sup>(21)</sup>의 압력강하 상관식을 수정하여 일반 냉매들의 압력강하 예측 상관식을 제시하였다. 식(4)는 Jung et al.<sup>(20)</sup>이 제시한 압력강하 상관식이다. 이 식에서 볼 수 있듯이 압력강하는 액체와 기체의 밀도와 점도의 조합으로 이루어진  $X_{tt}^{-1.47}$ 에 비례하여 증가함을 알 수 있다. Table 1에서 보듯이 일반적으로 증기압이 낮을수록  $X_{tt}$  값이 작아짐을 알 수 있으며 그 결과 압력강하가 증가하게 되는 데 본 연구의 데이터는 이 점을 증명한다.

$$\Delta P_{tp} = \frac{2f_{fo} G^2 L}{D \rho_f} \left[ \frac{1}{x} \int_0^x \phi_{tp}^2 dx \right] \quad (4)$$

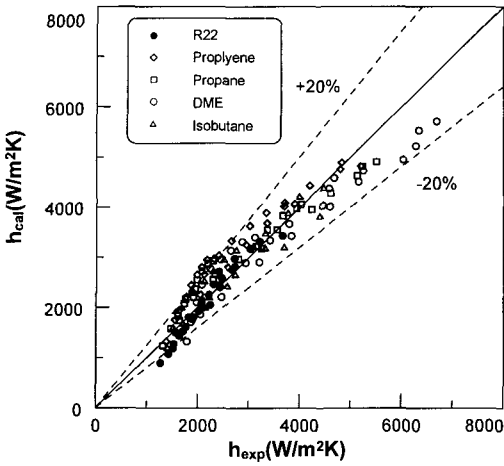


Fig. 8 Comparison of HTC with Kim et al.'s correlation.

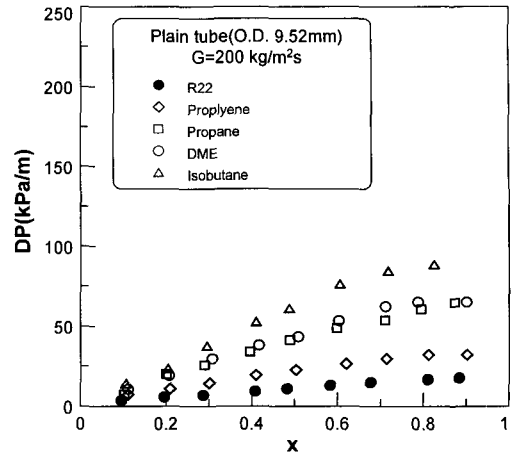


Fig. 10 Pressure drop of tested refrigerants at 200 kg/m<sup>2</sup>s in a horizontal plain tube.

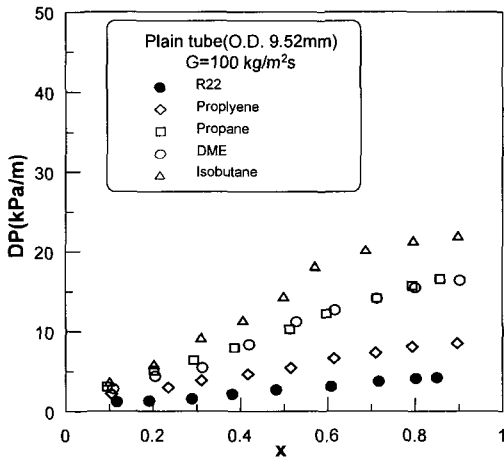


Fig. 9 Pressure drop of tested refrigerants at 100 kg/m<sup>2</sup>s in a horizontal plain tube.

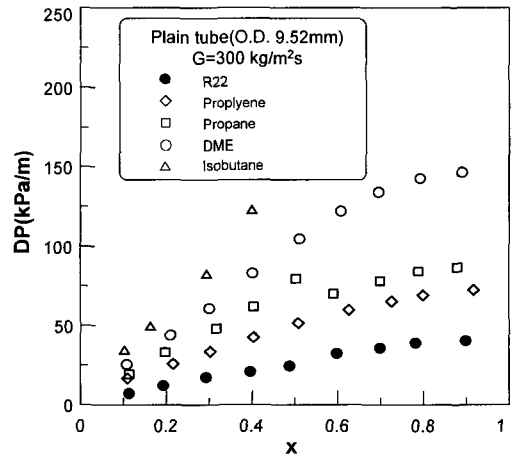


Fig. 11 Pressure drop of tested refrigerants at 300 kg/m<sup>2</sup>s in a horizontal plain tube.

여기서,

$$\phi_{tp}^2 = 12.82 X_{tt}^{-1.47} (1-x)^{1.8}$$

$$f_{fo} = 0.046 Re^{-0.2} (5000 < Re < 200000)$$

한편 프로필렌과 프로판의 경우 이것들의 증기압은 R22의 증기압과 비슷하지만 압력강하는 R22에 비해 더 큰 것으로 측정되었다. 그 이유는 식 (4)에서 보듯이 증기압이 비슷한 경우 압력강하는 액체 밀도에 반비례하기 때문이다. 실제로 Table 1에서 볼 수 있듯이 프로필렌과 프로판의 액체 밀도는 R22에 비해 2.4배 정도 작기 때문에 증기압

이 R22와 비슷한 이 냉매들의 압력강하는 R22에 비해 큰 것으로 사료된다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 R22와 프로필렌, 프로판, 이소부탄 등의 탄화수소계열 냉매와 DME를 작동 유체로 사용하여 40 ± 0.2 °C 의 응축온도에서 질량유속은 각각 100, 200, 300 kg/m<sup>2</sup>s로 변화시켜 가며 건도 변화에 따른 흐름 응축 열전달계수와 압력강하를 측정하였고 이를 바탕으로 다음과 같은



결과를 얻었다.

(1) 모든 냉매에 대해 건도와 질량 유속이 증가함에 따라 열전달계수가 증가하였다.

(2) R22를 기준으로 열전달계수를 비교해 보면 모든 탄화수소계 냉매와 DME의 열전달계수는 실험한 모든 질량유속에서 R22에 비해 높게 나타났다.

(3) 프로필렌, 프로판, DME, 이소부탄의 열전달계수는 R22에 비해 최대 46.8%, 53.3%, 93.5%, 61.6% 높은 것으로 나타났다.

(4) 기존의 상관식들을 실험 결과와 비교한 결과 모두 30% 오차 안에서 데이터를 예측하였고 특히 Kim et al.<sup>(12)</sup>의 상관식은 11.5%의 오차 안에서 실험치를 가장 잘 예측하였다.

(5) 모든 냉매의 압력강하는 건도와 질량유속이 증가할수록 증가하는 것으로 나타났으며 대개 증기압이 낮은 냉매의 압력강하가 큰 것으로 나타났다.

## 후 기

본 연구를 위해 지원해 주신 인하대학교와 인하대학교 대학원에 감사드립니다.

## 참고문헌

- UNEP, Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, Final Act, 1987.
- Kruse H., 1996, The state of the art of the hydrocarbon technology in household refrigeration, Proc. of the Int. Conferences on Ozone Protection Technologies, Washington, DC, pp. 179-188.
- Wen, M. Y., and Ho, C. Y., 2005, Evaporation heat transfer and pressure drop characteristics of R-290(Propane), R-600(butane), and mixture of R-290/R-600 in the three-line serpentine small-tube bank, Applied Thermal Engineering, Article in press.
- Cho, J. M., Kim, J. H., Yoon, S. H., and Kim, M. S., 2005, Experimental studies on the evaporative heat transfer of R32/290 mixtures in a horizontal smooth tube, Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Proceedings of the SAREK 2005 Winter Annual Conference Vol. 05-W-042, pp. 268-273.
- Choi, Y. I., Pamitran, A. S. and Oh, J. T., Boiling heat transfer characteristics of R-290 in horizontal minichannel, Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Proceedings of the SAREK 2006 Summer Annual Conference Vol. 06-S-010, pp. 68-73.
- Park, K. J., Lee, K. Y. and Jung, D. S., 2005, Flow condensation heat transfer coefficient of R22, R134a, Propane in Aluminum multi-channel tube, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 7, pp. 649-658.
- Park, S. J., Park, K. W., Roh, G. S., Jung, J. C. and Oh, H. K., 2000, Condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants R-290 and R-600a inside horizontal tubes, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 1, pp. 20-25.
- Lee, H. S., Yoon, J. I., Kim, J. D. and Bansal, P. K. 2006, Condensing heat transfer and pressure drop characteristics of hydrocarbon refrigerants, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 49, pp. 1922-1927.
- Seo, Y. H., Park, K. J. and Jung, D., 2004, A comparison of flow condensation HTC's of R22 alternatives in the multi-channel tube, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 6, pp. 589-598.
- Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainties in Single Sample Experiments, Mechanical Engineering Vol. 75, pp. 3-8.
- McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST thermodynamics and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures, REFPROP version 6.0.
- Kim, S. J., Song, K. H. and Jung, D., 2002, Flow condensation heat transfer coefficients

- of pure refrigerants, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 14, No. 2, pp. 175-183.
13. Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher, R. and Didion, D., 1989, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixture, *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 9, pp. 1751-1764.
  14. Akers, W. W., Deans, H. A. and Crosser, O. K., 1959, Condensation heat transfer within horizontal tubes, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.* Vol. 55, No. 29, pp. 171-176.
  15. Soliman, H. M., Schuster, J. R., and Berenson, P. J., 1968, A General heat transfer correlation for annular flow condensation, *J. Heat Transfer*, Vol. 90, pp. 167-176.
  16. Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1973, Forced convection condensation in tubes: A heat transfer correlation for condenser design, *ASHRAE Trans.*, Vol. 79, No. 1, pp. 157-165.
  17. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Proceedings of the Fifth International Heat Transfer Conference*, Vol 3, pp. 309-313.
  18. Shah, M. M., 1979, A General correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547-556.
  19. Dobson, M. K. and Chato, J. C., 1998, Condensation in smooth horizontal tubes, *ASME J. Heat Transfer* Vol. 120, pp. 193-213.
  20. Jung, D. S. and Radermacher, R., 1989, Prediction of pressure drop during horizontal annular flow boiling of pure and mixed refrigerants, *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 9, pp. 1751-1764.
  21. Martinelli, R. C. and Nelson, D. B., 1948, Prediction of pressure drop during forced-circulation boiling of water, *Trans. ASME*, Vol. 70, pp. 695-702.