

R-290, R-600a의 수평 이중관형 열교환기내 증발 특성

홍진우[†], 노건상^{*}, 권옥배^{**}, 박기원^{***}, 오후규^{****}

[†]부경대 대학원, ^{*}동명대 가스냉동과, ^{**}한국가스공사, ^{***}여수대 냉동공학과, ^{****}부경대 냉동공조공학과

Evaporating Heat Transfer Characteristics of R-290, R-600a Inside Horizontal Double Pipe Heat Exchangers

Jin-Woo Hong[†], Geon-Sang Roh^{*}, Ok-Bae Kwon^{**}, Ki-Won Park^{***}, Hoo-Kyu Oh^{****}

Graduate School, Pukyong University. Pusan, 599-1, Korea

*****Department of Refrigeration and A/C Eng., Pukyong University. Pusan, 599-1, Korea*

(Received October 4, 1999; revision received November 2, 1999)

ABSTRACT: Experimental results for heat transfer characteristics of natural refrigerants R-290, R-600a and HCFC refrigerant R-22 during evaporating inside horizontal double pipe heat exchangers are presented. The experimental apparatus is basically a vapour heat pump system, composed of a compressor, a condenser, expansion devices, a evaporator, and some other peripheral devices. The test sections were horizontal double pipe heat exchangers, which were a pair of smoothed tube, having 10.07 mm ID, 12.07 mm OD, and grooved inner fin tube, having 12.70 mm OD, 0.25 mm fin height, and 75 fins. The local evaporating heat transfer coefficients of natural refrigerants were not much affected with the mass velocity than R-22 and it could be interpreted that the local evaporating heat transfer coefficients of R-22 were increased more than those of R-290 or R-600a according to the increment of mass velocity. Moreover, the maximum increment of the heat transfer coefficient was found in R-290. The average heat transfer coefficient was obtained the maximum value in R-290 and the minimum value in R-22. It reveals that the natural refrigerant can be used as a substitute for R-22. In the grooved inner fin tube, 70 % of the increment of the heat transfer coefficient was obtained compared to the smoothed tube.

Key words: Natural refrigerant(자연 냉매), R-290(프로판), R-600a(이소부탄),

기 호 설 명

A	: 전열면적[m ²]
c_p	: 비열[kJ/kg·K]
d	: 관내경[m]

i_{fg}	: 증발잠열[kJ/kg]
G	: 질량유속[kg/m ² ·s]
m	: 질량유량[kg/h]
z	: 소구관길이[m]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-620-6941, fax: +82-51-620-6441

E-mail address: jw4hong@orgio.net

하첨자

avg : 평균

- cal : 예측값
- e : 증발기
- er : 증발기측 냉매
- es : 증발기측 열원
- exp : 실험값
- l : 액체
- L : 국소
- w : 시험부 관벽
- wi : 시험부 관내벽

1. 서 론

자연 냉매 중에서 프로판, 부탄 등의 탄화수소(HC)계 냉매는 여러 가지 장점에도 불구하고 가연성·독성 때문에 유럽을 제외한 일본 및 미국 등 다른 선진국들에서는 사용이 거의 무시되어 왔다. 그러나 지구 환경에 대한 관심이 증대되면서 환경 친화적인 탄화수소계 냉매의 사용이 적극적으로 검토되고 있다. 특히, 탄화수소계 냉매의 가연성에 대한 문제는 가정용 냉장고와 같은 소형 장치에서는 폭발 가능성이 매우 희박하고, 대형 냉동·공조 장치에 있어서도 암모니아의 경우와 같이 적절한 환기와 누설 등에 대한 운전 주의와 더불어 간단한 안전 장치로 해결될

수 있는 것으로 보고되고 있다.⁽¹⁾ 따라서, 탄화수소계 냉매는 가연성에 대한 충분한 안전 조치가 선행되면 뛰어난 열역학적 성질로 인해 냉동·공조 장치에서 R-22의 대체 냉매로 유력시되고 있다. 본 고에서는 R-22 및 R-22와 유사한 열역학적 성질을 가지고 있으면서 대체 냉매로서의 가능성이 있는 것⁽²⁾으로 보고되는 R-290 (propane), R-600a (iso-butane)를 작동 유체로 사용하여 평활관 및 전열 축진관에서의 증발 열전달 특성을 보고하고자 한다.

2. 실험장치 및 데이터분석

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험 장치의 개략도이다. 실험 장치는 물을 열원으로 하는 가장 기본적인 증기 압축식 열펌프 사이클로서, 냉매가 순환되는 경로와 증발기의 열원수가 순환되는 경로로 구성되어 있다. 그리고 시험부인 증발기는 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관사이의 환상부로 열원수가 냉매 흐름과 반대 방향으로 흐르는 2중관형 열교환기이다. Fig. 2는 평활

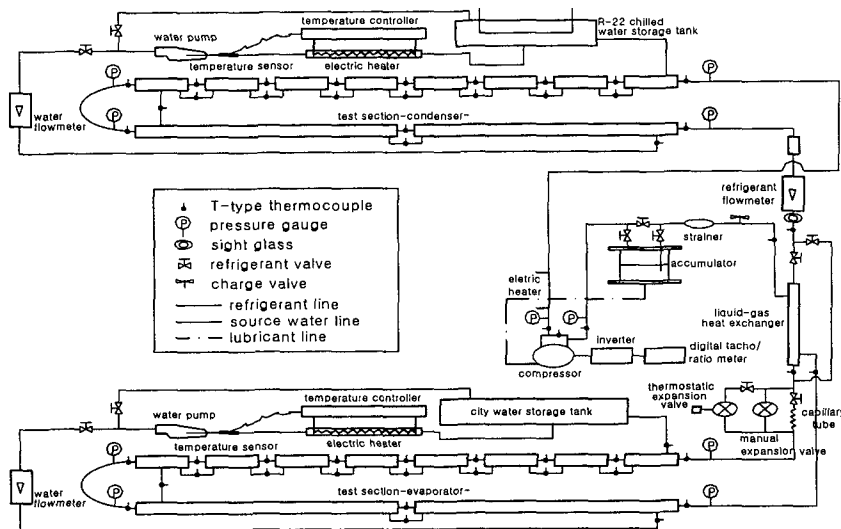


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

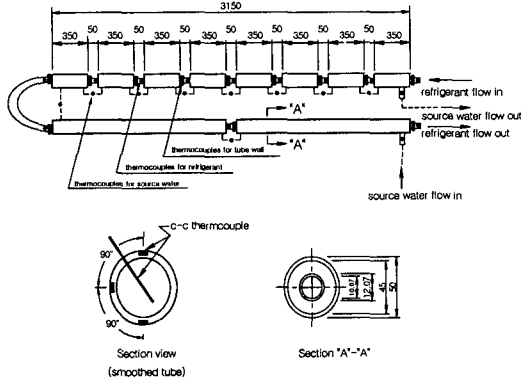


Fig. 2 Detail of smoothed tube.

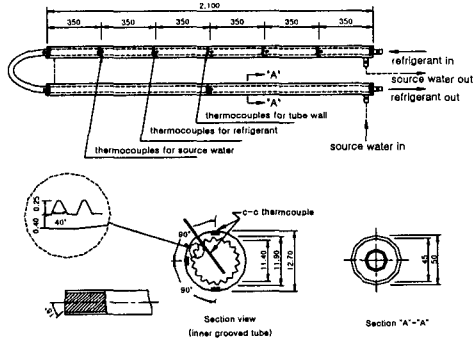


Fig. 3 Detail of grooved inner tube.

관으로 제작된 증발기, Fig. 3은 내면 핀관의 증발기 상세도이다. 평활관 증발기는 시험 구간인 길이 350 mm의 8개 소구간과 3150 mm 인과열 구간, 내면 핀관 증발기는 시험 구간인 길이 350 mm의 6개 소구간과 2100 mm 과열 구간으로 구성되어 있다. 또한, Kline & McIntock⁽³⁾의 방법에 따라 본 실험에 대한 실험 오차 해석을 한 결과, 최대 $\pm 15.2\%$ 이었다. 실험은 증발온도 $-15^{\circ}\text{C} \sim 5^{\circ}\text{C}$, 질량유속 $50 \sim 300 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 범위에서 실시했다.

2.2 데이터분석

본 연구에서 사용한 R-22와 그 대체 냉매인

R-290, R-600a의 열물성값 계산은 NIST (National Institute of Standards and Technology)에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 'REFPROP (version 5.0)⁽⁴⁾를 이용하였다. 증발 열 전달 특성을 파악하기 위한 실험 데이터의 분석에는 다음과 같은 계산식을 사용하였다. 즉, 증발기에서의 전체 열교환량 $Q_{e,exp}$ 는 식 (1)를, 식 (2)로 증발기 소구간에서의 열교환량, $Q_{e,sub}$ 를 각각 이용하여 계산했다.

$$Q_{e,exp} = m_{es} \cdot c_{p,es} \cdot (T_{e,out} - T_{e,in}) \quad (1)$$

$$Q_{e,sub} = m_{es} \cdot c_{p,es} \cdot (T_{e,sub,out} - T_{e,sub,in}) \quad (2)$$

위 식에서 m_{es} 는 열원수의 순환량[kg/h]이며, $T_{e,in}$ 과 $T_{e,out}$ 는 열원수의 입구와 출구온도[K]를, $T_{e,sub,in}$ 과 $T_{e,sub,out}$ 는 소구간내 열원수 입구와 출구온도[K]를 나타낸 것이며, $c_{p,es}$ 는 열원수의 비열[kJ/kg·K]을 나타낸다. 또 증발과정에서 관의 반경방향으로의 국소열전달계수 $h_{e,L}$ [kW/m²·K]는 아래의 식 (3)으로 계산할 수 있다.

$$h_{e,L} = \frac{Q_{e,sub}}{A_{sub} \cdot (T_{e,wi} - T_{e,r})} \quad (3)$$

여기서, A_{sub} 는 소구간의 전열면적[m²]($=\pi \cdot d \cdot \Delta z$)이며, $T_{e,r}$ 과 $T_{e,wi}$ 는 증발기에서의 냉매와 관내벽 온도[K]이다. 관벽 내표면온도는 정상상태에서의 1차원 전도방정식으로 계산하였다. 또한 증발기 소구간의 출구 냉매 건도 $x_{e,sub,out}$ 는 식 (4)를 이용하여 계산하였다.

$$x_{e,sub,out} = x_{e,sub,in} + \frac{q_{e,sub} \cdot \pi \cdot d}{m_{e,r} \cdot i_{fg}} \quad (4)$$

$$q_{e,sub} = \frac{Q_{e,sub}}{\pi \cdot d \cdot \Delta z} \quad (5)$$

여기서, $x_{e,sub,in}$ 은 소구간 입구의 건도이고, d 는 관내경[m]이며, $m_{e,r}$ 는 냉매유량[kg/h], i_{fg} 는 증발 잠열[kJ/kg], $q_{e,sub}$ 는 소구간에서의 열유속을 나타낸 것이다. 증발기에서의 평균 열전달 계수 $h_{e,avg}$ [kW/m²·K]는 각 소구간에서의 국소 열전달 계수 $h_{e,L}$ 을 평균하여 구했다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 국소 증발 열전달의 실험결과

Table 1 Comparison between experimental data and previous correlations results for R-22, R-290, R-600a inside smoothed and grooved inner fin tubes

Author	Tube	difference(mean) %					
		R-22		R-290		R-600a	
		Mass velocity					
		low	high	low	high	low	high
Shah	S*	-30~36(5)	-23~16(3)	-16~4(-9)	-29~-12(-20)	-4~16(3)	-20~12(0)
	G**	2~19(13)	8~23(14)	-7~10(5)	-	-32~5(-21)	-14~18(2)
Gungor - Winterton	S	-53~14(-22)	-46~20(-3)	-47~-7(-28)	-41~-5(-19)	-24~2(-11)	-21~17(4)
	G	-36~-17(-25)	-21~0(-13)	-25~6(-5)	-	6~25(13)	-19~-4(-11)
Kandlikar	S	-46~25(5)	-44~17(-4)	-16~12(-6)	-24~-3(-11)	-4~18(5)	-22~9(-3)
	G	-25~-2(-13)	-9~11(0)	19~40(30)	-	-13~13(-5)	-13~19(7)

* : Smoothed tube.

** : Grooved inner fin tube.

Fig. 4 ~ 6는 평활관 및 내면 핀관 증발기에 서의 냉매 R-22, R-290, R-600a의 증발 열전달 계수에 대한 실험 결과를 정리한 것이다. 또한, Fig. 4 ~ 6에는 본 실험에서 이용한 Shah,⁽⁵⁾ Gungor - Winterton,⁽⁶⁾ Kandlikar⁽⁷⁾의 예측식을 이용하여 건도와 질량 유속에 대한 국소 증발 열전달 계수를 실험 결과와 비교하였다. 내면 핀관에서의 예측식에 대한 결과는 전열 면적 증가 비를 고려한 것이다. Table 1은 Fig. 4 ~ 6에 대한 실험 결과와 예측식에 의한 결과의 편차를 정리한 것이다. Fig. 4 ~ 6에서 알 수 있는 바와 같이 증발 열전달 계수는 증발이 진행됨에 따라 상승하는 경향을 보이고 있으나, 증발이 거의 완료되는 높은 건도 영역에서의 증발 열전달 계수는 주로 액막의 형성이 이루어지지 않고 증기가 벽 표면에 위치하여 열교환하기 때문에 감소하는 경향을 나타내고 있는 것을 알 수 있다. 또한, 높은 질량 유속에서의 증발 열전달 계수가 낮은 질량 유속에서의 증발 열전달 계수보다 높게 나타나는 경향을 보이고 있다.

Fig. 4는 R-22에 대한 평활관 및 내면 핀관에서의 국소 열전달 계수에 대한 결과를 정리한 것이다. 냉매 질량 유속의 증가에 비해 열전달 계수의 증가는 그다지 높게 나타나고 있지 않는 것을 알 수 있다. 또한, 열전달 계수의 증가폭은 증발이 진행되면서 거의 일정하지만, 증발이 완

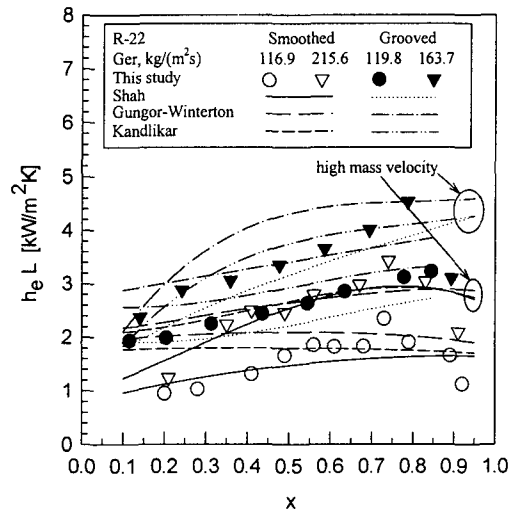


Fig. 4 Comparison between experimental h_{eL} and calculated h_{eL} using previous available correlations⁽⁵⁻⁷⁾ to quality for R-22.

료됨에 따라 약간씩 감소하고 있다. 예측식에 대한 결과는 냉매 질량 유속에 관계없이 평활관에서는 Shah의 예측식, 내면 핀관에서는 Kandlikar의 상관식과 비교적 잘 일치하고 있는 것을 알 수 있었다. Fig. 5은 R-290에 대한 평활관 및 내면 핀관에서의 국소 열전달 계수에 대한 결과를 정리한 것이다. 냉매 질량 유속의 증가에 비해 열전달 계수의 증가는 R-22의 경우

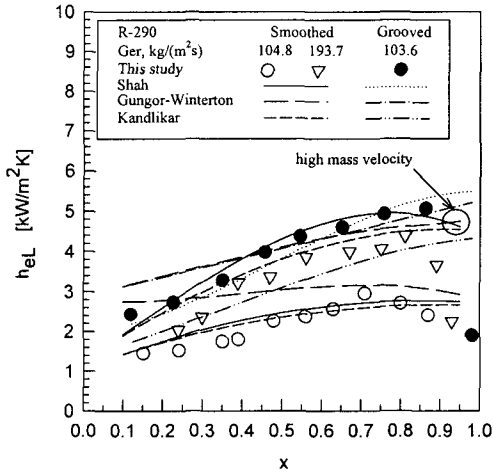


Fig. 5 Comparison between experimental h_{eL} and calculated h_{eL} using previous available correlations⁽⁵⁻⁷⁾ to quality for R-290.

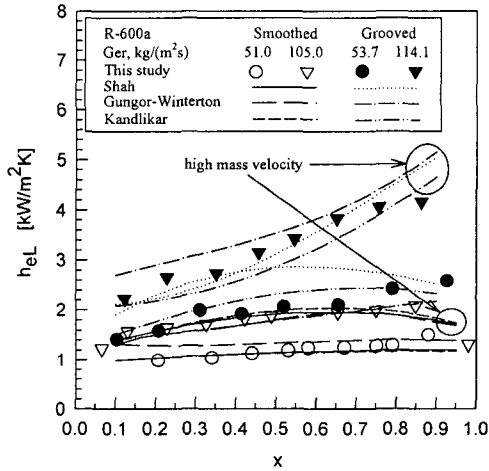


Fig. 6 Comparison between experimental h_{eL} and calculated h_{eL} using previous available correlations⁽⁵⁻⁷⁾ to quality for R-600a.

와 동일한 경향을 보이고 있으나, 열전달 계수의 증가폭은 R-22에 비해 다소 크게 나타나고 있음을 알 수 있었다. 저질량 유속에 대한 실험 결과와 예측식에 의한 결과를 비교하면 평활관에서는 Kandlikar와 잘 일치하고 있으며, 내면 핀관에서는 Shah와 잘 일치하고 있다. 이러한 결과는 R-22와 다른 경향으로서 예측식에서 고려되는

R-290의 액체 밀도가 R-22보다 상당히 작기 때문에 판단된다. Fig. 6는 R-600a에 대한 평활관 및 내면 핀관에서의 국소 열전달 계수에 대한 결과를 정리한 것이다. R-600a에 대해서는 질량 유속이 증가함에도 불구하고 열전달 계수의 증가는 거의 일정하게 증가하고 있는 것으로 고려할 때, 증발 열전달 계수의 증가는 다소 질량유속 변화에 약하게 영향을 받는 것으로 판단할 수 있다. R-600a의 저질량 유속에 대한 결과는 Kandlikar의 예측식과 비교적 잘 일치하고 있는 R-22와 다른 경향을 보이고 있는데, 이는 R-600a의 액체 밀도가 R-22에 비해 상당히 작기 때문에 판단할 수 있다. 또한, 고질량 유속에 대해서는 Shah의 예측식이나 Kandlikar의 예측식과 비교적 잘 일치하고 있었다. 이들의 결과로부터 R-290의 증발 열전달 계수는 R-22에 비해 질량 유속의 영향을 다소 받고 있으나, R-600a의 경우에는 R-22에 비해 질량 유속의 영향을 그다지 크게 받지 않고 있는 것으로 알 수 있었다. 또한, 냉매에 따라 증발 열전달 계수에 다소의 차이가 있다는 것을 알 수 있었다. 이것은 증발 열전달 계수를 결정하는 가장 중요한 요소인 질량 유속, 열유속, 건도 등의 차이 때문일 것으로 생각된다.

3.2 평균 증발 열전달

Fig. 7는 냉매 질량 유속에 따른 R-22, R-290, R-600a의 평균 증발 열전달 계수 $h_{e,avg}$ 를 나타낸 것이다. 전체적인 경향은 냉매의 질량 유속이 증가할수록 평균 증발 열전달 계수가 증가하고 있음을 알 수 있다. 또 동일 질량 유속 범위에서 평활관일 경우 R-290의 평균 증발 열전달 계수가 R-22의 평균 열전달 계수보다 약 50% 정도 증가하였다. 그러나 R-600a는 질량 유속이 매우 적어 직접적인 비교는 곤란하지만, 그 경향을 따라 보면 R-22보다 약 20% 정도 높을 것으로 판단된다. 그리고 내면 핀관인 경우에는 R-290 및 R-600a의 평균 증발 열전달 계수가 R-22의 평균 열전달 계수보다 증가하고 있는데, R-22에 비해 R-290은 약 60%, R-600a는 약 15% 정도 높게 나타남을 알 수 있었다. 따라서 R-290 및

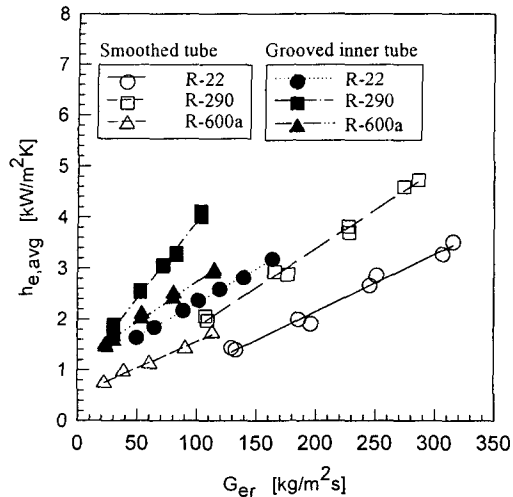


Fig. 7 Comparison between average evaporating heat transfer coefficients and refrigerant mass velocity.

R-600a가 열전달 계수면에서 R-22의 대체 냉매로서의 가능성이 있음을 알 수 있다. 또한 평활관에 대한 내면 핀관에에서의 증발 열전달의 경우, R-22는 약 70%, R-290은 약 100%, R-600a는 약 70% 정도의 증가하고 있으므로 어느 냉매나 내면 핀관에 의한 열전달의 증가 효과가 큰 것으로 나타났다.

4. 결론

R-22와 R-290, R-600a를 작동유체로 한 증발 전열 특성 실험을 실시하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 내면 핀관에서 증발 열전달 계수는 질량 유속이 증가할수록 증가하였다. 그러나 열전달 계수 증가폭은 증발이 진행될수록 다소 감소하였고, R-290의 열전달 계수 증가율이 가장 크게 나타나 증발시에는 질량 유속의 영향을 다소 받는 것을 알 수 있었다.

(2) 평균 증발 열전달 계수는 R-290이 가장 크게 나타났고, R-22가 가장 작게 나타났으며, 동일 질량 유속일 경우 R-290, R-600a를 사용하고 자 하는 열펌프용 증발기의 크기가 R-22용 증발

기의 크기보다 작아질 수 있을 것임을 알 수 있었다. 또 내면 핀관을 사용하였을 때의 열전달 계수 증가율은 어느 냉매나 70% 이상을 보여 내면 핀에 의한 효과가 큼을 알 수 있었다.

후 기

본 연구의 일부는 과학기술처 국제공동연구지원과 포항공과대학 AFERC의 지원으로 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

- James, R.W. and Missenden, J.F., 1992, The Use of Propane in Domestic Refrigerators, International Journal of Refrigeration, Vol. 15, No. 2, pp. 95 - 100.
- Kwon, O.B., 1997, Performance Characteristics of Water Sources Heat Pump Using HCFC22 Alternative Refrigerants, Ph.D. thesis Pukyong University. Pusan, Korea.
- Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, The description of uncertainties in single sample experiments, Mechanical Eng., Vol. 75, pp. 8-9.
- NIST Standard Reference Database 23, 1996, REFPROP Version 5.0
- Shah, M.M., 1982, Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer Equations and Further Study, ASHRAE Transactions, Vol. 88, pp. 185-196.
- 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 Tran., Vol. 29, pp. 351-358.
- Kandlikar, S.G., 1987, A General Correlation for Saturated Two - Phase Flow Boiling Heat Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes, ASME Winter Annual Meeting, pp. 14-18.