

관 형태에 따른 Shell and Tube 열교환기의 열전달계수 관한 연구

김 재 정[†], 박 재 홍*, 김 인 관**, 김 영 수***

[†]부경대학교 냉동공조공학과, *한국하이프레스 기술연구소, **부경대학교 RRC, ***부경대학교 기계공학부

Study on Heat Transfer Coefficient Test of Evaporator Tube in Shell and Tube Heat Exchanger by Shape

Jae-Jeong Kwon[†], Jae-Hong Park*, In-Kwan Kim**, Young-Soo Kim

[†]Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Pukyong University, Busan 608-739, Korea

*R & D Center, Hipres, Gimhae, Gyeongnam 621-881, Korea

**Regional Research Center, Pukyong University, Busan 608-739, Korea

School of Mechanical Engineering, Pukyong University, Busan 608-739, Korea

ABSTRACT: The purpose of this study is a heat transfer coefficient test of evaporator tube in shell and tube heat exchanger by shapes, using R-404A. The experimental apparatus is designed to simulate the real heat transfer rate in one shell and tube heat exchanger. The test section is formed four type tubes that are Inner ridged tube, Corrugated tube, Turbo-C tube, Inner fin tube and shell type is formed by electrical heater. All tests were performed at a fixed refrigerant evaporator temperature at 1.5°C, -3°C and with mass fluxes of 29, 25 kg/hr. Heat transfer rate is calculated a enthalpy difference in test section. In experiment, heat transfer coefficient measured one by one and electrical heaters are supplemented by evaporator.

Key words: Shell and tube exchanger(셸&튜브 열교환기), Heat transfer coefficient(열전달 계수), Inner ridged tube(인너리지드튜브), Corrugated tube(코러케이트튜브), Turbo-C tube(터보C튜브), Inner fin tube(인너핀튜브), Vapor quality(건도)

———— 기호 설명 ————

Q_e : 냉동능력[kW]
 h : 열전달계수[W/m²K]

m : 유량[kg/hr]
 T : 온도[°C]
 I : 엔탈피[kcal/kg]
 q : 전열량[kcal]
 A : 열전달 면적[m²]
 L : 관길이[m]
 D : 지름[m]
 k : 열전도도[W/m·K]

†Corresponding author
Tel.: +82-51-620-1503; fax: +82-51-623-8495
E-mail address: anarch1029@hanmail.net

하첨자

r : 냉매측
I : 입구측
o : 출구측
c : 압축기
ex : 팽창밸브
th : 열전대
wall : 벽면

1. 서론

오늘날 에너지 상황은 급증하는 소비에 비해 적절한 공급이 이루어지지 못해 심각한 부족 상태에 있고, 에너지 생산에 따른 환경문제가 발생하고 있다. 특히 사회의 발달과 함께 인간은 점점 더 편안하고 쾌적한 생활을 추구함에 따라 공조 냉동 장치의 보급률과 수요는 해마다 증가 추세에 있으며 이에 따라 효율적인 시스템이 요구되고 있고, 공조 냉동 분야에서 많이 사용되는 열교환기 역시 고효율화가 요구 된다.

냉동-공조장치에 사용되는 열교환기의 경우, 그 구조에 있어서 여러 가지 기하학적 복잡성과 유체의 상변화에 따른 증발 및 응축현상의 정확한 해석이 어렵기 때문에 열교환기 설계에 필요한 열전달 및 압력강하 특성 산출은 실험적인 방

법에 의존하는 경우가 많다. 따라서 고효율 열교환기의 설계자료 산출 및 성능평가를 위한 실험 방법 개선 및 기술 개발은 매우 중요하다.

총합열전달계수 U 나 열전달 표면적 A , 혹은 양쪽 모두를 증가시키면 열전달은 증가되어지는 것은 잘 알려져 있다. 일반적으로 사용되는 방법은 열전달 표면을 변형시키는 것으로 내부와 외부표면에서의 일체형의 돌기, 코일선, 꼬인테이프 삽입물을 통해서 열전달 면적을 증가시키고 난류를 촉진해서 열전달을 향상시킨다.

본 실험에는 실제 산업의 응용분야에서 널리 사용되는 Chiller용 Shell & Tube 열교환기에서 전열관의 형태에 따른 효율에 대해 알아보았으며, 각각의 전열관에 전기히터를 감은 형태로 실험장치를 설계하였다. 실험에 사용된 냉매는 R-502의 대체냉매인 R-404a(R-125/143a/134a : 44/52/4 wt%)로 3성분 혼합냉매이다.

2. 실험

2.1 실험장치

실험에 사용된 장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 시험 장치는 크게 냉매 순환부, 냉매 증발부, 데이터 취득부로 구성되어 진다. 냉매 순환부는 0.5HP급 압축기를 사용하였으며 유분리기, 응축

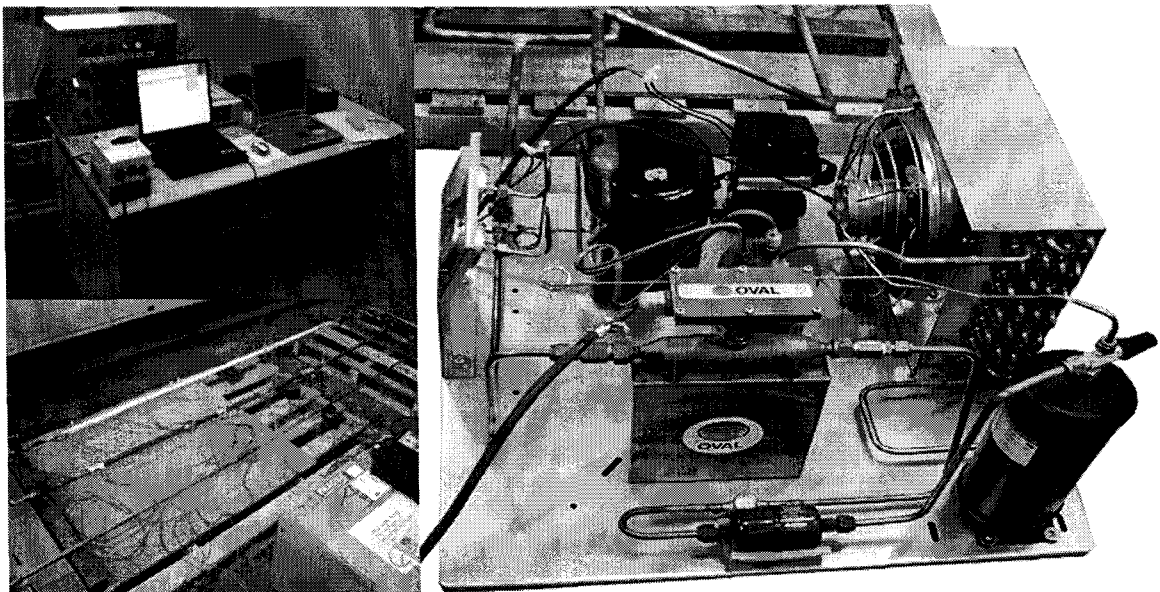


Fig. 1 Schematic diagram of apparatus

기, 냉매 수액기, 냉매필터, 여과기, sight glass, 냉매유량을 측정하기 위하여 질량유량계(Oval, accuracy $\pm 0.2\%$), 팽창밸브, 슬라이덕스, 데이터 취득부, 주실험부로 구성되어 있으며 냉매는 대체 냉매인 R-404a를 사용하였으며 미세 냉매유량 조절은 수동 팽창밸브를 이용한다. 일반적인 shell & tube 열교환기의 shell측은 유체를 통과시켜 냉매와 열교환하지만 본 실험에서는 냉매 증발을 위해서 전기 히터를 사용하였다. 히터는 각 tube에 저항을 64Ω 으로 하여 총 4개를 병렬로 연결하여 가변전력장치를 통해 최대 3kW를 공급하도록 하였다.

본 실험에 사용된 증발관은 길이 1840mm, 외경 15.88mm인 Inner ridged tube와 Corrugated tube, 외경 19.05mm인 Turbo-C tube와 Inner fin tube를 사용하였으며 형상은 Fig. 2와 같다.

Fig. 3는 실험부의 개략도를 나타낸 것이다. 전열관의 표면 온도를 측정하기 위해 모두 보정된 T-type 온도센서를 사용하여 전열관의 상부, 하부, 측면부에 3개씩 소구간 460mm씩 총 5부분에 설치하였다. 전기히터는 냉매 증발을 위하여 일정간격으로 감고 절연을 위하여 석면테이프로 히터 주변을 감싼다. 이때 온도센서가 히터에 영향을 받지 않도록 히터와 접촉이 없도록 한다. 외부로의 열손실을 방지하기 위하여 실험부를 비롯해서 냉매회로의 전구간을 단열처리 하도록 한다.

2.2 실험 방법 및 조건

전체 실험장치를 설치한 후, 냉매 순환회로 내의 각 구성품, 배관 연결부위 및 실험부에 고압

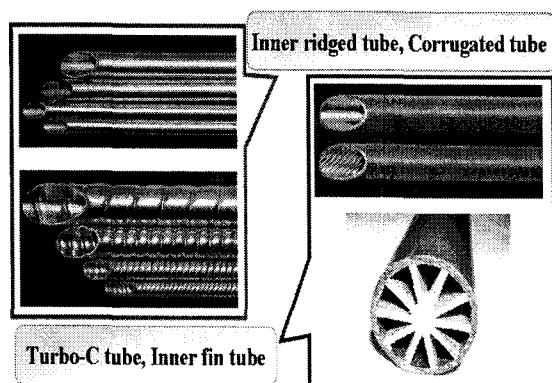


Fig. 2 Shapes of test tube

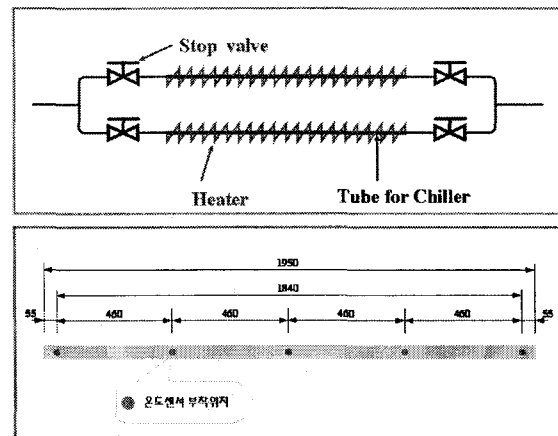


Fig. 3 Schematic diagram of test section

Table 1 Test condition

Refrigerant mass flux(kg/hr)	25 ~ 30
Evaporator temperature($^{\circ}\text{C}$)	-3.0, 1.5 $^{\circ}\text{C}$

2.2 실험 방법 및 조건

의 질소가스를 사용하여 누설시험을 수행하여 냉매 순환회로 내에 불응축 가스를 제거하여 진공시킨 다음 충전실린더를 사용하여 냉매를 충전 시키다.

먼저 시스템의 최대 유량으로 1시간 이상 작동시킨 후 시스템이 정상상태가 되도록 하며 그 후 테스트하고자 하는 전열관의 스톱밸브만 열고 나머지는 닫는다. 스톱밸브를 조절하면 시스템 압력과 증발기 입구온도가 변화하므로, 팽창밸브를 조절하여 원하는 냉매유량을 맞춘다. 냉매 유량의 변화에 따라서 가변 전원공급장치를 통한 히터를 사용하여 냉매가 완전히 증발 되도록 하고 과열도는 5°C 이하로 하였다.

데이터는 Fluke사의 NetDAQ 2640A를 사용하여 취득하였으며, PC와 연결하여 데이터를 모니터링하고 저장하였다. 데이터 취득은 질량유속의 변화가 3% 이하, 열유속의 변화가 5% 이하, 냉매 포화온도 변화가 3% 이하인 정상상태 도달 후 하나의 전열관에 대해 1초 간격으로 총 10분 동안 5번 반복실험을 통하여 평균값으로 처리하였다. Table 1은 실험 조건들을 나타내고 있다.

2.3 데이터 처리

증발관을 통과한 냉매의 냉동능력은 식(1)과 같이 압축기 입구측 엔탈피와 팽창밸브 직전 엔탈피의 차로 계산되어지며, 증발관의 국부 열전달 계수는 식(2)에 의해 계산되어진다.

$$Q_e = m_r \cdot (i_{c,i} - i_{ex,i}) \quad (1)$$

$$h = \frac{q}{(T_{wall} - T_r)A} \quad (2)$$

실제 증발관 표면의 온도 T_{wall} 은 열전대 삽입으로부터 1mm 정도 떨어져 있으므로 식(3)과 같은 1차원 열전도 방정식으로 보정해 줄 수 있다.

$$T_{wall} = T_{th} - \frac{q/A}{2\pi L} \left[\frac{\ln(D_o/D_{th})}{k} \right] \quad (3)$$

여기서 $T_{th}(^{\circ}C)$, $L(m)$, $D_o(m)$, $D_{th}(m)$, $k(W/mK)$ 는 각각 열전대로 측정된 온도, 열전달관의 길이, 관의 직경, 열전대까지의 직경, 증발관의 열전도도이다. 본 실험에서 사용한 증발관은 열전도도가 높아 보정값 T_{wall} 와 측정값 T_{th} 의 차이가 거의 없으므로 열전달 측정값을 벽면의 온도라고 가정하여 열전달 계수를 결정하였다.

3. 결과

본 연구에서는 냉매 R-404a의 증발 열전달 특성에 대하여 증발온도에 대하여 길이, 건도에 따른 열전달 계수를 구하였다. 실험은 저건도에서 고건도로 진행되었다.

Fig. 4, 5는 냉매유량 29(kg/hr), 증발온도 1.5 $^{\circ}C$ 에서, Fig. 6, 7는 냉매유량 25(kg/hr), 증발온도 -3.0 $^{\circ}C$ 에서 전열관의 길이에 따른 열전달 계수와 건도에 따른 열전달 계수를 나타낸 것이다.

증발온도가 1.5 $^{\circ}C$ 일 경우가 -3 $^{\circ}C$ 에 비해 열전달계수가 높게 나타났다. 또한 Inner Fin Tube가 타관에 비해 열전달계수가 높게 나타나는데 이것은 관 내부의 Fin의 형상으로 난류를 촉진으로 인한 비등을 활성화로 열전달계수를 높인 것으로 사료된다. Inner Fin Tube는 전열관의 입구측에서 열전달이 가장 활발히 일어나며, Turbo-C

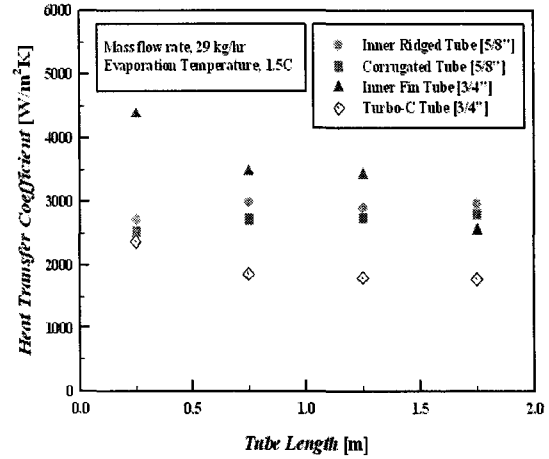


Fig. 4 Heat transfer coefficient with the tube length for mass flow late rate at 29kg/hr and evaporation temperature at 1.5 $^{\circ}C$

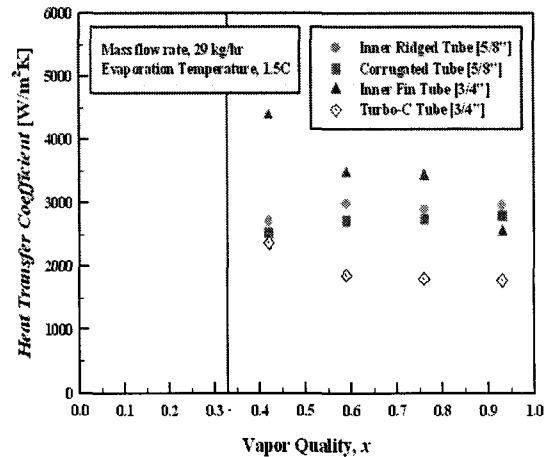


Fig. 5 Heat transfer coefficient with the vapor quality for mass flow late rate at 29kg/hr and evaporation temperature at 1.5 $^{\circ}C$

Tube, Inner Ridged Tube, Corrugated Tube는 전관에 걸쳐 열전달계수가 비슷하게 나타났다. 또한 관경이 19.05mm인 Turbo-C Tube 보다 15.88 mm인 Corrugated Tube, Inner Ridged Tube가 열전달계수가 더 높게 나타났다.

이는 보통 열전달계수는 대구경관에서 발생하는 증발 액막에 비해서 소구경관 내에서 발생하는 환상류 액막이 얇아져, 열전달 성능이 향상되고 관경이 작아질수록 기액, 이상류 유동이 보다 격렬한 난류로 형성되어 냉매의 단위체적당 관벽

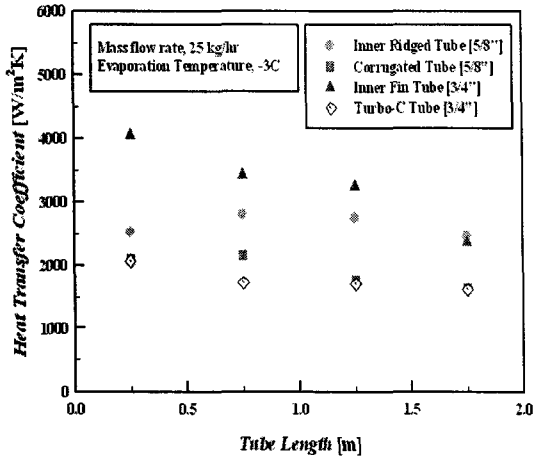


Fig. 6 Heat transfer coefficient with the tube length for mass flow late rate at 25kg/hr and evaporation temperature at -3°C

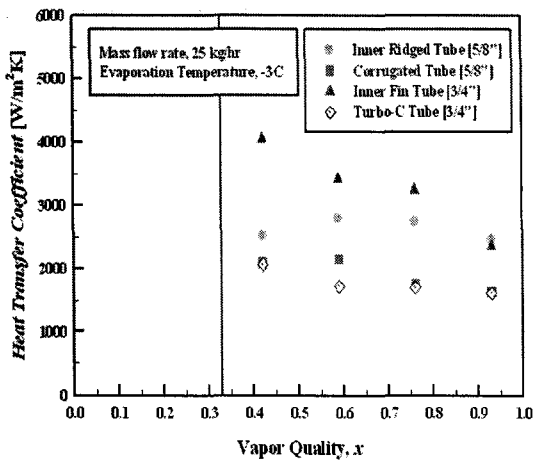


Fig. 7 Heat transfer coefficient with the vapor quality for mass flow late rate at 25kg/hr and evaporation temperature at -3°C

접촉 면적이 크게 되기 때문이라고 사료된다. 뿐만 아니라 내부 관경의 형상을 보면 Inner Ridged Tube가 Corrugated Tube보다 난류 촉진을 더 일으킬 수 있으며, Turbo-C Tube는 관 내부보다 외부의 형상이 더 발달되어 있기 때문이라 생각한다.

4. 결론

본 실험은 대체냉매인 R-404a를 사용하여 전 열관 열전달계수를 측정하기 위하여 실험장치를 설치하였으며 외경 15.88mm인 Inner ridged tube, Corrugated tube와 외경 19.05mm인 Turbo-C tube와 Inner fin tube를 증발 온도 1.5 $^{\circ}\text{C}$, -3°C 에서 실험하였다. 실험을 통한 결론은 다음과 같다.

- (1) 실험 조건에서는 Inner fin tube가 다른 증발관에 비해 열전달계수가 높고 특히 입구측에서 열전달이 가장 활발한 것으로 나타났다. 이는 관 내부의 형상으로 인하여 난류촉진이 이루어지며, 특히 입구측에서 활발이 나타났다.
- (2) 관경이 동일한 경우 냉매측 형상이 더 발달한 Inner ridged tube가 Corrugated tube에 비해 열전달계수가 더 높게 나타났다. Turbo-C tube는 열전달계수가 가장 낮게 나타났는데, 이는 tube의 관외부의 형상은 확장표면으로 인해 발달되었으나 냉매측의 형상은 평관과 동일하여 열전달을 촉진 시키지 못하였으며, 또한 관경이 작아 질수록 기액 이상류 유동이 보다 격렬한 난류로 형성되어 냉매의 단위체적당 관벽 접촉 면적이 크게 되기 때문이라 사료된다.
- (3) 본 실험은 냉매 증발을 위하여 외부측에 전기히터를 사용하였으며, 이로 인해 관외부의 형상에 대한 영향보다는 내부의 형상에 더 지배적인 것으로 사료된다.

5. 향후 계획

본 기본실험을 통하여 향후 실질적인 대용량 Shell & Tube 열교환기 설계를 위해 tube의 선정, 관의 길이, 수 등을 고려하여 tube을 선정하여 열교환기 효율 특성을 파악하도록 한다.

후 기

본 연구는 한국하이프레스 기술연구소의 지원으로 이루어졌으며, 이에 감사 드립니다.

참고문헌

1. Kwon, O. K., Jeon, C. D., Kang, J. S. and Lee, J. H., 2001, Study on Press Drop and Condensation heat Transfer Characteristics of R-404A in Brazed Heat Exchanger, Vol. 13, No. 3, pp. 174-183
2. Han, J. U., Kim, S. J., Jung, D. S. and Kim, Y. I., 2001, Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of R22 Alternative Refrigerants in a Horizontal Smooth Tube, Vol. 13, NO. 4, pp. 242-241
3. Han, J. U., Kim, S. J., Jung, D. S. and Kim, Y. I., 2001, Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of R22 Alternative Refrigerants in a Horizontal Microfin Tube, Vol. 13, NO. 8, pp. 692-700
4. Hong, J. W., Rob, G. S., Kown, O. B., Park, K. W. and Oh, h. k., 2000, Evaporating Heat Transfer Characteristics of R-290, R-600a Inside Horizontal Double Pipe heat Exchanger, Vol. 12, No. 3, pp 309-314
5. Kim., S. W. 2003, Heat transfer Characteristics of hydrocarbon Refrigerants during Evaporation inside Tube-in-Tube Heat Exchanger, Pukyong National University
6. Chamra, L. M., Webb, R. L. and Radlett, M. R., 1966, Advanced Micro Fin Tube for Evaporation, Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 9, pp. 1827-1838
7. Lee, J. K., Ko, Y. H., Song, K. H., Jung, D. S., and Kim, C. B., 1988, Poll Boiling heat Transfer Coefficients of Alternative Refrigerants in Enhanced Tube, Transactions of the Korean Society Mechanical Engineers B, Vol. 22, No. 7, pp. 980-991