

세관을 이용한 Tube-in-Tube 열교환기내 R-22, R-407C 및 R-410A 응축열전달 특성

박 우 중, 최 광 일, 박 기 원*, 오 종 택*
전남대학교 대학원 냉동공학과, 전남대학교 냉동공학과*

Condensation Heat Transfer Characteristics of Tube-in-Tube Heat Exchanger using Small Diameter Tubes with R-22, R-407C and R-410A

Woo-Jong Park, Kwang-Il Choi, Ki-Won Park*, Jong-Taek Oh*†

Graduate School, Chonnam National University, Yeosu, Chonnam 550-749, Korea

**Department of Refrigeration Eng., Chonnam National University, Yeosu, Chonnam 550-749, Korea*

ABSTRACT: The present paper dealt with an experimental study of condensation heat transfer coefficients with refrigerant R-22, R-407C and R-410A, and was focused on pressure gradient and heat transfer coefficient in horizontal tube-in-tube heat exchangers using inner diameter of 4 mm, 3 mm and 2 mm in a 16.91 mm tube and length of 3,000 mm. Experiments were performed at inlet saturation temperature of 35 to 45°C and mass flux ranges from 200 to 600 kg/m²s. The pressure gradient with inner tube diameter of 4.0 mm is higher 2.5 times than that of 8.0 mm. In tube-in-tube HEX, the pressure gradient of R-410A were lower than those of R-22 and R-407C. The condensation heat transfer coefficients increased with mass flux increase, but they decreased with saturation temperature increased. Condensation heat transfer coefficients of R-410A were a little higher than those of R-22 and R-407C. The condensation heat transfer coefficients of tube-in-tube HEX were about 40% higher than those of double tube HEX.

Key words: Condensation heat transfer(응축열전달), Pressure gradient(압력강하), Small diameter tube(세관), Tube-in-tube heat exchanger(관-관 열교환기)

기 호 설 명		
d	관경	[m]
G	질량유속	[kg/m ² ·s]
h	열전달계수	[kW/m ² ·K]
i	엔탈피	[kJ/kg]
k	관의 열전도계수	[W/m·K]
L	관길이	[m]
Nu	Nusselt 수	
		Pr : Prandtl 수
		Q : 열량 [kW]
		q : 열유속 [kW/m ²]
		R : 열저항 [m ² K/kW]
		Re : Reynolds 수
		T : 온도 [K]
		U : 총합 열전달계수 [kW/m ² K]
		x : 건도

하첨자

†Corresponding author

Tel.: +82-61-659-3273; fax: +82-61-659-3003

E-mail address: ohjt@yosu.ac.kr

con : 응축

i : 내측

- o* : 외측
- ref* : 냉매
- sat* : 포화
- tp* : 이상유

1. 서론

최근 에너지 절약을 위한 열교환기의 고성능화 및 콤팩트화는 지구온난화 방지와 더불어 냉동·공조산업에서 지속적인 개발 및 관심의 대상이 되고 있다. 이와 같은 열교환기 개발을 위해서는 기존의 관경보다 열전달률이 비교적 높다고 알려진 미세관의 열전달 연구에 대한 실험적 연구가 필요하다.

그러나 미세관의 비등 및 응축열전달과 관련된 실험 연구는 대부분 단관이며, 이산화탄소를 이용한 열펌프 등과 같이 실제 냉동·공조장치의 열교환기에 적용하고 있는 tube-in-tube에 대한 압력강하 및 열전달계수에 대한 연구는 부족하다. 일반적으로 미세관 열교환기는 대구경보다 관내 단위체적당 전열면적 및 질량유속이 증가(1~3)하기 때문에 전열성능은 우수하지만 압력강하가 상승한다. 그러므로 실질적으로 산업현장 적용을 위한 열교환기 설계시에는 열전달계수 및 압력강하를 동시에 고려해야 한다.

따라서 본 연구에서는 미세관의 내경이 4 mm, 3mm, 2mm인 관 4개를 삽입한 tube-in-tube 열교환기에서 R-22, R-407C 및 R-410A를 작동유체로 이용하여 응축전열특성을 살펴보고자 한다. 또한 내관의 내단면적이 같은 이중관형 열교환기에 대해서도 실험을 병행하여 이 열교환기와 실험데이터를 비교 분석하였다.

2. 실험장치 및 방법

본 실험에 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 실험장치는 크게 냉매순환 사이클과 냉각수순환 사이클로 이루어진다.

냉매는 수액기에서 액상으로 충전한 후 인버터로 회전수가 조절되는 마그네틱 기어펌프로 유량이 조절되며 냉각기에서 과냉각된다. 이때 냉매 유량은 질량유량계로 측정된 후 주가열기인 증발기에서 증발된다. 그리고 보조 가열기에서 과열도가 조절된 후 시험부인 응축기로 순환된다. 응

축기에서 상변화 된 냉매액은 수액기로 재순환되는 사이클로 형성하였다. 응축을 위한 냉각수는 일정한 유속으로 내관과 외관사이의 환상공간으로 냉매의 흐름과 역방향인 향류가 되도록 구성하였다.

Fig. 2는 시험부인 tube-in-tube 열교환기와 그 비교실험을 위한 이중관형 열교환기의 상세도이며, 그 사양은 Table 1과 같다. 그리고 시험부는 입구에서 500 mm씩 동일간격으로 6개 구간으로 나누었으며, 각 구간에는 시험부의 냉매온도와 냉각수의 입·출구온도, 예열(예냉)기 입·출구의 냉매온도를 측정하기 위하여 C-C열전대를 설치하였다.

또 시험부의 실험조건은 Table 2와 같다. 입구 냉매의 상태를 확인하기 위한 sight glass와 압력강하를 측정하기 위해 차압트랜듀서를 설치하였다. 온도, 압력, 유량 등 모든 측정값은 다채널

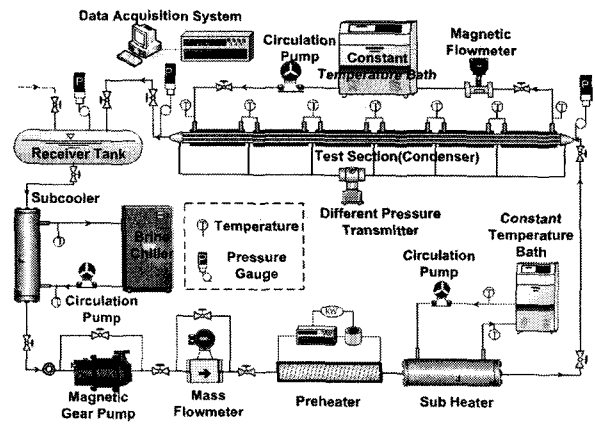


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

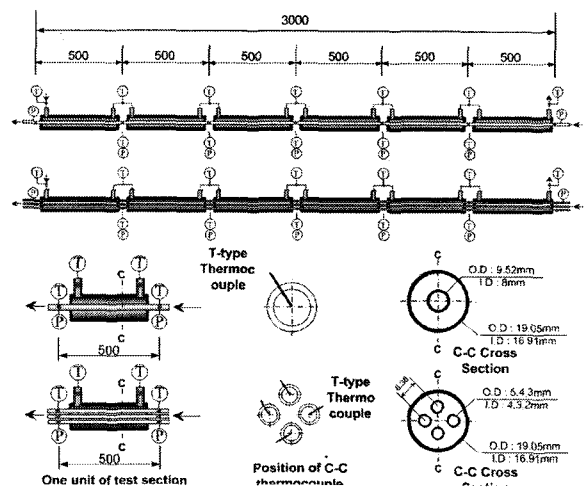


Fig. 2 Details of the test section.

Table 1 Conditions of test sections.

Kind	Double	Tube-in-Tube
Inner tube I.D	8 mm	4, 3, 2 mm
Inner tube O.D	9.52 mm	5, 4, 3 mm
Outer tube I.D	16.91 mm	
Outer tube O.D	19.05 mm	
Length	3 000 mm	
Tube material	copper	

Table 2 Experimental conditions.

Heat Exchanger	Double Type & Tube-in-Tube		
Refrigerant	R-22	R-407C	R-410A
Test section inlet saturation temp.[°C]	35, 40, 45		
Test section average pressure[kPa]	1354 ~ 1729	1348 ~ 1751	2130 ~ 2710
Mass flux [kg/m ² ·s]	200 ~ 600		
Cooling water inlet temp.[°C]	11 ~ 37		

기록계로 전송된 후 컴퓨터에 저장하였고, 시스템 전체가 2시간 이상 정상상태가 된 것을 확인한 후 각종 데이터를 측정하였다.

3. 실험데이터의 정리

응축기인 시험부내 냉매 건도는 다음의 방정식 (1)로 계산하였다.

$$x = x_{in} - \frac{Q_{CON}}{G_{ref} \cdot h_{fg}} \quad (1)$$

여기서, x_{in} 은 응축기 입구건도, Q_{CON} 는 냉매가 응축할 때 각 소구간의 전열량, G_{ref} 는 냉매유량, h_{fg} 는 응축잠열이다.

열유속 q_{CON} 은 식 (2)로 계산하였다.

$$q_{CON} = \frac{Q_{CON}}{\pi \cdot d_{in} \cdot \Delta Z} \quad (2)$$

d_{in} 는 시험부 내경, ΔZ 는 시험구간에서의 소구간 길이이다.

그리고 방정식(1)과 (2)에서의 Q_{CON} 은 다음과 같다.

$$Q_{CON} = G_{ref} \cdot (i_{in} - i_{out}) \quad (3)$$

$$= G_{CW} \cdot c_{pc} \cdot (T_{CW,out} - T_{CW,in})$$

여기서, i_{in} , i_{out} 은 각각 응축소구간 입구와 출구에서의 엔탈피, G_{CW} 는 냉각수량, c_{pc} 는 냉각수 비열, $T_{CW,in}$ 및 $T_{CW,out}$ 은 각각 냉각수의 입구와 출구온도이다.

그리고 관내벽온도는 관외벽면온도를 측정하여 1차원 열전도방정식으로 구하지만 본 실험장치의 시험부는 세관이기 때문에 내관 벽면에 열전대를 직접 부착할 수 없어 시험부와 동일한 열교환기의 형태로 별도 제작하여, 그 입구와 출구 온도차를 이용하여 구한 외측열전달계수로부터 내측 열전달계수를 아래의 방정식과 같이 구하는 Wilson plot 방법^(4~6)을 사용하였다.

$$\frac{1}{UA_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + R_{cond} \quad (4)$$

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_i} = C_i Re^m Pr^n \quad (5)$$

$$Y = aX + b \quad (6)$$

$$Y = \frac{1}{UA_o}, \quad X = \frac{1}{Re^{0.8} Pr^{0.3}} \quad (7)$$

$$a = \frac{1}{C_i A_i}, \quad b = \frac{1}{h_o A_o} + R_{cond} \quad (8)$$

상기의 방정식에서 환상부의 열전달계수는 $h_o = 1/(bA_o)$ 로 구하며, 대수평균온도차를 이용해서 구한 U 값으로부터 방정식 (4)에서 냉매 측 열전달계수 h_i 를 구할 수 있다. 여기에서 R_{cond} 는 전도열저항이다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 압력강하

Fig. 3은 시험부의 내경이 4 mm*4ch의 세관을 사용한 tube-in-tube 열교환기에서 시험부 입구 냉매 포화증기 온도가 35°C일 때 질량유속 200 kg/m²s ~ 600 kg/m²s의 범위에서 시험부 입구 및 출구에서 측정된 응축기 단위 길이당 압력강하를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 질량유속

이 증가할수록 압력강하도 증가하고 있으며, R-22 냉매의 압력강하가 가장 크게 나타났다. 질량유속 600 kg/m²s에서 R-22에 비해 R-407C는 약 11% 낮고, R-410A는 약 43%정도 낮다. 이것은 R-410A가 R-22 및 R-407C보다 냉매 상변화에 따른 냉매가스의 기액 밀도 변화량이 상대적으로 낮기 때문에 압력강하도 낮게 나타난 것으로 사료된다.

Fig. 4는 시험부의 내경이 4 mm*4ch의 세관을 사용한 tube-in-tube 열교환기에서 시험부 입구 냉매 포화증기 온도를 35, 40, 45°C로 상승시켰을 때 질량유속 200 kg/m²s ~ 600 kg/m²s의 범위에서

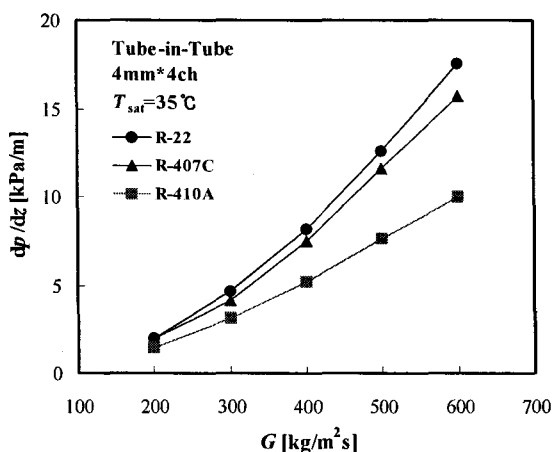


Fig. 3 Variation of R-22, R410A, R407C condensing pressure gradient with various mass flux in tube-in-tube HEX, $T_s=35^\circ\text{C}$.

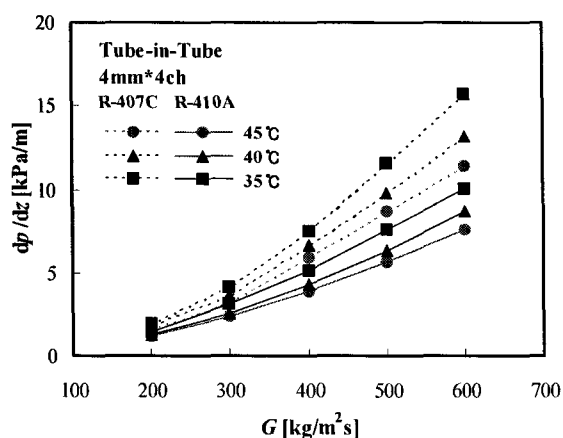


Fig. 4 Variation of R-410A, R-407C condensing pressure gradient with various mass flux and saturation temperature in tube-in-tube HEX.

시험부 입구 및 출구에서 측정된 응축기 단위 길이 당 압력강하를 R-410A와 R-407C에 대해 비교한 것이다.

그림에서 알 수 있듯이 응축포화온도가 낮고, 질량유속이 증가할수록 압력강하도 증가하고 있으며, 포화온도가 저하함에 따라 저질량유속일 때보다 고질량유속일 때 압력강하가 증가함을 알 수 있다. 일정한 질량유속에서 포화온도가 저하할수록 냉매 상변화에 대한 냉매가스 밀도의 감소에 의한 상대적인 체적증가에 의해 기액 이종류의 마찰압력 강하가 더 증가하기 때문에 압력강하가 증가한다고 사료된다.

Fig. 5는 2중관 열교환기 내경 8mm와 tube-in-tube 열교환기의 내경을 4, 3, 2 mm로 축소하였을 때 압력강하를 나타낸 것이다. 여기서도 마찬가지로 고질량유속일 때와 관경이 작아질수록 압력강하는 더 높게 나타났다. 이중관 열교환기의 내경 8mm와 내단면적을 같게 한 내경 4mm*4ch로 구성된 tube-in-tube 열교환기의 압력강하는 질량유속 600 kg/m²s에서 이중관인 8mm에 비해 2.8배 정도 높았으며, tube-in-tube 열교환기의 경우 내경 3 mm는 4 mm보다 약 1.8배 정도 높고, 2 mm는 3 mm보다 약 1.3~1.6배 정도 높게 나타났다.

이처럼 응축포화온도가 낮을수록 냉매액의 밀도가 증가하고, 관경이 작아질수록 동일질량유속에서 상대적으로 레이놀즈수가 감소하여 관내 마찰압력강하가 증가하기 때문이다.

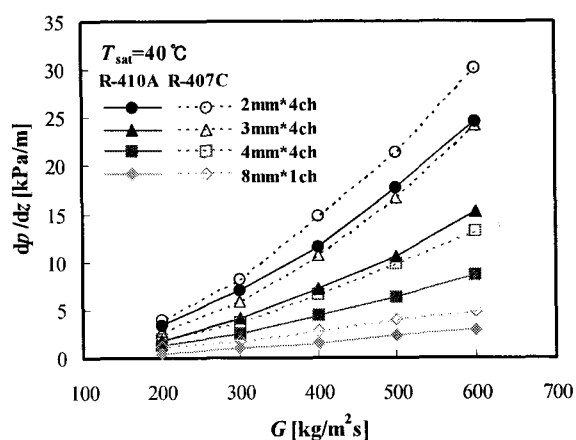


Fig. 5 Variation of R-410A, R-407C condensing pressure gradient with various mass flux and inner diameter in tube-in-tube HEX.

4.2 응축열전달계수

Fig. 6은 내관이 8 mm인 이중관과 내단면적이 같은 4 mm*4ch인 tube-in-tube 시험부에서 냉매 응축포화온도 45°C, 질량유속 600 kg/m²s일 때 R-22, R-410A 및 R-407C의 건도 변화에 따른 열전달계수를 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 냉매에 따른 열전달계수의 차이는 이중관 및 tube-in-tube 양쪽 모두 크게 나타나지 않았다. tube-in-tube 4mm*4ch를 내경 8mm인 이중관과 비교했을 때 평균열전달계수는 약 47~57% 증가함을 알 수 있다. 따라서 이중관을 tube-in-tube로 대체할 경우 열교환기의 크기를 40%이상 줄일 수 있게 되므로 더욱 콤팩트한 열교환기의 설계가 가능하게 된다. 그리고 전반적으로 건도가 증가할수록 열전달계수가 증가함을 알 수 있다. 이는 이 건도가 증가할수록 증가와 관벽에서의 응축과 중심부에서의 증기속도가 빨라지는 환상유동이 발달하기 때문이라고 생각된다.

Fig. 7은 tube-in-tube 열교환기 내관의 관경이 응축열전달에 미치는 영향을 나타낸 것으로서, 내경을 4mm*4ch과 2mm*4ch로 했을 때 응축포화온도 35°C, 질량유속 600 kg/m²s에서 열전달계수를 비교한 것이다. 열전달계수는 건도가 증가할수록 증가하였으며, 고건도영역으로 갈수록 그 증가폭이 크게 나타났다. 평균 열전달계수는 2mm*4ch가 4mm*4ch보다 R-22의 경우 약 24%, R-410A의 경우 약 44%, R-407C의 경우 약 36% 씩 증가하였다. 이상의 결과로부터 열교환기의

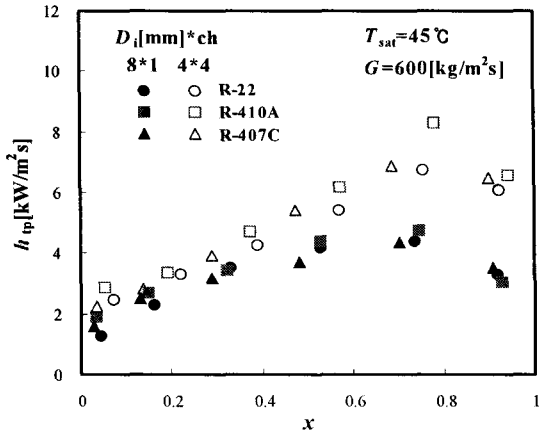


Fig. 6 Comparison of condensation heat transfer coefficients in tube-in-tube and double tube HEX.

관경이 작아질수록 상대적으로 열전달계수가 더 증가함을 알 수 있다.

Fig. 8은 tube-in-tube 내경을 3mm*4ch로 하고 냉매 응축포화온도 35°C, 질량유속 600 kg/m²s와 300 kg/m²s일 때의 R-22, R-407C 및 R-410A의 건도 변화에 따른 열전달계수를 비교한 것이다. 동일 조건에서의 냉매 모두 질량유속 및 건도가 증가할수록 열전달계수가 증가하고 있다. 동일 조건에서 질량유속이 300 kg/m²s에서 600 kg/m²s으로 2배 증가시켰을 때, 평균열전달계수는 R-22의 경우 약 54%, R-410A의 경우 약 110%, R-407C의 경우 약 130% 씩 증가하였다. 질량유속이 증가하면 시험부 관내 냉매 레이놀즈수 (Re)의 증가와 관벽에서의 응축과 중심부에서

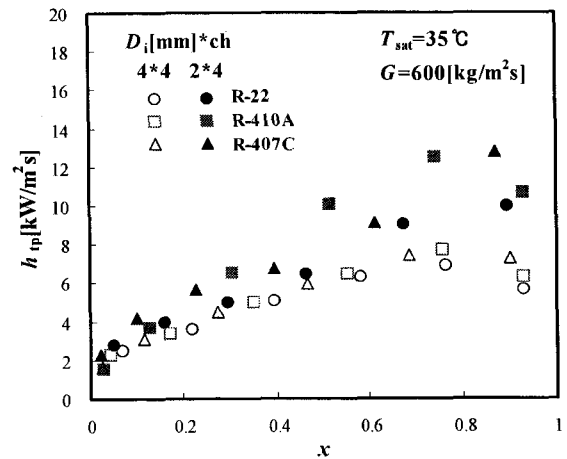


Fig. 7 Comparison of condensation heat transfer coefficients respect to mass flux and quality in tube-in-tube HEX.

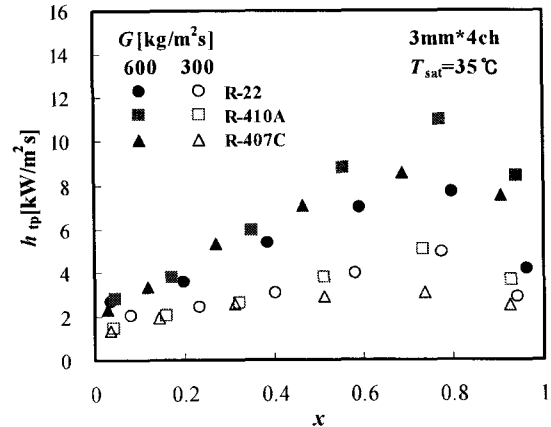


Fig. 8 Comparison of condensation heat transfer coefficients respect to mass flux and quality in tube-in-tube HEX.

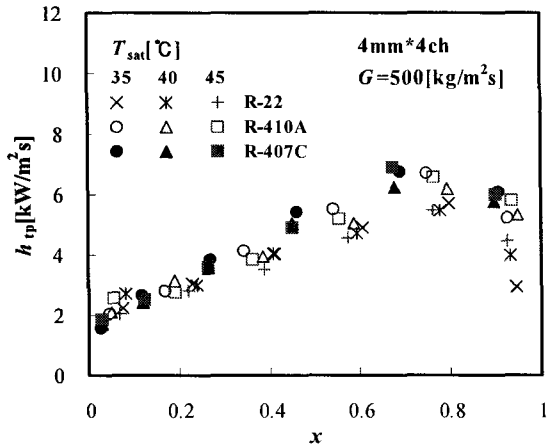


Fig. 9 Effect of condensation heat transfer coefficients with respect to saturation temperature and quality in tube-in-tube HEX.

의 증기속도가 빨라지는 환상유동이 더욱더 발달하기 때문이라고 생각된다.

Fig. 9는 응축온도를 35°C, 40°C, 45°C로 증가시키면서 내경이 4 mm인 tube-in-tube 열교환기에서 질량유속 500 kg/m²s일 때 응축포화온도 및 건도변화에 따른 응축열전달계수를 나타낸 것이다. R-22와 R-407C 및 R-410A 모두 건도가 증가함에 따라 열전달계수가 증가하였으며, 포화온도가 낮을수록 열전달계수가 증가함을 보이고 있다. 이것은 포화온도가 감소함에 따라 기상에 대한 액상의 밀도비가 증가하여 결국 액상속도에 대한 기상의 속도비(slip ratio)가 증가할 뿐만 아니라 열전도율도 증가하여 액막에서의 전도저항이 감소하기 때문이라 생각된다.

5. 결론

내경 4 mm, 3mm, 2mm인 세관을 이용한 tube-in-tube 열교환기와 내경 8 mm인 이중관형 열교환기에서의 R-22, R-407C 및 R-410A 압력강하와 응축열전달특성에 대한 실험결과를 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 포화온도가 낮고 질량유속이 증가할수록 압력강하도 증가하였으며, 내경이 4 mm*4ch인 경우가 8 mm*1ch인 경우보다 약 2.5배 증가하였다.
- (2) 동일 실험조건에서의 R-410A가 R-407C 및

R-22보다 압력강하가 낮게 나타났다.

- (3) 관경의 변화에 대한 압력강하는 4 mm 보다 3 mm가 약 1.8배정도 높고, 3 mm보다 2 mm가 약 1.3~1.6배 정도 높게 나타났다.
- (4) 응축열전달계수는 포화온도가 낮고 질량유속이 증가할수록 증가하였으며, 상대적으로 질량유속의 영향이 포화온도의 영향보다 크게 나타났다.
- (5) 응축열전달계수는 내경이 4 mm*4ch인 경우가 8 mm*1ch인 경우보다 약 40%이상 증가하였다.

참고문헌

1. Oh, J. T., Choi, K. I., Aoyama, Y., Saito, S. and Hihara, E., 1999, Effect of tube diameter on boiling heat transfer for R-407C inside a horizontal tube, Proceeding of '99 SAREK, 99-S-003, pp.14-18.
2. Oh, H. K. and Hong, J. W., 1999, Condensing heat transfer characteristics of alternative refrigerations in small diameter tube, J. SAREK, Vol. 28, No. 5, pp.396-402.
3. Yang, C. Y. and Webb, R. L., 1997, A predictive model for condensation in small hydraulic diameter tubes having axial micro-fins, ASME journal of Heat Transfer, vol. 119, pp.776-782.
4. Wilson, E. E., 1915, A basis for rational design of heat transfer apparatus, Trans. Am. Soc. Mech. Engrs., Vol. 37, pp.47-70.
5. Khartabil, H. F., Christensen, R. N. and Richards, D. E., 1988, A Modified wilson plot technique for determining heat transfer correlations, 2nd U.K. National conference on Heat Transfer, September.
6. Kumar, R., Varma, H.K., Agrawal, K. N. and Mohanty, B., A comprehensive study of modified Wilson Plot technique to determine the heat transfer coefficient during condensation of steam and R-134a over single horizontal plain and finned tubes, Heat Transfer Engineering, Vol. 22, No. 2, pp.3-12.