



내경 1.77 mm관내 R-22와 R-410A의 응축열전달

노건상* · †손창효

*동명대학교 냉동공조공학과, 부경대학교 기계공학부
(2008년 1월 10일 접수, 2008년 3월 21일 채택)

The Condensation Heat Transfer of R-22 and R-410A in an Inner Diameter Tube of 1.77 mm

Geon-Sang Roh* · †Chang-Hyo Son

*Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Tong Myong University, #535,
YongDang-Dong, Nam-Gu, Busan-si 608-711, Korea

School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, San 100, YongDang-Dong,
Nam-Gu, Busan-si 608-739, Korea

(Received January 10, 2008, Accepted March 21, 2008)

요 약

본 연구는 세관내 R-22와 R-410A의 응축 열전달 계수를 실험적으로 조사하였다. 냉매 순환루프의 주요 구성품은 수액기, 변속 액펌프, 질량유량계, 증발기(예열기), 응축기(시험부)로 구성된다. 시험부는 평활, 수평 동관으로 내관의 내경과 외경이 각각 1.77 mm와 3.38 mm이다. 냉매 질량유속은 450~1050 kg/(m²s)이고, 입출구 평균건도는 0.05~0.095이다. 주요 실험결과를 요약하면, 응축 열전달 계수는 질량유속과 건도가 증가할수록 증가하였고, R-410A의 응축 열전달 계수가 R-22에 비해 약간 높았다. 종래의 상관식과 비교한 결과, 저건도와 저질량유속을 제외하고는 실험값과 종래의 상관식으로 예측한 값의 차이가 큰 것으로 나타났다.

Abstract – The condensation heat transfer coefficients of R-22 and R-410A in a small diameter tube were investigated. The main components of the refrigerant loop consist of a receiver, a variable-speed pump, a mass flowmeter, an evaporator (preheater), and a condenser (test section). The test section consists of smooth, horizontal copper tube of 3.38 mm outer diameter and 1.77 mm inner diameter. The refrigerant mass fluxes varied from 450 to 1050 kg/(m²s) and the average inlet and outlet qualities were 0.05 and 0.95. The main results were summarized as follows : the condensation heat transfer coefficient also increases with increasing mass flux and quality. The condensation heat transfer coefficient of R-410A was slightly higher than that of R-22. Most of correlations proposed in the large diameter tube showed significant deviations with experimental data except for the ranges of low quality and low mass flux.

Key words : Refrigerant mixture, Condensation heat transfer coefficient, Small diameter tube

I. 서 론

프레온계 냉매가 지구환경에 유해한 물질로 밝혀짐에 따라 현재 대부분의 냉동공조장치에 사용되고 있는 R-22를 대체하기 위해서 혼합냉매에 대한 연구의 중요성이 증대되고 있다. 그런데, 이에 대한 연구는 대부분이 직경 7 mm 이상의 대구경관에 대한 것으로서 혼합냉매의 전열특성 및 여러 가지 장단점에 대해서는 어

느 정도 밝혀져 있는 실정이다. 그러나 지금까지 세관에 관련된 대체냉매의 연구는 극히 드물며, 열교환기의 설계에 적용할 수 있는 자료는 더욱더 부족하다. 더욱이, 세관내 전열특성은 종래의 대구경관에서 이루어진 연구결과와 다르다[1]는 보고가 있으므로, 이에 대한 전열특성을 명확히 밝히기 위해서는 더욱더 많은 연구가 요구된다.

따라서, 본고에서는 우선 R-22의 대체냉매인 혼합냉매 R-410A를 작동유체로 사용하여 세관(7 mm 이하)[2]내 응축전열특성에 대한 새로운 자료와 대체가능성을

†주저자:sonch@pknu.ac.kr

밝히고자 한다.

II. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치 및 시험부

Fig. 1은 실험장치의 개략도로서 냉매 순환루프와 냉각수 순환루프로 구성되어 있다. Fig. 1에서와 같이 냉매는 수액기에서 액상으로 충전된 후 구동원인 냉매펌프에 의하여 구동되어 전자식 질량유량계로 들어간다. 질량유량계에서 유량이 측정된 냉매액은 전기 히터에

의해 가열되는 증발기(예열기)로 흡입되어 일정건도로 조절된다. 증발기를 나온 냉매증기는 시험부인 응축기로 유입되도록 구성되어 있다. 또한, 냉매증기를 응축시키기 위한 냉각수는 냉각수 조절밸브에 의해 일정유량으로 조절되어 내관과 외관사이의 환상공간으로 냉매의 흐름과 반대방향으로 흐르게 되어 있다.

Fig. 2는 시험부의 상세도를 나타낸 것으로 내관으로 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이로 냉각수가 흐르는 이중관형 열교환기이다. 내관은 내경 1.77 mm, 외경 3.38 mm, 길이 480 mm인 2개의 수평 평활관이며, 외관은

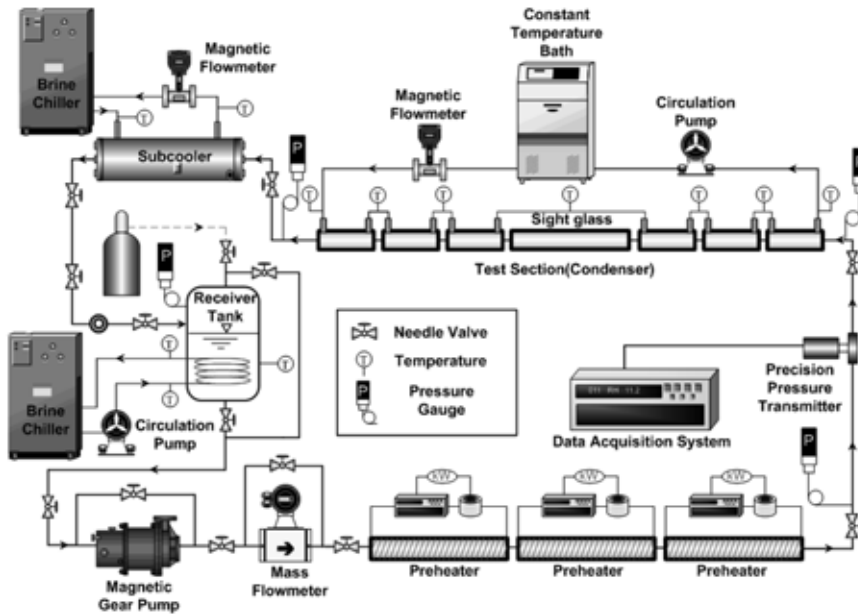


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

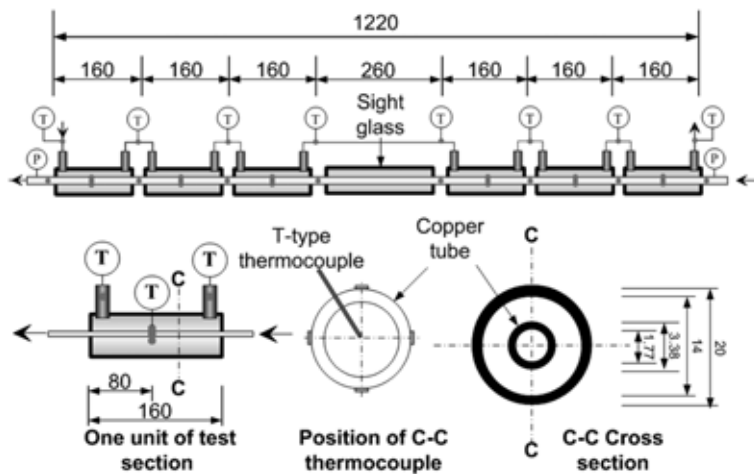


Fig. 2. Specified test section and details.

내경 14 mm, 외경 20 mm인 PVC관으로 제작하였다. 그리고 시험부는 입구에서 160 mm씩 동일간격으로 6개 구간으로 나누었으며, 시험부의 중간부에는 냉매의 유동형태를 눈으로 확인할 수 있도록 길이 260 mm의 유리로 된 가시화부를 설치하였다.

6개의 소시험부 입출구에서 냉매와 냉각수 온도를 측정할 수 있도록 하였고, 냉매 관벽온도는 소시험부의 중간부에 열전대를 설치하여 측정하였다. 또한 전체 시험부 입출구에 절대압력 측정기를 설치하여 냉매 전열관내 압력을 측정하였다. 차압은 관내부에 압력탭을 설치하여 시스템내의 압력변동이 최소화되는 정상상태에 이르렀을 때 DPI 420 차압계를 이용하여 측정하였다.

2.2 실험방법

실험을 수행하여 시험구간내의 온도와 압력이 실험 조건에 도달한 후 2분 이상 평형상태로 유지될 때 실험을 시작하였다. 즉 냉매 온도와 압력, 질량유속, 냉매 유량, 냉각수의 온도 및 유량 등을 조절시켜 시스템이 정상상태가 유지됨을 확인한 후에 측정하였으며, 실험 조건이 바뀔 때마다 이러한 과정을 반복하였다. 온도,

Table 1. Experimental conditions.

Refrigerant	R-22	R-410A
Test section	Horizontal copper tube	
d_{in} [mm]	1.77	
x [/]	0.05~0.95	
G_{re} [kg/(m ² s)]	450~1050	
P_{sat} [kPa]	1534	2424
T_{cw} [°C]	20	
M_{cw} [g/s]	16.7	

Table 2. Parameters and estimated uncertainties.

Parameters	Uncertainty
Length, width and thickness, [m]	± 0.55%
Area, [m ²]	± 1.1%
Temperature, [°C]	± 0.2°C
Pressure, [MPa]	± 0.002 MPa
Water flow rate, [kg/s]	± 2%
Mass flux of refrigerant, [kg/m ² s]	± 2%
Heat transfer rate of test section, [kW]	± 3%
Vapor quality, [/]	± 0.03%
Heat transfer coefficient, [kW/m ² k]	± 12%

압력 및 유량 등을 측정하기 위한 검출신호는 데이터 변환기를 통하여 컴퓨터에 입력시켜 처리하였다. 실험에 사용한 작동유체는 프레온계 냉매인 R-22와 혼합냉매 R-410A를 사용하였다.

Table 1은 본 연구의 실험조건을 정리한 것이고, Table 2는 본 실험의 불확실도를 나타낸 것이다.

2.3 자료정리

본 연구에서 사용된 R-22와 R-410A에 대한 물성치는 냉매 물성치 계산 프로그램인 REFPROP(version 6.01)를 이용하였고, 모든 물성치는 시험구간의 입·출구에서 측정된 각 냉매온도의 평균값으로 계산하였다. 응축 소구간 입·출구에서 계산한 전열량 $Q_{sub,con}$ 와 열유속(단위면적당 전열량) $q_{sub,con}$ 은 식 (1), (2)로 계산하였다.

$$Q_{sub,con} = M_{re} \cdot (i_{in} - i_{out}) = M_{cw} \cdot c_{pc} \cdot (T_{cw,out} - T_{cw,in}) \quad (1)$$

$$q_{sub,con} = \frac{Q_{sub,con}}{\pi \cdot d_{in} \cdot \Delta z} \quad (2)$$

여기서, i_{in} , i_{out} 은 각각 응축소구간 입·출구에서의 엔탈피, M_{cw} 는 냉각수량, c_{pc} 는 냉각수 비열, $T_{cw,in}$ 와 $T_{cw,out}$ 은 각각 냉각수의 입·출구온도를 나타내고, Δz 는 시험구간에서의 소구간 길이이다.

냉매가 소시험구간 내에서 응축할 때의 국소 열전달 계수 h_{local} 은 식 (3)로 계산하였다. 그리고 평균 열전달 계수 $h_{average}$ 은 식 (4)으로 계산하였다. 식 (4)에서 n 은 소시험부의 개수를 의미한다.

$$h_{local} = \frac{q_{con,sub}}{(T_{sat} - T_w)} \quad (3)$$

$$h_{average} = \frac{1}{n} \left\{ \sum_{k=1}^n h_{local,k} \right\} \quad (4)$$

응축 소시험에서의 출구 건도 x_{out} 는 아래의 식으로 계산하였습니다.

$$x_{out} = x_{in} - \frac{Q_{sub,con}}{M_{re} \cdot i_{fg}} \quad (5)$$

여기서, x_{in} 은 소시험부 입구건도, i_{fg} 는 응축잠열, M_{re} 는 냉매유량, $Q_{sub,con}$ 은 식 (1)로 계산한 각 소시험부 입출구에서 계산한 전열량이다. 따라서 각각의 소시험부 평균건도 x_m 는 식 (5)으로부터 계산할 수 있다.

응축 소시험에서의 출구 건도 x_{out} 는 아래의 식으로 계산하였습니다.

$$x_{out} = x_{in} - \frac{Q_{con}}{M_{re} \cdot i_{fg}} \quad (6)$$

여기서, x_{in} 은 응축기 입구건도, h_{fg} 는 응축잠열, M_{re} 는 냉매유량, Q_{con} 는 식 (1)로 계산한 각 응축 소시험부 입 · 출구에서 계산한 전열량이다. 따라서 각각의 소시험부 평균건도 x 는 위의 식으로 구한 입출구 건도로부터 구하였다.

III. 실험결과 및 고찰

3.1 국소 열전달 계수

Fig. 3은 응축 세관내 R-22와 R-410A에 대해 측정된 냉각수 온도를 응축기 관길이에 관해 나타낸 것이다. 응축기 출구측으로 갈수록 온도가 감소하는 것을 알 수 있다. Fig. 4, 5는 450과 1050 kg/(m²s)의 동일 질량유속에 대해 건도 변화에 따른 각 냉매의 국소 응축열전달

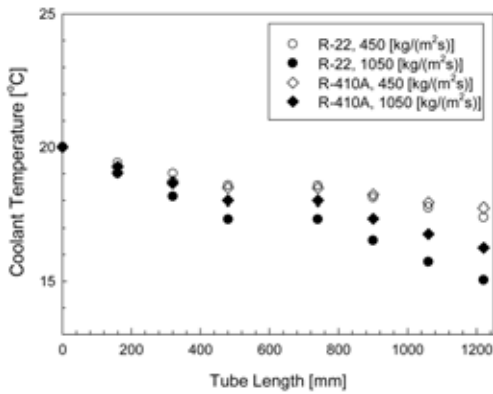


Fig. 3. Variation of coolant temperature of R-22 and R-410A for the mass flux of 450 and 1050 kg/(m²s).

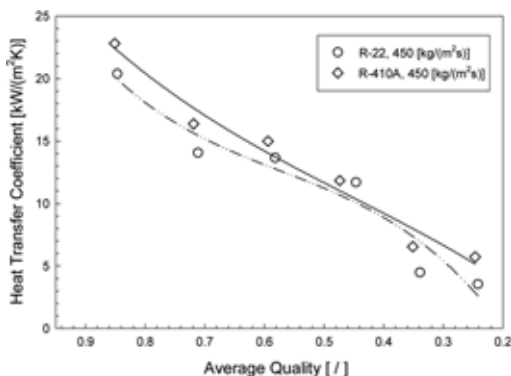


Fig. 4. Comparison of the average local heat transfer coefficients between R-22 and R-410A respectively with quality for the mass flux of 450 kg/(m²s).

계수를 비교한 것이다. 전체질량유속에 대해서 건도가 증가함에 따라 국소 응축 열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 이것은 관내응축열전달이 액막내의 대류열저항과 관계하는데, 고건도영역에서는 빠른 기상의 속도에 의해서 환상류 영역이 지배적이므로 액막의 대류열저항이 감소하게 되고, 저건도영역에서는 응축액량의 증가로 인해서 성층류영역이 지배적이므로 액막의 열저항이 증가하기 때문이다[3]. 각 냉매의 국소 열전달 계수의 차이는 고건도영역에서는 커지는 반면에 저건도영역에서는 그 차이가 오히려 작아졌다. 또한 전체건도영역에서 R-410A가 R-22보다 각각 11~17% 정도 높게 나타났는데, 이러한 경향은 종래의 대구경관에서 나타나는 일반적인 경향과 유사함을 알 수 있었다.

Fig. 4는 질량유속이 450 kg/(m²s)인 경우로 건도에 따른 응축열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 R-22와 R-410A의 응축열전달계수는 $x \leq 0.4$ 인 저건도영역내에서 그 차이가 오히려 커졌다. 이는 대구경관에서 보고한 Halim 등[4]의 연구결과와는 동일한 것이다. 즉, Halim 등은 건도가 감소할수록 R-22와 R-410A의 국소 응축열전달계수의 차이가 커진다고 하였는데, 그 이유는 응축이 진행됨에 따라 냉매액의 양이 냉매증기의 양보다 상대적으로 많아지고, 따라서 R-410A의 액상열전도도가 R-22에 비해 조금 낮은 반면에 R-410A의 기상 열전도도는 R-22보다 더 낮기 때문이라고 보고하였다.

Fig. 5는 질량유속 1050 kg/(m²s)인 경우로 R-22의 응축열전달계수는 건도가 감소할수록 R-410A와 비슷한 값을 나타내었다. 이는 대구경관에서 보고한 Halim의 연구결과와 상이한 것이다. 이러한 Halim의 연구결과

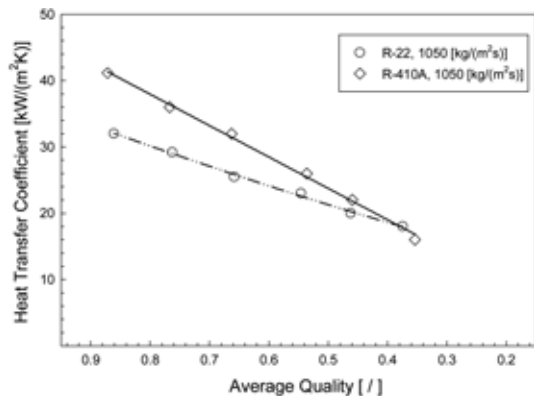


Fig. 5. Comparison of the average local heat transfer coefficients between R-22, and R-410A respectively with quality for the mass flux of 1050 kg/(m²s).

와 본 실험결과와의 차이는 관 직경이 작아짐으로 인한 유동양식의 영향인 것으로 생각된다. 즉, 세관인 경우 질량유속이 증가할수록 대구경관에 비해 더 낮은 건도영역내에서 환상류로의 천이이 일어나기 때문인 것으로 판단된다[5]. 따라서 Fig. 4, 5에서 알 수 있듯이 기존의 대구경과 세관 응축 열전달계수의 차이는 고질량유속과 저건도영역내에서 뚜렷이 나타나는 것을 알 수 있다.

3.2 평균 열전달계수

Fig. 6은 질량유속의 증가에 따른 평균열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. R-22와 R-410A 모두 질량유속이 증가할수록 평균열전달계수가 증가하였다. 그리고 전체질량유속의 범위에서 R-410A의 평균열전달계수가 R-22에 비해서 각각 11~19% 정도 높게 나타났으며 질량유속이 증가할수록 각 냉매의 평균열전달계수의 차이가 증가하는 경향으로 나타났다.

3.3 종래의 상관식과 비교

본 실험결과를 검토하기 위해서 관내 응축열전달계수를 비교적 잘 예측하는 것으로 여겨지는 Cavallini-Zecchi[6], Dobson[7], Haraguchi[8], Shah[9] 등의 상관식을 이용하여, 세관내를 유동하는 단일냉매인 R-22와 혼합냉매인 R-410A의 실험결과를 비교하여 보았다. 그 결과 대부분의 상관식과는 큰 차이를 보였는데, 그 중에서 비교적 이탈정도가 적은 Cavallini-Zecchin의 상관식을 비교한 것이 Fig. 7이다. 그림에서 굵은선은 Cavallini-Zecchin의 상관식으로 예측한 값을 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 실험값으로 예측된 Nu이 상관식보다 다소 높게 나타났다. 특히 R-410A와 R-22의 실험값이 상당히 높게 예측되었으며, 두 냉매 모두

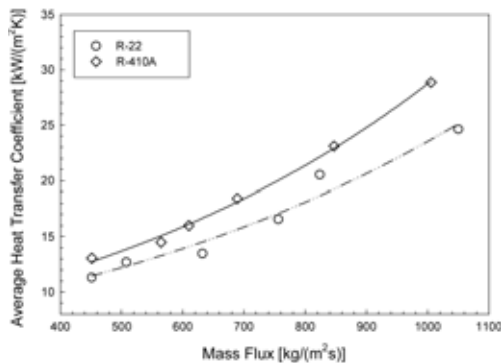


Fig. 6. Average condensation heat transfer coefficient with mass fluxes for R-22 and R-410A inside 1.77 [mm] diameter tube.

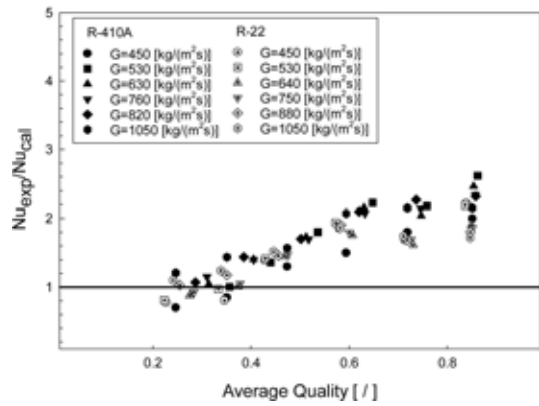


Fig. 7. Comparison of the proposed correlation by Cavallini-Zecchin with experimental data for R-22 and R-410A.

질량유속과 건도가 증가할수록 이탈정도는 커졌다. 이와 같이 대구경관에서 제안된 종래의 상관식으로 세관내의 응축 열전달계수를 예측하는데는 상당한 차이가 있음을 알 수 있다. 그 이유로는 대구경관에 비해서 환상류영역이 저건도영역에서 천이(환상류 영역이 확장)되거나 환상류내의 액막두께가 대구경관에 비해서 얇아짐으로 전열성능이 향상되는 것으로 판단할 수 있다[10]. 또한 세관내에서 표면장력이 대구경관에 비해서 지배적으로 작용해서 유효전열면적이 증가하게 되고, 이로 인해서 전열성능이 향상된다고 볼 수 있다. 그러나 지금까지 세관의 전열성능이 대구경관보다 우수한 이유에 대한 명확한 분석이 이루어져 있지 않은 상태이다.

IV. 결 론

내경 1.77 mm인 이중관식 열교환기를 제작하여 R-22의 대체냉매인 혼합냉매 R-410A의 응축열전달 실험 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 전체질량유속의 범위에서 세관내 R-410A의 평균 응축열전달계수는 R-22보다 11~19% 정도 높게 나타났으며, 질량유속이 증가할수록 각 냉매의 평균열전달계수의 차이가 증가하는 경향으로 나타났다.

(2) 고질량유속에서 R-22의 응축열전달계수는 건도가 감소할수록 R-410A와는 비슷한 값으로 나타났는데, 이는 대구경관에서 보고한 Halim 등의 연구결과와 다르다. 이러한 Halim의 연구결과와 본 실험결과와의 차이는 관 직경이 작아짐으로 인한 유동양식의 영향인 것으로 생각된다. 즉, 세관인 경우 질량유속이 증가할수록 대구경관에 비해 더 낮은 건도영역내에서 환상류

로의 차이가 일어나기 때문인 것으로 판단된다.

(3) 대구경관에서 제안된 종래의 상관식은 세관내의 응축 열전달계수를 예측하는데 상당한 차이가 있음을 알 수 있었으며, 세관내 응축 열전달계수에 대한 예측 식도 불충분한 것으로 판단된다. 따라서 세관내 응축 열전달율을 예측하기 위해서는 무엇보다도 신뢰성 있는 상관식의 개발과 보다 많은 실험데이터 축적이 요망된다.

기호설명

A	: area [m ²]
c_{pc}	: specific heat [kJ/kgK]
G	: mass velocity [kg/m ² s]
h	: heat transfer coefficient [kW/m ² K]
i	: enthalpy [kJ/kg]
i_{fg}	: condensation latent heat [kJ/kg]
L	: tube length [m]
M	: mass flowrate [g/s]
n	: number of local tube
Nu	: Nusselt number
Q	: heat capacity [kW]
q	: heat flux [kW/m ²]
T	: temperature [K]
W	: mass flow rate [kg/h]
x	: quality [/]
z	: tube length [m]

하첨자

cal	: calculated
con	: condensation
cw	: coolant
exp	: experimental
in	: inner, inlet
m	: average
out	: outlet
re	: refrigerant
sat	: saturated

sub : subsection of test section

w : tube wall

참고문헌

- [1] Moser, K., R.L. Webb and B. Na, "A New Equivalent Reynolds Number Model for Condensation in Smooth Tubes", *J. of Heat Transfer*, **120**, 410-417, (1988)
- [2] Ralph. L. Webb, Ming Zhang and R. Narayanamurthy, "Condensation Heat Transfer in Small Diameter Tubes", *Proceedings of 11th IHTC*, **6**, 403-408, (1998)
- [3] Jeong, J.C. and J.S. Kim, "Study on Two-phase Flow Regimes in Horizontal Small Diameter Tubes", *SAREK*, pp.216-221, (1995)
- [4] Halim Wijaya and Mark W. Spatz, "Two-phase Flow Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-22 and R-32/125", *ASHRAE Transaction*, **101**, part. 2, pp.1020-1026, (1995)
- [5] Hong, J.W., J.C. Jung, S.H. Jang, O.B. Kwon and H.K. Oh, "Study on the Flow Characteristics of R-22 and R-134a in Small Diameter Tubes", *SAREK*, **14**(9), 756-765, (2002)
- [6] Cavallini, A. and R. Zecchin, "A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation", *Proc. Fifth Int. Heat Transfer Conference*, September 3, pp.309-313, (1974)
- [7] Dobson, M.K., J.C. Chato, D.K. Hinde and S.P. Wang, "Experimental Evaluation of Internal Condensation of Refrigerants R-12 and R-134a", *ASHRAE Transaction*, **100**, Part 1, 744-755, (1994)
- [8] Haraguchi, E., H. Koyama and S. Fujii, "Condensation of Refrigerant HCFC-22, HFC-134a and HCFC-123 in a Horizontal Smooth Tubes", *Trans. JSME*, **60**(574), 2107-2116, (1994)
- [9] Shah, M.M. "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes", *International J. of Heat and Mass Transfer*, **22**, 547-556, (1979)
- [10] Son, C.H. "The Evaporation Flow Pattern and Heat Transfer of R-22 in Small Diameter Tubes", *Trans. of the Korea Hydrogen and New Energy Society*, **18**(3), 275-283, (2007)