

R410A 냉매를 이용한 GHP용 고효율 실내기 성능특성

이 종 호*, 박 창 석**, 강 용 태†

*경희대학교 대학원, **일동공조, † 경희대학교 기계·산업시스템 공학부

Performance Analysis of Indoor GHP for R410A Application

Jong Ho Lee*, Chang Sug Park**, Yong Tae Kang†

*Graduate School of Mechanical Engineering, Kyung Hee University, Kyung-gi 449-710, Korea

**Ildong Air Condition IND, Palbokdong 1-ga, Deokjin-gu, Jeonju-si, Jeollabuk-do, Korea

† School of Mechanical Engineering, Kyung Hee University, Kyunggi-Do, 449-710, Korea

ABSTRACT: The objectives of this paper are to study the effects of thermal and geometric conditions on the performance of indoor heat exchanger with R410A. This study carried out experimental and numerical analysis for indoor heat exchangers. In the experimental study, capacity of the indoor unit was estimated 8.3 kWh with the valve opening rate of 95% for the 50% partial operation condition. The air temperatures were measured using 80 thermocouples. This study also compared experimental data with the calculated data for the outlet temperature and the tube length. It is found that the relative errors between the experiment data and the calculated result are 4.2% and 0.5% for the outlet temperature and the tube length, respectively.

Key words: R410A, GHP(Gas engine-driven Heat Pump), LMED(대수평균엔탈피차), Heat Exchanger(열교환기), Indoor Unit(실내기)

기호설명

h : 열전달계수 [W/m²K]
 H : 엔탈피 [kJ/kg]
 k : 열전도도 [W/mK]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 N : 관의 열수
 Q : 열전달량(W)
 T : 온도 [°C]
 W : 습공기 습도비
 z : 공간좌표계 [m]

하첨자

a : 공기
 f : 유체
 i : 입구
 o : 출구
 R : 냉매
 w : 수막

1. 서론

국민생활수준의 향상으로 인하여 쾌적한 생활 환경을 추구하려는 욕구가 증대됨에 따라 여름철 냉방수요가 급격히 증가하고 있다. 이것은 국내 에너지 이용의 합리화 측면에서 하절기 냉방 전

† Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2990; fax: +82-31-201-8106

E-mail address: ytkang@khu.ac.kr

Table 1 Design program of heat exchanger

Used program	Visual C (MFC)
Refrigerant property	NIST REFPROP 7.0 ⁽⁴⁾
Air property	ASHRAE Handbook ⁽⁵⁾
Model	Fin - Tube Heat Exchanger (evaporator)

력 수요의 지속적 증가에 따른 하계 전력 부하의 피크 현상이 발생하여 전기 수요의 계절별 불균형 현상을 초래하고 있다. 그에 반해 국내 가스 연료의 계절별 수요는 그 불균형이 심각한 실정이다. 이에 따라 전기 수요의 계절별 불균형을 해결할 수 있는 국가적 노력이 이루어지고 있으며, 흡수식시스템과 GHP(Gas engine-driven Heat Pump)가 부합하는 방안으로 각광을 받고 있다. 현재 GHP에 사용되고 있는 HCFC계 R22는 오존층 보호협약인 몬트리올 의정서에 따라 2020년 사용이 전폐되는 것으로 되어있다. 이에 HFC계 혼합냉매와 탄화수소계의 자연냉매의 개발에 총력을 기울이고 있으며, R22와 동등수준으로 가능한 비공비 혼합 냉매 R410A를 적용한 GHP 연구가 진행되고 있다.

기존의 R22용 GHP 시스템에서 R410A 냉매로 대체되면 고압에 견딜 수 있는 각종 부품들의 개발뿐만 아니라 모든 공조기기 성능에 큰 영향을 미치는 열교환기의 개발이 필요하다. 일반적으로 핀-튜브 열교환기의 열 저항은 공기측이 전체의 70%로 공기측의 열전달계수의 향상이 열교환기 성능의 지배적인 역할을 한다. 공기와의 접촉면적을 크게 하기 위해서는 열교환기 핀 수의 증가와 형상의 변화를 통해 가능하지만 공기측 압력강하와 열교환기의 소음, 진동 등의 문제가 발생하게 된다.

본 연구에서는 냉매 R410A를 이용한 실내기 성능평가를 수행하였다. 실내기 실험을 통해 팽창 밸브의 개도율에 따른 열교환기의 용량을 측정하였다. 설계프로그램에서 증발기의 해석은 습공기 해석 방법인 대수평균엔탈피차 (Log Mean Enthalpy Difference) 방법으로 해석하였고, 열교환기 용량과 핀 형상 및 핀에 대한 정보, 흡입공기의 정보를 설계프로그램에 입력하여 공기측 압력강하 및

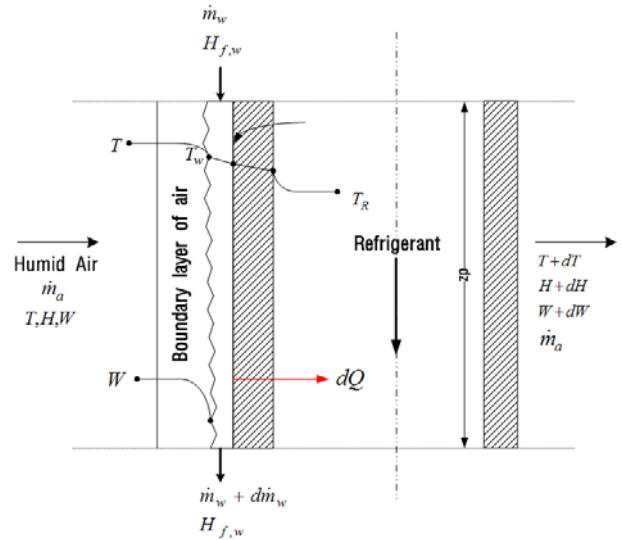


Fig. 1 Cooling and dehumidification of wet air around a tube

냉매측 압력강하 등을 계산하였다. 또한 열교환기 설계프로그램과 실내기 성능평가를 통해 실제 토출되는 공기의 온도와 관의 길이를 비교하였다.

2. 본 론

2.1 이론배경

증발기의 경우 열교환기의 핀-튜브 표면온도가 대기 온도보다 낮아지게 되어 열교환기 표면에 응축수가 발생하게 된다. 이러한 경우 표면온도에서의 포화습공기와 접촉공기와의 엔탈피차이에 의존하여 해석하여야 하기 때문에 증발기에서는 응축이 발생하는 습공기에 대한 분석이 요구된다. Fig. 1은 수직평관의 열전달-응축수 생성과정을 나타내고 있다.⁽¹⁾

응축수는 미소구간에서 일정 두께의 수막(water film)으로 존재하며, 공기와 냉매의 유동은 경계층 밖에서 균일한 평균속도이고 수막과 습공기의 접촉지점 공기의 상태는 수막의 대표온도에서의 포화습공기와 같다.

관 내부의 유동에 대한 해석상의 어려움으로 인하여 주로 실험에 기초한 상관식들이 제안되고 있으나, 특정 영역에서만 일치한다. 따라서 본 연구에서는 열교환기 해석을 위해 R22 냉매를 기준으로 하여 수평적 증발 흐름에서의 이상 유동을 해석한 Kattan et al.⁽²⁾ 상관식을 사용하였다. 미세핀 관내 R22와 R410A의 증발열전달 특성실험

Table 2 Position and number of thermocouple

	Position	Number
Heat exchanger	Heat exchanger	16
	Inlet, outlet line	2
Atmosphere	Inlet air	20
	Outlet air	4
	Inner atmosphere	62
Outdoor	Outer temperature	2
	Inlet compressor	1
	Outlet compressor	1

을 통해 Kattan et al.⁽²⁾ 상관식을 검증하였으며, Kim et al.⁽³⁾의 실험결과와 상당히 일치하는 것으로 나타났다. Table 1은 열교환기 설계프로그램에 사용된 냉매측과 공기측의 물성치 및 열교환기 설계 형상을 나타내고 있다.

2.2 실험장치 구성

2.2.1 실험장치 개략도

본 실험에서 장치의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 실험 장치는 총 6대의 실내기가 연결되도록 구성되었으며 각각의 실내기에 냉매의 흐름을 제

어하기 위해 전자밸브를 연결하였다. 본 실험에서 이용된 실외기와 실내기의 용량은 각각 10 hp와 8.3 kWh이고 실외기와 천정 4방향 실내기 한 대를 이용하여 실험하였다.

2.2.2 실험방법 및 실험조건

실험의 기준 조건은 냉방의 경우에 실내 건구온도가 27°C이고 습구온도는 19°C이며, 난방의 경우에는 건구온도가 20°C, 습구온도는 최대 15°C에서 실험을 수행하였다.

실험 방법은 정상상태를 만들기 위해 실외기와 실내기를 1시간동안 실험조건에 따라 운전하고 열전대, 유량계, 압력계, 습도의 값을 기록한다. 온도는 크게 실내온도, 열교환기의 입출구 온도, 실외온도로 구분되며, 열전대의 수와 위치는 Table 2에 나타내었다. 본 연구에서는 K-type 열전대를 이용하여 온도분포를 측정하였다. 본 실험에서의 온도, 압력, 냉매유량, 공기유량 측정시의 실험오차는 각각 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$, $\pm 0.5\%$, $\pm 3\%$ 그리고 $\pm 1\%$ 였다.

2.3 설계프로그램 실행화면

Figure 3은 Visual C++를 이용해 설계한 프로그램의 실행화면을 나타내고 있다. 실행화면의 위

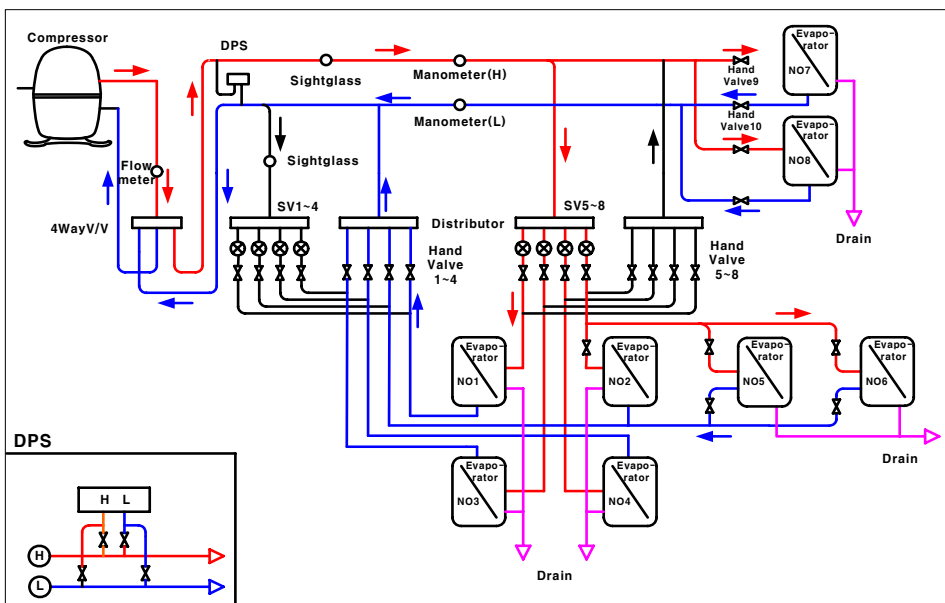


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus.

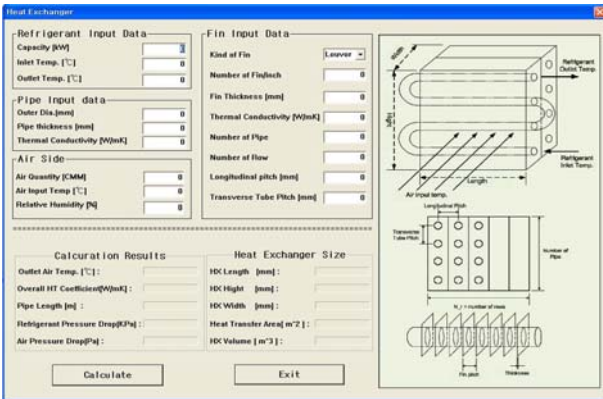


Fig. 3 Design heat exchanger program for indoor.

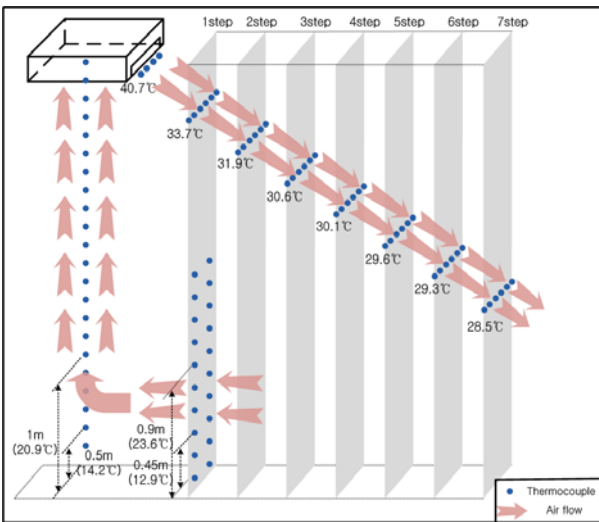


Fig. 4 Distribution of atmosphere temperature.

부분은 크게 냉매, 전열관, 흡입공기, 핀의 입력부로 나누었다. 세부적으로 냉매측 입력부에서는 용량, 냉매의 흡입, 토출 온도를 입력하고 전열관 입력부에서는 관의 직경과 두께, 열전도도를 입력한다. 공기측 입력부에서는 풍량과 공기의 건구온도, 상대습도를 입력하고, 핀의 입력부에서는 핀형상(Louver Fin, Plate Fin)을 선택할 수 있고, 핀 피치, 핀의 두께, 열전도도, 관의 수, 관의 단수 등을 입력한다.

실행화면 아래의 계산 결과에서는 공기 토출 온도, 총괄열전달계수, 파이프의 길이, 냉매측과 공기측 압력강하를 계산하여 나타내고, 추가적으로 열교환기의 높이, 폭, 깊이를 나타낸다. Table 3은 열교환기 설계프로그램 입력값을 나타내고 있다. 열교환기 설계프로그램에 입력된 값은 크게 냉매, 관, 공기, 튜브 입력부로 구분된다.

냉매 입력부에서 용량은 실제 열교환기의 용량

Table 3 Input data(Base Line)

Refrigerant side	Cooling capacity(kWh)	8.3
	Inlet temp.(°C)	10.7
	Outlet temp.(°C)	12.9
Tube side	Tube outer dia.(mm)	7.1
	Tube thickness(mm)	0.5
	Conductivity(W/mK)	393
	Number of tube rows	2
	Number of tube pipe	9
	Longitudinal pitch(mm)	11.5
	Transverse pitch(mm)	21
Air side	Volume flow rate(m ³ /min)	19.6
	Input temp.(°C)	27
	Relative humidity(%)	50
Fin	Fin type	Louver
	Number of fin	20
	Fin thickness(mm)	0.127
	Conductivity(W/mK)	200

을 입력하였고 입구와 출구의 온도는 직접 열전대를 통해 온도를 측정하였다. 관과 핀의 입력부에서는 실험에 이용된 열교환기의 실제 형상을 입력하였다. 마지막으로 공기 입력부에서 흡입공기의 온도와 습도, 풍량은 실험을 통해 측정된 값을 입력하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 열교환기 성능평가

3.1.1 대기온도측정

열전대를 이용한 실내기 및 실내 온도분포를 Fig. 4에 나타내었다. 실내기에서 40.7°C로 공기가 토출이 되고 총 7단계를 거쳐서 28.5°C의 공기가 대기에 분포된다. 대기의 공기가 흡입되는 것을 보면 1단계에 설치되어 있는 열전대에서 지상 0.45~0.9 m 사이에 온도가 각각 12.9°C, 23.6°C로 흡입되어 온도가 약 10°C 차이가 난다. 다른 곳은 약 1~2°C의 차이를 보이고 있다.

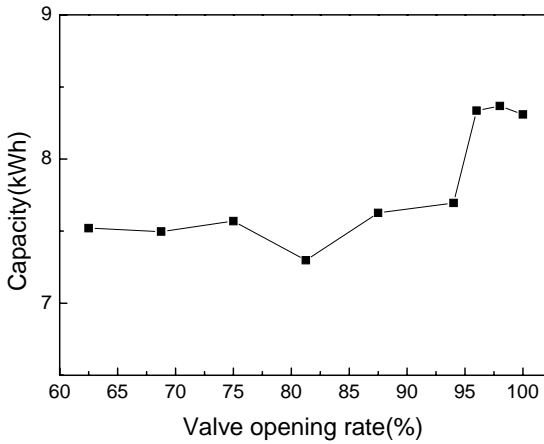


Fig. 5 Heating capacity vs. valve opening rate. (heating mode)

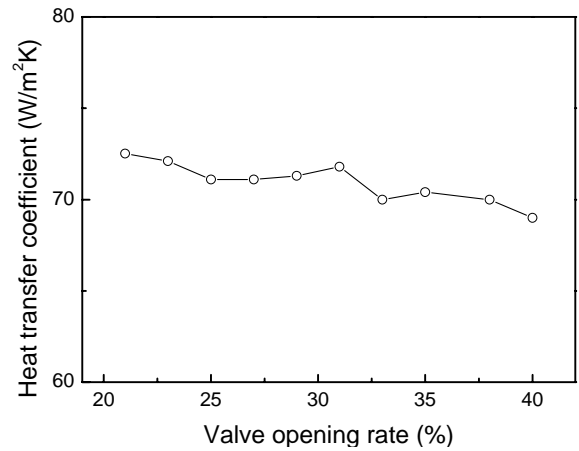


Fig. 7 Heat transfer coefficient vs. valve opening rate. (cooling mode)

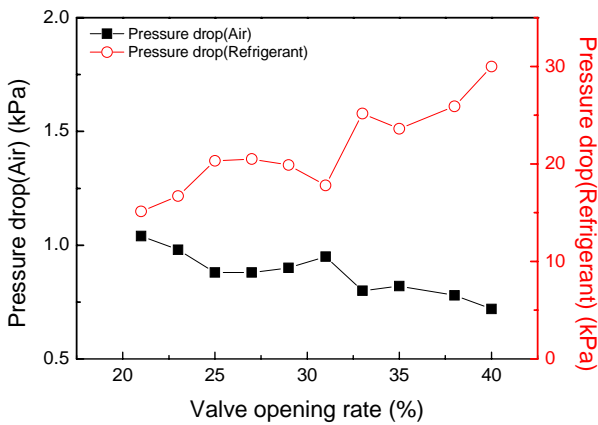


Fig. 6 Pressure drops in air side and refrigerant side. (cooling mode)

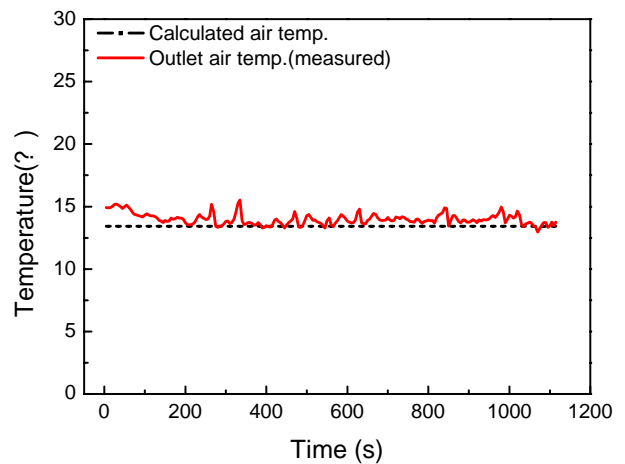


Fig. 8 Comparison of the air outlet temperature.

3.1.2 난방 성능 평가

난방용량을 계산하기 위해 실험을 통해 공기유량, 온도를 측정하였고, ASHRAE Handbook⁽⁵⁾에서 비열값을 얻어 계산하였다.

팽창밸브 각각의 변위에 따라 데이터를 취득하여 용량을 계산하여 Fig. 5에 나타내었다. 본 실험에서는 실내기 운전시 부분부하 50%로 운전되었고 이 상태로 운전하였을 때 밸브 개도율이 95% 이상일 경우 실내기의 정격 용량인 8.3 kWh를 얻을 수 있었다.

3.1.3 냉방 성능 평가

Figure 6은 밸브 개도율에 따른 냉매측과 공기측의 압력강하를 나타내고 있다. 밸브 개도율이

클수록 냉매측 압력강하는 증가하고 공기측 압력강하는 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 밸브 개도율이 커질수록 질량유량이 증가하게 되고 이로 인해 냉매의 압력강하는 증가한다는 것을 보여주고 있다.

Figure 7은 냉매 밸브 개도율에 따른 공기측 열전달계수 변화를 나타내고 있다. 공기측 열전달계수는 Wang⁽⁶⁾ 상관식을 통하여 계산되었다. 공기측 열전달계수의 감소는 냉매측 열전달성능 촉진에 따른 물성치의 변화에 기인한 것으로 판단된다.

3.1.4 실험과 설계프로그램 결과비교

Figure 8은 실내 열교환기에서 토출되는 공기의 온도와 열교환기 프로그램 결과를 비교한 결

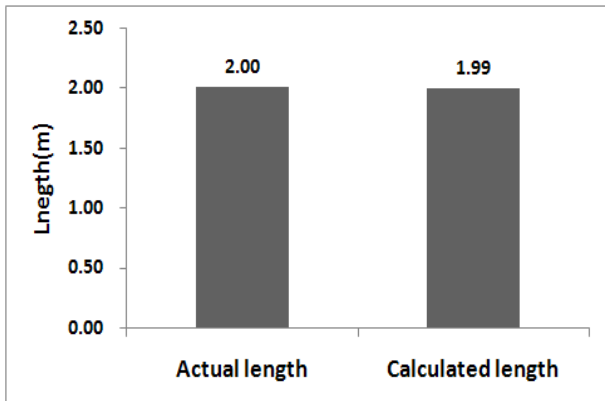


Fig. 9 Comparison of tube length.

과이다. 프로그램을 통해 계산한 결과는 13.42°C 이고 실험을 통해 측정된 공기의 토출온도는 13.99°C로 측정되었다. 열교환기 설계프로그램과 실제 열교환기의 토출온도를 비교한 결과 약 0.5°C의 온도차를 나타내어 실험과 설계프로그램의 상대오차가 4.2%이다.

Figure 9는 실내 열교환기의 실제 길이와 계산된 열교환기의 길이를 나타내고 있다. 실제 열교환기의 길이는 2 m이고 열교환기 설계프로그램의 계산결과는 1.99 m로 나타났다. 실제 열교환기와 계산결과의 차이는 약 0.01 m로 상대오차는 0.5%로 나타났다.

4. 결 론

본 연구에서 수행한 실내기 성능실험 비교결과는 다음과 같다.

(1) 본 연구에서 실내기의 용량측정은 공기의 풍량을 이용해 측정하였다. 난방 측정시 부분부하 50%로 운전되었고 용량은 8.3 kWh로 측정되었다.

(2) 대기온도 분포를 측정한 결과 7단계에 걸쳐 28.5°C의 공기가 대기에 분포된다. 공기가 흡입되는 것을 보면 1단계에 설치되어있는 열전대에서 지상 0.45~0.9 m 사이에 온도가 각각 12.9°C, 23.6°C로 흡입되어 온도가 약 10°C 차이가 난다. 그리고 실내기 중앙에 설치되어있는 열전대를 통해서 0.5~1 m 사이의 온도차가 약 6°C로 나타났다.

(3) 밸브 개도율이 클수록 냉매측 압력강하는 증가하였고, 공기측 압력강하는 감소하는 것을 알 수 있었다. 이는 밸브 개도율이 커질수록 질량유

량이 증가하게 되고 이로 인해 냉매의 압력강하는 증가한다는 것을 보여준다. 공기측 열전달 계수는 냉매 질량유량의 변화에도 영향을 받는다는 것을 알 수 있었다.

(4) 열교환기 설계프로그램에 대한 검증을 위해 실험에 사용되는 열교환기와 실험 조건을 열교환기 설계프로그램에 입력하였다. 열교환기의 형상 및 실험조건을 대입하였을 때 토출되는 공기의 상대오차는 약 4.2%, 열교환기 길이의 오차는 약 0.5%로 측정되었다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단에서 지원한 과제(2006-E-CM11-P-31-3-010-2008)로 수행되었다.

참고 문헌

1. Kuehn, T. H., Ramsey, J. W. and Threlkeld, J. L., 1998, Thermal Environmental Engineering, 3rd edition, Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ.
2. Kattan, N., Thome, J. R. and Favrat D., 1998, Flow Boiling in Horizontal Tubes. Part 1: Development of a Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map, Journal of Heat Trasfer, Vol.120, No.1, pp. 140-147.
3. Kim, M. H., Shin, S. J. and Lim B. H., 1998, Evaporationg Heat Transfer Charcteristics of R22 and R410A in 9.52mm O.D. Smooth and Microfin Tube, Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 22, No.10, pp. 1454-1465.
4. Mclinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 2002, NIST Reference Fluids Thermodynamic Properties- REFPROP Ver. 7.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland, U.S.A.
5. ASHRAE, 1998, Fundamental Handbook(SI).
6. Wang, C. C. and Chi, Y. Y., 2000, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp. 2693-2700.