

대향류와 평행류형 판형 증발기에서 운전방식에 따른 성능특성 분석

Analysis of Performance Characteristics in the Counter and Parallel Type Plate Evaporator with Operating Methods

배경진* · 차동안* · 권오경*†

Kyung-Jin Bae*, Dong-An Cha* and Oh-Kyung Kwon*†

(접수일 : 2013년 3월 29일, 수정일 : 2013년 5월 13일, 채택확정 : 2013년 5월 13일)

Abstract: The analysis of performance characteristics was carried out in the plate type evaporator with counter and parallel flow. To investigate performance of evaporator with water inlet temperature and refrigerant mass flow rate were changed. As a result, when the inlet temperature of water is 8°C, capacity of parallel flow evaporator higher than counter flow is 0.35%. But as the inlet temperature of water rises from 8°C to 16°C, capacity of counter flow type evaporator higher than parallel flow type is 0.12%, 0.27%, 1.1%, 1.6%, respectively. The findings showed that counter flow type evaporator has a larger capacity than those that were parallel flow type evaporator. As the refrigerant mass flow rate rises, capacity and pressure drop increases in the counter and parallel flow type evaporator.

Key Words : Counter flow, Parallel flow, Evaporator, Plate heat exchanger, R410a

— 기 호 설 명 —

a : 굴곡 높이 [m]
b : 굴곡 간격 [m]
Bo : Boiling 수
C : 용량률
D_h : 수력직경 [m]
L_p : 판 길이 [m]
L_w : 판 폭 [m]
n : Channel [EA]
Nu : Nusselt 수

t : 판 두께 [m]
Re : Reynolds 수
Pr : Prandtl 수

그리스 문자

β : 웨브론 각도 [°]
 ε : 유용도
 π : 원주율

*† 권오경(교신저자) : 한국생산기술연구원
E-mail : kwonok@kitech.re.kr, Tel : 041-589-8528
*배경진 : 한국생산기술연구원
*차동안 : 한국생산기술연구원

*† Oh-Kyung Kwon(corresponding author) : Energy System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology.
E-mail : kwonok@kitech.re.kr, Tel : 041-589-8528
*Kyung-Jin Bae : Energy System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology.
*Dong-An Cha : Energy System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology.

1. 서론

인류의 발전과 함께 생활수준이 향상됨에 따라 이를 유지 및 발전하기 위해 에너지의 사용량이 크게 급등하였다. 무분별한 에너지 사용은 지구온난화 및 자연환경 파괴를 야기 시킴에 따라 환경친화적인 산업구조의 형태를 갖는 에너지이용기술 도입 및 기존제품의 고효율 고성능화가 필요하다. 따라서 전세계적으로 신재생에너지를 결합한 시스템에 대한 관심이 매우 높다. 신재생에너지를 결합한 시스템은 태양열, 태양광, 풍력, 수력, 지열 등의 무공해 에너지를 이용함으로써 에너지 절약뿐만 아니라 기존의 시스템의 효율 또한 증가시킨다.

지열에너지는 지하 수백미터(10~200 m)에서 연중 온도변화(12~17°C)가 거의 없으므로 동절기에는 공기열원보다 온도가 높고 하절기에는 온도가 낮아 혹서기나 혹한기에도 안정적인 열원확보가 가능하여 장소, 기후, 시간에 관계없이 적용이 가능하다. 안정적인 열원확보가 가능한 지열에너지를 냉방과 난방을 동시에 구현할 수 있는 히트펌프 시스템의 열원으로 사용함에 따라 환경친화적이고 고효율의 시스템을 구현할 수 있어 사용이 보편화되고 있다.

지열히트펌프 시스템은 4-way 밸브를 이용하여 냉방과 난방을 겸용으로 운전할 수 있는 시스템으로 크게 지열히트펌프 유닛과 지중열교환기로 나눌 수 있다. 히트펌프 시스템에 관한 연구로 Baek¹⁾과 Lee et al.²⁾은 해수와 지열을 열원으로 사용한 히트펌프를 연구하였고, Lian et al.³⁾은 수열원과 공기열원 히트펌프를 시뮬레이션을 수행하여 비교분석하였다. 그리고 Choi et al.⁴⁾은 지열원 물대공기 멀티히트펌프의 난방에 대한 실증연구를 진행하였고, Chen et al.⁵⁾은 지하수를 열원으로 사용하는 히트펌프를 적용하여 공기열원 히트펌프와 비교를 통해 약 20~30%의 에너지절감효과가 있는 것으로 보고하였다.

지중열교환기를 적용한 연구로는 Hepbasli et al.^{6,7)}은 수직밀폐형 지중열교환기를 적용한 지열히트펌프 시스템의 성능 특성에 관한 연구를 수행하였으며, Sohn et al.⁸⁾은 수직밀폐형 지열히트펌프

프의 장기간 운전에 따른 성능분석 및 지중온도 변화에 대한 실증연구를 진행하였다.

지열히트펌프 시스템은 4-way 밸브를 사용하므로 냉난방 조건에 따라 냉매의 흐름이 변하므로 설계기준에 따라 냉매와 열원의 열교환 방식이 냉방을 대향류로 유지하게 되면 난방운전시에 평행류로 전환되고, 난방을 대향류로 유지하게 되면 냉방운전시에 평행류로 전환하게 된다.

Cha et al.^{9,10)}은 지열히트펌프에 냉매절환 및 수절환 방식을 적용하여 대향류 방식이 평행류 방식보다 동일한 조건에서 COP가 6%이상 증가함을 실험적으로 규명하였다.

본 연구에서는 판형 증발기를 대상으로 시뮬레이션을 통해 열교환 방식이 평행류일 때와 대향류일 때의 운전특성을 정량적으로 비교 분석하고 성능변화를 예측할 수 있는 해석을 수행하였으며, 이러한 결과는 지열히트펌프의 설계자료로 활용하고자 한다.

2. 모델링 및 시뮬레이션 조건

2.1 모델링

본 연구에서 지열히트펌프 증발기에서 냉매와 2차 유체의 열교환 방식을 수냉매절환을 통하여 대향류와 평행류일 때의 증발기의 성능특성을 비교 분석하였다. 이를 위하여 해석에서는 Fig. 1의 쉘브론형 판형열교환기 Danfoss(B3-095-52)를 증발기로 이용하였으며, 판형열교환기 쉘브론 각도 60°, 판 개수는 42장이다. 본 해석에서 이용한 판형열교환기 자세한 사양은 Table 1에 나타내었다.

증발기에서 냉매측 열전달 특성 및 압력강하를 고려하기 위한 Nu 수 및 f-factor는 Kim et al.¹¹⁾이 제안한 식을 사용하였으며 식 (1), (4)와 같다.

$$Nu_{R410a} = Ge_1 Re_{E_1}^{Ge_2} B_{E_1}^{0.3} Pr^{0.4} \quad (1)$$

$$Ge_1 = 2.81 \left(\frac{P_b}{D_h} \right)^{-0.041} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-2.83} \quad (2)$$

$$Ge_2 = 0.746 \left(\frac{P_b}{D_h} \right)^{-0.082} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-0.61} \quad (3)$$

$$f_{R410a} = Ge_3 Re_{Eg}^{Ge_4} \quad (4)$$

$$Ge_3 = 64710 \left(\frac{P_b}{D_h} \right)^{-5.27} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-3.03} \quad (5)$$

$$Ge_4 = -1.314 \left(\frac{P_b}{D_h} \right)^{-0.62} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-0.47} \quad (6)$$

여기서, P_b 는 굴곡의 간격이며, D_h 는 수력직경이다.

증발기에서 2차 유체측 열전달특성 및 압력강하를 고려하기 위한 Nu 수 및 f-factor는 Kim¹²⁾이 제안한 식을 사용하였으며 이는 식 (7), (8)과 같다.

$$Nu_{water} = 0.295 Re^{0.64} Pr^{0.32} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0.09} \quad (7)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos\beta}{(0.18 \tan\beta + 0.36 \sin\beta + f_0 / \cos\beta)^{1/2}} + \frac{1 - \cos\beta}{\sqrt{3.8 f_1}} \quad (8)$$

$$Re \geq 2000 : f_0 = (1.8 \log_{10} Re - 1.5)^{-2} \quad (9)$$

$$f_1 = \frac{39}{Re^{0.289}}$$

$$Re < 2000 : f_0 = \frac{64}{Re} \quad (10)$$

$$f_1 = \frac{597}{Re} + 3.85$$

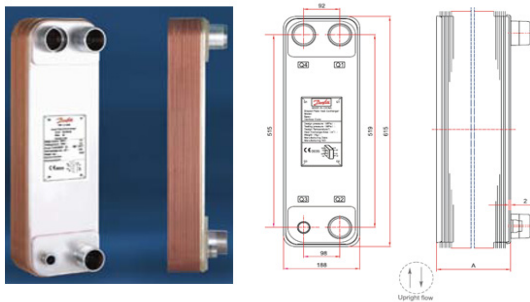


Fig. 1 Specification of plate heat exchanger

Table 1 Geometry of plate heat exchanger

Parameter	Value	Unit
Vertical length of plates : L_p	188	mm
Horizontal length of plates : L_w	515	mm
Plate thickness : t	0.3	mm
Chevron angle : β	60	°
Corrugation pitch : b	5.2	mm
Plate pitch : a	2	mm
Channel : n	26	EA
Material	SUS 316	-

증발기에서 냉매와 2차 유체의 열교환 방식에 따른 대향류와 평행류의 성능특성을 비교 및 분석하기 위하여 ϵ -NTU method를 이용하여 해석하였으며 이때 대향류와 평행류의 유용도는 각각 식 (11), (12)와 같다.¹³⁾

$$\epsilon_{parallel} = \frac{1 - \exp[-NTU(1+C)]}{1+C} \quad (11)$$

$$\epsilon_{counter} = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C)]}{1 - C \cdot \exp[-NTU(1-C)]} \quad (12)$$

2.2 해석 방법 및 조건

일반적으로 열교환기 해석에 널리 적용되어 사용되어지고 있는 Section by section method를 이

Table 2 Simulation condition

Condition		Value	Unit
R410a	Temperature	1.7	°C
	Pressure	840	kPa
	Quality	0.2745	-
	Mass flow rate	0.12, 0.135, 0.15*, 0.165, 0.18	kg/s
Water	Temperature	8, 10, 12, 14, 16	°C
	Flow rate	5.6	m ³ /h

*Basic condition

용하여 증발기에서 냉매와 2차 유체의 열교환 방식을 대향류와 평행류에 따라 성능특성을 비교 및 해석하였다. 평행류는 처음 구간의 입구상태량을 이용하여 처음구간의 출구 상태량을 계산하고 처음 구간의 출구 상태량은 다음구간의 입구상태가 되어 다음 구간의 출구상태를 계산한다. 대향류의 경우 2차 유체의 열교환기 출구 상태량을 가정하고 평행류와 동일한 방법으로 계산하여 2차 유체의 입구 상태량과 일치할 때까지 2차 유체의 출구상태량을 변화시켜가면서 반복계산을 수행하였다.

증발기에서 냉매는 R410a, 2차 유체는 물을 이용하였으며, ARI Standard 480-2001 시험기준¹⁴⁾에 따라 냉매측 입구온도 1.7°C, 입구압력 840 kPa, 입구건도 0.2745, 질량유량 0.15 kg/s, 2차 유체측 입구온도 12°C, 질량유량 5.6 m³/h를 기준으로 냉매의 질량유량을 10%씩, 2차 유체의 입구온도를 2°C씩 변화시켜가면서 해석하였으며 자세한 해석 조건은 Table 2에 나타내었다.

3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

3.1 2차 유체 입구온도변화에 따른 성능비교

Fig. 2는 냉매와 물의 열교환방식이 각각 평행류와 대향류 일 때 물의 입구온도에 따른 증발기 열교환량 및 압력강하를 비교하여 보여주고 있다. 물의 입구온도가 증가함에 따라 대향류형과 평행류형 증발기 모두 열교환량은 증가하고 압력강하는 감소하였다. 이는 열원측인 물의 입구온도가 증가함에 따라 냉매와 물의 온도차가 커져 증발기 열교환량이 증가하였다. 물의 입구온도 8°C일 때, 평행류형 증발기가 대향류형 증발기에 비해 약 0.35% 더 높은 열교환량을 보였으며 물의 입구온도가 각각 10°C부터 16°C에서는 대향류형 증발기의 열교환량이 각각 0.12%, 0.27%, 1.1%, 1.6%로 더 높은 열교환량을 보였다. 이는 증발기의 과열도에 따라 현열과 잠열에 의한 열전달 구간이 서로 다르기 때문에 나타나는 것으로 판단된다.

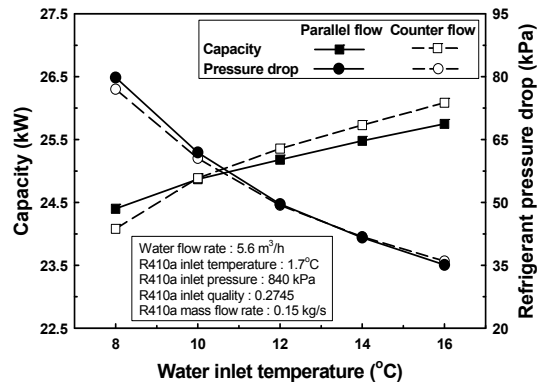


Fig. 2 Comparison of cooling capacity and pressure drop with water inlet temperature

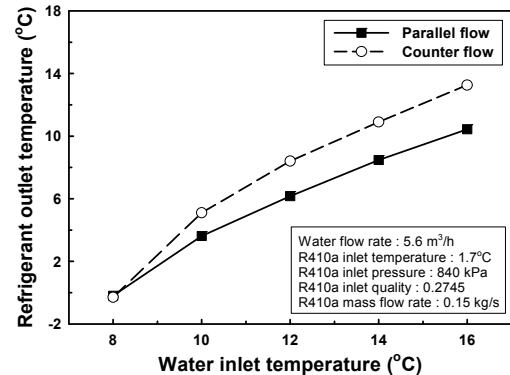
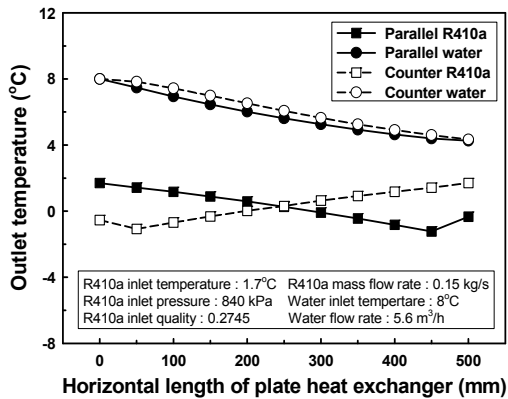


Fig. 3 Comparison of refrigerant outlet temperature with water inlet temperature

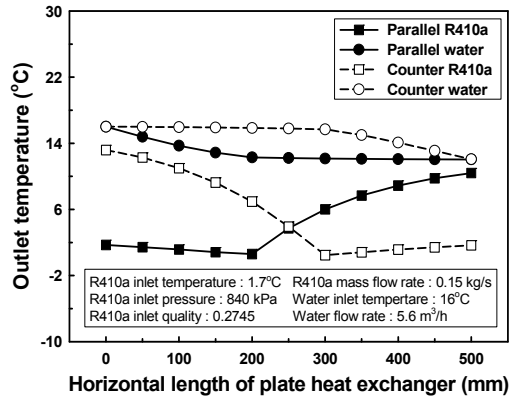
Fig. 3은 증발기에서 냉매와 물의 열교환방식이 각각 평행류와 대향류 일 때 물의 입구온도에 따른 냉매의 출구 온도를 비교하여 보여주고 있다. 물의 입구온도가 8°C일 때 대향류형과 평행류형 증발기의 출구 온도차는 약 0.1°C로 평행류형 증발기의 냉매 출구 온도가 더 높게 나타났다. 하지만 물의 입구온도가 8°C에서 10°C로 증가함에 따라 냉매의 증발기 출구온도는 대향류형 증발기가 약 5.4°C, 평행류형 증발기가 약 3.8°C로 대향류형 증발기의 냉매출구온도가 더 크게 증가하였으며 물의 입구온도가 10°C이상에서는 대향류형 증발기의 냉매 출구온도가 더 큰 것으로 확인되었다.

Fig. 4는 2차 유체인 물의 입구온도 8°C와 16°C에서의 판형 증발기 길이에 따른 냉매출구온도 및 열교환량을 평행류와 대향류 방식을 비교하여 나타낸 것이다. Fig. 4의 (a), (b)에서 확인할 수 있듯이 물의 입구온도가 8°C일 때 과열도는 약 1°C인 반면에 물의 입구온도가 16°C일 때는 과열도가 약 12°C로 전체 열교환기 길이에서 냉매의 과열구간이 차지하는 비율이 서로 다르다. 또한 Fig. 4의 (c), (d)에서 볼 수 있듯이 열교환기 각 구간에서 냉매의 건도가 약 0.6이하에서는(약 200 mm 지점) 평행류형 증발기의 열교환량이 더 크지만 건도가 약 0.6이상에서는 대향류형 증발기의 열교환량이 더 큰 것으로 확인되었다. 이는 LMTD차

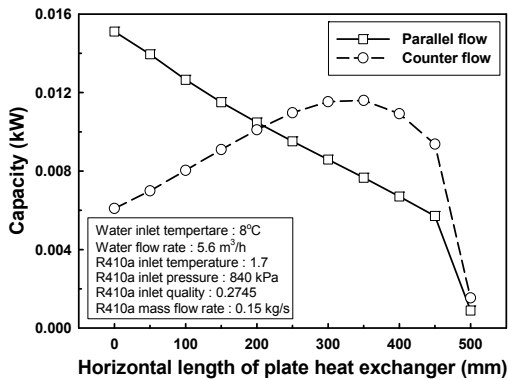
이로써 냉매는 잠열에 의한 열교환을 함으로 냉매의 온도는 변화하지 않고 물의 온도만 변화하므로 LMTD에 의해 열교환량의 차이가 생긴다. 그러므로 과열구간이 적은 물의 입구온도가 8°C인 조건에서는 평행류형 증발기가 더 좋은 열교환량을 가지며, 과열구간이 상대적으로 많은 물의 입구온도가 16°C 조건에서는 대향류형 열교환기의 열교환량이 더 큰 것으로 나타났다. 본 연구에서는 물의 입구온도가 10°C이상에서 과열도가 약 6°C이상으로 대향류형 증발기가 평행류형 증발기에 비해 열교환량이 더 크게 나타나는 것으로 해석되었다.



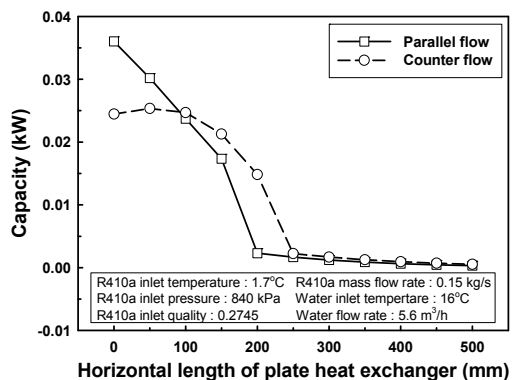
(a) Water inlet temperature : 8°C



(b) Water inlet temperature : 16°C



(c) Water inlet temperature : 8°C



(d) Water inlet temperature : 16°C

Fig. 4 Comparison of evaporator outlet temperature and capacity with horizontal length of plate heat exchanger in the water inlet temperature 8°C and 16°C

3.2 냉매 유량에 따른 성능비교

Fig. 5는 냉매와 물의 열교환방식이 각각 평행류와 대향류 일 때 냉매의 질량유량에 따른 증발기 열교환량 및 압력강하를 비교하여 보여주고 있다. 냉매의 질량유량이 0.12 kg/s에서 0.18kg/s로 증가함에 따라 대향류형과 평행류형 증발기 모두 열교환량은 약 46% 증가하였으며 압력강하는 약 75% 증가하였다. 이는 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 증발기 냉매 출구온도는 감소하지만 질량유속이 커지면서 증발기 열교환량 및 압력강하는 증가한다. 모든 냉매의 질량유량에서 열교환량은 약 0.16 kW정도 대향류형 증발기가 평행류형 증발기에 비해 높은 열교환량을 보였다. 이는 모든 냉매의 질량유량에서 과열도가 약 6°C이상으로 나타났기 때문이다.

Fig. 6은 증발기에서 냉매와 물의 열교환방식이 각각 평행류와 대향류 일 때 냉매의 질량유량에 따른 냉매의 출구온도를 비교하여 보여주고 있다. 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 평행류 및 대향류형 증발기의 냉매 출구 온도는 감소하는 것으로 나타났다. 냉매의 질량유량이 각각 0.12 kg/s, 0.18 kg/s에서 평행류 및 대향류형 증발기 출구온도는 각각 약 10°C, 8°C, 6.8°C, 4.5°C이다. 모든 냉매 질량유량 구간에서 증발기 냉매 출구온도는 대향류형 증발기가 평행류형 증발기에 비해 약 2°C정도 높은 것으로 확인되었다.

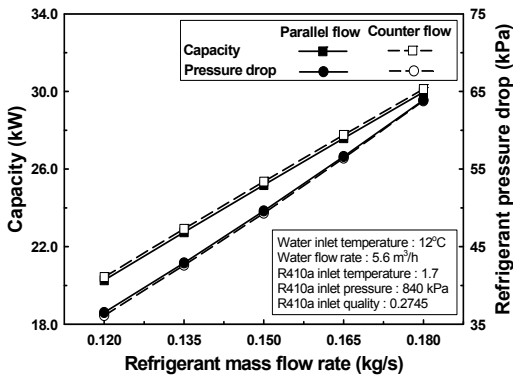


Fig. 5 Comparison of cooling capacity and pressure drop with refrigerant mass flow rate

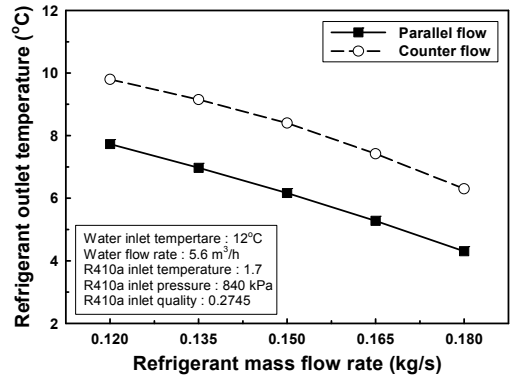


Fig. 6 Comparison of refrigerant outlet temperature with refrigerant mass flow rate

4. 결 론

증발기에서 냉매와 2차 유체의 열교환 방식을 대향류와 평행류에 따라 성능특성을 비교 및 분석하기 위해 증발기 물의 입구온도와 냉매의 질량유량을 변화시켜가면서 해석하였으며 그 결과는 다음과 같다.

(1) 물의 입구온도 8°C일 때, 평행류형 증발기가 대향류형 증발기에 비해 약 0.35% 더 높은 열교환량을 보였으며 물의 입구온도가 각각 10°C부터 16°C에서는 대향류형 증발기의 열교환량이 각각 0.12%, 0.27%, 1.1%, 1.6%로 더 높은 열교환량을 보였다.

(2) 과열도가 약 6°C이상에서 대향류형 증발기가 평행류형 증발기에 비해 열교환량이 더 크게 나타나는 것으로 확인되었다.

(3) 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 대향류형과 평행류형 증발기 열교환량 및 압력강하는 선형적으로 증가하였으며, 모든 냉매의 질량유량에서 열교환량은 약 0.16 kW정도 대향류형 증발기가 평행류형 증발기에 비해 높은 열교환량을 보였다.

후 기

본 연구는 2010년도 지식경제부의 재원으로 한

국에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.(No. 20103030110030)

References

1. N. C. Baek, 2001, "Development of Off-Peak Electric Water Heater using Heat Pump", Energy R&D, Vol. 11, pp. 3-7.
2. J. Y. Lee, J. T. Chung, J. S. Woo, and J. M. Choi, 2010, "Influence of the Secondary Fluid Flow Rate on the Performance of a GSHP System", Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 22, No. 10, pp. 649-656.
3. Z. Lian, S. Park, H. Qi, 2005, "Analysis on Energy Consumption of Water-Loop Heat Pump System in China", Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 73-85.
4. J. M. Choi, S. H. Kang, J. M. Moon, and R. H. Kim, 2009, "Daily Heating Performance of a Ground Source Multi-heat Pump at Heating Mode", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, No. 9, pp. 527-535.
5. C. Chen, F. Sun, L. Feng, M. Liu, 2005, "Underground Water-Source Loop Heat-Pump Air-Conditioning System Applied in a Residential Building in Beijing", Applied Energy, Vol. 82, pp. 331-344.
6. A. Hepbasli, 2002, "Performance Evaluation of a Vertical Ground-source Heat Pump System in Izmir", Turkey, Int. Journal of Energy Res., Vol. 26, pp. 1121-1139.
7. A. Hepbasli, O. Akdemir, E. Hancioglu, 2003, "Experimental Study of a Closed Loop Vertical Ground Source Heat Pump System", Energy Conversion and Management, Vol. 44, pp. 527-548.
8. B. H. Sohn, C. S. Cho, H. J. Shin, and H. J. An, 2005, "Cooling and Heating Performance Evaluation of a GSHP System", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 1, pp. 71-81.
9. D. A. Cha, O. K. Kwon, and C. S. Park, 2012, "A Study on Heating Characteristics of Ground Source Heat Pump with Variation of Heat Exchange Methods", Transactions of the Korea Society of Geothermal Energy Engineers, Vol. 8, No. 2, pp. 9-15.
10. D. A. Cha, O. K. Kwon, and C. S. Park, 2012, "A Study on Cooling Characteristics of Ground Source Heat Pump with Variation of Water Switching and Refrigerant Switching Methods", Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 24, No. 8, pp. 605-611.
11. D. H. Han, K. J. Lee, 2003, "Experiments on the Characteristics of Evaporation of R410A in Brazed Plate Heat Exchangers with Different Geometric Configurations", Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 1209-1225
12. Y. S. Kim, 1999, "An Experimental study on Evaporation Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop in the Plate heat Exchanger", MS thesis, Yonsei University, Seoul, Korea
13. M. K. Seo, J. H. Park and Y. S. Kim, 2001, "A Study on the Performance Analysis in the Plate and Shell Heat Exchanger", Journal of The Korean Society for Power System Engineering, Vol. 5, No. 1, pp. 35-43.
14. ARI Standard 480-2001, "Remote Type Refrigerant-Cooled Liquid Coolers"