

지하공기열 히트펌프 제습기에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on a Heat Pump with Dehumidification Function that Utilizes Underground Air Heat

고지운(Ji-Woon Ko)¹, 박윤철(Youn Cheol Park)^{2*}, 고광수(Gwang-Soo Ko)¹

¹제주대학교 일반대학원 기계공학과, ²제주대학교 기계공학과

¹Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Jeju National University, 690-756, Republic of Korea

²Department of Mechanical Engineering, Jeju National University, 690-756, Republic of Korea

(Received October 21, 2013; revision received November 25, 2013; Accepted: November 29, 2013)

Abstract The present study has been conducted to develop a heating system for a green house with heat from underground air at Jeju Island. The temperature of the air deposited in the underground is 16~18°C throughout the year, and it also has a large amount of moisture. Therefore, the air could not directly used for the heating of a green house. In this study, a heat pump with dehumidification function has been developed, which consisted of three evaporators, where the moisture removal occurs, accompanied by temperature drop. The dropped temperature is recovered, while passing through a series condenser. The air temperature increased from 17°C to 35 with a 2.1 kg/h of moisture removal rate. The developed system moisture removal performance shows 0.91 kg/kWh.

Key words Underground air heat(지하 공기열), Heat pump(열펌프), Dehumidification(제습), Multi condenser(다중 응축기), Multi evaporator(다중증발기)

* Corresponding author, E-mail: ycpark@jejunu.ac.kr

1. 서 론

현재 화석연료사용이 급증하며 지구온난화와 자원고갈의 문제가 전 세계적으로 크게 대두되어지고 있다. 국가 환경 규제에 능동적으로 대응하고 에너지 안보 확보를 위해서는 대체에너지 개발과 미활용 에너지의 최적이용 및 보급 확대가 필요하다. 지온의 계절변화는 지하 10~20 m 깊이에서는 거의 나타나지 않는데, 이러한 층을 지중온도의 불변층이라고 한다. 그리고 지하로 깊게 내려갈수록 지온은 점차 상승하는데 그 비율(지하증온율)은 100 m당 2~3°C로, 대체로 어느 곳이나 거의 같은 값을 나타낸다. 지중온도의 특징은 여름철은 지표보다 낮고, 겨울철은 지표보다 높게 유지된다. 지중온도의 최대 장점은 주변과 잘 섞이지 않아 연중 15~18°C를 연중 일정하게 유지할 수 있다는 점이 에너지로서 자원화 할 수 있는 가장 큰 장점이다.

정부에서는 농가소득 증대를 위하여 고유가로 어려움을 겪고 있는 시설농가의 에너지 효율성 개선과 난방업체의 기술력증진을 위해 노력하고 있다. 2010년부터는 시설원예의 원료비 부담을 경감시키기 위하여 시설원예용 ‘지열 히트펌프 보급사업’을 정부 주도로 진

행하고 있으며, 농가뿐만 아니라 공공기관이 신·증·개축 하는 연면적 1,000 m² 이상의 건축물에 대하여 에너지 사용량의 10% 이상을 신·재생에너지 설비에 투자하도록 의무화하는 제도를 시행하고 있다.

제주도의 경우에는 지열 히트펌프의 지중열교환기의 성능이 제주도의 화산형질의 지질구조의 영향으로 낮으며, 지하굴착공사에 타지역보다 상대적으로 3~4 배의 굴착비용이 수반되어 보급에 큰 걸림돌로 작용하고 있다. 반면에 제주도는 공극이 많은 화산토질로 인하여 지하공에 팬을 설치하여 공기를 흡입하면 기존 지중열교환기의 전도에 의한 열전달에 못지않은 우수한 공기열원을 얻을 수 있다.

지하공에서 흡입한 공기의 특성을 살펴보면, 제주도 소재의 애월읍에 위치한 원예농가에서 토출되는 지하공기의 온도는 18.8°C이고 습도는 85.5%이며, 다른 소재지인 구좌읍에 위치한 원예농가에서는 온도는 18.5°C이고 습도는 85.5%이다. 따라서 제주도내에서 지역적으로 거의 온도와 습도가 비슷하다는 것을 알 수 있다.

이러한 우수한 지하공기는 이를 열펌프를 이용하지 않고 직접 토출되는 공기를 시설원예 등에 공급하여 열원으로 바로 활용할 수 있다. 하지만 토출된 지하공

기의 습도가 매우 높아 이를 직접 시설원예에 사용할 경우에는 높은 습도로 인하여 괴양병의 발생빈도를 높이는 등 농작물 재배에 악영향을 미치며, 지하공기를 직접 건물 공조에 사용할 경우에는 결로현상이나 곰팡이의 번식 등의 원인이 될 수 있다.

현재 국내외에서 많은 제습기술 개발이 이루어지고 있으며 복합적인 기능을 가진 하이브리드 제습기도 개발이 이루어지고 있다. 국내에서 개발되어 보급되고 있는 제습기의 경우에는 냉매를 사용하는 냉각사이클을 이용하여 공기의 이슬점 온도보다 낮은 증발기의 온도를 구현한 후, 증발기 표면에서 과포화된 공기를 응축시켜 제습하는 방법과 제습로터를 이용하여 흡습과 제습을 반복적으로 이용하는 방식 등이 일반적인 방법이다.

제습로터를 이용한 제습기는 일반적으로 실리카겔, 제올라이트 등 제습제의 흡착특성을 이용하여 공기를 건조시키는 기기이다. 다공성 구조의 회전체 형태를 가지며, 이 회전체의 운전 중 일부에서는 흡착/제습이 일어나고 다른 부분에서는 탈착/재생이 일어난다. 이로 인해 연속적인 제습에 대한 제약이 있으며, 냉각 사이클을 이용하는 경우에는 제습과정을 거치는 공기의 온도가 감소하여 제주도의 지하공기처럼 직접이용하기에 적당한 온도의 열원을 제습을 위하여 온도를 다시 떨어뜨리는 비효율성이 존재한다.

본 연구에서는 과포화된 지하공기를 시설원예나 건물공조로 지하공기를 직접 사용하기 위하여 제습기능을 동반하고 유입공기의 온도강하를 방지할 수 있는 지열히트펌프의 개발을 위한 연구를 수행하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에서 개발한 히트펌프 제습기의 성능 및 실험을 위하여 운전환경을 모사할 수 있는 환경챔버에서 실험을 실시하였다. 환경챔버는 열손실을 줄이기 위해 150 mm의 특수 단열재로 마감하였고, 챔버내의 온도를 제어할 수 있는 6 kW급 PTC(Positive Temperature Coefficient)전기히터와 3 kW급 칠러(Chiller)를 설치하였다. 습도는 가습기 및 제습기를 독립적으로 설치하여 목표 습도를 자동적으로 조절할 수 있도록 하였다.

히트펌프에 제주도 지하공기를 모사한 공기를 유입시키기 위하여 5 kW급 Blow Fan을 이용하여 덕트를 통해 공기를 흡입되도록 하였고, 이를 Code Tester와 연결하여 공기의 상태량과 풍량을 측정하였다. Fig. 1은 지하공기를 모사하고 측정하기 위한 환경챔버의 개략도이다.

히트펌프 시스템 내의 압력 및 온도의 측정을 위하여 요소부품의 입·출구배관 내부에 압력센서 및 온도센

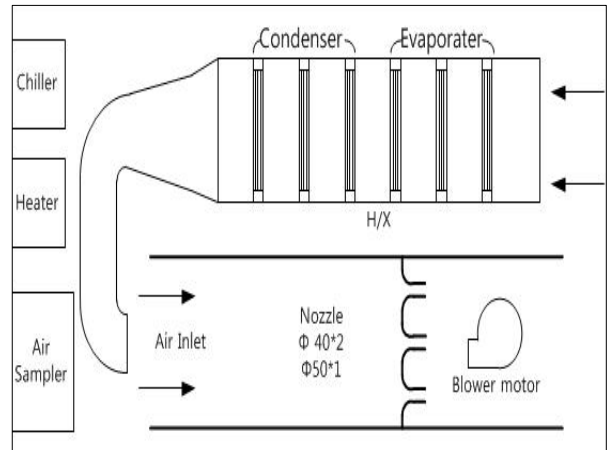


Fig. 1 Schematic diagram of environmental chamber.

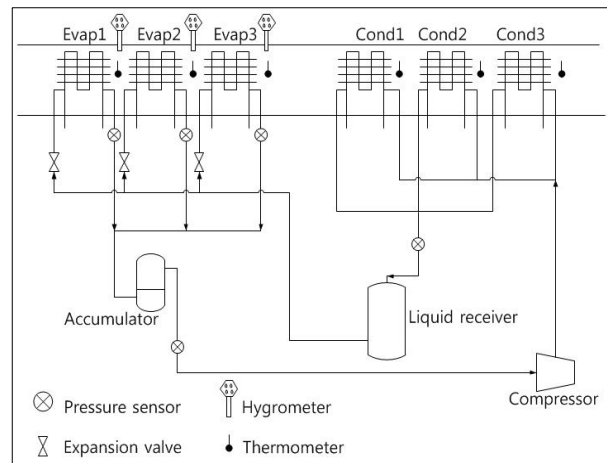


Fig. 2 Schematic diagram of heat pump system.

서를 설치하였다. 또한 히트펌프 시스템의 압축기에서 소비되는 동력을 측정하기 위하여 전력을 전류와 전압으로 디지털화 할 수 있는 전력변환기(Yokogawa, WT 1030)를 사용하였고, 측정된 신호를 Data Logger에 입력하여 컴퓨터에 기록하였다.

Power Meter를 설치하여 운전하는 동안에 소비동력을 측정하였으며, 각각의 계측기를 통해 측정된 값들은 30채널의 데이터로거(Data logger)를 이용하여 기록하도록 하였고, 기록된 데이터는 컴퓨터에 저장을 할 수 있도록 하였다.

본 연구를 위하여 제작된 제습기능을 구비한 히트펌프 시스템은 환경챔버 내부에 제주도 지하공기의 상태량과 동일하게 모사한 상태에서 운전을 실시하고 지하공기의 이슬점 온도 및 상태량을 파악하였고, 증발기에서 제습과정을 거친 저온의 공기는 응축기로 다시 유입시켜 난방에 필요한 온도까지 상승시킨 후 실내로 공기를 공급하게 되는 시스템이다. 히트펌프 시스템에 사

Table 1 System specification

Compressor	Capacity(kW)	2.3
Evaporator	Capacity(RT)	1×3 Sets
Condenser	Capacity(RT)	1×3 Sets
Accumulator	Capacity(RT)	3
Receiver	Capacity(RT)	3
Expansion valve type		E.E.V
Refrigerant		R-22

용된 증발기 및 응축기는 1RT급 용량을 사용하였으며, 각각 3개씩 갖춘 시스템을 제작하였다.

증발기와 응축기가 병렬로 연결된 히트펌프 시스템은 Fig. 2와 같으며, 히트펌프 사이클의 흐름도를 살펴보면 먼저 압축기에서 나온 고온·고압의 증기상태의 냉매는 병렬로 연결 응축기로 들어가게 되며, 응축기를 통과하여 응축된 냉매는수액기(Receiver Tank)에서 모이게 된다.

수액기에서 모인 액 냉매는 팽창 후 병렬로 연결된 증발기를 거치게 되며 다시 압축기로 흐르게 된다. 지하공기의 상태량에 따른 이슬점 온도가 달라짐에 따라서 전자팽창 밸브를 사용하여 증발기의 증발압력을 조절하였으며, 운전 중 3개의 증발기에서 토출된 냉매의 압력이 달라 냉매가 회수되는 것을 방지하기 위하여 증발기 토출구에 S.P.R(Suction Pressure Regulation)을 설치하여 3개의 증발기의 토출압력을 동일하게 맞추어 후 압축기로 흡입하도록 하였다. 시스템에 대한 자세한 사양은 Table 1에 제시하였다.

2.2 실험조건 및 실험방법

제주도의 지하에서 취출되는 공기의 온도는 15~18℃이며, 날씨에 따른 습도의 변화를 고려하여 Table 2와 같은 실험조건으로 환경 챔버 내에서 흡입공기의 건구온도와 상대습도를 변화·유지시키면서 지하공기를 모사하였다. 풍량은 약 8.5 m³/min이며, 각각의 증발기에서 제습된 제습량은 세 개의 증발기가 통과하는 덕트하부에 설치된 전자저울을 사용하여 측정하였으며, 제습증발기를 통과하는 공기의 건습구 온도를 측정하여 저울로 측정된 제습량과 절대습도의 변화로부터 계산된 제습량을 비교하여 제습량 측정의 정확도를 높였다.

히트펌프 시스템의 운전은 정상상태의 운전을 확인하기 위하여 1~2시간 정도 시스템을 운전하여 각 측정온도와 압력이 정상상태에 도달한 후 데이터를 10분간 기록하였으며, 난방 COP에 대한 오차 해석은 센서의 정확도를 기준으로 풍량은 노즐 차압센서가 ±2.0%,

Table 2 Experimental test condition

Inlet air temp (°C)	Relative humidity (%)	Air Flow rate (m ³ /min)
15	60	8.5
	70	
	80	
17	60	
	70	
	80	
20	60	
	70	
	80	

온도는 30℃에서 ±0.5℃, 압력은 ±0.5%, 건·습구 온도센서는 ±5.0%, 소비전력은 ±2.5%를 적용하여 다음 식(1)과 식(2)에 의하여 COP의 측정 오차는 1.2%이다.

$$COP_{error} = \left(\frac{\dot{Q}_{cond}}{P_{comp}} \right) = (\dot{m}_{ref} \cdot (h_{cond,out} - h_{cond,i})) / P_{comp} = \bar{X} \quad (1)$$

$$\bar{X} = \frac{\sqrt{(\pm 2.0)^2 + (\pm 0.5)^2 + (\pm 0.5)^2 + (\pm 2.5)^2 + (\pm 5.0)^2}}{5} = 1.2\% \quad (2)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 흡입 공기온도 및 상대습도별 제습량

병렬로 설치된 각각의 증발기의 상대습도별 제습량을 측정하기 위하여 건구온도를 15℃로 유지하고 상대습도가 60%, 70% 및 80%로 변화시켜 각각의 증발기별 제습량을 측정하였다. 그 결과 Fig. 3과 같은 결과가 나왔으며, 상대습도가 80%일 경우 첫 번째 증발기에서 제습량은 1.201(kg/h), 두 번째 증발기는 0.673(kg/h), 세 번째 증발기는 0.388(kg/h)로 나타났다. 여기서 흡입공기의 포함된 수분은 첫 번째 및 두 번째 증발기에서 제습이 이루어지고 세 번째 증발기에서는 제습이 미미하다는 것을 알 수 있다.

히트펌프 시스템의 흡입되는 건구온도 및 상대습도에 따른 전체 제습량을 측정하기 위하여 흡입공기 건구온도를 15℃, 17℃ 및 20℃로 상대습도는 60%, 70% 및 80%로 변화시켜 운전을 실시하였다. 그 결과 Fig. 4와 같이 나타났으며, 흡입공기 건구온도가 15℃로 일정하게 유지된 상태에서 상대습도가 60%일 때 1.456(kg/h),

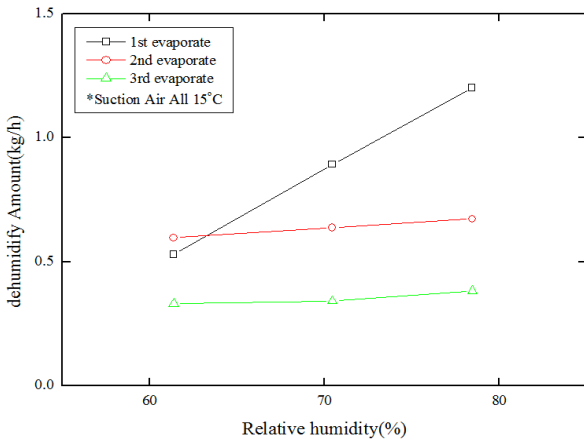


Fig. 3 Evaporator dehumidification rate with variation of relative humidity and suction air temperature of the inlet air.

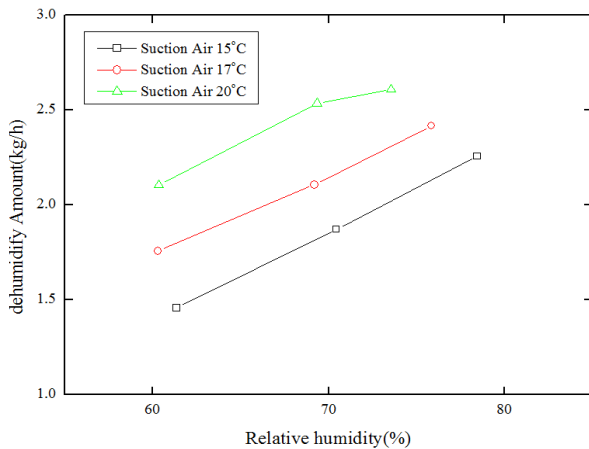


Fig. 4 Total dehumidification rate with variation of relative humidity and suction air temperature of the inlet air.

70%일 때는 1.871(kg/h), 80%일 때는 2.257(kg/h)로 나타났으며, 상대습도가 60%로 일정하게 유지되고 건구온도가 15°C일 때는 1.456(kg/h), 17°C일 때는 1.756(kg/h), 20°C일 경우는 2.104(kg/h)로 나타났다. 건구온도 및 상대습도에 따른 제습량을 측정된 결과 본 실험장치의 성능은 공기의 건구온도보다는 상대습도에 더 영향을 많이 받는다는 것을 알 수 있다.

3.2 흡입공기온도별 토출 공기온도 변화 및 난방 능력

Fig. 5는 흡입공기온도 15°C인 조건에서 상대습도별 온도도를 나타낸 그래프이다. 습도가 약 10% 증가함에

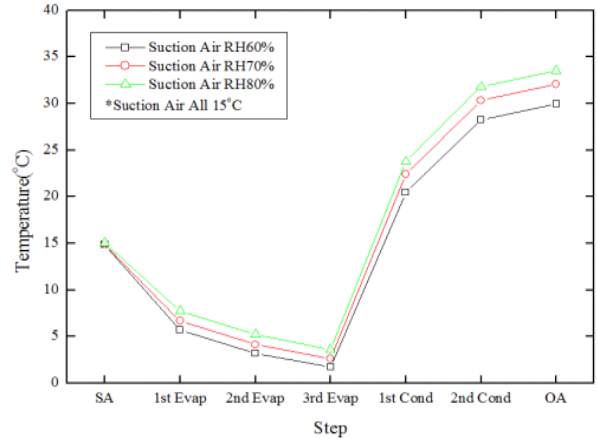


Fig. 5 Outlet air temperature variation of the each heat exchangers with inlet humidity at 15°C air temperature.

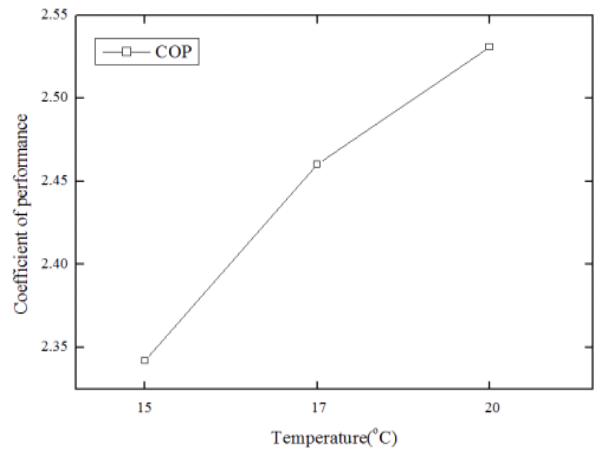


Fig. 6 Heating COP with inlet air temperature variation.

따라 토출온도는 평균적으로 약 2°C 증가하고 있다. 또한 상대습도가 다르더라도 증발기와 응축기를 통과 하면서 비슷한 패턴의 온도변화를 나타내는 것을 볼 수 있다.

Table 3는 흡입온도 17°C, 상대습도 70%일 때의 각각의 증발기 및 토출온도를 표기한 것이며, 히프펌프를 거치면서 흡입공기의 총제습량은 2.1(kg/h), 제습효율은 0.91(kg/kWh)로 나타났다.

흡입되는 공기의 건구온도 및 상대습도에 따른 난방 COP는 건구온도를 기준으로 상대습도에 따른 난방 COP의 평균으로써, 흡입공기온도 15°C일 때 난방 COP는 2.34이며 흡입공기온도 17°C일 때는 2.46이다. 마지막으로 흡입공기온도 20°C일 때는 흡입공기온도 15°C에 비해 약 8% 증가한 난방 COP는 2.53으로 나타났다.

Table 3 Summary of the test result

Inlet air	temp.	17°C
	RH*	69%
Evap. 1	temp.	8.4°C
	RH	99%
	DR**	0.1 kg/h
Evap. 2	temp.	5.9°C
	RH	99%
	DR	0.7 kg/h
Evap. 3	temp.	4.3°C
	RH	98.7%
	DR	0.4 kg/h
Outlet air	temp.	35.1°C
	RH	14.4%
	Flow rate	8.6 CMM
Power consumption		2.3 kW
Total DH		2.1 kg/h
DH performance		0.91 kg/kWh

* RH : relative humidity.

** DH : dehumidification rate.

이는 일반적인 히트펌프의 난방 COP이나, 전단에 제습시스템의 효율까지 더한다면 일반적인 난방 COP의 능력보다 높은 것으로 사료되며 난방 COP는 건구온도가 올라갈수록 증가함을 알 수 있다. Fig. 6은 흡입공기 건구온도에 따른 난방 COP 변화에 대한 그래프이다.

3.3 히트펌프의 제습능력

제주지역에서 평균적으로 취출되는 지하공기의 온도가 15~18°C의 공기가 취출되며 날씨에 따른 습도를 가정하여 히트펌프를 환경챔버를 이용하여 지하공기열의 특성을 모사하고 개발된 제습 가열장치의 제습량, 토출 건구온도 및 압축기에서 소비되는 전력량 등의 데이터를 측정하여 성능을 평가하였다.

성능평가 조건은 실질적으로 지하공기의 취출이 가능한 장소에서 측정한 결과인 건구온도 17°C, 상대습도 70%로 설정하였다.

건구온도 17°C, 상대습도 70%의 지하에서 취출된 공기가 증발기 1의 표면을 통과하면서 건구온도 8.4°C, 상대습도 99%의 포화상태가 되고, 증발기 2를 통과하면서 건구온도 5.9°C, 상대습도 99%의 포화상태가 된다. 마지막으로 증발기 3을 통과하면 그 건구온도는 4.3°C, 상대습도는 98.7%에 도달하게 되는데, 이 공기가 응축기를 통과한 후에 건구온도 35.1°C, 상대습도 약 14.4%

가 된다. 이 공기가 온실내로 유입되면서 실내의 상대습도를 낮추고 실내 온실 온도를 높여준다.

4. 결 론

제주도의 지하공기에 내재된 에너지를 시설원에 등에 이용하기 위하여 지하 공기중에 함유된 습기를 제거하기 위하여 다단 증발기와 다단 응축기를 구비한 제습가열기에 관한 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

(1) 제습가열기에 유입되는 공기의 온도 및 상대습도가 증가하면 시스템의 제습량이 증가하며, 이것은 온도와 상대습도에 따른 포화수증기량이 각각 다르기 때문이다. 따라서 온도나 상대습도가 높을수록 제습량이 증가한다.

(2) 히트펌프를 이용하여 시설원예를 난방할 경우에 증발기가 외기와 열교환을 하는 것을 지하공기를 공급하여 증발기에 공급하여 압축기의 소비전력이 2.3 kW인 소형 열펌프 시스템에 제습기능을 부가하여 시간당 약 2 kg/h의 수분을 제거할 수 있는 시스템을 개발하였다.

(3) 본 연구에서 개발된 시스템은 증발기에서 통과하면서 낮아진 온도를 다시 응축기를 통과하면서 상승하여 공급되는 공기의 온도강하 없이 시설원예에 공급함으로써 제습과 난방을 동시에 수행할 수 있는 시스템으로 활용성이 매우 높다.

후 기

이 논문은 2013년도 제주대학교 학술진흥연구비 지원사업에 의하여 연구되었음.

Reference

1. Smith, G., White, S., and Han, J. C., 1984, Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls, ASME J. Heat Transfer, Vol. 106, pp. 774-781.
2. Taslim, M. E. and Spring, S. D., 1988, An investigation of heat transfer coefficients in duct, Proceedings, ASME 25th Heat Transfer Conference, Houston, pp. 461-479.
3. Mills, A. F., 1992, Heat Transfer, 4th ed., McGraw-Hill, New York, pp. 333-351.
4. Martin, T. J., 1990, Compact Condenser and Evaporator Design, GE Report A-1-20.
5. Jacobi, A. M., 1992, The Intertube Falling Film, Ph.D. thesis, University of Minnesota, Minneapolis, MN,

- U.S.A.
6. Hong, M. K., 1995, Study on turbulent flow in a duct, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 6, pp. 507-514.
 7. Lee, M. R. and Park, M. K., 1997, Heat transfer characteristics in a ribbed duct, Proceedings of the SAREK, pp. 110-117.
 8. Kim, C. K., 1992, Heat and Mass Transfer, 6th Ed., Hankuk Inc., p. 542.
 9. Im, K. J. and Hong, K. D., 1997, Study on compact condensers and evaporators, Report of Hankuk Inc., RP 97-001.
 10. Lee, Y. S., 1992, Study on heat transfer characteristics of R-22, MS thesis, Hankuk University, Seoul, Korea.
 11. Seo, J. N., Kim Y. G., and Park, S. T., 2010, A cycle analysis for studying of the effect of inlet condition regeneration condition and rotor rate on hybrid dehumidifier, Proceedings of SAREK 2010 Summer Annual Conference, pp. 1018-1022.