

[논문] 한국태양에너지학회 논문집
Journal of the Korean Solar Energy Society
Vol. 25, No. 4, 2005

지중열원 열펌프시스템의 성능해석

이세균*, 우정선**, 노정근***

*충북대학교 기계공학부(lecsk@chungbuk.ac.kr), **한국에너지기술연구원(jswoo@kier.re.kr),
***충북대학교 (jeonguen@chungbuk.ac.kr)

A Study on the Performance of Ground Source Heat Pump System

Lee, Se-Kyoun*, Woo, Joung-Son**, Ro, Jeong-Geun***

*Dept. of Mechanical Eng., Chungbuk National University(lecsk@chungbuk.ac.kr),
** Korea Institute of Energy Research(jswoo@kier.re.kr),
***Chungbuk National University(jeonguen@chungbuk.ac.kr)

Abstract

The performance of water-to-water heat pump system coupled with the ground source vertical heat exchanger is presented in this paper. The CAP program of Florida Heat Pump Co. is used to predict the heat pump performances while the EED program calculates the borehole fluid temperature.

It is shown that COPH increases with decreasing the temperature of output water for the operation of heating mode and COPR increases with increasing temperature of output water for the operation of cooling mode. The value of specific heat extraction rate must be moderate to insure the reasonable installation cost of borehole system. With 1°C decrease of T_{wo} the average COPH increase is estimated as about 0.06/°C (for $T_{wo} = 45\sim 60^\circ\text{C}$ range) while with 1°C increase of T_{wo} the estimation of COPR increase is about 0.13/°C (for $T_{wo} = 5\sim 11^\circ\text{C}$ range) at the specific heat extraction rate of 30W/m.

Keywords : 보어홀(Borehole), 난방성능계수(COPH), 냉방성능계수(COPR), 비체열률(Specific heat extraction rate)

기 호 설 명

	COPR: 냉방성능계수
COPH: 난방성능계수	k_s : 지중열전도율 [W/m · K]
	L : 보어홀 길이 [m]

접수일자: 2005년 9월 30일, 심사완료일자: 2005년 11월 23일

- Q : 채열률 [W]
- Q/L : 비채열률 [W/m]
- R_b : 보어홀의 전열저항 [K/(W/m)]
- r_b : 보어홀 반경 [m]
- T_b : 보어홀 벽면온도 [°C]
- T_f : 보어홀 유체온도 [°C]
- T_{fi} : 보어홀유체의 입구온도 [°C]
- T_{fo} : 보어홀유체의 출구온도 [°C]
- T_o : 지중토양의 초기온도 [°C]
- T_{wi} : 부하측 입구온도 [°C]
- T_{wo} : 부하측 출구온도 [°C]
- (ρ_c)_s : 지중토양의 체적비열 [J/m³·K]

1. 서 론

열펌프는 효과적인 냉·난방 설비이나 이 시스템이 아직 국내에서 유용한 설비로 자리 잡지 못하고 있는 주요 이유는 동절 폭한기가 많은 국내의 기후 여건에 있다 하겠다. 즉, 동절 폭한기에는 열펌프의 성능이 낮아질 뿐 아니라 증발기의 착상 문제가 자주 발생되어 그 성능이 대폭 감소되므로 일반적으로 열펌프는 외기온도 5°C 이상에서나 사용하는 것으로 알려져 있는 실정이기 때문이다. 그러나 근래에 들어와 도입된 지중 열원 열펌프의 경우에는 증발기 착상 문제가 근원적으로 배제되며 지중온도 또한 변화가 심한 공기온도보다 높고 안정적이므로 기존의 열펌프보다 훨씬 유리하다. 실제로 지중 열원 열펌프 기술이 국내에 도입 된지는 얼마 되지 않았으나 이 기술이 도입된 이후 열펌프 관련 산업이 매우 활기를 띠고 있는 것이 사실이다. 그러나 이 시스템이 아직 국내에서 충분히 활성화되지 못하는 주요 원인은 지중 열교환기의 설치에 소요되는 초기 투자비의 과다에 있다.

열펌프 설치에 따른 초기 투자비가 문제가 될 경우 투자비 회수기간을 단축시킬 수 있는 요인이 되는 열펌프의 성능계수는 매우 중요해지며, 따라서 열펌프의 성능계수 향상에 특별히 주의를 기울여야

한다. 일반적으로 열펌프의 성능계수는 부하 측 요구인 출력 온도에 대단히 민감하며, 더욱이 지중 열원의 경우 지중열 교환기의 가동 조건에도 민감하다. 본 연구에서는 지중 열교환기의 가동 조건과 열펌프의 출력 온도에 따라 열펌프의 성능이 어떻게 변화 하는지를 고찰하여 그 결과에 따른 열펌프의 성능향상 방안을 제시한다.

Woo 등⁽¹⁾은 지중열교환기의 가동 조건에 따른 열펌프의 난방 성능해석에 관한 연구를 발표한바 있으며 여기서는 가동 조건이 지중 토양변수(열전도율, 열확산율, 초기온도), 보어홀 변수(길이, 전열저항) 및 가동변수(지중채열률)등을 모두 포함하고 있다. 일반적으로 가동조건은 이와 같이 그 범위가 넓으나 지중 토양이나 보어 홀에 관한 변수들은 대부분 전형적인 조건에서 크게 벗어나질 않아 단순화 할 수 있으며 여기서 특별한 관심은 지중 채열률에 있다. 지중 채열률을 높이면 지중 열교환기의 설치에 소요되는 초기 투자비가 감소하나 열펌프의 성능계수는 낮아지며 지중 채열률을 낮추면 초기 투자비가 증가할 것이기 때문이다.

본 연구는 이와 같은 기존의 연구에서 그 범위를 확대하여 지중 채열률 뿐 아니라 출력 온도까지 주요 변수로 고려하고 난방뿐 아니라 냉방 성능까지 포함하여 지중열원 열펌프 시스템의 성능을 보다 종합적으로 해석하고자 한다.

2. 지중열 교환기

지중열 교환기에는 수평형과 수직형이 있으나 땅이 좁은 우리나라의 경우 일반적으로 수직형이 선호되며 본 연구에서의 지중열 교환기도 이 수직형을 의미한다. 그림 1에서는 수직형 지중열 교환기인 보어홀(borehole)을 보이고 있다. 보어홀은 그림에서 보는바와 같이 수직길이 L, 반경 r_b로 이루어지며 보어홀 내부에는 폴리에틸렌 U-관을 매설하고 그라우팅 처리를 하여 지중토양과 열접촉을 양호하게 할 뿐 아니라 지중 오염등 공해가 발생되

지 않도록 한다. 매설된 U-관 내부로 보어홀 유체(흔히 부동액)를 순환시켜 지중 토양과 열교환을 하게 한다. 그림에서 보이는 Q 는 토양으로부터의 채열률(heat extraction rate)이며 L 은 보어홀 길이이다. 따라서 Q/L 은 보어홀 단위 길이당 채열률, 즉 비채열률(specific heat extraction rate)이 된다. 보어홀 유체는 그림에서 보듯이 온도 T_{fi} 로 유입되어 지중 채열을 통하여 승온되어 온도 T_{fo} 로 유출되며 여기서 T_{fo} 와 T_{fi} 의 온도차는 보통 $3\sim 5^\circ\text{C}$ 수준으로 매우 작으므로 흔히 열전달 해

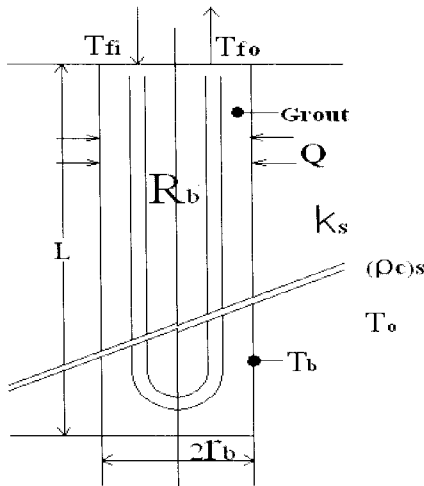


그림 1. Borehole system

석에서는 T_{fi} 와 T_{fo} 를 별도로 생각할 필요 없이 다음과 같이 정의되는 평균 온도인 T_f 를 사용한다.

$$T_f = \frac{T_{fi} + T_{fo}}{2} \quad (1)$$

이 T_f 를 보어홀 유체 온도라고 한다. 또한 이 그림에서 보이는 k_s 는 지중토양의 열전도율, $(\rho c)_s$ 는 지중 토양의 체적비열이며, T_0 는 지중 토양의 초기 온도이다. 그림에서 보이는 T_b 는 보어홀 벽

면 온도이며 R_b 는 보어홀 전열 저항으로 다음과 같이 정의되는 개념이다.⁽²⁾

$$R_b = \frac{T_b - T_f}{Q/L} \quad (2)$$

식 (2)는 열흡수의 경우이며 열방출의 경우는 $T_b < T_f$ 가 되므로 식 (2)의 분자는 $T_f - T_b$ 로 된다.

본 연구에서는 고찰하고자 하는 보어홀 및 지중 토양에 관한 주요변수들을 국내에서 흔히 볼 수 있는 전형적인 값들로 다음과 같이 정한다.

$$L = 100 \text{ m}, 2r_b = 0.15 \text{ m},$$

$$R_b = 0.2 \text{ K/(W/m)}$$

$$k_s = 3 \text{ W/m} \cdot \text{K}, (\rho c)_s = 2.16 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K},$$

$$T_0 = 15^\circ\text{C}$$

보어홀 유체는 33% monopropylenglycole로 하며 이 유체의 결빙온도는 -17°C 이다. 또한 지열 경사에 따른 지열유속(geoheat flux)은 0.06 W/m^2 으로 한다.

3. 지중 채열률과 보어홀 유체온도

냉·난방과 관련된 지중 부하에 관하여 본 연구에서는 다음과 같은 가정을 한다.

○ 냉방기간 : 5, 6, 7, 8 월 (≈ 120 일)

○ 난방기간 : 11, 12, 1, 2 월 (≈ 120 일)

○ 냉·난방기간중의 지중채열률은 일정하며 냉방 기간의 지중채열률 $(Q/L)_{cooling}$ 과 난방기간의 지중채열률 $(Q/L)_{heating}$ 은 같은 것으로 한다. 즉, $(Q/L)_{cooling} = (Q/L)_{heating} = Q/L$ 이 된다.

따라서, 냉방시의 지중부하와 난방시의 지중부하는 동일하게 되어 매년 동일한 열량이 지중으로 방출 또는 지중으로부터 회수되며 이러한 시스템을 평형시스템(balanced system)이라 한다. 평형

시스템에서 보어홀에 의한 지중온도의 교란은 반경 3m를 넘어가지 않으며⁽²⁾ 따라서 보어홀 간격이 3m 이상이면 실제로 보어홀 간의 열 간섭은 없다고 볼 수 있다. 보통 보어홀을 4~5m 정도의 간격으로 설치하므로 보어홀의 형태가 정확한 수직성을 유지한다면, 평형시스템에서의 각 보어홀은 무한 평면위에 설치된 단일 보어홀로 생각할 수 있다. 더욱이 평형 시스템에서의 보어홀 유체온도는 매년 동일한 변화를 보이는 주기적 성향을 나타내고 있어 보어홀 유체온도의 해석이 비교적 단순한 편리점도 있다.

실제로 지중채열률은 건물의 부하특성에 따라 열 흡수, 또는 열방출 중 어느 한쪽이 더 큰 경우가 많으나 이와 같은 평형시스템은 그 평균에 해당한다고 볼 수 있으며 따라서 본 연구의 해석 결과는 지중 부하특성이 어느 한쪽에 매우 편중되어있지 않는 한 일반적인 결과로 보아도 무난할 것으로 사료된다.

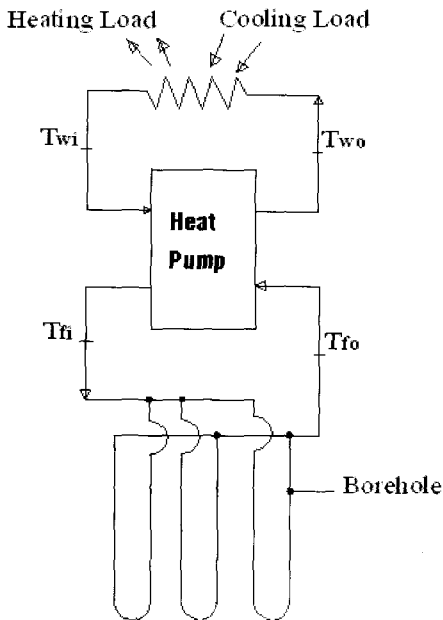


그림 2. Schematic diagram of ground source heat pump system

본 연구에서는 지중채열률이 중요 변수로 취급되며 $Q/L = 10, 20, 30, 40, 50 \text{ W/m}$ 의 각각에 관하여 열펌프 성능을 해석하고자 한다. 보어홀에 의한 지중토양의 열 해석은 대단히 복잡하고 어려운 과제로서 이에 관해서는 몇 개의 상용프로그램이 개발되어 있으며 EED(earth energy designer)프로그램은⁽³⁾은 이 중 가장 잘 알려진 신뢰성 높은 소프트웨어이다.

그림 3은 위에서 제시한 지중부하에 관하여 EED 해석을 수행한 결과로서 보어홀유체의 온도 T_f 의 연간 온도분포 곡선이다. 그림 3에서 보는 바와 같이 Heating 또는 Cooling의 각 mode 별로 가동 초기와 말기에 급격한 온도변화를 보이고 있으며, 이 변화는 비채열률이 높을수록 더욱 급해진다. 그러나 이러한 급격한 온도 변화는 어느 정도의 시간이 지나가면 안정상태를 회복하게 되며 이때부터는 온도변화도 대단히 완만해진다.

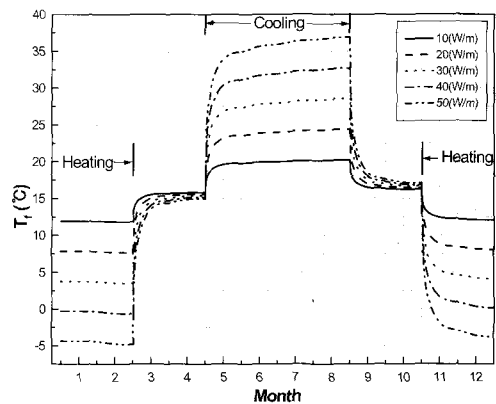


그림 3. Temperature profile of borehole fluid

따라서 난방 및 냉방기간 중에는 평균온도를 산출하여 일정 보어홀 유체온도로 가정하면 편리하다. 그림에서 보는바와 같이 보어홀 유체의 온도는 비채열률에 따라서도 많은 변화를 보이므로 이 보어홀 유체를 열원으로 하는 열펌프도 이에 따른 상당한 성능변화를 할 것이 예측된다.

4. 열펌프의 성능

지중열원 열펌프는 일반적으로 수열원(water source)형태이며 국내의 냉·난방 시설은 온수 또는 냉수를 주로 쓰는 설비가 대부분이므로 본 연구에서는 이러한 용도에 적합한 물-물 열펌프 시스템(water-to-water heat pump system)을 성능 검토 대상으로 선정한다. 열펌프의 성능에 관하여 본 연구에서는 지열 계통에서 많이 이용되고 있는 Florida Heat Pump 사의 제품 중 물-물 방식의 30RT급 WP-360의 성능을 기준으로 하였다. Florida Heat Pump 사는 자사 제품의 성능에 관한 소프트웨어⁽⁴⁾를 제작, 발표 하였는데 이 소프트웨어에서는 부하측의 유량과 입구온도, 열원측의 유량과 입구온도를 지정해주면 부하 및 열원측의 출구온도, 열펌프의 용량, 소요동력 및 성능계수를 계산하도록 되어있다. 이 소프트웨어의 계산결과와 그림 3의 EED 출력온도인 T_f 와 점목시키기 위해서는 열펌프의 성능을 열원측의 입·출구온도의 평균값으로 환산하여 나타낼 필요가 있다. 이 평균값이 바로 식(1)의 T_f 이다.

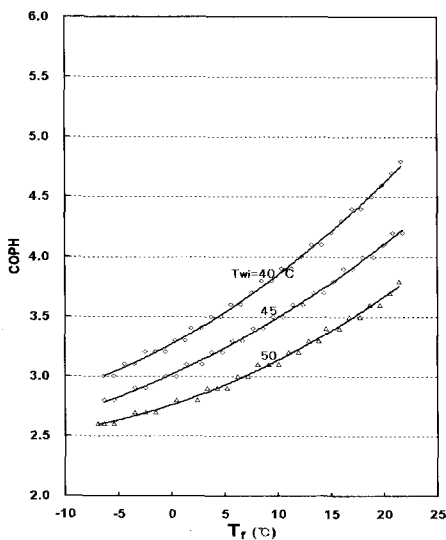


그림 4. COPH vs. T_f (°C) in heating mode

그림 4는 모델 WP-360에서 부하측과 열원측의 유량을 각각 설계유량인 4.2976 l/s 와 3.4128 l/s 로 고정한 상태에서 열펌프의 난방성능계수인 COPH(Coefficient Of Performance in Heating)를 부하측 입구온도(T_{wi})와 열원측 평균온도(T_f)에 관하여 계산하여 나타낸 그림이다. 그림에서 보면 다소의 분산은 있지만 COPH가 T_f 와 T_{wi} 에 관한 함수로 보아도 큰 무리가 없음을 알 수 있다.

그림 5도 같은 개념의 그림으로 여기서는 열펌프의 냉방 성능계수인 COPR(Coefficient Of Performance in Refrigeration)을 T_f 와 T_{wi} 에 관하여 나타내고 있다. 그림 4, 5는 부하측과 열원

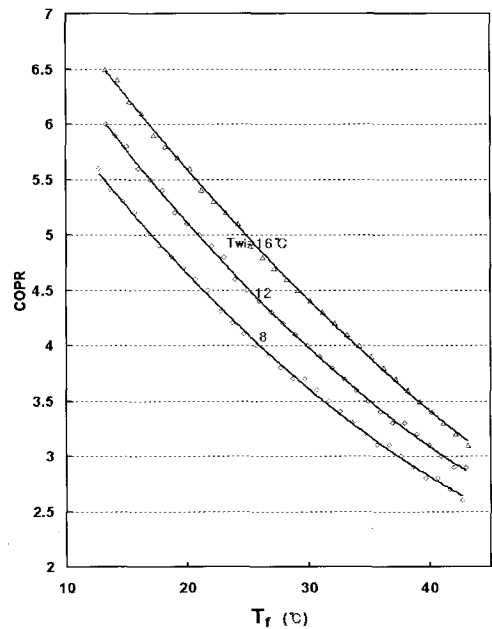


그림 5. COPR vs. T_f in cooling mode

측의 유량을 설계유량으로 고정한 상태에서의 성능계수를 나타내고 있으나 실제로 유량을 다소 변화 시켜도 성능계수에 큰 변화가 없음을 확인하였으며 따라서 이 두 그림을 열펌프의 성능 특성으로

간주 하여도 무방하다 하겠다.

5. 성능 해석

그림 4, 5로 성능이 나타나는 열펌프와 그림 3의 성능을 갖는 지중열 교환기가 결합하여 최종적으로 어떠한 성능을 보일 것인가가 본 연구의 주요 관심사이다.

그림 6에서는 난방시의 COPH를 비채열률별로 부하측 물의 출구온도(T_{wo})에 관하여 나타내었다. 그림 6에서 보는바와 같이 비채열률이 낮고 부하측 출구 물온도인 T_{wo} 가 낮을 경우 높은 COPH값이 확보된다. 그러나 비채열률이 낮으면 보어홀의 총 설치 길이가 증가되어야 하며 T_{wo}

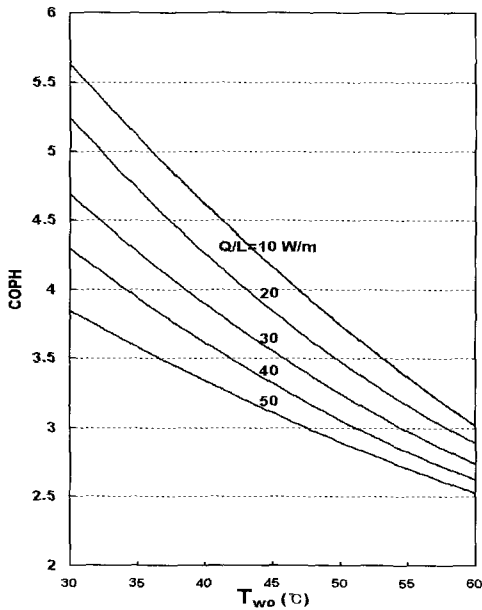


그림 6. COPH vs. T_{wo} in heating mode

가 낮으면 충분한 난방이 이루어지지 않을 수가 있는 등의 문제점이 발생됨에 유의하여야 한다. 그림에서 보는바와 같이 비채열률이 10W/m에서 30°C의 물을 생산할 경우 COPH는 5.65로 매우 높으나

60°C물의 경우 3.05로 급격히 낮아진다. 동일온도인 30°C, 60°C 온수 생산의 경우 비채열률이 30 W/m에서는 COPH는 4.6, 2.7이 되며 비채열률이 50W/m로 높아지면 COPH는 각각 3.8, 2.55로 낮은 값을 보인다. 이와 같이 열펌프의 성능은 지중 채열률과 생산 온수의 온도에 대단히 민감한 반응을 보이고 있음을 알 수 있다.

우리나라의 난방설비는 주로 바닥 난방이며 대부분 화석연료에 의한 온수난방 시설로 설계되어 있어 필요한 온수온도는 최소 55°C이며 보통 60°C 또는 그 이상을 요구하는 경우도 적지 않다.

그림 6에 의하면 열펌프의 합리적 성능계수로 3.0을 기준으로 하였을 때에는 60°C 온수생산의 경우 비채열률 10W/m 이하에서나 겨우 이 기준을 만족할 수 있으며 55°C온수의 경우에는 비채열률 약 32W/m까지만 이 기준에 적합한 운전이 가능하다.

근래에 들어와 저온도 온수에 의한 난방 설비의 필요성이 제기되면서 온수온도 약 45°C에서도 난방이 가능한 바닥판넬이 개발되어 열펌프의 응용범위는 대폭 증가되어가고 있다. 그림 6에 의하면 45°C 온수온도의 경우 비채열률 50W/m에서도 COPH는 3.0 이상을 보이고 있음을 알 수 있다.

합리적 성능계수의 기준을 3.0으로 생각하는 근거는 연료의 연소에 의한 난방과 연료로 생산한 전기에 의한 열펌프 난방용량과의 열역학적 비교에 의한 것이다. 실제로 지중 열원 열펌프는 압축기 소요동력 이외에 보어홀 유체의 순환 펌프동력과 환동력(FCU설비의 경우)등이 추가 될 수 있으므로 열펌프의 기준성능을 이보다 다소 높게 설정하는 것이 보다 합리적일 수 있다. 따라서 COPH=3.5를 기준으로 본다면 45°C온수난방의 경우 비채열률 30W/m에서도 충분한 성능을 보이고 있으나 온수 온도를 55°C로 높인다면 이 기준에 적합한 비채열률을 10W/m이하로 대폭 낮추어야 하며 실제로 이러한 낮은 비채열률에서는 지중열교환기 설치비가 급격히 상승하므로 초기 투자비 과

다에 의한 시스템 설치의 어려움이 따르게 된다.

이와 같은 비채열률에 따른 효과를 보다 명확히 보기위하여 그림 7에서는 횡축을 비채열률로 변경해서 그림 6의 내용을 옮겨보았다. 이 그림에 의하면 난방수 온도를 낮출 경우 열펌프의 성능계수는 매우커지며 비채열률 30W/m에서 보면 온수온도 45~60℃ 범위에서 온수온도 1℃ 감소에 따른 COPH 평균증가율은 약 0.06/℃로 평가된다.

그림 8은 열펌프의 냉방성능을 나타내고 있으며 그림에서 보는바와 같이 냉방 성능계수인 COPR도 냉수온도와 비채열률에 대단히 민감한 함수로 나타난다. 열펌프 냉방시 냉수 온도는 하절기 제습 작용과 연관되어 일반적으로 7℃정도를 선호하므로 이 온도와 함께 그림 8에서 보면 COPR=4.0에서 $Q/L \approx 37W/m$, COPR=4.5에서 $Q/L \approx 25W/m$ 가된다.

그러나 열펌프 냉방시 $T_{wo} = 7^\circ C$ 가 절대적인 조건은 아니며 습도에 따라 이보다 높은 온도에서도 냉방이 가능하다. 약 15℃ 또는 그이상의 냉수

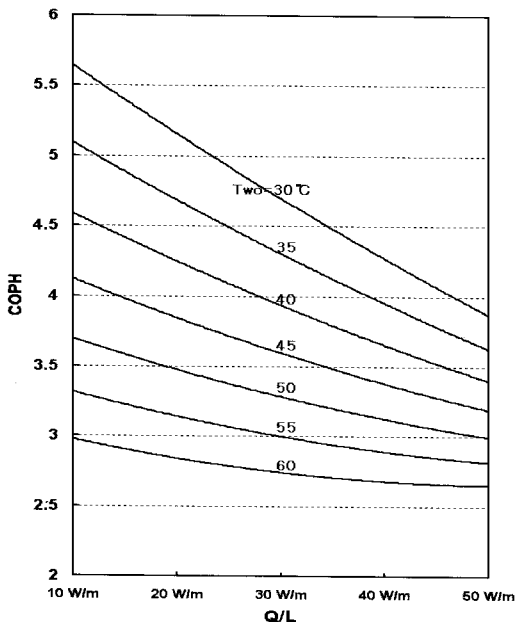


그림 7. COPH vs. Q/L in heating mode

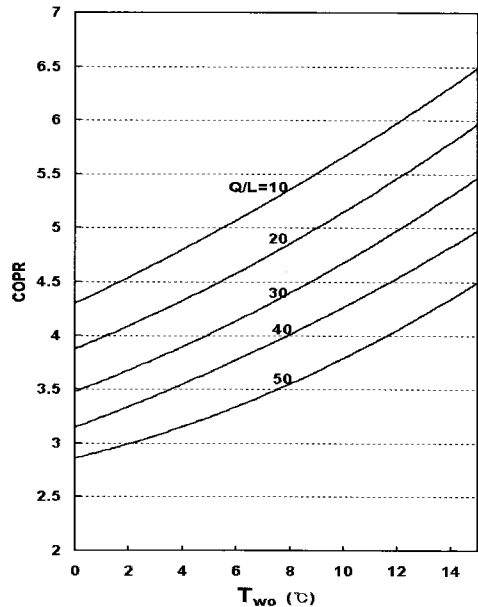


그림 8. COPR vs. T_{wo} in cooling mode

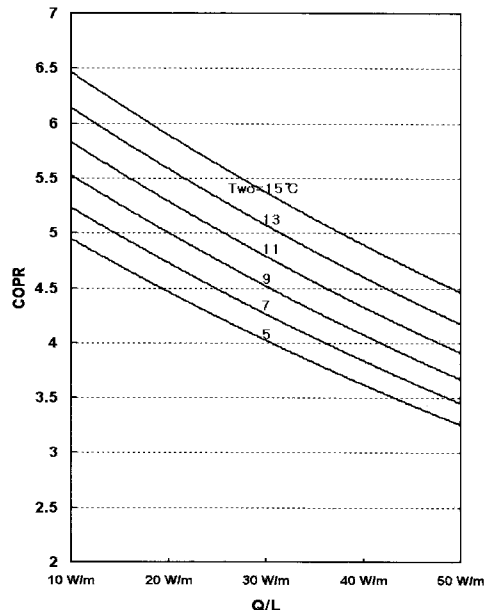


그림 9. COPR vs. Q/L in cooling mode

로도 냉방을 하고 있는 지역이 있는 것으로 나타나고 있다. 따라서 국내의 냉방 시스템도 습도와 관련된 냉수온도 조건을 충분히 연구하여 보다 더 높

은 온도에서의 냉방도 검토해 볼 수 있으며 그러한 경우 그림 8에서 보는바와 같이 열펌프의 성능계수는 대폭 증가될 수 있다.

그림 9에서는 황축을 비채열률로 변환하여 그림 8의 내용을 옮겨보았다. 그림에서 보면 15°C 냉수 온도에서 냉방이 가능하다면 비채열률 50W/m에서도 COPR≈4.5가 되며 비채열률을 10W/m로 낮추면 COPR≈6.5정도로서 높은 성능을 획득할 수 있음을 알 수 있다. 또한 그림에서 보면 비채열률 30W/m를 기준으로 하였을 때 냉수온도를 7°C에서 9°C 또는 11°C로 상승 시킬 때 COPR는 4.25에서 4.5, 4.8로 증가하며 온도범위 5~11°C 사이에서 냉수온도 1°C 상승에 따른 COPR 평균 증가율은 약 0.13/°C가 된다. 따라서 냉방시 냉수 온도를 제습작용과 관련 하여 보다 더 세밀하게 연구 할 필요가 있으며 냉수온도를 다소라도 상승시킬 수 있다면 성능계수의 관점에서 큰 이득이 됨을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 Florida Heat Pump 사의 30 RT급 물-물 열펌프 시스템인 모델 WP-360의 성능을 기준으로 한 CAP프로그램과 수직형 지중열교환기 전열해석을 위한 EED 프로그램을 사용하여 지중열원 열펌프의 성능해석을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

- (1) 열펌프 난방시 T_{wo} 가 낮을수록 COPH는 향상되며 (그림 6,7) 열펌프 냉방시는 T_{wo} 가 높을수록 COPR 이 향상된다.(그림 8, 9)
- (2) 비채열률은 낮을수록 열펌프의 성능은 향상되나(그림 6~9) 비채열률이 너무 낮으면 필요한 보어홀 길이가 증가되며 이에 따라 지중열교환기의 설치비 또한 증가하게 됨으로 경제성을 고려한 적절한 비채열률 값을 선택하여야 한다.

- (3) 비채열률 30W/m에서 T_{wo} 1°C감소함에 따른 COPH의 평균향상률은 $T_{wo} = 45\sim 60$ °C범위내에서의 계산결과 약 0.06/°C로 평가된다.
- (4) 비채열률 30W/m에서 T_{wo} 1°C증가에 따른 COPR의 평균향상률은 $T_{wo} = 5\sim 11$ °C 범위 내에서의 계산결과 약 0.13/°C로 평가된다.
- (5) 따라서 기존의 냉·난방 설비에 관한 개선 연구가 필요하다. 즉 난방에서는 난방수 온도를 대폭 낮춘 저온수 난방설비의 개발이 시급하며 냉방에서는 제습 및 냉방이 가능한 범위 내에서 냉수의 온도를 높이는 방안에 관한 연구가 필요하다.

후 기

이 논문은 2004년도 충북대학교 학술연구지원사업의 연구비 지원에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

1. 우정선, 김대기, 이세균, 지중열원 열펌프시스템의 난방성능해석, 한국설비공학 논문집, Vol. 16, No.12, 2004, pp.1175~1182.
2. Claesson J. and Eskilson P., Conductive heat extraction to a deep borehole: Thermal analysis and dimensioning rules, Energy, Vol.13, No.6, 1988, pp. 509~527.
3. Hellstrom G. and Sanner B., PC-programs for borehole heat exchanger design, Asterweg 2, D-35633, Lahnau, Germany 2000.
4. FHP Manufacturing Co., CAP program, Fort Lauderdale, FL.