

혼합형 지열 열펌프 시스템 경제성 평가

신 영 기

세종대학교 기계공학과 교수

1. 서론

지열을 열펌프 열원으로 사용하는 것이 대기를 이용하는 것보다 여러 면에서 유리하다고 인식되어 왔다. 지열 온도는 여름철에는 대기온도보다 낮고 겨울철에는 따뜻하여 냉방 시에는 보다 낮은 온도에서의 응축 그리고 난방 시에는 보다 높은 온도에서의 냉매 증발이 가능하므로 열펌프 효율을 향상시킬 수 있다. 그 결과 극한 외기온도에서도 냉방 및 난방 능력을 증대시킬 수 있으므로 보조적인 열원 공급 필요성을 줄일 수 있다.

지열 열펌프(GHPs; geothermal heat pumps)는 종래의 열펌프에 비해 많은 장점을 갖고 있으나 초기 투자비가 많다는 것이 시장 보급에 주요 장애요소가 되어 왔다. 이러한 단점은 난방보다 냉방 부하가 더 큰 미국 남부지역과 같은 기후에서 특히 두드러졌다. 수직 폐루프 지열 열교환기 방식의 경우 이러한 부하 불평형은 장기간에 걸쳐 지열 온도 상승을 초래하여 열펌프 시스템 성능저하를 가져왔다. 지열 열교환기를 크게 하거나 인접한 지하 열교환기 시추공(borehole) 간격을 늘리는 것은 지열 온도 상승을 지연시킬 수는 있지만 시스템 비용 상승을 또한 초래한다. 이 경우 대안으로서 하이브리드 GHP 설계를 생각할 수 있다. 하이브리드 GHP에서는 지열 열교환기 용량을 줄이고 보조 방열기(예컨대, 냉각탑 등)를

사용하여 건물 냉방 운전 중 잉여 방열부하를 처리하게 할 수 있다. 열교환기 크기는 지역이나 기후에 따라 변하지만 건물 난방능력을 확보할 수 있는 크기여야 한다. 하이브리드 GHP는 건물 냉방부하를 처리할 수 있는 크기의 지열교환기를 설치할 수 없는 지역에도 사용될 수 있다.

ASHRAE(1995)와 Kavanaugh and Rafferty (1997)에서는 혼합형 GHP의 장점과 설계절차를 다루고 있다. ASHRAE(1995)에는 건물의 월평균 난방과 냉방 수요의 차이에 근거한 보조 방열기 용량 산정방법 그리고 이 방열기를 시스템 배관에 통합하는 방법을 서술하고 있다. 후자에서는 설계조건에서의 피크부하, 그리고 난방과 냉방 각각에 대한 지열 열교환기 시추공 길이의 차이에 기반을 둔 방열기 용량 설계를 다루고 있다. Kavanaugh(1998)는 장기간에 걸친 지열온도 증가를 제한하기 위하여 열교환기의 냉방 및 난방 부하 평형을 맞추기 위한 제어 방법을 제안하고 있다. 그는 사무용 건물용 혼합형 GHP 설계절차를 세 가지 기후조건에 적용하여 초기 설치비와 운전비 문제를 다루고 있다.

Yavuzturk and Spitler(2000)는 혼합형 GHP 시스템 제어를 위한 몇 가지 제어방안의 타당성을 비교연구 하였다. 제어 방안은(열펌프를 출입하는 유체온도가 설정온도를 초과할 때마다 보조 방열기를 작동시키는) 설정온도 제어(열펌프 유체온도와 대기온도의 차이가 설정값을 초과하는

경우 보조 방열기를 작동시키는), 차분 온도제어, 그리고 야간에 지열 열교환기에서 열을 제거하기 위한 보조 방열기 작동 방법을 포함하고 있다. 이 마지막 방안은 지열 열교환기에의 연간 방열량과 흡열량 평형을 맞추기 위해 냉각탑을 사용한다. 각 제어방법에 대하여 20년 생애주기 비용이 비교 분석되었다.

2. 기술개요

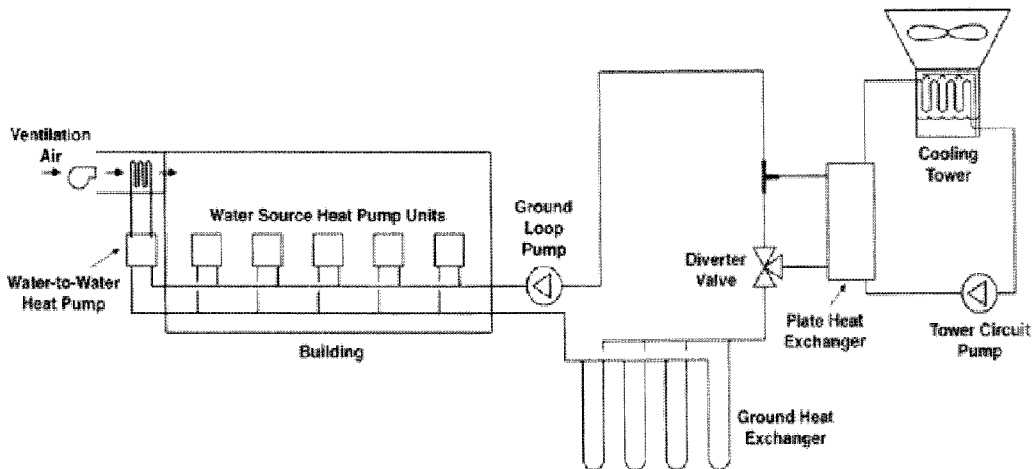
건물 공조와 급탕용으로 여러 가지 지열 열펌프 유형이 있지만 가장 공통적인 방식은 수열원 방식이다. 수열원 방식은 실내공기(냉난방용) 또는 물(온수 또는 냉수)과 폐회로로 순환되는 유체(물 또는 물과 냉각제 혼합액)간에 열을 교환한다. 폐회로 내 유체는 한 개 이상의 지열원(토양, 지하수, 표층수, 하수 등)과 열교환하여 온도가 조절된다. 그림 1은 수직형 지열 열교환기와 보조 방열기로서 냉각탑을 적용한 혼합형 GHP의 한 예를 나타낸다.

GHP 시스템의 폐회로 루프는 한 개 이상의 열펌프와 열교환할 수 있다. 예컨대, 대형 건물은 한 개의 대형 수직 열교환기와 중앙 변속 펌프실을 갖춘 공통 루프에 여러 대의 열펌프 연결하는 방

식을 적용한다. 그림 1은 예를 나타낸다. 개별 수열원 열펌프는 각 공조 구역에 난방 및 냉방을 한다. 이 열펌프들은 건물 내부 공통 루프에 연결되어 있으며 이 루프는 필요에 따라 열원 또는 열 싱크로 활용된다. 물-대-물 전용 열펌프도 이 배관망에 연결되어 건물 급탕 및 공조에 사용될 수 있다. 건물 공통 루프는 중앙 펌프실을 통해서 수직 지열 열교환기에 연결된다. 펌프실에는 소수의 대형 또는 다수의 소형 펌프들이 병렬로 연결되거나 변속 펌프가 구비되어 있다. 다수의 병렬 펌프 또는 변속 펌프는 건물 부하가 설계부하보다 작을 때 펌프 동력을 줄여준다. 위 예에서 냉각탑은 지열 열교환기와 열교환하고 있고 건물 및 공통 루프에 대해서는 판형 열교환기를 매개로 하여 분리되어 있다. 습식, 증발 및 건식 냉각탑이 적용될 수 있다. 건식 냉각탑을 갖는 시스템은 에너지 소비가 더 큰데 그 이유는 증발식의 경우 습구온도에 열을 방출하는데 비해 건식은 건구온도의 대기에 열을 방출해야 하기 때문이다.

3. 에너지 절약 메커니즘

GHP는 기존 방식에 비해 효율적으로 운전되므로 에너지와 비용을 절약할 수 있다. 개별 GHP의



[그림 1] 수직형 지열 열교환기를 이용한 혼합형 GHP 시스템

압축기는 보다 효율적으로 운전되는데 이는 대기의 경우보다 지열원 온도가 안정적이고 극한 온도 폭이 작기 때문이다. 더욱이 GHP의 한 쪽에서만 송풍을 하고 반대쪽은 액체를 이송하므로 송풍을 해야 하는 공기-대-공기 열펌프보다 전력 소비가 적다. 공기 열원 펌프와 달리 추운 겨울철에 제상 사이클이나 보조 전열히터가 필요치 않다. 공통 루프 GHP는 자체에서 열의 일부를 회수한다. 추운 날씨에 건물 외주부에 설치된 열펌프는 공통 루프에서 난방용 열을 받고 건물 내부를 담당하는 열펌프는 냉방을 하고 열을 공통루프에 배출한다. 공통 루프가 열평형을 이루고 있으면 토양으로부터 열을 필요로 하지 않게 된다. 냉방과 난방 부하의 차이만큼만 지열원이 필요하므로 열원 부하를 줄여준다. 회수된 열은 급탕용으로 사용될 수 있다. GHP는 에너지 소비가 적고 에너지 소비 패턴을 개선시키므로 비용이 절감된다. 미국 Fort Polk에 설치된 4,003대의 가정용 GHP는 12,000명이 사는 도시의 전력 피크부하를 43%나 감소시키고 연간 전력 부하율을 0.52에서 0.62로 증가시켰다.

4. 혼합형 GHP 시스템 개조 사례

1993년 미국 루이지애나 주 Fort Polk에 있는 24,000 평방 피트 면적의 행정건물인 빌딩1562의 기존 HVAC 시스템을 혼합형 GHP로 개조하였다. 새 시스템은 14대의 수열원 열펌프(120톤의 냉방용량)로 구성되며 깊이 200 ft, 센터 간 간격 10 ft의 70개 시추공으로 구성된 수직형 지열 열교환기, 그리고 이와 연결된 공통 건물 루프 및 78톤의 습식 냉각탑을 갖추고 있다(Kavanaugh and Rafferty [1997]는 장기간에 걸친 지열온도 상승효과를 최소화하기 위해 시추공 간격을 20-25 ft 유지할 것을 권고하고 있다.). 설계자가 혼합형 시스템을 채택한 이유는 근본적으로 시추공 설치에 필요한 공간이 제약되어 있기 때문이며 또한 건물 내 높은 재실자 밀도와 컴퓨터 부하 그

리고 해당 지역의 따뜻한 기후 때문에 난방보다 냉방부하가 훨씬 컸기 때문이다.

Phetteplace and Sullivan(1998)은 22개월에 걸쳐 수집된 운전 데이터를 제시하였다. 냉각탑 운전은 공통 루프 유체온도가 36.1℃를 초과할 때마다 개시되고 35℃ 미만으로 떨어지면 종료되었다. 관측된 데이터에 의하면 데이터 모니터링 기간에 걸쳐 냉방 중 토양에 방출한 열은 난방 기간 중 토양에서 뽑아낸 열의 43배였다. 이는 해당 기간 중 토양 열부하를 줄이기 위하여 냉각탑을 효율적으로 활용하지 않았다는 것을 의미한다. Phetteplace and Sullivan은 데이터 수집 기간 중의 두 해 여름 사이에 지열 온도 상승을 주목하였다. 이는 지열 루프에서의 냉방과 난방 부하의 큰 불균형 그리고 시추공 간의 가까운 간격에 기인한다. 그들은 보다 낮은 유체 설정온도에서 냉각탑이 작동하게 하거나 토양에의 열방출 부하를 최소화하기 위해 기회가 될 때마다 냉각탑을 운전할 것을 권고하였다. 이는 냉각탑 에너지 소비를 증가시키겠지만 보다 낮은 유체 유입온도로 인하여 열펌프는 보다 높은 효율에서 도로 인하여 시스템 전체의 에너지 소비는 줄어들 것으로 추산된다. 데이터에 의하면 냉각탑 팬과 펌프 소비동력은 22개월 모니터링 기간 중 시스템 전체 에너지에서 최소 4%를 차지한 반면 열펌프는 전체의 77%를 소비하였다. 따라서 열펌프 효율 개선은 냉각탑 에너지 소비를 보상하고도 남는다. 또 한 가지 주목할 사항은 건물 루프 순환펌프의 소비동력은 모니터링 기간 중 전체 에너지 소비의 19%를 차지하였다는 것이다. 루프 순환을 위해 2대의 15 마력 펌프가 설치되었는데 그 중 한 대는 연속적으로 운전되었다.

시스템은 각 열펌프마다 솔레노이드 밸브가 설치되도록 개조하면 열펌프가 꺼질 때마다 유체 이송도 밸브로 막을 수 있을 것이고 변속 루프 펌프를 적용하면 낮은 부하 기간 중에는 루프 내 유속을 줄일 수 있을 것이다. Phetteplace and Sullivan은 이러한 펌프 제어방안이 모니터링 기

간 중 루프 펌프 동력을 45%나 감소시켜 시스템 에너지 사용량의 8.5%를 줄일 수 있을 것으로 추산하였다. 지금 이 원고가 작동되는 중에도 Phetteplace and Sullivan이 제안한 해당 건물의 시스템 개조는 이루어지지 않았다.

5. 시뮬레이션에 의한 혼합형 GHP 시스템 기대효과 분석

Yavuzturk and Spitler(2000)는 소형 건물에 적용된 전용 GHP와 혼합형 GHP 시스템에 대한 상세한 비교분석을 수행하였다.

Yavuzturk and Spitler는 텍사스 Houston과 오클라호마 Tulsa시에 있는 소형건물을 택하였다. Houston에 있는 건물의 연간부하는 7,900 MJ 난방부하와 19,000 MJ의 냉방부하로 구성된다. Tulsa에 있는 건물의 연간부하는 5,280 MJ 난방부하와 14,000 MJ의 냉방부하로 구성된다. 두 지역에서의 설계냉방 부하는 약 15톤으로 추산되었다.

혼합형 GHP 시스템 구조는 그림 1과 같으며 여기서 냉각탑은 판형 열교환기를 매개로 하여 지열 열교환기 및 건물 루프에서 분리되어 있다. 판형 열교환기는 지열 열교환기와 직렬로 설치되었다. 지열 루프는 Yavuzturk and Spitler(1999)가 개발한 a short time step approach 방식으로 모델링 되었다. 전용 및 혼합형 GHP 경우에 대한 시스템 시뮬레이션은 지열 루프 모델이 있는 TRNSYS code(Klein et al. 1996)를 TRNSYS 모듈과 통합하여 수행되었다. 몇 개의 제어 방안을 적용하여 시스템 에너지 소비 및 성능에 미치는 영향을 조사하였다. 각 케이스 별로 최소의 시스템 에너지(열펌프, 냉각탑 펌프 및 팬 포함) 소비와 생애주기 비용이 드는 사례를 요약하였다. 시스템 정비 비용은 생애주기 비용에 포함하지 않았으며 연간 전력요금 인상분도 반영하지 않았다.

1) Hybrid Case 1 : 냉각탑은 열펌프를 떠나는 유체온도가 설정값을 초과할 때마다 작동된

다. 이 연구의 경우 설정온도는 35.8℃였다.

2) Hybrid Case 2 : 이 방안은 열펌프 유체 출구온도와 대기 습구온도차이를 이용한다. 냉각탑은 이 온도차가 2℃를 초과할 때마다 작동되고 1.5℃ 이하가 될 때마다 정지한다.

3) Hybrid Case 3 : 이 방안은 장기간에 걸친 지열온도 상승을 피하기 위해 토양의 열을 냉각탑을 이용하여 대기 중으로 방출하는 방식이다. 이를 위하여 냉각탑은 매일 자정부터 오전 6시까지 6시간동안 일년 내내 작동된다. 루프 온도의 상승을 막기 위하여 2차적인 설정온도 제어가 적용되어 열펌프 입구 유체온도가 35.8℃를 초과할 때마다 냉각탑이 작동한다.

Houston과 Tulsa에 있는 건물의 시뮬레이션 결과는 표 1, 2에 정리되어 있다. Case 1 이 세 가지 혼합형 제어방식 중 냉각탑을 가장 적게 운전하고 냉각탑 에너지 소비도 최소이다. Case 2는 연간 에너지 소비 및 생애주기 비용도 최소이다. 반면에 Case 3은 초기 설치비용이 최소이다. Case 2는 상대적으로 낮은 외기온도 조건에서 냉각탑을 장시간 운전한다. 이 방안은 장기간에 걸쳐 토양온도를 낮추므로 루프 내 유체온도를 낮추는 효과가 있다. 그 결과 냉방이 필요한 계절에 열펌프로 보다 효율적으로 운전하게 되어 열펌프 동력소비가 감소하였다. 이 방안은 냉각탑의 운전시간 및 에너지 소비는 가장 크지만 전체적인 시스템 에너지 사용은 전용 GHP 설계에 비해 Houston의 경우 18% 낮고, Tulsa의 경우에는 6% 저감된다. 냉방부하가 더 큰 더운 지역일수록 혼합형 방식이 에너지 절약효과가 우수함을 알 수 있다.

6. 결론

상기의 사례연구를 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 혼합형 GHP 시스템은 냉각탑 구매에도 불

구하고 시스템 초기비용이 대폭 감소될 수 있다. 그 비용은 Houston과 같이 냉방부하가 훨씬 큰 지역 (냉방 대 난방부하 비율 = 24:1)에서는 50% 이상 절감된다.

(2) 냉방부하가 큰 지역에서는 냉각탑과 같은 보조 방열기가 열펌프 유체입구온도를 낮추

기에 충분한 시간동안 작동하는 경우 전용 GHP에 비해 열펌프 및 시스템 에너지 비용을 줄일 수 있다.

(3) 사례연구 대상 시스템들은 최적화되지 않은 상태이며, 생애주기 비용이나 최초 설치를 최소화하기 위한 최적설계 방안은 지열

<표 1> Houston 시의 소형 건물 GHP 시뮬레이션 결과

	냉각탑 없음	Case 1	Case 2	Case 3
시추공 수	36@250ft	12@250ft	12@250ft	12@250ft
지열 열교환기 비용	\$54,000	\$18,000	\$18,000	\$18,000
열펌프 유입 최대 유체온도 (°C)	35.9	35.9	27.0	35.6
열펌프 유입 최저 유체온도 (°C)	21.8	19.6	4.7	12.3
냉각탑 설계용량(톤)	22.5	11.5	8.5	
냉각탑, 판형열교환 기 비용 (관련제어 및 보조기 포함)	-	\$8,662	\$4,427	\$3,272
지열 열교환기 및 냉각탑 장비 총비용	\$54,000	\$26,662	\$22,427	\$21,272
20년 생애주기 전력요금 현재 환가	\$19,611	\$19,413	\$16,011	\$20,573
현재 기준 총비용	\$73,611	\$46,075	\$38,438	\$41,845
연간 에너지 소비(kWh)				
열펌프	24,425	23,877	17,792	24,453
냉각탑 팬	-	260	1,847	1,006
냉각탑 펌프	-	42	302	164
전체 시스템	24,425	24,179	19,941	23,623

<표 2> Tulsa 시의 소형 건물 GHP 시뮬레이션 결과

	냉각탑 없음	Case 1	Case 2	Case 3
시추공 수	16@240ft	9@240ft	9@240ft	9@240ft
지열 열교환기 비용	\$23,040	\$12,960	\$12,960	\$12,960
열펌프 유입 최대 유체온도 (°C)	35.8	36.1	26.1	36.6
열펌프 유입 최저 유체온도 (°C)	10.1	4.3	-4.3	4
냉각탑 설계용량(톤)	-	17.0	11.0	5.5
냉각탑, 판형열교환 기 비용 (관련제어 및 보조기 포함)	-	\$6,545	\$4,235	\$2,118
지열 열교환기 및 냉각탑 장비 총비용	\$23,040	\$19,505	\$17,195	\$15,078
20년 생애주기 전력요금 현재 환가	\$15,999	\$15,988	\$14,976	\$17,595
현재 기준 총비용	\$39,039	\$35,493	\$32,171	\$32,672
연간 에너지 소비(kWh)				
열펌프	19,927	19,813	16,463	20,769
냉각탑 팬	-	86	1,882	984
냉각탑 펌프	-	14	308	161
전체 시스템	19,927	19,913	18,653	21,914

열교환기 용량, 보조 방열기 용량 및 타입, 제어 방안 및 전력요금 구조의 균형을 고려해야 한다.

후 기

본고는 미국 Oak Ridge 국립연구소가 DOE의 지원을 받아 작성한 보고서 DOE/EE-0258를 요약 정리한 것임을 밝혀 둡니다.

참고문헌

1. ASHRAE. 1995, Commercial/institutional ground-source heat pumps engineering manual. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
2. Kavanaugh, S.P., and K. Rafferty, 1997, Ground-source heat pumps: Design of geothermal systems for commercial and institutional buildings. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
3. Kavanaugh, S.P., 1998, A design method for hybrid ground-source heat pumps. ASHRAE Transactions 104 (2): 691-698.
4. Klein, S.A., et al, 1996, TRNSYS Manual, a transient simulation program. Madison: Solar Engineering Laboratory. University of Wisconsin-Madison.
5. Phetteplace, G., and W. Sullivan, 1998, Performance of a hybrid ground-coupled heat pump system. ASHRAE Transactions 104 (2): 763-770.
6. Yavuzturk, C., and J. Spitler, 2000, Comparative study of operating and control strategies for hybrid ground-source heat pump systems using a short time step simulation model. ASHRAE Transactions 106 (2).