특집

대형 공동 건물의 연료전지 구동 지열원 히트펌프 냉·시스템 성능에 관한 해석적 연구

변 재 기*, 이 규 호*, 최 영 돈**
*고려대학교 대학원 기계공학과, **고려대학교 기계공학과

1. 서 론

최근 시행되고 있는 여러 가지 에너지 절감 정책으로 인해 공공부문에서의 신재생 에너지 설치가 의무화 되면서 여러 가지 신재생 에너지원 중 지열을 이용한 지열원 히트펌프 시스템(Ground Source Heat Pump System, GSHPS)에 많은 관심이 모아지고 있다. GSHPS은 공기열원 히트펌프 시스템에 비해서 열원의 온도가 계절의 변화에 크게 영향 받지 않으며, 에너지 소비량이 적고 사용되는 냉매량이 상대적으로 적은 장점을 가지고 있다. 지열원 히트펌프 시스템은 지중열교환기 매설을 포함한 전체 시스템의 초기 설치비용이 기존의 냉·난방 시스템보다 비싸다는 단점이 있으나, 히트펌프의 성능 향상에 따른 운전비용의 절감과 재생에너지 사용에 따른 정부 보조금 등에 의해서 생애전주기비용(Life Cycle Cost, LCC)을 절감 시킬 수 있다.

하지만 난방부하가 냉방부하 보다 큰 국내의 기후조건에서 겨울철 난방을 위해서 지열원 히트펌프 시스템을 지속적으로 가동할 경우 지중온도가 지속적으로 변화하여 시스템 성능의 저하를 초래할 수 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위한 방안으로 동절기 보일러, 열병합 발전을 적용할 경우 연소 과정 동안 CO_2가 발생되어 환경적인 문제 발생과 시스템 설치에 따른 과다비용 및 주기적인 장비 보수와 교체의 문제점을 가지고 있다.

연료전지 시스템은 화학 에너지를 직접 전기 에너지로 변환시켜 줌으로써 타 발전 기술 보다 높은 발전효율을 확보할 수 있을 뿐만 아니라 자체 전력생산으로 심야전력 비용보다 저렴하고 또한 연료전지 시스템 구동시 발생되는 폐열을 축열조로 회수시켜 난방열원으로 사용함으로써 히트펌프 시스템의 난방 COP를 상승시킬 수 있는 장점을 가지고 있다. 수소와 산소에서 전기를 만들기 때문에 발전과정에서 부산물로 물만 배출되는 무공해 시스템이며 연료 변환기 즉 개질기에 의해 화석연료를 이용하여 수소를 생성할 수 있는데 이 경우에는 부산물로 CO_2가 발생할 수 있으나 종래의 열기관에 비해 에너지 효율이 두 배 이상 높은 만큼 적은 연료로 동일한 에너지를 얻을 수 있기 때문에 그만큼의 배출량이 억제될 수 있다.

이에 본 연구에서는 지열원 히트펌프와 연료전지 시스템을 복합 구성하여 히트펌프 운전을 통하여 외기조건, 냉·난방 및 급탕 부하패턴에 따른 각 열원의 부하 추종성, 일간 에너지 분석 및 연간 에너지 분석, 열원간 연계성 등을 검토하여 연료전지 구동 지열원 히트펌프 시스템의 적용 가능성을 고찰하고자 한다.

2. 전산해석을 위한 대형 공동 건물 선정

본 연구의 전산해석 대상 건물은 현재 설치 가동

되고 있는 건물이며, 자세한 사항은 **표** 1에 나타내었다.

이 건물은 다른 건물에 비하여 일중 변화 변동이 적으며, 연중부하가 크기 때문에 히트펌프 시스템을 적용하였을 경우 경제성 측면에서 유리하기 때문에 전산해석 대상으로 선정하였으며, 건물면적을 10,000평으로 확대 적용하여 지역에 따른 소요에너지 변환과 에너지 경제성의 변화를 조사하기 위하여 대상건물의 내용은 변하지 않고 건물 설치 위치를 문막, 대전, 부산으로 변환 시켜 전산해석을 수행하였다.

3. 건물의 동적해석과 히트펌프 냉·난방 시스템 전산해석

3.1 연료전지 구동 지열원 히트펌프 건물 냉·난방 시스템 구성

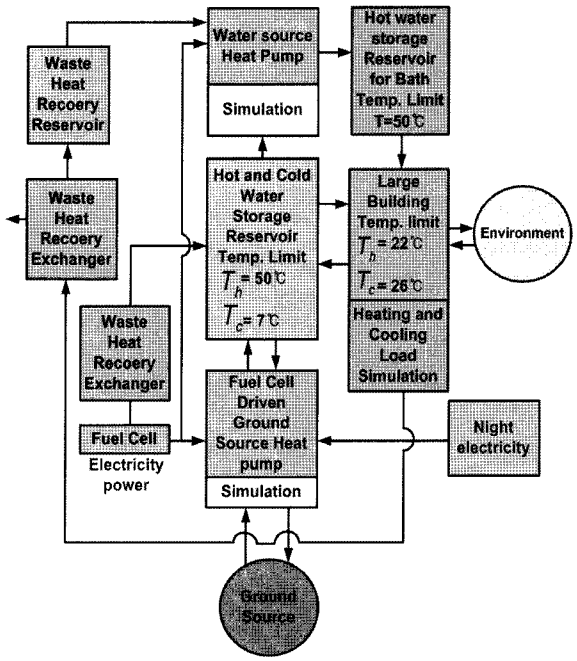
본 연구에서 전산해석을 수행할 연료전지 구동 지열원 히트펌프 건물 냉·난방 시스템 구성도는 **그림** 1과 같다. 히트펌프 건물 냉·난방 시스템은 수축열식 지열원 히트펌프와 욕탕 폐열회수 수열원 히트펌프를 복합한 시스템이다. 2대의 히트펌프로 구성할 수 있고, 히트펌프 1대로 지열원과 폐열을 가변적으로 이용할 수 있다. 그 구성을 살펴보면 난방의 경우 심야전력과 연료전지 구동을 통하여 히트펌프로 열을 수축열조에 저장하여 난방에 사용하고, 샤워나 욕탕에서 나온 폐열을 수열원 히트펌프로 퍼올려서 급탕조에 저장한다. 냉방의 경우 수축열조의 열을 수열원 히트펌프로 퍼올려서 급탕 축열조에 저장함으로써 냉열과 온열을 동시에 사용하여 복합부하를 실현함으로써 히트펌프 시스템 COP를 상승시키고 있다. 이 시스템들의 전산해석을 위해서 건물의 냉·난방 부하 계산, 히트펌프 용량 계산, 히트펌프의 에너지 평형방정식을 해석하고 지중온도의 변화를 예측하기 위한 부프로그램을 이용하여 2차원 열전도 방정식을 해석하였다.

<표 1> The details of the object

Object	Oak Valley Resort
Location	Munmak, Gangwon-do
Area(m^2)	27,028
Number of persons	Maximum : 2,260

3.2 건물 냉·난방 부하 동적해석

본 연구에서 건물 냉·난방 부하 계산을 위해서 열저항-열용량법[1, 2]을 사용하였다. 전체 건물을 1실의 등가모형으로 변환하고 이 등가모델의 비정상 열전달 방정식을 풀어 시간에 따라 변화하는 실내공기 온도와 벽체의 온도를 계산하는 방법이다. 태양열에 의한 복사부하[3]와 창문의 태양복사 투과율[4]은 ASHRAE Fundamentals에 제시된 방법을 적용하였다. 또한 침입외기부하, 인체부하, 기타부하[5]를 구하기 위해 대상 건물의 운영 특성을 고려하여 계산하였다.



[그림 1] Schematic diagram of the fuel cell driven ground source heat pump heating and cooling system.

3.3 히트펌프 사이클 해석

히트펌프 시스템 전산해석을 위해서는 공기열원 히트펌프와 수열원 히트펌프의 사이클 해석을 해야 한다. 본 연구에서는 EES 히트펌프 사이클 해석 코드를 도입하였다. EES 코드에 의한 히트펌프 전산해석 과정은 다음과 같다[6].

(1) 증발기 온도와 응축기 온도를 정한 후 R-22 냉매 히트펌프 시스템의 COP를 EES 프로그램으로 계산한다.

(2) 지중열교환기는 난방시 증발기가 되고 냉방시는 응축기가 되며 지중부동액배관의 온도를 지중열전도 해석을 해서 배관전체에서 흡수, 방출되는 열량이 2RT가 될 때까지 변화시킨다. 건물쪽 응축기 혹은 증발기의 온도는 정해져 있으므로 지중배관온도가 정해지면 EES 프로그램으로 COP를 계산한다.

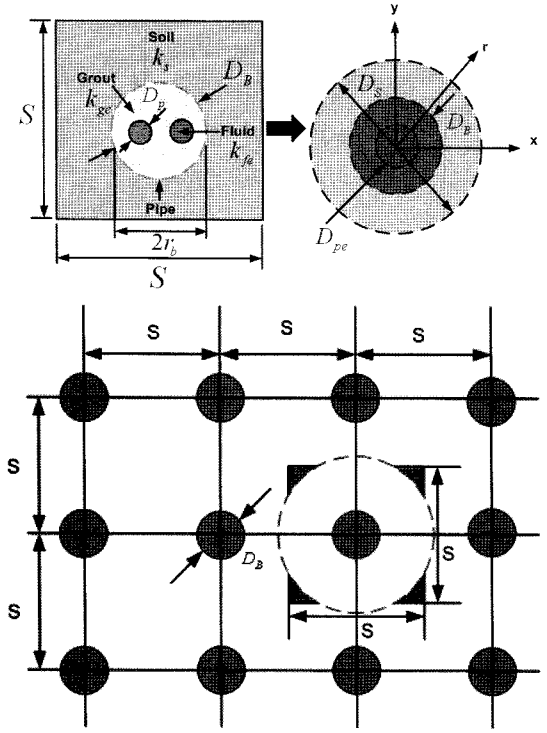
(3) 히트펌프 축열조 혹은 냉축열조 열교환기에서 증발기 혹은 응축기와 물의 온도차는 ±5℃로 한다.

(4) 증발 혹은 응축 시 물-공기 열교환의 경우 외기와 증발기, 응축기의 온도차는 ±10℃로 한다.

3.4 지중열교환기 해석

본 연구에서는 전산해석을 간편하게 하기 위해서 **그림 2**와 같이 두 개의 관을 하나의 등가관으로 대치 시켰고, 정사각형의 계산영역을 원형으로 전환 시켰다. 지중열교환기 주위로 열이 열전달 될 수 없으므로 지상으로 열전달과 지중 열전달 때문에 완전히 분리된 시스템이 아니라는 것을 설명할 수 있다. 따라서, 깊이 100m인 경우 대기중의 손실과 지중으로의 손실은 크지 않으므로 전산해석 계산시 큰 영향을 미치지 않는다.

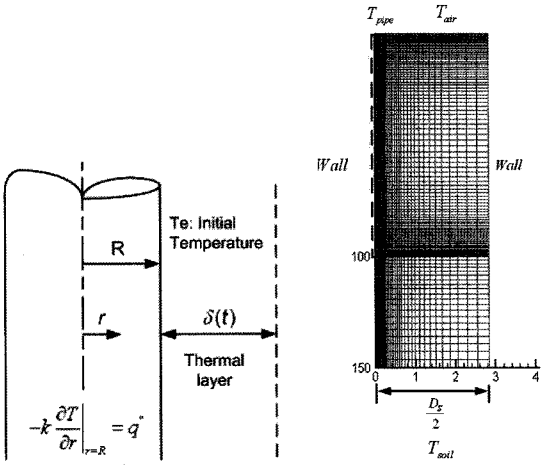
따라서, 보어홀의 피치는 4.5m로 가정하였고 보



[그림 2] Transformation of a square domain to an equivalent concentric domain.

<표 2> Properties of the element of ground heat exchanger

Material	Soil	Water	Grout (Bentonite)
ρ(kg/m³)	2,600	1,000	1,800
Cp(J/kg · K)	837	4,187	500
k(W/m · K)	3.1	0.594	2.66



[그림 3] Grid of computation domain.

어홀 깊이는 지하 100m로 하였다. 지반을 구성하고 있는 토양 수분의 물성치와 보어홀을 채워줄 벤토나이트의 물성치를 **표 2**와 같이 설정하였고, 식 (1)을 사용하여 토양의 유효열전도도를 계산하였다. 여기서 지중에 함유되어 있는 지중토양의 및 수분함유량을 각각 35%, 75%로 가정하였다.[7]

토양 유효열전도도는 다음과 같다.[7]

$$\frac{1}{k_g}=\frac{1-\Phi}{k_s}+F\cdot\frac{\Phi}{(1-S_a)k_a+S_a k_w} \quad (1)$$

$$F=0.5(\varepsilon+0.014)^{0.25},\ \varepsilon=S_a\cdot\Phi$$

여기서, k_s, k_a, k_w는 흙알갱이, 공기 및 수분의 열전도도이며 Φ는 지둥토양의 공극율, S_a는 포화도이다. 지중 열교환기의 한 모듈은 **그림 2**에 나타낸 것과 같이 한 변의 길이가 S인 정사각형 영역으로 하였다. D_B는 그라우트 직경이고, D_P는 지중배관 직경이다. 이 정사각형 영역을 등가직경 D_S인 원형으로 전환하였고, 직경 D_P의 2개의 원관을 등가직경 D_{pe}의 등가 원관으로 전환하였다. 이 때 등가관직경 D_{pe}는 $\sqrt{2}D_P$으로 계산하였고, 지중 전산영역의 등가직경 D_S는 $\sqrt{2}S$이다.

그림 3은 지중의 온도분포를 해석하기 위해 생성한 격자이다. 시스템 가동의 영향으로 온도가 급격히 변할 것으로 예상되는 부분에 조밀한 격자를 생성하였다. 지중열전도 방정식[8]을 TEACH 코드 프로그램을 이용하여 전산해석 하였다. 관의 깊이를 100m로 하였을 때 150m 지중까지 해석하였고, 보어홀의 피치는 가변으로 변화시켰다.

3.5 지중배관과 토양사이의 열전도

본 연구에서는 지중 열교환기의 성능을 해석하기 위해서 냉매관과 지중 사이의 열전달을 전산해석 하였다. 지중의 열전달은 매설 배관 주변의 토양에 의하여 형성되는 반무한(semi-infinite) 원통 내부의 열확산에 의하여 생성된다고 고려하여 해석하였다[10].

그림 3에서 나타낸 미소구간에 대하여 지중냉매 배관의 열전도 문제를 고려하면 다음식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial^2 T(r,t)}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial T(r,t)}{\partial r}=\frac{1}{\alpha}\frac{\partial T(r,t)}{\partial t} \quad (2)$$

경계조건과 초기조건은 다음과 같다.

$$T(r,0)=Te$$

$$T(\infty,t)=Te \quad (3)$$

$$-k\frac{\partial T(r,t)}{\partial r}=q''\ (r=R,\ t>0)$$

$$\rho C_p\frac{\partial T}{\partial t}=\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(rk\frac{\partial T}{\partial r}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(k\frac{\partial T}{\partial z}\right) \quad (4)$$

그라우트에 대한 열전도 방정식은

$r_{fe} < r < r_b$ 에서

$$(\rho C_p)_g\frac{\partial T_g}{\partial t}=\frac{k_g}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T_g}{\partial r}\right)+k_g\frac{\partial^2 T_g}{\partial^2 z} \quad (5)$$

이다. 여기서, r_{fe}는 등가 냉매관 반경이며 r_b는 그라우트 반경이다.

$r_b < r < \infty$ 에서

$$\frac{k_s}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T_s}{\partial r}\right)+k_s\frac{\partial^2 T_s}{\partial^2 z}=(\rho C_p)_s\frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (6)$$

해석 영역의 최외각부 경계조건은

$$\left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_{r=\frac{D_s}{2}}=0 \quad (7)$$

냉매관 표면에서의 경계조건은

$$T\,|_{\,r=\frac{D_{pe}}{2}} = T_{pipe} \qquad (8)$$

초기 T_{pipe} = 14.2℃이다.

지표면 경계조건은

$$T_s|_{z=0} = T_{air} \qquad (9)$$

최하부 영역 경계조건은

$$T_s|_{z=150} = T_{s,\infty} \qquad (10)$$

식 (4) ~ (10)을 유한체적법으로 차분화하여 전산해석을 수행하였다. 지중온도는 깊이에 따라 시간에 따라 끊임없이 변화한다. 그러나 어느 일정 깊이 이하의 지중에서는 시간에 따라 지중온도 변화가 거의 없이 연중 일정한 온도를 유지한다[8].

본 연구에서는 이러한 깊이를 150m로 산정하였고, 그 깊이에서의 온도를 $T_{s,\infty}$ = 14.2℃로 가정하였다[8]. 지중열교환기는 축대칭이므로 전산해석은 2차원 해석을 하게 된다. 보어홀을 중심으로 이런 경우 대칭면에서의 경계조건은 대칭조건으로서 온도구배가 0이라고 가정하였다[9]. 지중 열전도 차분방정식을 해석하기 위해서는 경계조건뿐만 아니라 지표면조건도 필요하다. 따라서 본 연구에서는 지역별 연중 기상자료를 외기조건[10]으로 사용하고 공기의 상태는 외기와 같다고 가정하였다[10].

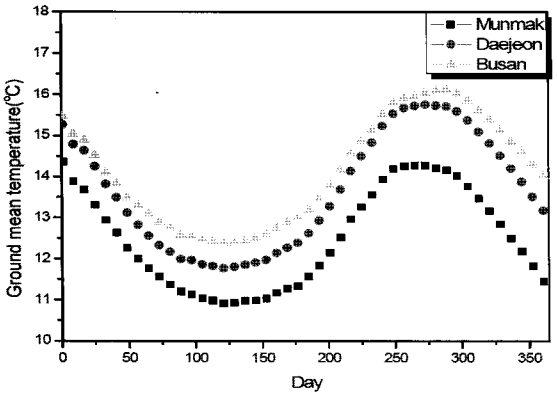
4. 대상 건물의 냉 · 난방 부하 및 히트펌프 시스템 전산해석 결과

4.1 히트펌프 시스템 전산해석 결과

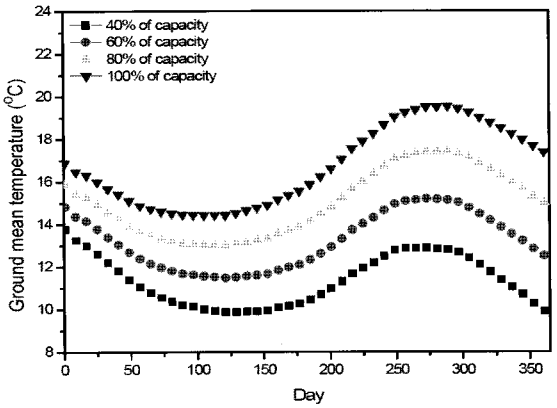
4.1.1 지역별 지중 온도변화

우리나라는 난방부하가 냉방부하에 비해서 크게 나타남에 따라 여름철 지중열에 저장한 열원보다 겨울철에 사용하는 열원이 많으므로 지중온도가 지속적으로 하강한다.

그림 4는 지역별 지중 평균온도를 전산해석을 통하여 얻은 결과이다. 지열원 히트펌프 사용시 남부 지역의 경우 북부지역에 비하여 지중온도 하락이 적게 나타나는데 반면, 북부지역은 지중온도 변화가 크게 나타나고 있다. 남부지역의 경우 난방시 지중열원을 사용할 경우 난방 부하가 적게 나타나게 되므로 지열원 이용시 지중열원이 회복할 수 있는 반면 북부지역의 경우 난방시 지열원



[그림 4] Grid of computation domain.



[그림 5] Effect of occupancy on the ground mean temperature(Munmak)

<표 3> Variation of mean ration of persons staying at the resort building to the maximum. (total floor area 33,000m², Heat recovery, Light-electricity driven Ground source heat pump system)

Location	Munmak				Deajeon				Busan			
people stay in building	40%	60%	80%	100%	40%	60%	80%	100%	40%	60%	80%	100%
hourly maximum cooling load(kcal/hr)	-874,256	-1,042,245	-1,045,364	-1,389,353	-1,017,686	-1,167,537	-1,370,224	-1,546,544	-1,017,686	-1,194,006	-1,505,430	-1,546,544
hourly maximum heating load(kcal/hr)	1,421,344	1,426,945	1,428,346	1,438,251	1,220,363	1,220,615	1,221,064	1,221,513	1,220,363	1,220,501	1,089,050	1,221,513
annually maximum cooling load(kcal/year)	-9.33×10^8	-1.26×10^9	-1.63×10^9	-2.03×10^9	-1.29×10^9	-1.66×10^9	-2.07×10^9	-2.50×10^9	-1.38×10^9	-1.78×10	-2.21×10^9	-2.50×10
annually maximum heating load(kcal/year)	2.69×10^9	2.56×10^9	2.49×10^9	2.28×10^9	2.21×10^9	2.00×10^9	1.89×10^9	1.76×10^9	2.21×10^9	1.94×10^9	1.49×10^9	1.48×10^9
heating and cooling heat pump capacity(kcal/hr)	412.1	400.2	397.2	385.8	376.8	367.7	355.3	347.6	356.7	341.5	388.4	425.8
bath heat pump capacity(RT)	267.6	267.6	267.6	267.6	267.6	267.6	267.6	267.6	267.6	267.6	267.6	267.6
total energy cost (ten thousand won)	11,363	16,552	16,572	16,611	12,386	16,562	16,578	16,721	11,363	11,731	16,351	17,070
COP(heating)	3.60	3.75	3.84	4.40	3.67	3.94	4.23	4.53	3.68	3.94	4.01	4.54
COP(cooling)	10.57	9.12	8.68	6.52	9.40	7.85	6.78	5.98	9.40	7.88	7.93	5.98

<표 4> Heat pump system simulation results for heating and cooling resort building. (total floor area 33,000 m², Heat recovery, Light-electricity driven heat pump system)

Location	Munmak		Deajeon		Busan	
heat source	Air	Ground	Air	Ground	Air	Ground
hourly maximum cooling load(kcal/hr)	-1,045,364	-1,045,364	-1,167,537	-1,167,537	-1,505,430	-1,505,430
hourly maximum heating load(kcal/hr)	1,428,346	1,428,346	1,220,615	1,220,615	1,089,050	1,089,050
annually maximum cooling load(kcal/year)	-1.11×10^9	-1.11×10^9	-1.47×10^9	-1.47×10^9	-1.56×10^9	-1.56×10^9
annually maxlmum heating load(kcal/year)	2.49×10^9	2.49×10^9	2.00×10^9	2.00×10^9	1.49×10^9	1.49×10^9
heating and cooling heat pump capacity(kcal/hr)	397.2	397.2	337.7	337.7	388.4	388.4
bath heat pump capacity(RT)	267.6	267.6	267.6	267.6	267.6	267.6
total energy cost (ten thousand won)	18,371	16,572	18,306	16,562	17,702	16,351
COP(heating)	3.16	3.84	3.27	3.94	3.42	4.01
COP(cooling)	5.84	8.68	5.69	7.85	5.90	7.93
COP(bath)	4.21	4.18	4.21	4.18	4.21	4.18
thermal storage reservior for bath(ton)	511	511	511	511	511	511
waste heat recovery storage reservior (ton)	919	919	919	919	919	919
thermal storage reservior for cooling and heating (ton)	2,209	2,209	1,879	1,879	2,161	2,161
pump power (heating and cooling)	46.1	46.1	39.4	39.4	48.8	48.8
pump power(bath)	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2
fan power(ventilation)	17.9	17.9	17.9	17.9	17.9	17.9

을 사용함에 있어 회복하는 양보다 사용하는 양이 많아져 부산의 경우 1년 후 약 1.5℃, 대전의 경우 약 2℃, 문막의 경우 약 3℃ 지중온도의 하락이 발생하는 것을 전산해석을 통하여 알 수 있었다.

따라서, 지열원 히트펌프 시스템 사용시 지중온도의 지속적 하강을 어떻게 보강 하느냐가 가장 중요한 문제이다. 이러한 지중온도 하락 문제를 해결하기 위한 방안으로 시스템 가동 시기를 조절하는 방법으로 히트펌프 운전 시기를 여름철 냉방시 방출되는 열원을 지중에 열원을 저장함으로써 겨울철 난방시 여름철 냉방 동안 저장한 열원을 이용함으로써 단기간 겨울철 난방으로 사용함으로써 지중온도의 하락을 막을 수 있으나 장기간 사용할 경우 지중온도의 지속적인 하락으로 인하여 복합열원을 이용하는 방안이 요구된다.

4.1.2 건물 내 재실률 변화에 따른 지중온도 변화

건물 내 재실률 변화에 따른 인체에서 발생되는 열량이 많아져 히트펌프 시스템 성능에 영향을 미치게 된다.

그림 5는 지역별 재실률 변화에 따른 지중 평균온도 변화에 따른 건물 냉 · 난방 부하의 영향으로 히트펌프 시스템 성능에 영향을 미치게 된다. 리조트의 연평균 재실률이 60%일 경우 지중온도 하락으로 인하여 히트펌프 시스템 성능이 저하되는 것을 **표 3**을 통하여 예상할 수 있다. 따라서 지역별 지중 평균온도를 유지 시켜주는 적절한 운전기술이 요구된다.

4.1.3 열원별 히트펌프 시스템 성능비교

표 4, 표 5는 심야전력과 연료전지 구동을 통한 공기열원, 지열원 히트펌프 시스템 성능일 비교하여 나타낸 결과이다. 년간 냉 · 난방 최대 부하를 보면 냉방부하인 경우 문막의 리조트가 가장 크고 대전, 부산 순으며 난방부하인 경우 부산리조트가 가장 크고 대전, 문막 리조트 순이다. 그런데 각 경우 히트펌프 용량은 냉 · 난방 부하 중 일일 최대부하에 의해서 결정된다. 따라서 냉방부하의 최고치가 큰 부산이 가장 큰 히트펌프 용량을 요구하게 된다. 그에 따라 전기요금의 기본료가 상승한다. 히트펌프는 그 용량의 면에서 냉방부하와 난방부하의 크기가 비슷한 경우에 가장 유리하다. 냉방부하나 난방부하의 어느 한편이 상대적으로 크면 그 큰 값에 따라 히트펌프 용량이 증가되고 축열조의 크기가 증가되어 초기 설치비용 및 전기요금이 증가하게 된다. 우리나라의 경우 북부지방은 난방부하 최고치가 냉방부하 일일 최고치보다 크고 남부지방은 냉방부하 일일최고치가 난방부하 일일치고치보다 큰데 이것은 히트펌프 시스템 적용에 불리한 요소로 작용한다.

4.1.4 에너지 비용

히트펌프 건물 냉 · 난방 시스템의 에너지 비용은 냉 · 난방 히트펌프 동력, 급탕히트펌프 동력, 팬동력, 펌프동력에 대한 전기요금의 합으로 계산한다. 축열식 히트펌프 시스템에서 총 비용은 약간의 차이는 있으나 문막, 대전, 부산의 경우 위치 변화에 따른 총 에너지 비용의 차이는 적다. 부산지역의 경우 냉방부하 에너지 비용이 가장 크지만 난방부하 에너지 비용이 적고 문막 지역의 경우 반대로 난방부하 에너지 비용이 크고 냉방부하 에너지 비용이 적어서 그 합은 서로 비슷한 결과를 얻고 있다.

표 6은 건물에 히트펌프 시스템 대신 흡수식 냉온수를 사용할 때 목욕탕 설치 유무, 폐열 회수 유무에 따라 전기세와 가스비 그리고 그 합을 나타낸다. 대중 목욕탕이 있는 경우에는 없는 경우 보다 총 에너지 비용이 약 10% 증가함을 알 수 있다.

표 7은 각종 열원을 사용할 경우 리조트 건물에서의 총 에너지 비용을 비교한 도표이다. 가스흡수식 냉온수기의 에너지 가격이 높은 것은 비싼 연료 가격과 일반 전기요금의 복합에 기인된 것이다. 심야전력을 이용한 공기열원, 지열원 히트펌프 시스템의 경우 에너지 비용은 지역별 차이

<표 5> Heat pump system simulation results for heating and cooling resort building. (total floor area 33,000 m², Heat recovery, Fuel-cell driven heat pump system)

Location	Munmak		Deajeon		Busan	
heat source	Air	Ground	Air	Ground	Air	Ground
hourly maximum cooling load(kcal/hr)	−1,045,364	−1,045,364	−1,167,537	−1,167,537	−1,505,430	−1,505,430
hourly maximum heating load(kcal/hr)	1,428,346	1,428,346	1,220,615	1,220,615	1,089,050	1,089,050
annually maximum cooling load(kcal/year)	-1.11×10^9	-1.11×10^9	-1.47×10^9	-1.47×10^9	-1.56×10^9	-1.56×10^9
annually maximum heating load(kcal/year)	2.49×10^9	2.49×10^9	2.00×10^9	2.00×10^9	1.49×10^9	1.49×10^9
heating and cooling heat pump capacity(kcal/hr)	397.2	397.2	337.7	337.7	388.4	388.4
bath heat pump capacity(RT)	267.6	267.6	267.6	267.6	267.6	267.6
total energy cost(ten thousand won)	11,669	8,324	11,511	8,111	10,821	7,970
COP(heating)	4.62	5.34	4.68	5.44	4.73	5.51
COP(cooling)	5.84	8.68	5.69	7.85	5.90	7.93
COP(bath)	4.21	4.18	4.21	4.18	4.21	4.18
thermal storage reservior for bath(ton)	511	511	511	511	511	511
waste heat recovery storage reservior(ton)	919	919	919	919	919	919
thermal storage reservior for cooling and heating (ton)	2,209	2,209	1,879	1,879	2,161	2,161
pump power (heating and cooling)	46.1	46.1	39.4	39.4	48.8	48.8
pump power(bath)	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2
fan power(ventilation)	17.9	17.9	17.9	17.9	17.9	17.9

<표 6> Energy cost of gas absorption cooler-heater system for a resort building(total floor area = 33,000 m²)

Location		Munmak		Daejeon		Busan	
Bath existence		Non-exist	Exist	Non-exist	Exist	Non-exist	Exist
Heat Recover	absorption cooler-heater gas cost (ten thousand won)	38,988	38,988	37,464	37,464	34,594	34,594
	absorption cooler-heater electric cost (ten thousand won)	24,966	24,973	24,003	23,997	22,166	22,159
	absorption cooler-heater total cost (ten thousand won)	63,954	63,961	61,467	61,416	56,760	56,753
No. Heat Recovery	absorption cooler-heater gas cost (ten thousand won)	53,300	53,300	51,776	51,776	48,906	48,906
	absorption cooler-heater electric cost (ten thousand won)	24,189	23,280	23,213	22,346	21,372	20,537
	absorption cooler-heater total cost (ten thousand won)	77,489	76,580	74,989	74,122	70,281	69,443

<표 7> Comparison of operation costs

Location / heating and cooling	Munmak	Daejeon	Busan
gas absorption cooler -heater (ten thousand won)	76,579	74,122	69,444
gas absorption cooler - heater+waste heat recovery (ten thousand won)	63,961	61,461	56,753
Night-electricity driven air source heat pump water storage(ten thousand won)	25,743	24,238	24,052
Night-electricity driven ground source heat pump water storage(ten thousand won)	25,128	23,808	23,822
Fuel cell driven air source heat pump water storage (ten thousand won)	7,562	7,338	6,636
Fuel cell driven ground source heat pump water storage (ten thousand won)	7,327	7,140	6,521

가 크지 않다. 시스템 성능계서가 크고 발전단가가 낮은 연료전지 구동 히트펌프 시스템 에너지 비용이 낮음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 연료전지에 의해 구동되는 지열원 히트펌프 냉 난방 시스템을 전산해석을 통하여 히트펌프 시스템 성능과 에너지 경제성을 고찰하였고 그 결과로서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 연료전지 구동 히트펌프 시스템은 발전 시스템 설치를 위한 초기비용이 크게 소요되나 앞으로 연료전지 기술의 발전에 따라 그 비용이 점차 하락될 것으로 예상되며, 심야전력의 요금은 점차 상승할 것으로 예측되어 연료전지 구동 히트펌프 시스템은 심야전력 구동 히트펌프 시스템에 대한 경쟁력을 확보할 것으로 생각된다. 뿐만 아니라 연료전지는 시간제한 없이 히트펌프 시스템을 작동시킬 수 있어서 심야전력 구동 히트펌프 시스템 보다 축열조의 크기를 감축시킬 수 있는 이점도 가지고 있다.

(2) 지열원을 이용한 히트펌프 냉 난방 시스템의 운전성능은 재실인원 등 외부조건에 영향을 받는다.

(3) 난방부하가 냉방부하 보다 큰 국내 기후조건에서 지열원 히트펌프 시스템을 연속적으로 가동할 경우 지중온도의 지속적인 하락을 막을 수 없으나 연료전지 구동 활용을 통하여 히트펌프 시스템에서는 발전 폐열 회수 활용을 통하여 COP를 상승시킬 수 있고 지중 열원의 온도하락을 최소화 시킬 수 있다.

(4) 연료전지 구동 지열원 히트펌프 시스템은 발전 폐열 회수를 통하여 난방 COP를 1.5 정도 상승시킬 수 있다.

참고문헌

1. Lee, C. S. and Choi, Y. D., 1997, Analysis of energy consumption of office building by thermal resistance-capacitance method, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 9, No. 1, pp. 1-13.
2. Yoon, J. H., Hong, J. K., Lee, N. H. and Choi, Y. D., 1993, Simulation of thermal performance of model hot water panel house in consideration of radiant heat transfer, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 5, No. 4, pp. 295-305.
3. ASHRAE HANDBOOK 1993 Fundamentals, pp. 9-11.
4. ASHRAE HANDBOOK 1993 Fundamentals, pp. 27-28.
5. Choi, Y. D., 2004, Study on the application of heat pump heating and cooling systems to resident and medical buildings, Ministy

of Commerce, Industry and Energy, pp. 107-109.

6. Choi, Y. D., Han, S. H., Cho, S. H., Kim, D. S., Um, C. J., 2008, Study on the simulation of heating and cooling system to resident building, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 20, No. 1, pp. 65-74.
7. 손영목외 8명, 1995, Cool Tube를 이용한 자연에너지 이용 기술 연구(Ⅰ)에 관한 중간 보고서, 에너지 기술연구소 보고서.
8. S, V. Patankar., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Dynamics for Engineers, A. Publication of Engineering Education System.
9. A. Tromble., L. Serres, 1994, Air-earth exchanger study in real site experimentation and simulation, Energy and Building, Vol. 21, pp. 155-162.
10. M. Krati and J. F. Kreinder, 1989, Analytical model for heat transfer in an under ground air turnnel, Soar Engineering ASME, Vol. 2, pp. 878-888.