

# 대형 Community 건물의 연료전지 구동 복합열원 하이브리드 히트펌프 시스템 성능에 관한 해석적 연구

정동화\*, 변재기, 최영돈\*\*, 조성환

## Study on the Performance of Fuel Cell Driven Compound Source Heat Pump System to a Large Community Building

Donghwa Jeong\*, Jaeki Byun, Youngdon Choi\*\*, Sunghwan Cho

### Abstract

In the present study, performances of fuel cell driven compound source hybrid heat pump system applied to a large community building are simulated. Among several renewable energy sources, ground, river, sea, and waste water sources are chosen as available alternative energies. The performance and energy cost are varied with the hybrid heat pump sources. The system design and operation process appropriate for the surrounding circumstance guarantee the high benefit of the heat pump system applied to a large community building. Th system is driven by fuel cell system instead of the late-night electricity due to the advantages of the low energy cost and waste heat with high temperature.

### Key words

Compound Source(복합열원), Fuel Cell(연료전지), Heat Pump(히트펌프), Ground Source(지열원), Air Source(공기열원), River Source(하천수열원), Sea Source(해수열원), Waste Water Source(하수열원)

(접수일 2008. 8. 25, 수정일 2008. 9. 2, 게재확정일 2008. 9. 8)

\* 고려대학교 대학원 기계공학과

E-mail : dhj1222@korea.ac.kr Tel : (02)926-5908 Fax : (02)928-1067

\*\* 고려대학교 기계공학과

E-mail : ydchoi@korea.ac.kr Tel : (02)926-3355 Fax : (02)928-1067

## Nomenclature

$C_p$  : 비열 [J/kg·K]

COP : coefficient of performance

$h$  : enthalpy [kJ/kg]

$P$  : pressure [kPa]

$D_B$  : 그라우트 직경 [m]

$D_p$  : 파이프 직경 [m]

- $D_s$  : 계산영역 등각직경 [m]
- $D_{pe}$  : 등가 관직경 [m]
- $k$  : 열전도도 [ $W/m \cdot K$ ]
- $F$  : 수정계수
- $k_{ge}$  : 그라우트 영역 유효열전도도 [ $W/m \cdot K$ ]
- $k_s$  : 토양 또는 모래 열전도도 [ $W/m \cdot K$ ]
- $k_a$  : 공기 열전도도 [ $W/m \cdot K$ ]
- $k_w$  : 물 열전도도 [ $W/m \cdot K$ ]
- $r$  : 반경방향 좌표 [m]
- $S$  : 보어홀 피치 [m]
- $S_a$  : 토양 포화도 [%]
- $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]
- $t$  : 시간 좌표
- $z$  : 땅속 깊이 방향 좌표 [m]
- $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]
- $\Phi$  : 공극율
- $\epsilon$  : 토양수분함유율 [%]
- $g$  : 그라우트
- $s$  : 토양

## 1. 서론

히트펌프 시스템은 국내외에서 이미 상용화 되어 사용되고 있으며 기술 개발과 연구가 진행되고 있는 냉·난방 시스템이다. 그러나 국내에서는 히트펌프 시스템 도입이 초기단계에 머물러 있다. 현재 공기열원 히트펌프 시스템(Air Source Heat Pump System, ASHPS)이 일부 대형 건물에 적용되고 있으며, 정부의 신재생에너지 지원정책에 의해 지열원을 이용하는 히트펌프 시스템이 보급 확산되고 있다.

공기열원 히트펌프 시스템은 동절 혹한기에 성능계수가 낮아지는 단점이 있다. 그러나 지열원 히트펌프 시스템(Ground Source Heat Pump System, GSHP)은 연중 지중온도가 거의 일정하여 계절적 영향을 적게 받으므로 공기열원 히트펌프 시스템 보다 운전성능이 높다. 지열원 히트펌프 시스템의 단점은 지중 열교환기의 설치비용이 크다는 점이다. 그러나 에너지 비용의 절감과 정부의 신재생에너지 지원 보조금에 의하여 초기설치비용을 절감시킬 수 있다.

지열원 히트펌프 시스템의 또 하나의 단점으로 시스템을 장기간 가동에 따른 지중온도의 변화를 들 수 있다. 우리나라

의 북부지역은 난방부하가 냉방부하에 비하여 매우 크므로 겨울철에 지중에서 방출하는 열량이 여름철에 흡수하는 열량 보다 상대적으로 커짐에 따라 지중평균온도가 해마다 일정하게 하강하여 장기간 히트펌프 시스템을 가동할 경우 초기 히트펌프 냉·난방 성능의 경우 각각 7.63, 3.52의 성능을 보이며 5년 후 9.78, 3.12 성능을 보임으로써 난방에너지 비용이 증가되었다.<sup>(1)</sup>

본 연구에서는 다양한 미활용 에너지를 복합활용하는 히트펌프 시스템의 성능을 해석하였다. 열원으로는 공기열원, 지열원, 하천수열원, 해수열원, 하수열원 등을 복합적으로 사용하는 복합열원 히트펌프 시스템을 구성하였으며, 각 시스템에 대한 운전성능과 에너지 비용을 분석하였다. 복합열원 히트펌프 시스템의 경우 시스템을 설치하는 건물의 지역적 상황에 따라 적절한 열원을 선택 이용할 수 있고, 냉·난방부하를 두 개 이상의 열원이 분산하여 담당하게 함으로써 시스템 성능을 향상시킬 수 있다. 히트펌프를 구동하는 에너지원으로 연료전지와 심야전력을 비교하여 기술의 타당성을 검토하고자 한다. 연료전지 발전 시스템은 기존의 발전 시스템 보다 히트펌프 시스템에 적용하여 이용할 경우의 발전효율이 높아 전기 생산 에너지 단가가 저렴하고 발전 시 발생하는 폐열을 회수하여 난방열로 사용함으로써 히트펌프 시스템의 난방 COP를 최대 1.5 정도까지 상승시킬 수 있다. 구동 에너지원으로 연료전지를 사용하는 복합열원 하이브리드 히트펌프 시스템의 성능해석 시뮬레이션을 수행하였다. 이를 통하여 복합열원 히트펌프 시스템의 운전성능을 단일열원 히트펌프 시스템의 성능과 비교하였으며 복합열원 하이브리드 히트펌프 시스템은 지열원과 공기열원을 이용하는 히트펌프 시스템, 지열원과 하천수열원, 해수열원, 하수열원 등을 복합적으로 이용하는 히트펌프 시스템의 성능을 분석하였다.

## 2. 전산시뮬레이션을 위한 히트펌프 시스템을 적용한 대형 Community 건물의 선정

본 연구의 전산시뮬레이션 대상 건물은 현재 히트펌프 시스템이 설치 가동이 되고 있는 건물이며, 자세한 사항은 Table 1에 나타나 있다.

Table 1. The details of the object

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

이 대형 Community 건물은 다른 건물에 비하여 일중 부하 변동이 적으며, 연중부하가 크기 때문에 히트펌프 시스템을 적용하였을 경우 경제성 측면에서 유리하다. 본 연구에서는 대상 건물의 면적을 10,000평(33,057m<sup>2</sup>)으로 확대 적용하였으며 지역에 따른 소요에너지 변화와 에너지 경제성의 변화를 조사하기 위해서 대상 건물의 내용은 변화시키지 않고 건물 설치 위치를 문막, 대전, 부산으로 변환시켜 전산해석을 수행하였다.

### 3. 건물의 냉·난방 부하 동적 해석과 히트펌프 시스템 시뮬레이션

#### 3.1 연료전지 구동 지열원 히트펌프 건물 냉·난방 시스템의 구성

본 연구에서 전산시뮬레이션을 수행할 연료전지 구동 복합

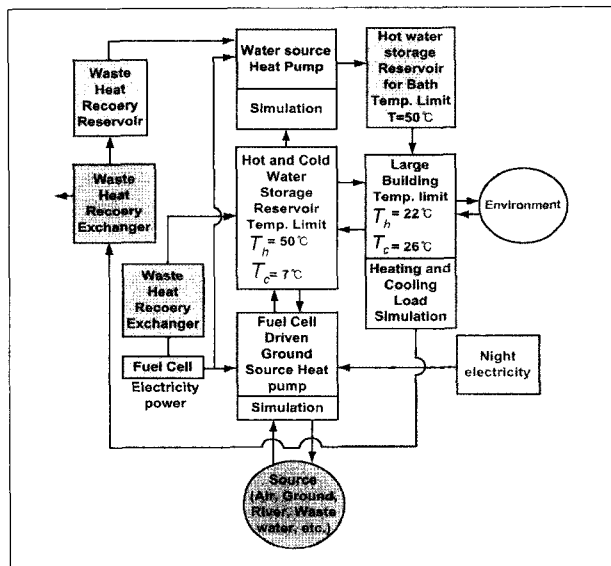


Fig. 1 Schematic diagram of the fuel cell driven compound source hybrid heat pump heating and cooling.

열원 히트펌프 건물 냉·난방 시스템 구성은 Fig. 1과 같다.

연료전지 구동 복합열원 하이브리드 히트펌프 시스템은 수축열식 복합열원 히트펌프 시스템과 폐열회수 수열원 히트펌프 시스템의 복합으로 이루어진다. 2대의 히트펌프로 구성할 수도 있고, hybrid 히트펌프 1대로 복합열원과 폐열을 가변적으로 이용할 수도 있다. 히트펌프의 동력은 연료전지에서 얻는다. 이 시스템과 비교할 히트펌프 시스템은 (1) 심야전력 구동 수축열식 복합열원 히트펌프 시스템과 (2) 심야전력 구동 수축열식 단일열원 히트펌프 시스템이다. 이 시스템들의 전산시뮬레이션을 위해서 건물의 냉·난방 부하 계산, 히트펌프의 용량 계산, 히트펌프의 에너지 평형 방정식을 해석하였고 지중온도의 변화를 예측하기 위한 부프로그램을 이용하여 2차원 열전도 방정식을 해석하였다.

#### 3.2 건물 냉·난방부하의 동적해석

본 연구에서 건물 냉·난방부하의 계산을 위해서 열저항-열용량법(heat resistance capacitance method)을 사용하였다.<sup>(2,3)</sup> 열저항-열용량법은 전체의 건물을 1실의 등가모형으로 변화시키고 이 등가모형의 비정상 열전달 방정식을 풀어 시간에 따라 변화하는 실내공기 온도와 벽체의 온도를 계산하는 방법이다. 태양열에 의한 복사부하와 창문의 태양복사 투과율은 ASHRAE Fundamentals<sup>(4)</sup>에 제시된 방법을 적용하였다. 또한 침입외기부하, 인체부하, 조명부하를 구하기 위해 대상 건물의 운영특성을 고려하였다.<sup>(5)</sup>

#### 3.3 히트펌프 사이클 해석

대형 Community 건물의 히트펌프 시스템 시뮬레이션 해석을 위해서는 공기열원 히트펌프와 수열원 히트펌프의 사이클 해석을 해야 한다. 본 연구에서는 EES(Engineering Equation Solver) 히트펌프 사이클 해석 코드를 도입하였다. EES 코드에 의한 히트펌프 시뮬레이션 과정은 다음과 같다.<sup>(6)</sup>

- 1) 증발기 온도와 응축기 온도를 정한 후 R22 냉매 히트펌프 시스템의 COP를 EES 프로그램으로 계산한다.
- 2) 하나의 보어홀이 담당해야할 용량이 2RT로 맞추어질 때까지 지중냉매파이프 온도를 변화 시켜준다.
- 3) 증발 혹은 응축 시 물-물 열교환의 경우 증발기, 응축

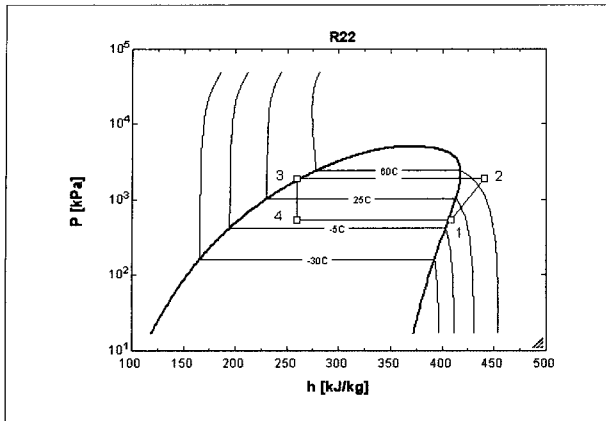


Fig. 2 Heat pump cycle.

기와 물과의 온도차는  $\pm 5^\circ\text{C}$ 로 한다.

- 4) 증발 혹은 응축 시 물-공기 열교환의 경우 외기와 증발기, 응축기의 온도차는  $\pm 10^\circ\text{C}$ 로 한다.

### 3.4 지중 열교환기 해석

본 연구에서는 지중 열교환기의 성능을 해석하기 위해서 냉매관과 지중 사이의 열전달을 전산해석 하였다. 본 연구에서는 Fig. 3에서 보이는 바와 같이 두 개의 관을 하나의 등가관으로 대체 시켰고, 계산영역을 원형으로 전환시켰다. 지반을 구성하고 있는 토양 수분의 물성치와 보어홀을 채워줄 벤토나이트의 물성치를 Table 2와 같이 설정하였고, 식 (1)을 사용하여 토양의 유효열전도도를 계산하였다.<sup>(7)</sup> 여기서 지중에 함유되어 있는 수분 함유량은 공극률 35%, 포화도 75%로 가정하였다.

토양의 유효열전도도는 다음과 같다.<sup>(7)</sup>

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

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

여기서,  $k_s, k_a, k_w$ 는 토양 알갱이, 공기 및 물의 열전도도이

Table 2. Properties of the element of ground heat exchanger

Material	Soil	Water	GROUT (Bentonite)
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	2,000	1,000	1,800
$C_p$ (J/kg·K)	1,842	4,220	837
$k$ (W/m·K)	1.5	0.566	0.79

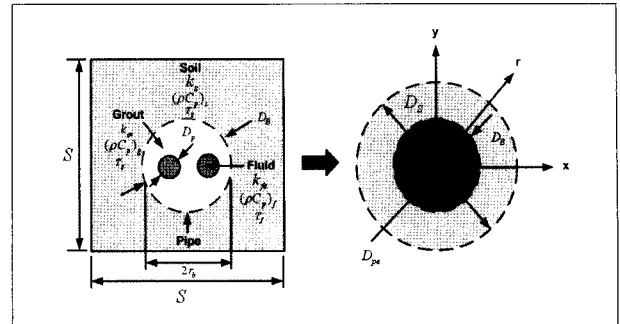


Fig. 3 Transformation of a square domain to an equivalent concentric domain.

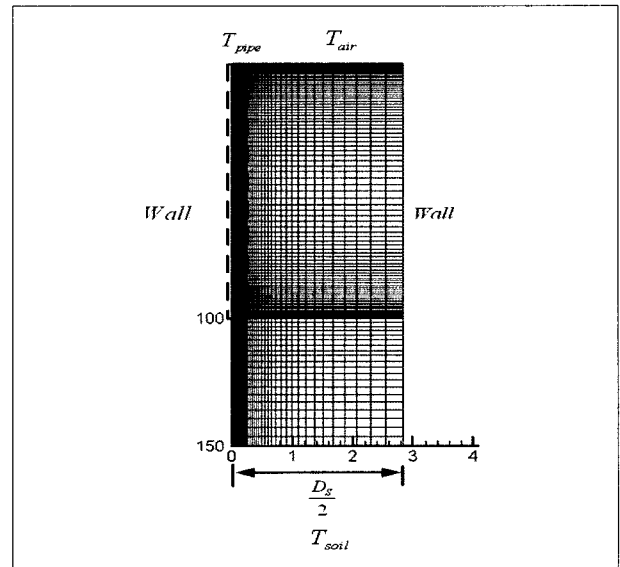


Fig. 4 Grid of computational domain.

며  $\Phi$ 는 지중토양의 공극률,  $S_a$ 는 포화도이다. 지중 열교환기의 한 모듈은 Fig. 3에 나타난 것과 같이 한 변의 길이가  $S$ 인 정사각형 영역으로 하였다.  $D_B$ 는 그라우트 직경이고,  $D_p$ 는 지중배관 직경이다. 이 정사각형 영역을 등가직경  $D_s$ 인 원형 영역으로 전환하였고, 직경  $D_p$ 의 2개의 원관을 등가직경  $D_{pe}$ 의 등가 원관으로 전환하였다. 이 때 등가관직경  $D_{pe}$ 는  $\sqrt{2} D_p$ 으로 계산하였고, 지중 전산영역의 등가직경  $D_s$ 는  $\sqrt{2} S$ 이다.

Fig. 4는 지반의 온도분포를 해석하기 위해 생성한 격자이다. 시스템 가동의 영향으로 온도가 급격히 변할 것으로 예상되는 부분에 조밀한 격자를 생성하였다. 지중열전도 방정식<sup>(8)</sup>을 TEACH 코드 프로그램을 이용하여 전산해석 하였다. 관의 깊이를 100m로 하였을 때 지중 150m 까지 해석하였고, 보어홀의 피치  $S$ 는 가변으로 변화시켰다.<sup>(1)</sup>

### 3.5 지배방정식과 경계조건

Fig. 3에서 나타낸 등가관의 중심에서 열유속이 발생되어 그라우트를 통하여 지중으로 전달된다고 가정하였다.

축대칭 좌표에서의 열전도방정식은 다음과 같다.<sup>(9)</sup>

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (2)$$

그라우트에 대한 열전도방정식은

$$(\rho C_p)_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = \frac{k_{ge}}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T_g}{\partial r} \right) + k_{ge} \frac{\partial^2 T_g}{\partial z^2} \quad (3)$$

$$r_{fe} < r < r_b$$

여기서,  $r_{fe}$ 는 등가 냉매관 반경이며  $r_b$ 는 그라우트 반경이다.

주위 토양에 관해서는

$$\frac{k_s}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} = (\rho C_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (4)$$

$$r_b < r < \infty$$

해석 영역의 최외각부 경계조건은

$$\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=\frac{D_s}{2}} = 0 \quad (5)$$

냉매관 표면에서의 경계조건은

$$T \Big|_{r=\frac{D_m}{2}} = T_{pipe} \quad (6)$$

초기  $T_{pipe} = 14.2^\circ\text{C}$ 이다.

지표면 경계조건은

$$T_s \Big|_{z=0} = T_{air} \quad (7)$$

최하부 영역 경계조건은

$$T_s \Big|_{z=150} = T_{s,\infty} \quad (8)$$

식 (2)~(8)을 유한체적법으로 차분화하여 전산해석 하였다. 지중온도는 깊이에 따라 시간변화에 따라 끊임없이 변화한다. 그러나 어느 일정 깊이 이하의 지중에서는 시간에 따라

지중온도 변화가 거의 없이 연중 일정한 온도를 유지한다.<sup>(8)</sup>

본 연구에서는 이러한 깊이를 150m로 산정하였고, 그 깊이에서의 온도를  $T_{s,\infty} = 14.2^\circ\text{C}$ 로 가정하였다.<sup>(8)</sup> 지중열교환기는 축대칭이므로 전산해석은 2차원 해석을 하게 된다. 보어홀을 중심으로 이런 경우 대칭면에서의 경계조건은 대칭 조건으로서 온도의 구배가 0이라고 가정하였다.<sup>(12)</sup> 지중 열전도 차분방정식을 해석하기 위해서는 경계조건뿐만 아니라 지표면조건도 필요하다. 따라서 본 연구에서는 지역별 연중 기상자료를 외기조건<sup>(7)</sup>으로 사용하고 공기의 상태는 외기와 같다고 가정하였다.<sup>(7)</sup>

### 3.6 히트펌프 사이클 해석

본 연구에서 수행한 지중열교환기 수직형 U-관 내부로 보어홀 유체를 순환시켜 지중 토양과 열교환 하도록 전산해석을 수행하였다. Fig. 5는 문막지역 지중 150m에서 지중열교환기 매설깊이 100m 지중평균온도 변화에 따른 지중냉매파이프 온도변화와 외기온도변화를 나타낸 것이다. 지중냉매파이프 온도는 변화에 따른 부하 변동에 영향을 받으므로 외기 온도의 변화와 비슷한 경향이 나타나는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 하천수열원, 해수열원, 하수열원의 연중 온도 변화를 나타낸 것이다. 하천수는 팔당댐, 해수는 부산 지역, 하수는 반월공단 하수처리수의 온도이다. 하천수의 경우 해수에 비하여 여름철의 온도는 높고 겨울철의 온도는 낮다. 해수 열원은 여름철에는 약  $22^\circ\text{C}$ , 겨울철에는 약  $10^\circ\text{C}$ 로 타 수열

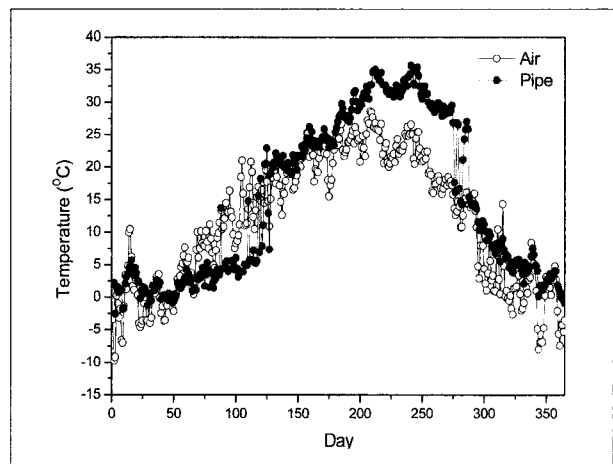


Fig. 5 Variation of air brine pipe temperature of Munmak.

원에 비해 외기온도의 영향을 크게 받지 않는 것을 알 수 있고, 하수열원의 경우 공단에서 나오는 하수처리수를 이용하므로 타 수열원에 비하여 온도가 전체적으로 높다.

Fig. 7은 지열원과 공기열원, 수열원을 사용할 경우 각각 시스템에 대하여 겨울철의 증발기와 여름철의 응축기의 온도를 나타내고 있다. 건물의 실내온도를 난방 시에는 22℃, 냉방 시에는 26℃로 설정하였으므로 그림의 온도를 통해서 각 열원별 냉난방 시스템의 운전성능을 예상할 수 있다. 공기열원을 사용할 경우 시스템과 열원이 열교환을 할 때 열교환기의 온도가 겨울철에는 낮고 여름철에는 높기 때문에 운전성능이 다른 열원을 이용할 때에 비해 낮은 것을 예상할 수 있다. 하천수열원을 사용할 경우 겨울철 난방 시 증발기의 온도가 지열원과 타 수열원에 비해 낮아 난방에 불리한 조건을 가지고 있다. 하지만 여름철 냉방 시에는 지열원과 하수열원에

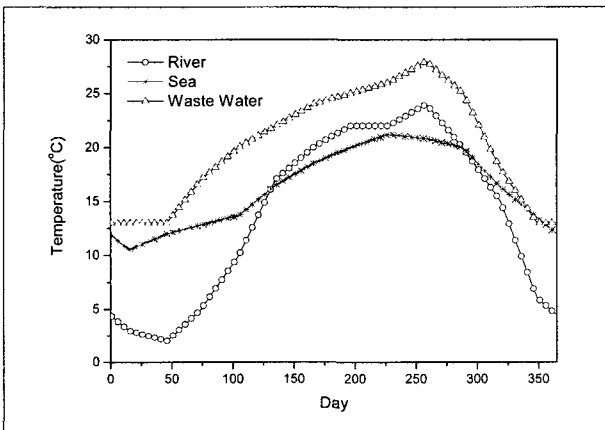


Fig. 6 Variation of heat source temperature.

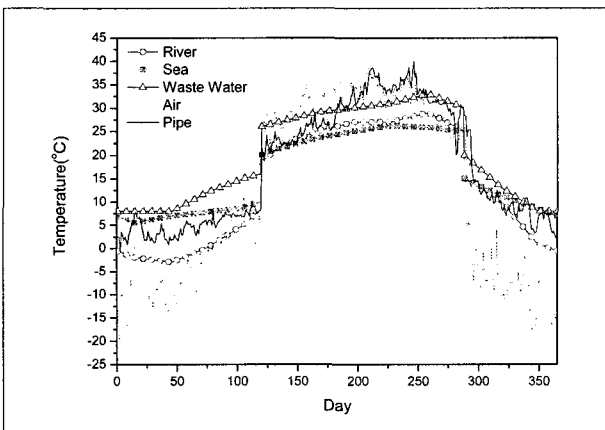


Fig. 7 Variation of condenser and evaporator temperatures for the various heat sources.

비해 유리한 조건을 가질 수 있는 것을 알 수 있다. 해수열원의 경우 수온이 시스템의 운전에 냉방과 난방 모두 비교적 유리한 조건을 가지고 있으나 하수열원의 경우 겨울철 난방 시에는 유리하지만 여름철 냉방 시에는 불리하다. 그리고 그 부존량이 타 열원에 비하여 매우 적다는 단점이 있다.<sup>(11)</sup>

### 3.7 심야전력과 연료전지의 요금 계산

본 히트펌프 시스템의 운전비용을 계산하기 위하여 사용한 심야전력요금  $cost_{base}$ 는 다음의 식으로 계산한다.

$$cost_{base} = cost_b \times (0.746 \times (4.73 \times (\frac{\text{냉난방히트펌프 용량}}{COP_{heating}} + \frac{\text{급탕히트펌프 용량}}{COP_{bath}}) + \text{순환펌프동력} + \text{팬동력} + \text{조명부하})) \times 12 \quad (9)$$

식 (9)에서  $COP_{heating}$ 은 냉·난방 히트펌프의 난방 평균 COP이고  $COP_{bath}$ 는 급탕 히트펌프의 평균 COP이다.

연료전지 발전에 따른 에너지 가격은 46won/kWh와 연료전지 효율 40%를 기준으로 하여 계산하였다.<sup>(13)</sup> 수소를 사용하여 연료전지 시스템을 구동하면 고온의 수증기가 발생하고 이 수증기를 물에 흡수시키면 고온수를 생성할 수 있어서 건물 난방열로 사용할 수 있다. 따라서 연료전지 구동 히트펌프에서는 발전 폐열을 사용하여 60%의 열을 회수함으로써 히트펌프의 COP를 1.5 상승시킬 수 있다.

본 연구에서는 연료전지 설치비용을 제외하고 수소가격과 연료전지 효율에 의해서 단순하게 에너지 비용을 산출하였으며 또한, 기기의 운전비를 제외한 순수 에너지 비용만 계산하였다.

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

### 4.1 공기열원, 지열원 복합열원 하이브리드 히트펌프 시스템

전산해석 결과 지중온도 변화를 보면 지표면에 가까운 약

10m까지는 지상온도 변화의 영향을 받지만 그 이하로 내려가면 100~150m까지 대략 일정하다. 따라서 본 연구에서는 지중온도가 일정한 전체 깊이 150m까지 해석하였으며 지중열교기 매설 깊이 100m로 가정하여 전산해석을 수행하였다.

Fig. 8은 5년 동안 지열원 히트펌프 시스템을 가동시킬 경우 지역별 지중평균온도 변화를 나타낸 것이다. 우리나라는 대체적으로 난방부하가 냉방부하에 비해서 크므로 지중평균온도가 하락한다. 이러한 지중평균온도의 변화는 시스템의 운전성능에 영향을 미치고 에너지비용을 상승시키는 원인이 될 수 있으므로 지중평균온도의 지속적인 상승 혹은 하강을 해결해줄 수 있는 방법이 요구된다.

Fig. 9는 문막 지역에서 공기열, 지열 복합열원 히트펌프 시스템을 가동하였을 경우 지중평균온도의 변화를 보여주고 있다. 공기열원과 지열원을 복합적으로 이용하는 히트펌프 시스템의 경우 겨울철 난방 시 외기온도가 비교적 높은 낮 동안에는 공기열원을 이용하고 외기온도가 낮은 밤과 새벽 시간에는 지열원을 이용하여 시스템을 가동하도록 시스템을 구성하였다. 그리고 여름철 냉방 시에는 겨울철 난방 시 이용할

열원을 최대한 많이 비축하기 위해서 지열원만을 이용하도록 하였다. Fig. 9에 주어진 시간은 지열원을 이용하는 시간이다. 외기온도가 가장 높을 것으로 예상되는 오후 2시를 중심으로 4시간, 8시간, 12시간, 16시간 동안 공기열원을 이용하여 시스템을 가동하고 나머지 시간 동안에 지열원을 이용하여 시스템을 가동하도록 하였다. Fig. 9에서 겨울철에 지열원과 공기열원을 이용하는 시간이 변화함에 따라 지중평균온도가 하락 혹은 상승하는 것을 알 수 있다. 1년 전과 비슷한 수준으로 유지하기 위해서는 저녁 8시부터 다음날 오전 8시까지 약 12시간 동안 지열원을 이용하여 시스템을 가동하고 나머지 12시간 동안 공기열원을 이용하여 시스템을 가동하는 것이 효과적인 방법이라고 할 수 있다.

그러나 지역에 따라 난방 부하가 달라지기 때문에 대전과 부산 지역의 경우 시스템 가동에 유리한 열원을 이용할 수 있는 시스템의 운영 방법이 필요하다. Table 3은 지열원을 이용하여 시스템을 조절하였을 때 각 경우의 COP를 계산한 것이다. 지열원을 이용하는 시간이 적어질수록 지중에서 방출되는 열량이 적어져서 난방 COP가 상승하지만 12시간을 넘어가게 되면 성능계수가 낮은 공기열원을 이용하여 시스템을 가동하는 시간이 길어지므로 난방 COP가 하락하는 것을 알 수 있다. Fig. 10과 Fig. 11은 각각 지열원을 20시간, 12시간 이용하여 시스템을 가동하였을 때 5년간 지중평균온도의 변화를 나타낸 것이다. 대전과 부산 지역의 경우 겨울철에 하루 중 4시간 정도만 공기열원을 이용하여도 지중평균온도가 거의 일정한 수준을 유지하는 것을 알 수 있다.

Table 3. Heating and cooling COPs for operation time of heat pump system (Munmak)

HP operation ground source	p.m.10~ a.m.6 (8hours)	p.m.8~ a.m.8 (12hours)	p.m.6~ a.m.10 (16hours)	p.m.4~ a.m.12 (20hours)
Heating COP	4.06	4.11	4.1	3.99
Cooling COP	6.7	7.07	7.47	8.07

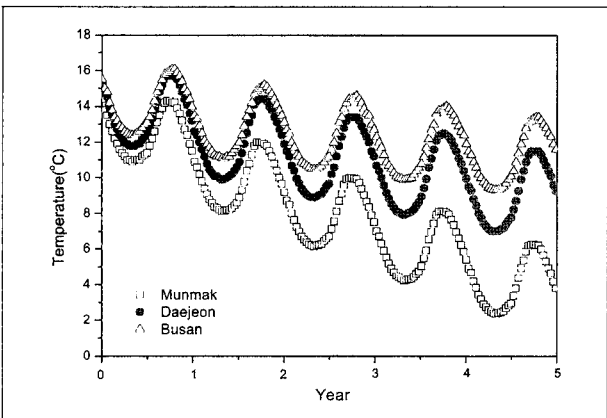


Fig. 8 Variation of mean ground temperatures with respect to the locations of resort building.

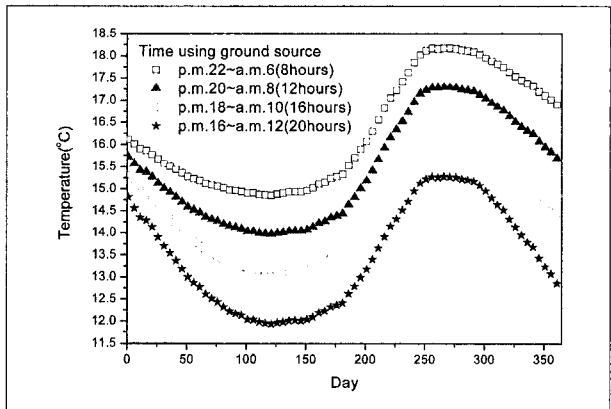


Fig. 9 Variation of mean ground temperatures for ground and air compound sources heat pump system (Munmak).

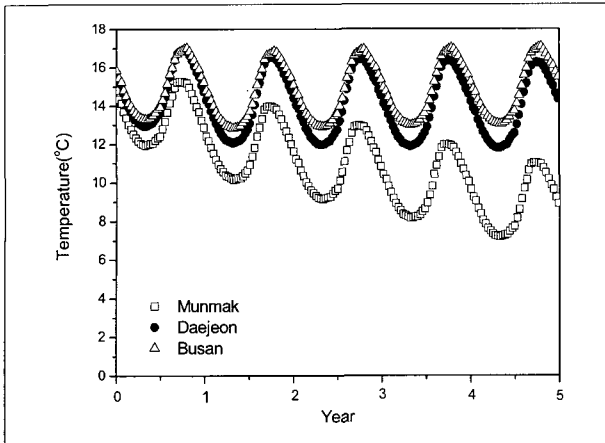


Fig. 10 Variation of mean ground temperature for ground and air compound sources heat pump system during 5 years (HP operation using ground source : 20 hours).

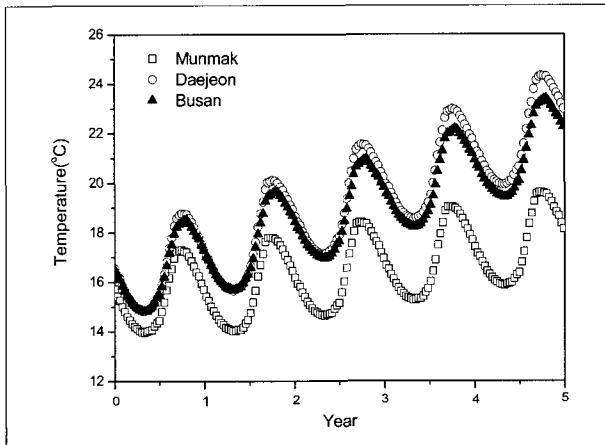


Fig. 11 Variation of mean ground temperature for ground and air compound sources heat pump system during 5 years (HP operation using ground source : 12 hours).

## 4.2 지중열교환기의 열교환 용량 변화

앞 절의 결과는 지중열교환기 한 개의 보어홀(bore hole)의 열교환 용량을 2RT로 설정하여 전산해석을 수행한 결과이다. 지열원 히트펌프 시스템의 가장 큰 단점으로 지중열교환기의 초기설치비용이 너무 크다는 점을 들 수 있다. 따라서 대형 Community 건물에 지열원 히트펌프 시스템을 적용하기 위해서는 지중열교환기의 설치비용을 줄이는 것이 가장 중요하다. Table 4는 지중열교환기의 설치비용을 줄이기 위해 보어홀의 열교환 용량을 기존의 두 배인 한 보어홀 당 4RT로 증가시켜 전산해석을 나타낸 결과이다. 보어홀의 열교환

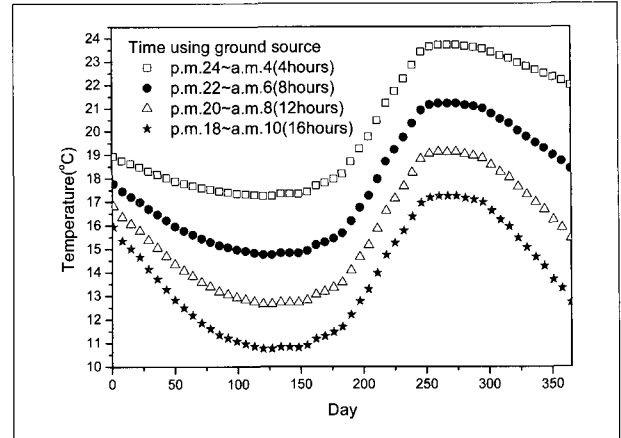


Fig. 12 Variation of mean ground temperature with respect to operation time of heat pump system (4RT/hole).

Table 4. Heating and cooling COPs with respect to operation time of heat pump system (4RT/hole)

Time using ground source	p,m,12~ a,m,4 (4hours)	p,m,10~ a,m,6 (8hours)	p,m,8~ a,m,8 (12hours)	p,m,6~ a,m,10 (16hours)
Heating COP	3.87	3.73	3.59	3.41
Cooling COP	3.66	4.08	4.48	4.88

용량을 두 배로 늘리게 되면 냉방 혹은 난방 시에 지중의 일정한 지중 공간 내에서 더 많은 열량을 흡수 혹은 방출해야 하기 때문에 지중냉매파이프의 온도가 더욱 큰 폭으로 상승 혹은 하락하여 운전성능이 저하되게 된다. 하지만 지열원 히트펌프 시스템 가동시간을 복합열원을 사용함으로써 가동시간을 조절할 경우 히트펌프 난방 COP성능은 크게 차이가 나타나지 않는다는 것을 알 수 있었다. 따라서 대상 건물의 냉·난방 부하가 약 400RT인 경우 2RT 용량의 보어홀의 설치비용이 약 800만원이라고 가정하면 총 비용은 약 16억원 정도이며, 만약 설치된 보어홀 하나당 4RT의 부하를 감당하도록 한다면 그 설치비용은 절반인 8억원으로 감소하게 된다.

그러나 보어홀의 열교환 용량을 4RT로 이용하였을 때 지중온도의 하락을 고려해야한다. Fig. 12는 문막 지역에서 지열원을 이용하여 시스템을 가동하는 시간을 변화시켰을 경우 지중평균온도 의 변화를 나타낸 것이다. 지열원을 8시간 사용하였을 때 지중평균온도가 1년 전과 비교하여 비슷한 수준을 유지하고 있는 것을 알 수 있다. Fig. 13과 Fig. 14는 보어홀의 열교환 용량을 2RT와 4RT로 사용했을 경우 지중냉매파



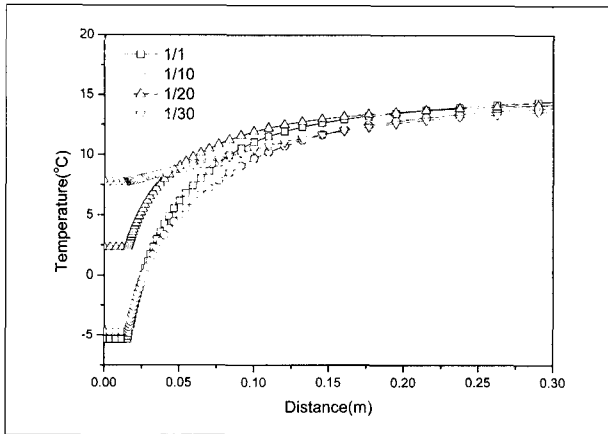


Fig. 13 Variation of ground temperature for the ground and air compound sources heat pump system during January (2RT/hole).

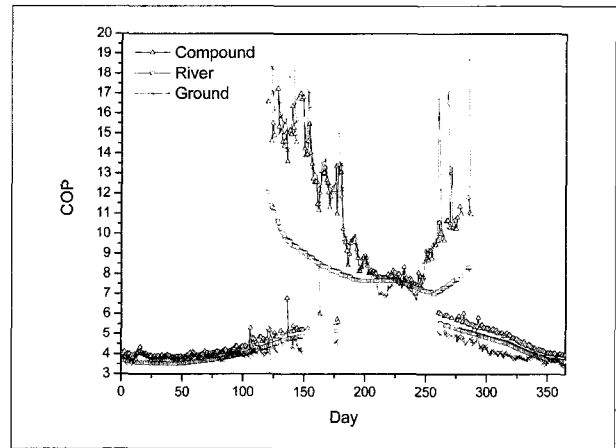


Fig. 15 COP variation of ground and river water compound sources heat pump system (Munmak).

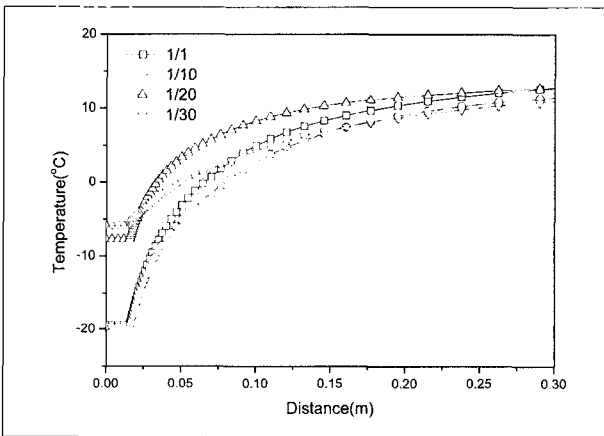


Fig. 14 Variation of ground temperature for the ground and air compound sources heat pump system during January (4RT/hole).

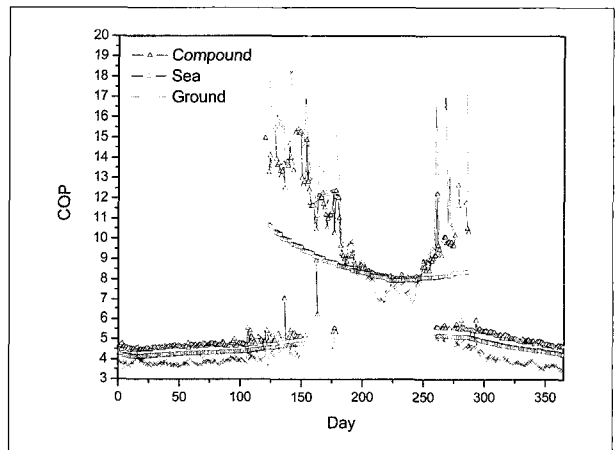


Fig. 16 COP variation of ground and sea water compound sources heat pump system (Munmak).

이프의 온도를 비교하여 나타낸 것이다. 4RT로 사용할 경우 지중냉매파이프의 온도가 매우 낮은 것을 확인 할 수 있다.

### 4.3 지열, 수열 복합열원 히트펌프 시스템

Fig. 15~Fig. 17은 하천수열원, 해수열원, 하수열원 등의 수열, 지열 복합열원 히트펌프 시스템의 COP 변화의 경향을 나타낸 것이다. 지열원과 수열원을 이용하는 복합열원 히트펌프 시스템의 운전방법은 지열원과 공기열원을 복합열원으로 이용하는 히트펌프 시스템의 운전방법과 다르다. 지열원과 공기열원의 복합열원 히트펌프 시스템의 운전방법은 외기온도가 낮은 밤과 새벽 시간에 지열원을 이용하고 낮에는 공기열원을 이용하여 지중온도를 회복시켜주는 시간으로 활용했던

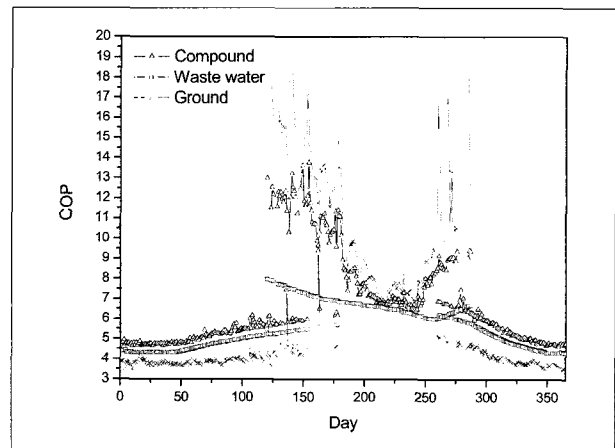


Fig. 17 COP variation of ground and waste water compound sources heat pump system (Munmak).

반면에 지열원과 수열원을 이용하는 복합열원 히트펌프 시스템의 운전방법은 상황에 따라 높은 운전성능을 얻을 수 있는 열원을 선정하여 시스템을 운전할 수 있도록 설정하였다.

하천수열원 히트펌프 시스템의 경우 1월 초에는 지열원 히트펌프 시스템에 비해 난방 COP가 낮지만 초봄을 지나면서 운전성능이 좋아는 것을 볼 수 있다. 이것은 지중평균온도가 시간이 흐를수록 하락하기 때문이다. 만약 지열원과 하천수열원을 함께 이용하게 된다면 Fig. 6에서 보인바와 같이 난방 COP가 항상 높은 수준을 유지할 수 있다. 또한 냉방 COP도 지열원 히트펌프 시스템과 비슷한 수준을 유지할 수 있다. 해수열원과 하수열원을 이용한 히트펌프 시스템의 경우 해수와 하수의 겨울철 수온이 Fig. 6에서 보인바와 같이 하천수에 비

해 약 7°C이상 높은 편으로 난방 COP가 상당히 높게 나타난다. 하지만 냉방 COP는 여름철의 높은 수온으로 인해 낮아지는 것을 확인할 수 있다. Fig. 18은 각 복합열원 히트펌프 시스템의 1월 1일부터 31일까지의 난방 COP의 변화를 비교한 것이다. 지열원과 공기열원을 복합열원으로 구성한 경우에는 보어홀의 용량을 2RT로 하고 12시간 동안 지열원을 이용한 경우이다. 복합열원으로 히트펌프를 가동하는 경우가 모든 경우에 대해서 지열원을 단일열원으로 이용하는 경우에 비해 난방 COP가 높게 형성되고 있는 것을 볼 수 있다. Fig. 19는 8월 1일부터 31일까지의 냉방 COP의 변화를 비교한 것이다. 냉방 COP는 해수열원과 지열원을 이용하는 히트펌프 시스템의 경우가 가장 좋다. 해수열원은 Fig. 7에서 보인 바와 같이 여름철 온도가 가장 낮아 가장 높은 냉방 COP를 얻을 수 있다. 그 다음으로 하천수열원과 복합열원을 구성할 경우, 지열원 단일열원, 하수열원과 복합한 경우, 공기열원과 복합한 경우 순으로 나타나있다. 하천수와 해수의 여름철수온은 하수나 지중온도에 비해서 상당히 낮은 수준이며, 특히 냉방 운전성능이 가장 좋지 않은 8월의 경우 응축기의 온도가 하수와 5°C이상, 지중온도와 8~10°C의 차이가 난다. 따라서 냉방 COP가 매우 높은 것으로 나타나고 있다. 하수열원을 지열원과 함께 사용하는 경우 겨울철에 지중 열량을 조금 이용하게 되고 여름철에 매우 높아지는 하수의 수온으로 인해 냉방 COP가 크게 떨어지는 것을 볼 수 있다.

Fig. 20은 수열원만을 이용하는 경우와 지열원과 복합열원을 구성하여 시스템을 가동하는 경우에 대하여 총에너지 비용을 비교한 것이다.

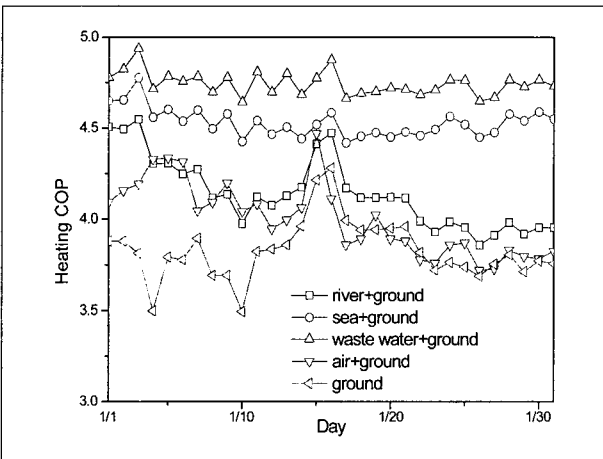


Fig. 18 Variation of heating COP with respect to different heat sources.

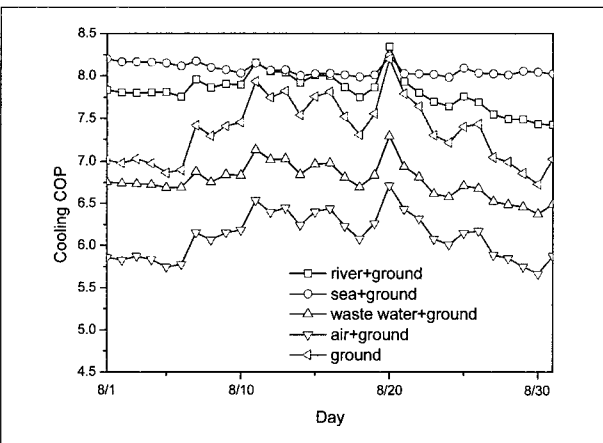


Fig. 19 Variation of cooling COP with respect to different heat sources.

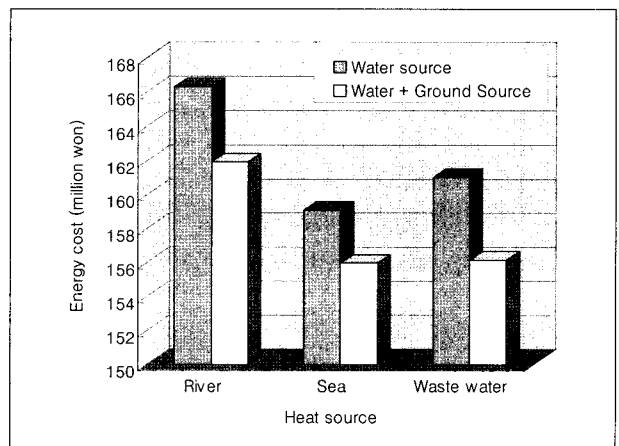


Fig. 20 Comparison of energy cost for different heat source

### 4.4 연료전지 구동 복합열원 하이브리드 히트펌프 시스템

연료전지발전은 현재 많은 분야에서 연구가 진행 되고 있고 연료전지 발전에 의해 생성되는 폐열을 회수하여 난방에 사용하는 경우 건물 난방 COP를 약 1.5 상승시킬 수 있다.<sup>(10)</sup> 뿐만 아니라 연료전지의 발전효율이 기존의 증기사이클이나 가스사이클 발전시스템보다 높고 발전시스템이 간편하며 단위 발전량 당 연료가격이 저렴하여 에너지 비용을 감소시킬 수 있다.

Fig. 21은 문막 지역 건물에 지열원과 공기열원을 이용하는 히트펌프 시스템을 심야전력과 연료전지 구동되는 경우에

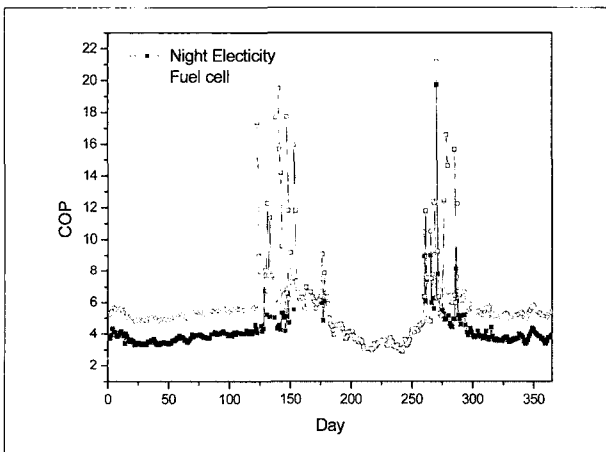


Fig. 21 COP variation in respect to driven powers of heat pump system.

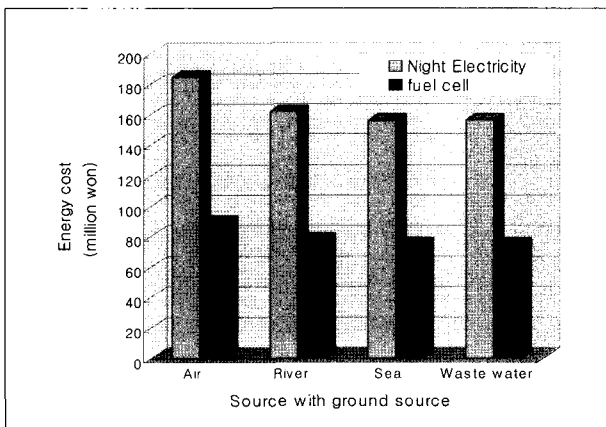


Fig. 22 Comparison of energy cost with respect to heat sources and driven powers.

Table 5. Comparison of COP between night electricity driven and fuel cell driven heat pump systems (Munmak)

Source with ground source	Air	River	Sea	Waste water	
Heating COP	Night electricity	3.73	3.91	4.39	4.61
	Fuel cell	5.23	5.41	5.89	6.11
Cooling COP	4.08	7.77	8.33	6.66	

대한 히트펌프 시스템의 COP 변화의 경향을 비교한 것이다. Table 5는 심야전력 구동 복합열원 히트펌프 시스템과 연료전지 구동 복합열원 히트펌프 시스템의 COP를 각 열원별로 비교한 전산 해석결과이다.

Fig. 22는 각 복합열원을 사용할 경우 리조트 건물에서의 총에너지 비용을 비교한 도표이다. 발전단가가 낮고 COP가 높은 연료전지 구동 히트펌프 시스템의 총에너지 비용이 심야전력 구동 히트펌프 시스템의 총에너지 비용에 비해서 월등히 낮음을 알 수 있다.

### 5. 결론

본 연구에서는 복합열원 히트펌프 시스템과 연료전지 구동 히트펌프 시스템을 전산해석하고 그 성능과 에너지 경제성을 고찰하여 그 결과로서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 지열, 공기열 복합열원 히트펌프 시스템은 난방 시 외기 온도가 비교적 높은 낮 시간에는 공기열을 이용하고 외기 온도가 낮은 밤 시간에는 지열을 이용하며, 각 열원의 이용시간을 조절함으로써 시스템의 장기간 가동에 따른 지중평균온도의 지속적 상승 혹은 하락을 방지할 수 있다.
- (2) 지열, 공기열 복합열원 히트펌프 시스템에서 한 개의 보어홀이 감당하는 부하를 2배로 증가시키고 지열원을 이용하는 시간대를 줄여주면 지중평균온도의 하락을 방지할 수 있으며, 같은 히트펌프 운전성능을 유지하면서도 지중열교환기의 초기설치비를 절반으로 줄일 수 있다.
- (3) 지열, 수열 복합열원 히트펌프 시스템은 단일열원 히트펌프에 비해 높은 난방 COP를 가질 수 있으나 냉방 시에는 낮은 COP를 갖는다. 하지만 국내의 경우 난방부하가 크므로 난방 시 절약되는 에너지 비용이 냉방 시 상승하

는 에너지비용보다 크다. 따라서 복합열원 히트펌프 시스템은 국내 적용에 유리하다.

- (4) 수열, 공기열 복합열원 히트펌프 시스템은 수온이 외기 온도에 비해 연중 내내 경쟁력을 가지므로 운전성능의 향상을 기대하기가 어렵다. 하지만 수열원은 주변 환경 등의 영향으로 그 부존량에 제한이 크므로 공기열원을 보조열원으로 사용하는 시스템이 적용 가능하다.
- (5) 연료전지 구동 히트펌프 시스템은 시스템 설치를 위한 초기비용이 크게 소요되나 연료전지 기술의 발전에 따라 그 비용이 점차 하락될 것으로 예상되며, 심야전력의 요금은 점차 상승할 것으로 예측되어 심야전력 구동 히트펌프 시스템에 대한 경쟁력을 확보할 것으로 생각된다. 뿐만 아니라 연료전지는 시간의 제한 없이 히트펌프 시스템을 작동시킬 수 있어서 심야전력 구동 히트펌프 시스템 보다 축열조의 크기를 감축시킬 수 있는 이점도 가지고 있다. 연료전지 구동 지열원 히트펌프 시스템은 발전 폐열 회수를 통하여 난방 COP를 약 1.5 상승시킬 수 있다.

## 후 기

본 연구는 2007년 한국건설기술연구원 학·연 협력연구로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

## References

- [1] 변재기, 2008, “대형 Community 건물의 연료전지 구동 지열원 히트펌프 시스템 성능에 관한 해석적 연구”, 고려대학교 석사학위 논문.
- [2] Stephen J. Treado, 1993, “Fenetration”, Fundamentals Handbook, ASHRAE, Atlanta, pp. 27.9–27.11.
- [3] 이창선, 최영돈, 1997, “열저항-열용량법에 의한 사무실용 건물의 소비에너지 해석”, 공기조화냉동공학집, Vol. 9, No. 1, pp. 1–13.
- [4] Stephen J. Treado, 1993, “Fenetration”, Fundamentals Handbook, ASHRAE, Atlanta, pp. 27.27–27.28.
- [5] Choi, Y. D., Han, S. H., Cho, S. H., Kim, J. S., and Um, C. J., 2006, “Study on the Simulation of Heat Pump Heating and Cooling Systems to Resident Building”, Proceedings of the SAREK, pp. 915–920.
- [6] 최영돈, 한성호, 조성환, 김두성, 엄철준, 2008, “병원 건물의 히트펌프 냉·난방 시스템 적용을 위한 시뮬레이션 연구”, 대한기계학회 논문집, Vol. 4, No. 32, pp. 275–282.
- [7] 손영목 외 8명, 1995, “Cool Tube를 이용한 자연에너지 이용 기술 연구(I)에 관한 중간보고서”, 에너지 기술연구소 보고서.
- [8] 최영돈, 조성환, 변재기, 정동화, 2007, “대형 Community 건물의 복합열원 히트펌프 열공급 시스템 적용방안 연구”, 한국건설기술연구원.
- [9] Suhas V. Patankar, “Numerical heat transfer and fluid flow”, pp. 67–71.
- [10] 변재기, 정동화, 최영돈, 2007, “대형 Community 건물의 연료전지 구동 복합열원 하이브리드 히트펌프 냉·난방 시스템 성능 해석”, 2007년도 대한설비공학회 동계학술발표대회 논문집.
- [11] 박주식, 2003, “경제성 있는 CO<sub>2</sub> zero emission 수소제조”, ETIS 분석지 제 23권, pp. 48–59.
- [12] J. F. Thompson, Z. U. A. Warsi and C. W. Mastin, 1985, “Numerical Grid Generation, Foundations and Applications”, Elsevier Science Publishing Co.

### 정 동 화



2006년 전북대학교 기계공학과 공학사  
2007년 고려대학교 기계공학과 석·박사통합과정  
입학

현재 고려대학교 기계공학과 석·박사통합과정 재학 중  
(E-mail : dhj1222@korea.ac.kr)

### 변 재 기



2006년 선문대학교 기계공학과 공학사  
2008년 고려대학교 기계공학과 공학석사  
2008년 고려대학교 기계공학과 박사과정 입학

현재 고려대학교 기계공학과 박사과정 재학 중  
(E-mail : bjky21@korea.ac.kr)

### 최 영 돈



1973년 서울대학교 기계공학과 공학사  
1975년 한국과학기술원 기계공학과 공학석사  
1979년 한국과학기술원 기계공학과 공학박사

현재 고려대학교 기계공학과 교수  
(E-mail : ydchoi@korea.ac.kr)

### 조 성 환



1982년 아주대학교 기계공학과 공학사  
1985년 한양대학교 기계공학과 공학석사  
1990년 한양대학교 기계공학과 공학박사

현재 전주대학교 기계자동차공학과 교수  
(E-mail : shcho@jj.ac.kr)