

숙박업소 건물의 히트펌프 냉난방 시스템 적용을 위한 시뮬레이션 연구

최 영 돈[†], 한 성 호^{*}, 조 성 환^{**}, 김 두 성^{***}, 엄 철 준^{***}
 고려대학교 기계공학과, ^{*}고려대학교 대학원 기계공학과, ^{**}전주대학교 기계공학과, ^{***}한미설비(주)

Study on the Simulation of Heat Pump Heating and Cooling Systems to Resident Building

Young Don Choi[†], Seong Ho Han^{*}, Sung Hwan Cho^{**}, Du Sung Kim^{***}, Chul Jun Um^{***}
^{*}Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 120-700, Korea
^{**}Department of Mechanical Engineering, JeonJu University, JeonJu 560-759, Korea
^{***}Hanmi C&E Company, Seoul 283-38, Korea

(Received August 18, 2006; revision received December 20, 2007)

ABSTRACT: In Korea, air source heat pump system is less efficient than conventional heat source facilities, such as ground source, river water, because the air temperature in winter season is so low that COP of air source heat pump system drops below 3.0. Therefore, the study on the application of heat pump heating and cooling systems is crucial for the efficient popularization of heat pump. In this work, we present the dynamic analysis of energy consumption for the large resident building by heat resistance-capacitance method. The system simulation of water storage air source heat pump is additionally performed by changing of sizes and locations of the hospital building. The computed results show that energy cost of water storage air source heat pump is low, so it is more economical than absorption chiller & heater.

Key words: Heat pump(히트펌프), Heating and cooling(냉난방), Heat reservoir(축열조)

기 호 설 명

COP : Coefficient of Performance

C : 대기 산란율

C_p : 정압비열 [kJ/K · kg]

E_D : 직달일사량 [W/m^2]

E_{dg} : 지표반사 산란일사량 [W/m^2]

E_{ds} : 대기 산란일사량 [W/m^2]

E_{DN} : 연직방향 직달일사량 [W/m^2]

E_T : 총일사량 [W/m^2]

Q : 침입공기량 [m^3/hr]

T_0 : 외기온도 [K]

Y : 수직-수평 대기 산란 비율

W : 습도비 [kg/kg]

그리스문자

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3355; fax: +82-2-928-1067

E-mail address: ydchoi@korea.ac.kr

β : 태양 고도각

γ : 표면-태양 방위각

θ : 경사면에 대한 입사각

ϕ : 태양 방위각
 ψ : 표면 방위각

1. 서 론

에너지 부존자원이 부족한 국내 현실에서 에너지 절약과 에너지의 합리적 이용기술 개발은 국가 경제와 산업 발전에 중요한 요소를 차지하고 있다. 히트펌프 냉·난방 시스템은 기존의 열원 시스템보다 에너지효율과 연간기기사용효율이 높아 가장 유망한 에너지절약 기술로 각광 받고 있어서 선진국에서는 널리 보급 확대되고 있다. 일본의 경우 신규 판매 냉·난방 설비의 90% 이상이 히트펌프 시스템이며, 미국의 경우 60만대 이상의 히트펌프 냉·난방 장치가 보급되어 있으며 매년 20% 이상 보급률이 확대되고 있다. 스웨덴의 수도 스톡홀름의 경우 하수·하천수 이용한 히트펌프 지역난방시스템이 전체 난방의 40%를 차지하고 있다.⁽¹⁾

그러나 국내의 히트펌프 냉·난방 시스템의 보급률은 극히 저조하다. 그 주 원인을 살펴보면 히트펌프 냉·난방 시스템 적용 대상 건물에 대한 에너지 사용실태조사 연구와 다양한 히트펌프 냉·난방 시스템 적용기술 연구의 부족을 들 수 있다. 따라서 히트펌프의 기술 개발과 보급 확대를 위해서는 히트펌프 냉·난방 시스템의 적용 가능성이 가장 큰 숙박업소와 병원에 히트펌프 냉난방 시스템을 적용한 경우에 대한 열성능 시뮬레이션의 연구가 필요하다.

우리나라 겨울철의 대기온도는 비교적 낮아서 공기 열원 히트펌프인 경우 COP가 3.0이하로 떨어져 기존의 열원기기에 비해서 경제성이 떨어진 다. 그러나 호텔·숙박업소·병원·의료시설과 같이 24시간 열원 공급이 필요하고 또 냉방·난방 부하, 냉방·급탕 부하가 동시에 일어나는 건물에서는 냉·난방 복합부하 히트펌프 시스템을 적용하면 COP를 크게 증진시킬 수 있어서 그 경제성이 기존의 열원기기보다 높아질 수 있다. 그동안 국내의 히트펌프 연구는 히트펌프 설치에 불리한 기후조건을 극복하지 못하고 다양한 히트펌프 가용 열원 발굴에 대한 연구가 미흡하였다.

따라서 본 연구는 히트펌프 건물 냉·난방 시스템 기술혁신 방안 연구로 숙박업소에 대해서 여러 형태의 히트펌프 냉난방 시스템을 적용하는

데 대한 열성능 시뮬레이션 연구를 수행한 후 그 에너지 경제성을 비교를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

숙박업소에 설치된 히트펌프 냉난방 시스템의 열성능 시뮬레이션을 위해서는 건물 냉난방 부하의 동적해석이 선행되어야 한다.⁽²⁾ 건물 냉난방 부하의 동적해석 시뮬레이션 프로그램으로는 DOE, BLAST, TRNSYS⁽³⁻⁵⁾ 등 많이 있으나 이들 프로그램은 구성이 복잡하여 간편하게 건물 냉난방 부하 계산에 적용하기 어렵고 계산시간도 많이 든다. 본 연구에서 건물 냉난방 부하 계산을 위해서 열저항-열용량법 (thermal resistance capacitance method)를 확장 적용하였다. 이창선과 최영돈⁽⁶⁾은 열저항-열용량법을 사무실 건물의 소비에너지 해석에 적용한 결과 response factor법을 적용한 동적해석결과와 그 정확도가 같고 건물 열부하 계산에서 TRACLOAD⁽⁵⁾ 코드와 5% 이내의 오차를 보여주었다. 특히 열저항-열용량법은 항공산업에 널리 사용하고 있다. 최영돈 등⁽⁷⁾은 열저항-열용량법으로 모형온수온도를 해석하여 실험에 일치하는 열성능을 얻었고, 고층 아파트 연속난방 열공급 제어 시뮬레이션을 수행한 바도 있다.

본 연구에서 열저항-열용량법에 의한 건물의 동적 열부하 계산으로 히트펌프 냉난방 시스템을 간단하게 해석할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 히트펌프 사이클 해석을 위해서는 EES 사이클 해석 코드를 사용하였다.

2. 히트펌프 냉난방 시스템을 적용한 숙박업소 건물의 선정

히트펌프 냉·난방 시스템을 적용한 숙박업소 건물의 소요에너지와 에너지비용 산정을 위한 시뮬레이션을 위해 다음의 표준건물을 선정하였다.

(1) 건물의 연면적 : 27,028 m²

(2) 객실 수 : 226실

(3) 거주자 : 최고 2,260명

이 숙박업소 건물의 히트펌프 냉난방시스템 적용에 따른 경제성 분석을 위해서 건물을 규모 별로 16,500 m², 33,000 m², 85,800 m²의 건물에 대해서 시뮬레이션하였다. 건물의 냉·난방을 위한 열원시스템은 흡수식 냉온수기(ACH: Absorption Chiller and Heater), 공기열원 히트펌프(ASHP:

Air Source Heat Pump), 수축열식 공기열원 히트펌프(AWHP: Air Source Heat Pump/Water Stor-

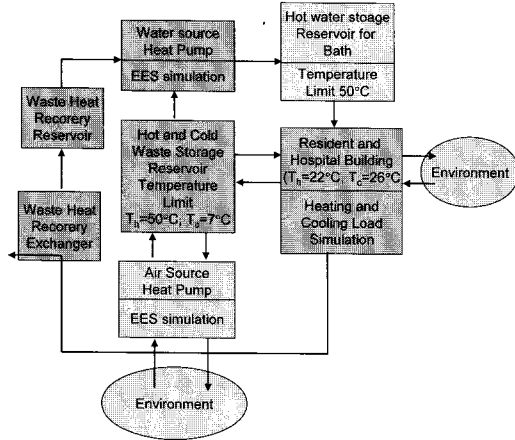


Fig. 1 Schematic diagram of combined heat pump system for heating and cooling of a building.

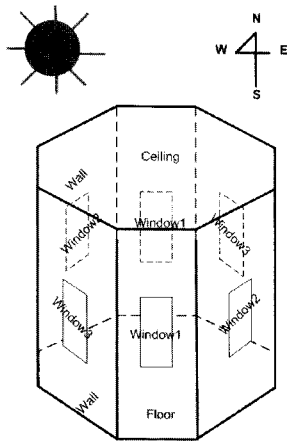


Fig. 2 Effective one room model for a building.

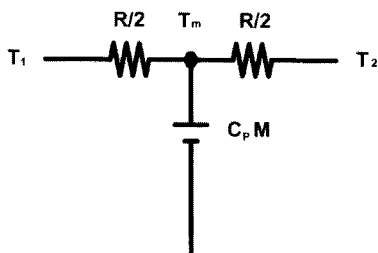


Fig. 3 Equivalent electrical circuit for a wall element.

age)의 3가지 시스템으로 분류하였다. 33,000 m²의 경우에는 수열원 히트펌프를 활용한 폐열회수 히트펌프(HRHP: Heat Recovery Heat Pump)를 설치한 경우에 대해서도 시뮬레이션을 수행하였다.

지역에 따른 소요에너지 및 경제성의 변화를 조사하기 위해서 대상 건물의 내용은 변하지 않고 건물 설치위치를 문막, 대전, 부산으로 변환시킨데 따른 시뮬레이션도 수행하였다.

3. 건물의 냉난방 부하 동적해석과 히트펌프 시스템 해석

3.1 표준 히트펌프 건물 냉난방 시스템 구성

본 연구에서 전산해석할 표준 히트펌프 건물 냉난방 시스템의 구성도는 Fig. 1과 같다. 표준 히트펌프 건물 냉·난방 시스템은 수축열식 공기열원 히트펌프와 욕탕 폐열회수 수열원 히트펌프를 복합한 시스템이다. 그 구성을 살펴보면 난방의 경우 심야전력을 이용하여 공기열원 히트펌프로 대기 중의 열을 수축열조에 저장하여 난방에 사용하였고, 샤워나 욕탕에서 나온 폐수의 열을 수열원 히트펌프로 퍼올려서 급탕조에 저장한다. 냉방의 경우 수축열조의 열을 수열원 히트펌프로 퍼올려서 급탕 축열조에 저축함으로써 냉열과 온열을 동시에 사용하는 복합부하를 실현하여 시스템의 COP를 크게 상승시키고 있다.

이 시스템의 전산시뮬레이션을 위해서는 건물의 냉·난방 부하 계산, 히트펌프의 용량 계산, 수열원 히트펌프와 공기열원 히트펌프의 에너지 시뮬레이션 부프로그램(subroutine)을 이용해서 전체 시스템의 에너지 평형방정식을 해석한다.

3.2 열저항-열용량법

본 연구에서 대상건물의 냉난방 부하의 동적 해석을 위해서 열저항-열용량법을 사용한다. 이 방법에서는 하나의 건물을 Fig. 2와 같이 동(E), 서(W), 남(S), 북(N), 북동(NE), 남동(SE), 북서(NW), 북남(NS)의 8개 방향에 각각 창문과 벽체가 있고 상·하에 천장과 바닥이 있는 1실모형으로 대치한다. 각 벽체와 창문을 Fig. 3과 같이 각각 2개의 저항과 1개의 용량으로 구성된 전기회로로 대치한다. 열저항-열용량법에 의한 건물 동

적부하 계산법은 다음과 같다.

- (1) 전체 건물은 1실(one room)으로 가정한다.
- (2) N, S, N, W, NE, SE, NW, SW 각 방향에 벽체와 창문이 있는 것으로 가정한다.
- (3) 한 벽체와 창문을 2개 열저항과 1개 열용량으로 대치한다.
- (4) 각 요소의 열저항과 열용량을 연결해서 건물 전체를 등가전기회로로 전환시킨다.
- (5) 회로방정식을 풀어 비정상 열전달을 계산한다.
- (6) 열전달 해석 결과로부터 건물의 동적부하를 계산한다.

이 때 중심 m 점의 온도 T_m 을 각 벽체의 대표 온도로 가정하고 대기와 실내조건 변화에 따른 건물의 열부하 계산은 전기회로 해석법으로 계산하게 된다. Fig. 3에서 $C_p M$ 은 열용량으로 $C_p M = \rho_m C_{pm} V_m$ 이다. 여기서 C_{pm} 은 이 요소의 비열이며 V_m 는 부피, ρ_m 은 밀도이다. 이 요소에 대한 에너지 평형방정식은 식(1)과 같다.

$$C_{Pm} \frac{T_m^{i+1} - T_m^i}{\Delta t} = \sum_n \frac{T_n^i - T_m^i}{R_{mn}} + \dot{Q}_v \Delta V_m \quad (1)$$

식(1)에서 상점자 i 는 시간 step을 나타내고 \dot{Q}_v 은 시간 step i 에서 발열률을 나타내며, 하점자 n 은 이웃요소점을 나타낸다.

문막 리조트 건물을 등가1실모델로 환산할 경우 각 방위 별 벽체의 면적, 열용량, 열저항은 Table 1과 같고, 각 방위 별 창문의 면적, 열용량, 열저항은 Table 2와 같다.

3.3 태양열 복사부하

태양열에 의한 건물의 냉난방 부하의 계산은 ASHRAE Fundamentals⁽⁸⁾에 제시된 방법으로 계산하였다. 태양열에 의한 건물 냉난방 부하를 계산하기 위해서는 먼저 겉보기 태양시간을 계산하여야 한다. 겉보기 태양시간은 다음 식으로 계산한다.

$$AST = LST + ET + 4 (LSM - LON) \quad (2)$$

식(2)에서 AST는 겉보기 태양 시간을 의미하며

Table 1 Wall areas and thermal properties of a resort building

| Wall positions | Area (m ²) | $C_p M$ (kJ/K) | R_w (m ² hr K/kJ) |
|-----------------|------------------------|----------------|--------------------------------|
| West wall | 1,512 | 420,304 | 1.064 |
| East wall | 347 | 207,715 | 1.064 |
| South wall | 399 | 110,926 | 1.064 |
| North West wall | 1,036 | 8,177 | 1.064 |
| North East wall | 350 | 110,016 | 1.064 |
| Ceiling | 1,953 | 747,402 | 0.92 |
| Floor | 2,280 | 1,091,809 | 1.249 |

Table 2 Window areas and thermal properties of a resort building

| Window position | Area (m ²) | $C_p M$ (kJ/K) | R_w (m ² hr K/kJ) |
|-------------------|------------------------|----------------|--------------------------------|
| North Window | 761 | 101,957 | 0.024 |
| East Window | 283 | 39,799 | 0.024 |
| North West Window | 502 | 67,219 | 0.024 |
| North East Window | 452 | 60,558 | 0.024 |

ET는 방정식 시간(min), LSM는 국부 표준시간 경도(° arc), LOM는 국부 경도(° arc), 4는 경도 1°에 해당하는 분을 나타낸다.

총 일사량은 직달일사량과 산란일사량의 합이며 다음과 같이 계산된다.

$$E_T = E_D + E_{ds} + E_{dg} \quad (3)$$

여기서 θ 는 경사각(tilt angle)이며 E_D 는 직달 일사량이며 $\cos \theta > 0$ 인 경우 식(4)로 계산되어지며 그 외의 경우에는 식(5)로 계산한다.

$$E_D = E_{DN} \cos \theta \quad (4)$$

$$E_D = 0 \quad (5)$$

$$E_{DN} = A / \exp(B / \sin \beta) \quad (6)$$

식(6)에서 E_{DN} 은 연직방향 직달일사량이며 A , B 는 태양복사강도계수이다. 산란일사량은 다음의 식으로 계산하였고 수직면의 경우 식(7)과 식(8)

을 사용하였고 수평면의 경우 식(9)와 식(10)을 사용하였다.

$$E_{ds} = CYE_{DN} \quad (7)$$

$$E_{dg} = E_{DN}(C + \sin\beta)\rho_g(1 - \cos\Sigma)/2 = 0.1E_{DN}(C + \sin\beta) \quad (8)$$

$$E_{ds} = CE_{DN}(1 + \cos\Sigma/2) = \frac{3}{2}CE_{DN} \quad (9)$$

$$E_{dg} = 0 \quad (10)$$

위의 식들에서 입사각 θ 와 태양 고도각 β 는 다음의 식들로 계산한다.

$$\sin\beta = \cos L \cos \delta \cos H + \sin L \sin \delta \quad (11)$$

여기서 L 은 위도, δ 는 경사각, H 는 시간각을 의미한다.

$$\cos \Phi = (\sin\beta \sin L / \sin \delta) / (\cos\beta \cos L) \quad (12)$$

$$\gamma = \Phi - \psi \quad (13)$$

$$H = 0.25 \times AST \quad (14)$$

$$\cos\theta = \cos\beta \cos\gamma \sin\Sigma + \sin\beta \cos\Sigma \quad (15)$$

여기서 Σ 는 수평면으로부터의 경사 각도를 의미한다.

표면이 수평면일 경우 입사각은 식(16)과 같이 계산되고 수직면일 경우는 식(17)로 계산된다.

$$\cos\theta_H = \sin\beta \quad (16)$$

$$\cos\theta_V = \cos\beta \cos\gamma \quad (17)$$

만약 $\cos\theta > -0.2$ 일 경우 대기산란율 Y 는 식(18)로 계산되어지고 그 외의 경우는 0.45의 값을 갖는다.

$$Y = 0.55 + 0.437\cos\theta + 0.313\cos^2\theta \quad (18)$$

3.4 창문의 태양복사 투과율

창문은 DSA 2중창으로 가정하고 투과 성분(TC)와 흡수 성분(AC)를 ASHRAE Fundamentals⁽⁹⁾에 의해서 다음의 식으로 계산하였다.

$$TC = E_D \sum_{j=0}^5 t_j \cos^j\theta + 2E_d \sum_{j=0}^5 t_j / (j+2) \quad (19)$$

$$AC = E_D \sum_{j=0}^5 a_j \cos^j\theta + 2E_d \sum_{j=0}^5 a_j / (j+2) \quad (20)$$

여기서 a_j 는 유리에 대한 흡수율 계수, t_j 는 투과율 계수를 의미한다.

3.5 침입공기부하

침입공기에 의한 냉난방부하는 침입공기량을 Q_l 라 하면 현열부하 Q_s 와 잠열부하 Q_l 로 나누어 다음 식으로 계산한다.

$$Q_s = 0.285 Q \Delta T \quad (21)$$

$$Q_l = 714 \times Q (W_i - W_o) \quad (22)$$

여기서 W_i 는 실내공기의 습도비, W_o 는 외기의 습도비이며 Q 는 침입공기량이다.⁽¹⁰⁾

3.6 기타 부하

인체부하는 현열은 272.1 kJ/hr, 잠열은 154.9 kJ/hr·인으로 계산하였고, 조명부하는 20W/m²으로 하였다.⁽¹⁰⁾

3.7 EES에 의한 히트펌프 사이클 해석

히트펌프 건물 냉·난방 시스템 시뮬레이션 해석을 위해서는 공기열원 히트펌프와 수열원 히트펌프의 사이클 해석을 해야 한다. 본 연구에서는 EES 히트펌프 사이클 해석 코드를 사용하였고, 초기 조건은 다음과 같다.

(1) 증발기 온도와 응축기 온도를 정한 후 R22 히트펌프 시스템의 COP를 EES 프로그램으로 계산한다.

(2) 수열원 히트펌프인 경우 증발기·응축기와 물과의 온도차는 $\pm 5^\circ\text{C}$ 로 한다.

(3) 공기열원 히트펌프인 경우는 외기와 증발기·응축기 의 온도차는 $\pm 10^\circ\text{C}$ 로 한다.

(4) 고온수 온도가 50°C 이면 응축기 온도는 55°C (물), 60°C (공기)로 한다.

(5) 저온수 온도가 7°C 이면 증발기 온도는 2°C (물), -3°C (공기)로 한다.

3.8 숙박인 1인당 급탕 사용량 계산

숙박업소 투숙인의 1인당 급탕 사용량은 다음과 같이 계산한다.

공중목욕탕은 입소 인원의 80%가 이용한다고 가정하고 목욕(샤워포함)의 경우 180 L/인으로 계산하였고, 온수욕조의 경우 1개당 10.0ton으로 계산하였다. 객실은 사용량 전체 투숙객의 50%가 이용한다고 가정하였으며 샤워의 경우 110 L/인으로 계산하였고 세면기의 경우 7.5 L/인으로 계산하였다. 기타의 경우는 전체 급탕량의 10%로 계산하였다.

3.9 히트펌프 용량과 축열조의 계산

히트펌프 용량(HPC)은 냉난방부하 프로그램으로 계산할 1년 중 최대일일피크부하를 계산하여 식(23)과 같이 계산하였고 축열조 용량(RC)는 식(24)와 같이 계산하였다.

$$HPC(kJ/hr) = PL(kJ/day) \times \frac{SR}{OT(hr)} \quad (23)$$

$$RC(m^3) = \frac{HPC(kJ/hr) \times NT(hr) \times SR - NL(kJ)}{RT(^{\circ}C) \times RE \times 1000(kJ/m^3)} \quad (24)$$

여기서 PL 은 피크일부하를 나타내며 SR 은 여유율, OT 는 열원기운전시간, NT 는 야간운전시간, NL 은 야간부하, RT 는 축열조이용 온도차, RE 는 축열조 효율을 의미한다.

축열조 이용 온도차는 5℃로 하였고 야간운전 시간을 10hr, 축열조 효율은 95%, 여유율은 10%로 하였다. 폐수량은 일일급탕량의 1.8배로 하였고 급탕축열조 크기는 1일 급탕량과 같게 하였으며 폐수조의 크기는 급탕축열크기의 1.8배로 한다.

4. 리조트 건물의 냉·난방부하 및 히트펌프 시스템 시뮬레이션 결과

4.1 리조트 건물의 히트펌프 냉·난방 시스템 시뮬레이션 결과

4.1.1 냉·난방 부하 계산

히트펌프 냉난방 시스템을 설치한 숙박업소의

냉난방 부하와 운전비 계산을 위한 전산 시뮬레이션의 표준모델로 설정한 건물 총면적은 27,028 m²이다 그러나 건물평수에 따른 경제성 분석을 위해서 이 건물을 16,500 m², 33,000 m², 85,800 m²으로 전환시켰으며 위치도 문막, 대전, 부산의 세 곳에 있다고 가정하였고 각각에 대해서 전산시뮬레이션을 수행하였다.

Table 3과 Table 4는 리조트의 평수에 따른 히트펌프 냉·난방 시스템 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 리조트의 평수는 33,000 m²의 경우에 대해서 나타내었고 장소는 문막, 대전, 부산에 위치시켰으며 대중목욕탕이 있는 경우와 없는 경우에 대하여 계산하였다. 계산 내용은, 시간 최대 냉·난방부하와 연간 냉·난방부하, 냉·난방히트펌프용량, 급탕 히트펌프용량, 총에너지비용, COP, 급탕조, 폐열회수조, 축열조의 크기 펌프동력과 팬동력이다. 냉·난방 히트펌프의 용량은 시간 최대 냉·난방부하 중 절대치가 큰 값으로부터 계산한다.

Table 3과 Table 4의 연간 냉난방 최대부하를 보면 보면 냉방부하인 경우 문막의 리조트가 가장 크고 대전, 부산 순이며 난방부하로 부산 리조트가 가장 크고 대전, 문막 리조트 순이다. 그런데 각 경우 히트펌프 용량은 냉·난방 부하 중 일일피크부하에 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 한 편이 상대적으로 크면 그 큰 값에 따라 히트펌프 용량이 증가되고 축열조의 크기가 증가되어 초기 시설비 및 전기요금 기본요금이 증가하게 된다. 따라서 냉난방부하의 균형이 맞는 중부지방이 히트펌프 설치에 가장 유리하다고 하겠다.

우리나라의 경우 북부지방은 난방부하의 일일 최고치가 냉방부하 일일 최고치보다 크고 남부지방은 냉방부하 일일 최고치가 난방부하 일일 최고치보다 큰데 이것은 히트펌프 시스템 적용에 불리한 요소로 작용한다. 또한 축열조의 크기를 연면적으로 나눈 값이 0.05 m³/m² 이상으로 일반 대형건물에의 0.025 m³/m² 경우보다 대단히 크게 나타나기 때문에 축열조의 크기를 감축시키는 것이 히트펌프 냉·난방 시스템 보급의 최대 과제

Table 4 Heat pump system simulation results for heating and cooling resort building (total floor area 33,000 m², No-heat recovery)

| Location | Munmack | | Deajeon | | Pusan | | |
|--|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-------|
| | Bath existence | Non-exist | Exist | Non-exist | Exist | Non-exist | Exist |
| hourly maximum cooling load(kJ/hr) | -4,723,196 | -4,723,196 | -5,337,718 | -5,337,718 | -6,624,673 | -6,624,673 | |
| hourly maximum heating load(kJ/hr) | 5,662,597 | 5,662,597 | 4,779,534 | 4,779,534 | 4,210,120 | 4,210,120 | |
| annually maximum cooling load(kJ/year) | -6.82×10 ⁹ | -6.82×10 ⁹ | -8.67×10 ⁹ | -8.67×10 ⁹ | -9.34×10 ⁹ | -9.34×10 ⁹ | |
| annually maximum heating load(kJ/year) | 7.33×10 ⁹ | 7.33×10 ⁹ | 5.57×10 ⁹ | 5.57×10 ⁹ | 38.5×10 ⁸ | 38.5×10 ⁸ | |
| heating and cooling heat pump capacity(kJ/hr) | 2,049.8 | 2,049.8 | 1,942.6 | 1,942.6 | 2,449.2 | 2,449.2 | |
| bath heat pump capacity (kJ/hr) | 606.2 | 1,276.8 | 606.2 | 1,276.8 | 602.9 | 1,276.8 | |
| total energy cost(ten thousand won) | 39,300 | 44,578 | 38,062 | 43,338 | 40,118 | 45,394 | |
| COP(heating) | 3.05 | 3.5 | 3.56 | 3.57 | 3.73 | 3.73 | |
| COP(cooling) | 6.1 | 6.1 | 6.04 | 6.05 | 6.34 | 6.34 | |
| COP(bath) | 4.83 | 4.82 | 4.83 | 4.82 | 4.84 | 4.83 | |
| thermal storage reservoir for bath(ton) | 168 | 362 | 168 | 362 | 168 | 362 | |
| waste heat recovery storage reservoir(ton) | 303 | 652 | 303 | 652 | 303 | 652 | |
| thermal storage reservoir for cooling and heating(ton) | / | / | / | / | / | / | |
| pump power(heating and cooling) | 43.4 | 43.4 | 41.3 | 41.3 | 52.1 | 52.1 | |
| pump power(bath) | 5.19 | 10.96 | 5.19 | 10.96 | 5.19 | 10.96 | |
| fan power(ventilation) | 17.9 | 17.9 | 17.9 | 17.9 | 17.9 | 17.9 | |

Table 5 Energy cost of gas absorption cooler-heater system for a resort building(total floor area = 33,000 m²)

| Location | Munmack | | Daejeon | | Pusan | | |
|-------------------|--|-----------|---------|-----------|--------|-----------|--------|
| | Bath existence | Non-exist | Exist | Non-exist | Exist | Non-exist | Exist |
| Heat Recover | absorption cooler-heater total cost(ten thousand won) | 34,964 | 34,972 | 33,471 | 33,478 | 30,831 | 30,839 |
| | absorption cooler-heater electric cost(ten thousand won) | 13,651 | 13,658 | 13,635 | 13,641 | 13,707 | 13,714 |
| | absorption cooler-heater gas cost(ten thousand won) | 21,312 | 21,312 | 19,836 | 19,836 | 17,127 | 17,125 |
| No. Heat Recovery | absorption cooler-heater total cost(ten thousand won) | 40,650 | 47,590 | 39,156 | 46,139 | 36,516 | 43,530 |
| | absorption cooler-heater electric cost(ten thousand won) | 12,874 | 11,965 | 12,857 | 11,990 | 12,927 | 12,092 |
| | absorption cooler-heater gas cost(ten thousand won) | 27,776 | 35,624 | 26,300 | 34,148 | 23,588 | 31,437 |

Table 6 Comparison of operation costs

| heating and cooling | Location | | |
|---|----------|---------|--------|
| | Mumack | Daejeon | Pusan |
| air source heat pump (ten thousand won) | 44,578 | 43,338 | 45,394 |
| air source heat pump water storage(ten thousand won) | 30,178 | 30,354 | 30,285 |
| gas absorption cooler -heater + waste heat recovery(ten thousand won) | 34,972 | 33,478 | 30,839 |
| gas absorption cooler -heater(ten thousand won) | 47,590 | 46,139 | 43,530 |

Table 7 Relation between the size of heat reservoir and heat reserving rate

| Numbers of hours being at work for heat pump | 10hr | 15hr | 20hr | 24hr |
|--|------------------------|-------|-------|-------|
| | heat reserving rate(%) | 100 | 66.7 | 50 |
| total energy cost(won/year) | 13732 | 13907 | 13975 | 13469 |
| bath heat reservoir(m ³) | 151 | 101 | 75 | 63.3 |
| heat recovery reservoir(m ³) | 273 | 182 | 137 | 114 |
| heat reservoir(m ³) | 2272 | 1515 | 1136 | 947 |
| capacity of heat pump(heating and cooling, RT) | 408 | 272 | 204 | 170.2 |
| capacity of heat pump(bath, RT) | 152 | 101 | 76 | 63.4 |

시 가장 적다. 반면 축열조의 크기는 축열율이 감소할수록 작아진다. 축열조의 크기가 가장 작고 운전비용은 가장 적은 41.6% 축열이 가장 유리하다.

5. 결 론

본 연구에서의 전산 시뮬레이션에 의한 리조트의 히트펌프 냉·난방 시스템 열성능 해석으로 다음의 결론을 얻었다

(1) 우리나라 지역별로 북부·중부·남부에 대

해서 히트펌프 보급환경에 큰 차이는 없으나 냉·난방 부하가 균형을 이루는 중부 지방이 히트펌프 설치에 유리하다.

(2) 수축열식 공기열원 히트펌프는 숙박업소의 가스흡수식 냉온수기에 비해 에너지비용이 저렴하여 경제성이 있다.

(3) 수축열식 히트펌프는 큰 축열조를 설치해야 된다. 따라서 축열조 크기를 감축시키는 기술이 수축열식 히트펌프 보급을 위한 최대의 기술 과제이다.

후 기

본 연구는 산업자원부(2003-E-BD01-P-01) 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Choi, Y. D., 2004, Case in applications of heat pump heating and cooling systems to building, Workshop of SAREK, pp. 3-29.
2. Kusuda, T., 1985, Heat transfer in buildings, Handbook of heat transfer applications, chapter 9, McGraw-Hill, pp. 13-15.
3. BLAST, 1998, BLAST simulation program reference manual, Univ. of Illinois.
4. TRNSYS, 1994, TRNSYS reference manual, Univ. of Wisconsin-Madison Solar energy lab.
5. Lee, J. H., Choi, Y. D. and Cho, S. H., 1999, A comparison on simulation results of load analysis program, Proceeding of the SAREK, pp. 51-64.
6. 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.
7. 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.
8. ASHRAE HANDBOOK 1993 Fundamentals,

- pp. 9-11.
9. ASHRAE HANDBOOK 1993 Fundamentals, pp. 27-28.
10. Choi, Y. D., 2004, Study on the application of heat pump heating and cooling systems to resident and medical buildings, Memoir of the Ministry of Commerce, Industry and Energy, pp. 107-109.