

열펌프 시스템의 규모 결정을 위한 온돌난방부하 특성

Characteristics of Ondol Heating Load for the Determination of Heat Pump Power

백은기 노정근 송현갑
비회원 정회원 정회원
H. K. Pack J. G. Ro H. K. Song

ABSTRACT

To find out heating load and to determine the power of heat pump compressor for the Ondol room heating the COP of heat pump, the variation of Ondol room air temperature, the variation of ambient temperature and power consumption of heat pump are analyzed. The results from this study were summarized as follows:

1. The COP of the heat pump in close loop decreased as the ambient air temperature. The COP was 2.26 when the temperature difference of condenser was $20 \pm 3^\circ\text{C}$.
2. The Ondol surface temperature was $25 \pm 3^\circ\text{C}$ when the hot water of 40°C was supplied from hot water storage tank to the Ondol and the temperature difference between the Ondol surface and the room air temperature was $7 \sim 8^\circ\text{C}$.
3. The ratio of thermal conduction heating load to total heating load in Ondol heating space was found to be 83% and ratio of ventilation heating load was 17%. Therefore, the thermal conduction heating load was confirmed to be a major heating load in Ondol heating space.
4. In case of the ambient temperature of 3.2°C , the efficiency of heat exchange of Ondol heating system was 85% .
5. The heating load per Ondol heating surface area and volume of Ondol room space were theoretically analyzed. In case of the room temperature of 20°C and the ambient temperature of $-3.2 \sim 3.8^\circ\text{C}$, the heating load per Ondol surface area was $115.8 \sim 167.6 \text{kJ/h} \cdot \text{m}^2$ and per Ondol room space volume was $50.2 \sim 72.7 \text{kJ/h} \cdot \text{m}^3$.
6. The compressor power of heat pump for the Ondol room heating could be determined with the heating load analyzed in this study

In case of the Ondol room air temperature of $17 \sim 20^\circ\text{C}$ and the ambient temperature of $-5 \sim 3.8^\circ\text{C}$, the compressor power of heat pump per Ondol surface area was analyzed to be $2.3 \times 10^{-2} \sim 3.3 \times 10^{-2} \text{ps/m}^2$, and per volume of Ondol room space $1.0 \times 10^{-2} \sim 1.4 \times 10^{-2} \text{ps/m}^3$.

Keywords : Heating Load, Heat Pump, Ondol.

1. 서 론

현재 우리나라의 온돌 난방방식은 온수를 이용하

여 황토나 시멘트 몰탈과 같은 구조체를 사용하여 바닥을 가열하는 바닥 복사 난방방식을 사용하고 있으며, 이 방식은 바닥을 통한 복사 및 대류 열에

This article was submitted for publication in February 2003; reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in 2003. The authors are J. G. RO. Research professor, The Institute of life Science and Technology, Sungkyunkwan University, Korea; H. K. Pack. National Agricultural Mechanization Research Institute.; H. K. Song, Director, 21 Alternative Energy Institute. The corresponding author is J. G. Ro. Research professor, The Institute of life Science and Technology Sungkyunkwan University, Suwon. 440-746, Korea. E-mail : <jgro@nature.skku.ac.kr>.

의한 가열방식으로서 외국과 달리 실내 공간의 활용 면에서 우수한 난방방식이다. 또한 잠열재 등을 이용하여 가열시와 비가열시의 온돌 바닥과 난방공간의 온도차를 줄임으로써 쾌적한 실내 열환경을 유지하도록 하였다.

현재 온돌 난방장치는 화석에너지를 이용하는 방법이 주를 이루고 있으나, 화석에너지의 한정된 매장량으로 인한 고갈 문제 및 에너지 절감 차원에서 새로운 난방장치의 개발이 시급한 상태이다. 그 대안으로 공기중에 잠재되어 있는 저온의 열을 흡수하여 고온으로 방출하는 자연에너지를 이용한 열펌프 난방장치의 실용화 개발이 진행 중에 있으며 잠열축열재를 이용한 에너지 절감 차원의 온돌 난방장치 개발이 수행되고 있다.^{1,7,8)}

하지만, 소요에너지는 외기온도에 따라 크게 변화하므로 난방에너지 공급시스템은 난방공간 규모와 기후 조건에 따라 적정하게 설계되어야 한다. 또한 난방시스템의 설치비 및 에너지 비용을 절감하기 위해 난방부하량을 손쉽게 계산하고, 건물 난방에 필요한 열펌프의 용량을 효과적인 방법으로 결정하여 활용 할 수 있는 기법이 필요하다.

따라서, 본 연구의 목적은 건물의 동, 서, 남, 북 벽면, 천정 및 환기에 의한 열손실량을 측정 분석하고, 열평형 방정식에 의한 온돌난방부하를 계산하여 건물의 난방에너지 공급 시스템인 열펌프의 규모를 효과적인 방법으로 결정할 수 있는 자료를 제공하는데 있다.

2. 연구사

김⁽²⁾등은 건물부분의 열성능을 정량적이고 보다 손쉽게 평가할 수 있도록 하기 위하여 기본 변수 및 물리적 변수를 이용하여 건축설계자가 간편하게 연간 냉·난방부하를 계산할 수 있고, 도표 및 프로그램에 의한 간이 평가도구로서 건축물의 열부하 예측모델을 개발하였다.

손⁽⁴⁾등은 온돌난방에서의 대류열전달특성 파악에서 온돌난방공간에서 대류열전달은 복사와 대류에 의한 열전달 현상이 구조체의 열특성 등 여러 요인에 따라 유기적으로 이루어지므로 이를 대상으로 한 열부하 해석시에는 여러 요인을 종합적으로 고려할 필요가 있다고 하였다.

박⁽³⁾은 잠열재를 이용한 온돌난방시스템에서의 난방시물레이션 프로그램을 개발하여 열펌프의 성능, 온돌난방 공간 공급수의 온도, 태양열에너지 복사량 및 온돌난방공간의 온도변화와 열전달을 예측

할 수 있었다.

조⁽⁶⁾등은 온돌난방에서 지면을 통한 열손실을 수학적으로 등각사상과 변수변환방법을 사용하여 열손실을 구하고 2차원 및 3차원 해석을 함으로서 열특성치가 온돌에 미치는 영향을 설명하였다.

안⁽⁵⁾등은 복사 난방공간에서 방열면, 수열면에 따라 열전달율이 달라질 것으로 예상되어 복사난방공간에서의 정확한 열부하계산방법을 확립하기 위해서 내표면 복사열전달율에 관한 기본적인 검사를 하였다.

3. 재료 및 방법

가. 이론분석

(1) 축열 수조의 저장 열량과 온돌 공급열량

열펌프에서 공급된 열량은 축열수조내 축열 열량과 온돌에 공급된 열량의 합과 같게 되므로 (1)식으로 표현할 수 있다.

$$\dot{Q}_{Cond.} = \dot{m}_{water} \times C_{p\ water} \times (T_{S.W.T.in} - T_{Cond.,in}) + \dot{Q}_{O.S.} \quad \dots\dots\dots (1)$$

여기서

$\dot{Q}_{Cond.}$: 열펌프에서 공급된 열량(kJ/hr)

$\dot{Q}_{S.W.T.}$: 축열수조내 축열 열량(kJ/hr)

$$(\dot{m}_{water} \times C_{p\ water} \times (T_{S.W.T.in} - T_{S.W.T.out}))$$

$\dot{Q}_{O.S.}$: 온돌에 공급된 열량(kJ/hr)

$$(\dot{m}_{water} \times C_{p\ water} \times (T_{S.W.T.out} - T_{Cond.,h}))$$

$T_{S.W.T.in}$ $T_{S.W.T.out}$: 축열수조 입·출구 온도(°C)

(2) 온돌난방부하의 산정방법

1) 건물의 손실열량(온돌난방부하)

온돌난방공간의 손실열량은 다음과 같이 정리 할 수 있다.

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_T + \dot{Q}_v \quad \dots\dots\dots (2)$$

여기서

\dot{Q}_L : 건물의 손실열량(kJ/hr)

\dot{Q}_T : 구조체에 의한 손실열량(kJ/hr)

\dot{Q}_v : 환기에 의한 손실열량(kJ/hr)

구조체에 의한 손실 열량과 환기에 의한 손실 열량은 각각 식 (3)과 식 (4)로 표현 할 수 있다.

$$\dot{Q}_T = K \times A \times \xi \times (T_i - T_\infty) \dots \dots \dots (3)$$

$$\dot{Q}_v = \gamma \times n \times V \times C_p \times (T_i - T_\infty) \dots \dots \dots (4)$$

여기서

K : 전열전달계수(kJ/h $m^2 \cdot ^\circ C$)

ξ : 방위계수

γ : 공기의 비중량(kg/f m^3)

n : 시간당 환기횟수

V : 실용적(m^3)

C_p : 공기의 정압 비열(kJ/kg $f \cdot ^\circ C$)

T_i : 난방실내온도($^\circ C$)

T_∞ : 외기온도($^\circ C$)

(3) 열펌프의 규모 결정

온돌난방을 위한 열펌프의 규모결정을 위한 열평형식은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{H,P} \times \eta_{H,E} \dots \dots \dots (5)$$

$\dot{Q}_{H,P}$: 열펌프에 의한 공급열량(kJ/hr)

$\eta_{H,E}$: 온돌내부 열전달 시스템의 열교환 효율

$$PS_{H,P} = \frac{\dot{Q}_L}{COP \times \eta_{H,E} \times 3600 \times 0.735} \dots \dots \dots (6)$$

나. 실험 장치 및 방법

(1) 실험 장치

1) 열펌프 시스템과 축열 구조

본 실험에 사용된 공기 대 물 열펌프 시스템에서 사용한 압축기는 밀폐형 왕복식 3마력으로 사용하

였으며, 응축기는 열교환율이 우수한 판형열교환기를 사용하였다. 또한 낮은 외기온도에서의 성능 저하를 막기 위해 증발기 출구와 응축기 출구사이에 AVACTHE (Automatic Variable Area Capillary Type Heat Exchanger)를 설치하였고, 냉매는 R22를 사용하였다.

본 실험에 사용된 열펌프 시스템의 사양은 표 1과 같다.

Table 1 Specification of the air to water heat pump system.

Item	Specification
Compressor	Reciprocating(3ps)
Condenser	Plate type heat exchanger (HEA = 0.9984m ²)
Expansion valve	TEV(thermostatic expansion valve)
Evaporator	Cross-flow staggered tube heat exchanger finned with both fluids unmixed (HEA = 5.466m ²)
AVACTHE	Automatic Variable Area Capillary Type Heat Exchanger (HEA = 0.314m ²)
Working fluid	R22 (CHCLF ₂)

※ HEA = Heat Exchange Area

축열구조는 본 연구를 위해 특별히 제작하였으며, 냉·온수 사용을 위하여 온수기능을 추가하였다. 또한 디지털 온도 Controller(STC73S2)들을 설치

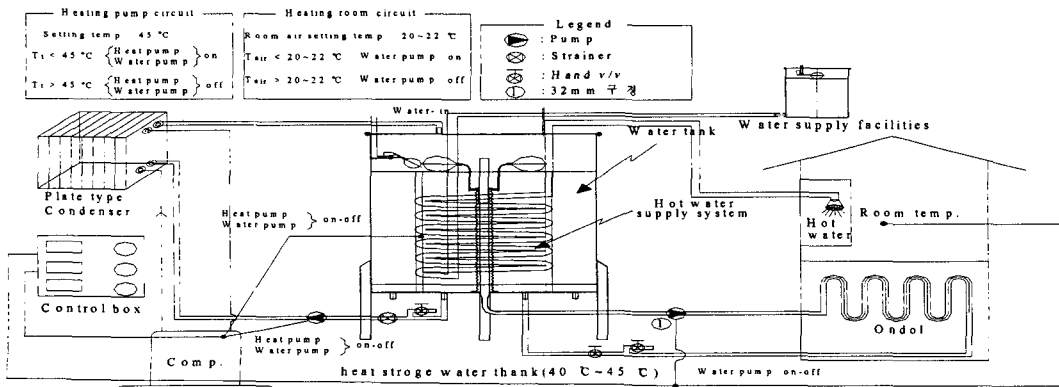


Fig. 1 Experimental apparatus for heat pump type Ondol heating system.

하여 난방공간에 들어가는 물의 온도를 제어하였다. 축열수조에서 난방공간에 들어가는 물 입·출구 온도와 온수 온도를 기준으로 열펌프 On-Off와 온수 순환 모터의 On-Off를 제어함으로써 쾌적한 온수 순환 난방을 가능하게 하였다.

본 실험에서 사용된 공기 대 물 열펌프 시스템, 축열수조 그리고 제어시스템을 포함한 열펌프 난방 시스템은 그림 1과 같다.

2) 온돌난방 실험장치

본 실험은 충청북도 청주시 사천동에 위치한 자연에너지 개발 연구소의 2층 준비실에서 수행되었으며, 건물 구조는 콘크리트 슬라브 2층 건물로 동쪽과 남쪽은 바닥에서 0.9m 높이에서 전면이 2겹 유리창으로 되어 있으며, 북쪽은 벽면과 0.3m x 0.6m 크기의 5개 환기창으로 이루어져 있다. 서쪽은 실내 계단과 0.01m 두께의 유리문 출입구로 분리되어 있다. 천정은 석고보드 판넬로 되어 있으며, 0.6m 위에 우레탄 방수와 스티로폼으로 단열되어 있는 콘크리트 지붕의 구조물이다. 한편, 난방 부하 분석에 사용된 자료는 표 2와 같다.

Table 2 The variable of building for heating load analysis.

Name		Second floor, Inner Temperature=20℃, Ambient Temperature=-15℃ Volume = 208.5m ³		
Structure		Area (m ²)	Heat transfer coefficient (K)	Agimuth coefficient
East	Wall	7.6108	0.4888	1.05
	Glass	9.7428	3.1	1.05
West	Inside wall	12.0536	0.4888	1.05
	Glass(inside)	5.3	3.1	1.05
South	Wall	17.1276	0.4888	1.0
	Glass	10.9908	3.1	1.0
North	Wall	24.7128	0.4888	1.2
	Glass	3.4056	3.1	1.2
Floor		90.6576	1.5137	
Roof(ceiling)		90.6576	0.3658	

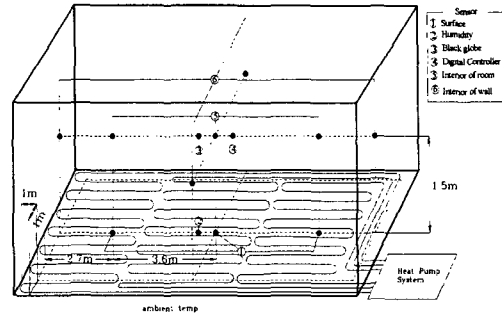


Fig. 2 The positions of the thermocouples in the Ondol heating room.

준비실 바닥온도는 K형의 열전대를 사용하여 그림 2의 ①과 같이 설치하였고, 실내온도는 그림 2의 ⑤와 ⑥ 같이 벽에서 1m 떨어지고 바닥으로부터 1.5m 높이인 사람의 호흡선에서 T형 열전대를 설치했으며, 준비실 중앙에는 건구온도와 습구온도를 측정하기 위한 K형 열전대를 그림 2의 ②, ③ 위치에 설치하였고, 열펌프와 온돌순환 모터를 제어하기 위한 온도 센서를 그림 2의 ④ 지점에 설치하였다. 외기온도는 건물 옥상과 북쪽, 남쪽에 각각 1개의 T형 열전대를 설치하여 측정하였다. 설치된 열전대는 복합기록계(Hybrid recorder)를 통해 15분 간격으로 자동 기록하게 하였다.

이상과 같이 설명한 온돌난방공간의 열전대 위치는 그림 2와 같다.

(2) 실험 방법

본 실험은 2002년 2월 2002년 4월까지 충청북도 청주시 사천동 자연에너지 개발 연구소 2층 준비실에서 수행하였으며, 실험 기간 중 외기온도는 -5℃ ~ 28℃ 이었다.

온돌난방공간에 열을 공급할 열펌프의 규모를 결정하기 위해서는 (6)식에서와 같이 열펌프의 성능계수, COP와 난방부하, 온돌 난방 공간의 손실 열량 (Q_L)과 온돌내부 열전달 시스템의 열교환효율, $\eta_{H,E}$ 에 대한 분석 자료가 필요하다.

열펌프의 성능분석은 개방회로가 아닌 밀폐회로에서 최적의 성능조건을 찾기 위해 유량을 변화시켜 응축기의 물 입·출구 온도차로 열펌프의 성능계수를 분석하여 수행했다. 열펌프 제어는 축열수조 내부 중앙에 위치한 디지털 온도 조절기에 의해 온도가 45℃ 이상에서 정지, 38℃ 이하에서 가동하는 제어 방식을 택하였고, 압축기에 무리가 가지 않는 범위의 압력 2451.7kPa 에서 열펌프를 정지하

는 제어 방식을 택하였다.

소비 전력은 적산 전력계로 측정하였으며, 응축기 입·출구의 물 온도 측정은 복합기록계(Hybrid recorder)로 측정하였다. 또한 열펌프의 성능계수, COP를 분석하기 위하여 적산 전력계의 측정시간은 복합기록계의 온도측정과 같은 시간대에 동시에 측정하도록 하였다.

온돌 난방손실량은 환기에 의한 열손실량과 구조체의 열손실량을 구하여 (2)식에 의하여 분석하였다.

구조체의 열손실량은 (3)식에서와 같이 열전달 계수, K 그리고 실내온도와 외기온도의 온도차에 의해 구할 수 있으며, 실험을 통해 얻은 실내온도와 외기온도차를 이용하여 구조체의 열손실량과 환기에 의한 열손실량을 구하여 분석하였다.

열펌프의 규모 결정을 위해 온돌난방공간의 열교환 효율과 온돌난방공간의 열손실량을 이용하여 분석함으로써 열펌프의 규모를 단위 면적당 마력과 체적당 마력을 결정하였다.

4. 결과 및 고찰

가. 성능계수

밀폐회로에서 열펌프 성능계수는 시간에 따라, 외기온도에 따라 감소함을 감안하여 유량을 변화시켜 응축기의 물 입·출구 온도차를 $20\text{ }^\circ\text{C} \pm 3$ 으로 유지하여 COP를 분석하였다. 응축기 입·출구의 물 온도차를 조절함으로써 외기온도의 변화에 상관없이 COP가 2.1~2.5 사이에서 일정하게 나타나 기존의 연구 결과(1)3)와 차이가 없었다.

그림 3에서 보는 바와 같이 시간에 따른 COP변

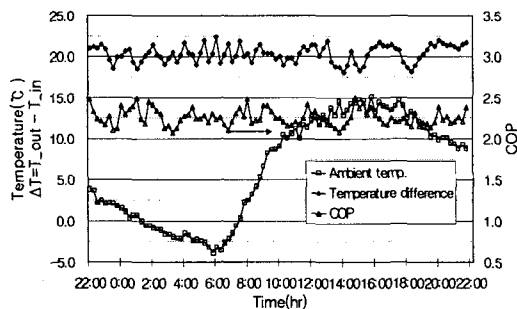


Fig. 3 The variation of heat pump COP with the difference of inlet and outlet water temperature of condenser in case of close loop.

화가 외기온도 변화에 따라 크게 변화하지 않기 때문에 난방용 열펌프규모 결정을 위한 (6)식에서의 COP는 그 평균치인 2.26을 사용하는 것이 바람직한 것으로 판단된다.

나. 난방부하 특성

(1) 온돌에 공급되는 물의 온도에 따른 실내온도와 온돌바닥온도

그림 4는 시간에 따른 사무실의 실내온도와 바닥온도의 변화를 보여 주고 있다.

열펌프로부터 공급된 열을 축열수조에 저장하고 축열수조로부터 $40\text{ }^\circ\text{C} \sim 45\text{ }^\circ\text{C}$ 의 물을 온돌에 공급할 때 실내 공기온도는 $20 \pm 3\text{ }^\circ\text{C}$ 로 유지되었으며, 바닥온도는 $25 \pm 3\text{ }^\circ\text{C}$ 로 나타났다. 또한 바닥온도와 실내온도차는 $7 \sim 9\text{ }^\circ\text{C}$ 로 나타났다. 축열수조에서 온돌에 공급하는 물 온도와 온돌바닥온도의 차는 $12 \sim 21\text{ }^\circ\text{C}$ 로 나타났다.

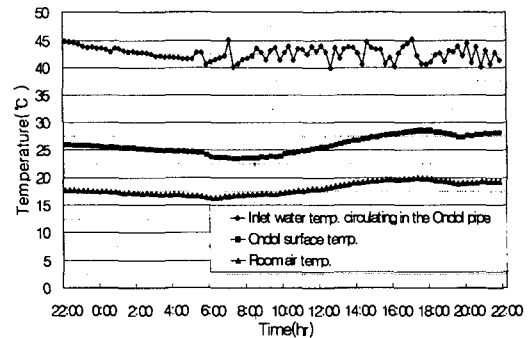


Fig. 4 The temperature variation of Ondol surface, room air and the inlet water circulating in the Ondol pipe.

(2) 단위 시간당 난방부하

벽면의 열손실량과 유리창의 열손실량은 실내 중앙온도를 사용하여 산정하였으며, 그림 5와 그림 6에 나타내었다.

구조체의 열손실량은 (3)식에 의하여 계산되었다. 그림 9에서 보는 바와 같이 벽면의 열손실량이 가장 많은 북쪽벽면은 $131.7 \sim 586.5 \times 10^{-2} \text{ kJ/h} \cdot \text{m}^3$ 로 나타났으며 가장 적은 서쪽벽면은 $28.0 \sim 125 \times 10^{-2} \text{ kJ/h} \cdot \text{m}^3$ 로 나타났다. 또한 유리창에서의 열손실량은 그림 10에서 보는 바와 같이 남쪽 유리창이 $287.2 \sim 1378.1 \times 10^{-2} \text{ kJ/h} \cdot \text{m}^3$ 로 가장 많았으며, 서쪽 유리창의 열손실량은 $78.2 \sim 349.0 \times 10^{-2} \text{ kJ/h} \cdot \text{m}^3$ 로 가장 적은 열손실량을 나타내었다.

이와 같이 서쪽 유리창과 벽면에서 열손실량이 적게 나타난 것은 서쪽에 위치한 열펌프 작동실의 공기가 단열재 역할을 하고 있는 것으로 판단된다.

그림 7은 벽면과 유리창, 천정의 열손실량, 환기의 열손실량과 전체 열손실량을 보여 주고 있으며, 전체 열손실량에 대한 환기에 의한 열손실량 비율

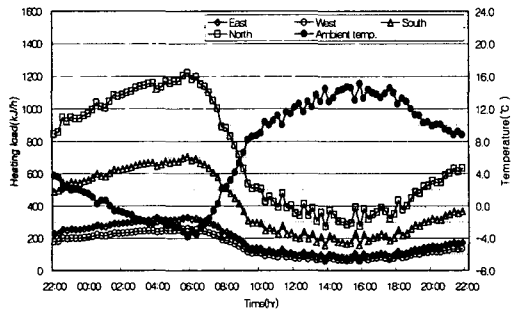


Fig. 5 Variation of heating load through the walls of the Ondol room.

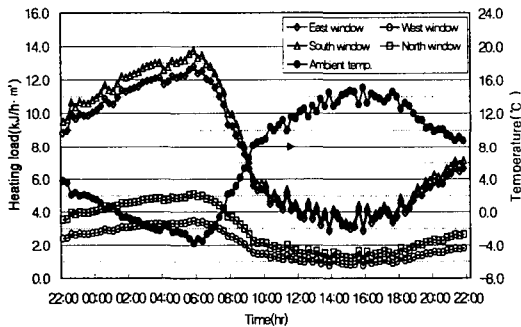


Fig. 6 Variation of heating load through the windows of the Ondol room.

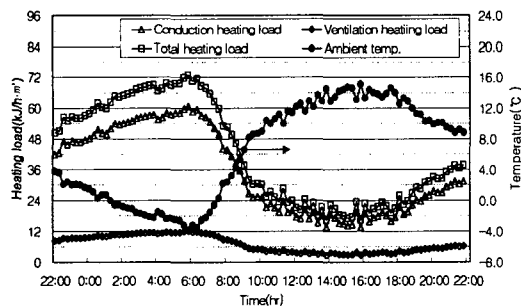


Fig. 7 Variation of total heating load and variation of heating load through the windows, walls and ceiling of the Ondol room.

은 17%이고 벽면과 유리창, 천정에 의한 열손실량 비율은 83%로 나타났다.

이와 같이 전체 열손실량은 구조체의 열손실에 의해 크게 작용하는 것으로 판단되므로 건물의 특성에 따른 분석이 필요 할 것으로 사료된다.

그림 8은 외기온도가 -3.2°C에서 3.8°C로 변하는 경우의 단위면적당 열손실량과 단위체적당 열손실량을 나타내었다.

외기온도가 3.8°C에서 -3.2°C로 강하함에 따라 온돌 바닥 면적당 열손실량은 115.8 kJ/h.m²에서 167.6kJ/h.m²로 증가하였으며, 온돌난방공간의 체적당 열손실량은 50.2 kJ/h.m³에서 72.7kJ/h.m³로 증가하였다.

이와 같이 외기온도에 따른 난방부하 변화가 적은 체적당 난방부하를 사용하는 것이 합리적인 것으로 판단된다.

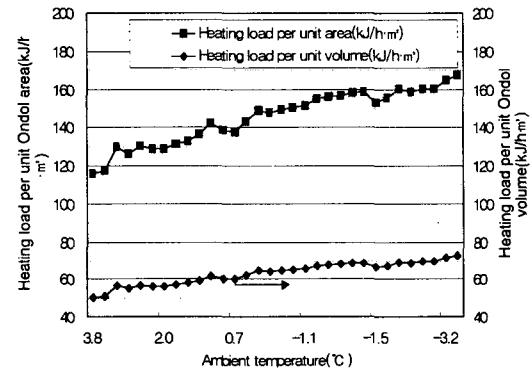


Fig. 8 Heating load per unit area of Ondol heating surface and unit volume of Ondol space with ambient temperature.

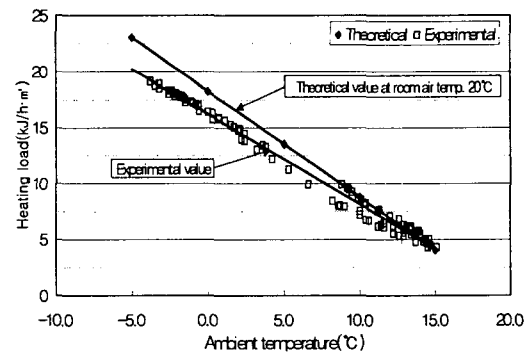


Fig. 9 Theoretical and experimental Heating load on the Ondol room with ambient temperature.

그림 9는 실내온도를 20℃로 고정하여 외기온도의 변화를 가지고 (2)식에 의해 계산된 체적당 난방부하와 실험을 통해 얻은 체적당 난방부하를 보여주고 있다.

다. 열펌프 규모 결정

(1) 온돌난방공간의 열교환 효율

그림 10은 온돌난방공간의 실내온도의 변화와 열교환 효율을 나타내었다.

열펌프의 압축기동력규모를 결정하기 위해 필요한 건물의 난방공간 열교환 효율은 실험을 통해 얻은 열펌프의 성능계수 2.26을 이용하여 구하였다. 그림에서 최대 열교환 효율은 외기온도 -3.2℃에서 0.85로 나타났다. 외기온도가 가장 낮은 -3.8℃에서의 열교환 효율 0.81보다 높은 열교환 효율을 나타냈다.

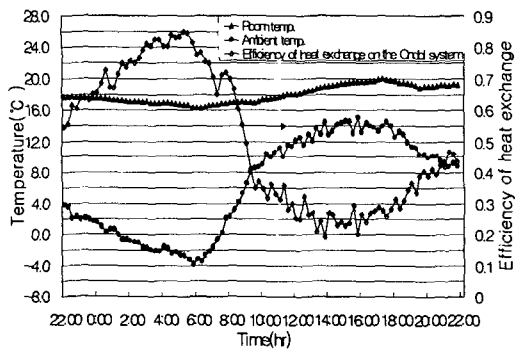


Fig. 10 Efficiency of heat exchange and the variation of the Ondol room air temperature with time.

이와 같이 실험 건물의 최대 난방공간내의 열교환 효율은 0.85임을 알 수 있었다. 열펌프의 압축기동력 결정을 위한 (6)식에서 온돌난방공간 열교환 효율을 0.85를 사용하는 것이 일반적으로 바람직한 것으로 판단된다.

(2) 열펌프의 압축기동력 결정

그림 11은 온돌난방 바닥면적과 체적당 난방부하에 대응하여 결정된 열펌프의 압축기동력규모를 나타내었다.

외기온도가 3.8℃에서 -3.2℃로 강하함에 따라 온돌바닥 면적당 열펌프의 압축기동력규모는 2.3×10^2 에서 3.3×10^2 ps/m²로 증가하였으며, 온돌난방공간의 체적당 열펌프의 압축기동력규모는 1.0×10^2 에서 1.4×10^2 ps/m³로 증가하였다.

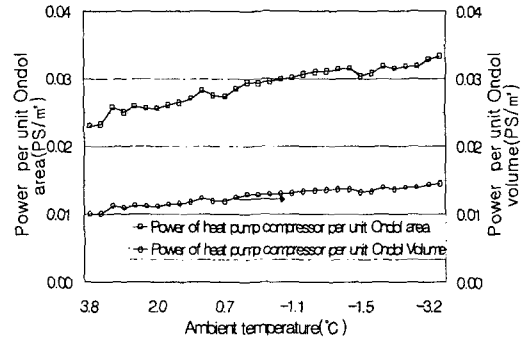


Fig. 11 Power of heat pump compressor per unit area of Ondol heating surface and unit volume of Ondol space with ambient temperature.

이상과 같이 외기온도의 변화에 따라 열펌프의 압축기동력규모 변화가 적은 온돌난방공간의 체적당 열펌프의 압축기동력규모 결정이 합리적인 것으로 판단된다.

그림 12는 실내온도를 20℃로 고정하여 (6)식에 의해 계산된 열펌프의 체적당 압축기동력과 실험을 통해 얻은 체적당 열펌프의 압축기동력을 보여주고 있다. 실내온도를 20℃로 고정하여 계산한 열펌프의 압축기동력과 실험을 통해 얻은 열펌프의 압축기동력 차는 외기온도가 가장 낮은 -3.8℃에서 0.5 마력 차가 나는 것으로 나타났다.

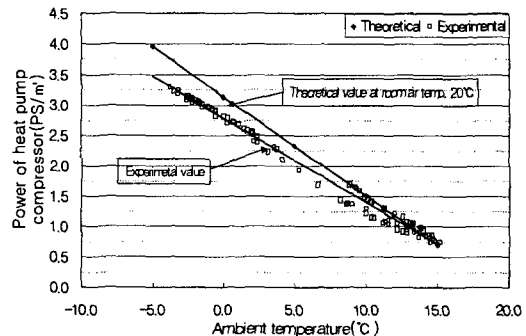


Fig. 12 Power of heat pump compressor analyzed theoretically and experimentally on the Ondol room with ambient temperature.

이와 같이 외기온도 8℃ 이상에서는 실험에 사용한 3마력 열펌프의 공급열량이 충분하지만 외기온도가 8℃ 이하로 낮아짐에 따라 열펌프의 공급열량

이 충분하지 못하여 실험에 사용한 열펌프 압축기 동력이 부족한 것으로 판단된다.

5. 요약 및 결론

난방시스템의 에너지 비용을 절감하고 에너지의 효과적인 활용을 위하여 건물의 난방부하를 계산하고, 외기온도에 따른 온돌난방공간의 실내온도 변화와 열펌프의 성능, 온돌난방공간의 열교환 효율 및 열손실량을 분석함으로써 난방시스템의 열펌프 규모결정을 위한 온돌난방공간의 난방부하 특성에 관하여 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

1) 밀폐회로에서의 열펌프의 성능계수를 찾기 위해 유량을 변화하여 응축기의 온도차를 $20 \pm 3^\circ\text{C}$ 유지 할 때 외기온도 변화의 영향을 받지 않고 COP가 2.26으로 일정하게 나타났다.

2) 온돌공간의 실내온도와 바닥온도의 차는 $7 \sim 8^\circ\text{C}$ 로 나타났으며, 축열 수조에서 공급되는 물 온도가 40°C 인 경우 바닥의 온도는 $25 \pm 3^\circ\text{C}$ 로 변화하는 것으로 나타났다.

3) 건물의 총열손실량은 외벽, 천정, 유리창에 의한 열손실량과 환기에 의한 열손실량에 의해 결정 총열손실량에 대한 구조체에 열손실량의 비율은 83%를 차지하고, 환기에 의한 열손실량의 비율은 17%를 차지함으로써 총열손실량은 환기에 의한 열손실 변화보다 구조체의 열손실에 따라 크게 작용함을 알 수 있었다.

4) 온돌난방공간의 최대 열교환 효율은 COP가 2.26일 경우 외기온도가 -3.2°C 에서 85% 이었다.

5) 외기온도가 3.8°C 에서 -3.2°C 로 강하함에 따라 온돌바닥 면적당 난방부하는 115.8kJ/h.m^2 에서 167.6kJ/h.m^2 로 증가하였으며, 온돌난방공간의 체적당 난방부하는 50.2kJ/h.m^3 에서 72.7kJ/h.m^3 로 증가하였다.

온돌바닥 면적당 난방부하보다는 온돌난방공간의 체적당 난방부하 분석결과가 합리적인 것으로 판단된다.

6) 열펌프의 압축기동력 결정에 있어 건물바닥 면적과 체적당 난방부하에 대하여 분석한 결과 외

기온도가 3.8°C 에서 -3.2°C 로 낮아짐에 따라 면적당 열펌프의 압축 기동력 규모는 2.3×10^{-2} 에서 $3.3 \times 10^{-2}\text{ps/m}^2$ 로 증가하였으며, 같은 외기온도에서 온돌난방공간의 체적당 열펌프의 압축기동력 규모는 1.0×10^{-2} 에서 $1.4 \times 10^{-2}\text{ps/m}^3$ 로 증가하였다.

외기온도의 변화에 따라 열펌프의 압축기동력 규모 변화가 적은 온돌난방공간의 체적당 열펌프의 압축기의 동력규모 결정이 합리적인 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. 김명현. 2000. "열펌프-잠열축열 시스템을 이용한 온돌의 난방 특성". 석사학위논문, 충북대학교 대학원.
2. 김소연, 안경태, 강제식, 조동우, 이윤구. 1995. "건축물의 열부하 예측 모델 개발에 관한 연구". 대한건축학회논문집, 11권 12호, 통권 86호, pp. 213-222.
3. 박종길. 2002. "열펌프-잠열축열 온돌시스템의 난방 시뮬레이션 모델 개발". 박사학위 논문, 충북대학교 대학원.
4. 손장열, 안병욱. 1991. "온돌난방 공간의 대표면 대류열전달 특성에 관한 연구". 공기조화 냉동공학 논문집, 3권 5호, pp. 376-385.
5. 안병욱, 손장열. 1990. "온돌난방 공간의 실온예측에 관한 연구". 대한건축학회학술발표논문집 10권 1호, pp. 321-324.
6. 조수, 손장열. 1992. "잠열재 이용 온수온돌의 난방공간 실내온도 분포에 관한 연구". 대한건축학회논문집, 8권 4호, 통권 42호 pp. 81-88.
7. Chapon, C. and M. Delandre. 1991. "Air Conditioning by Heat Pumps on a Water Loop". ASHRAE Trans, Vol 97 Part 1.
8. Kavanaugh, S. P, J. G. Woodhouse and J. R. Carter. 1991. "Test Results of Water-to Air Heat Pumps with High Cooling Efficiency for Ground-Coupled Applications". ASHRAE Symposium.