

## 열펌프 온수기의 부하 대응 축열조 제어에 관한 연구

남 현 규, 배 철 호<sup>†</sup>  
영남대학교 기계공학부

### A Study on Control Method of Thermal Storage Tank for Varying Thermal Load in Heat Pump Water Heater

Hyun-Kyu Nam, Cheol-Ho Bai<sup>†</sup>

Department of Mechanical Engineering, Yeungnam University, Gyeongsan 712-749, Korea

(Received November 16, 2011; revision received January 27, 2012)

**ABSTRACT:** A characteristic behavior of the thermal storage tank for varying thermal load in heat pump water heater was studied. The control method was suggested and applied. By measuring the temperature within the storage tank, the heat pump was ON/OFF controlled. The appropriate measuring position and the size of heat exchanger gives the minimized power consumption of heat pump. As the length of heat exchanger increases, the temperature measuring position goes down of the storage tank and the power consumption increases.

**Key words:** Heat pump water heater(열펌프 온수기), Thermal storage tank(축열조), Varying thermal load(가변부하), Control method(제어 방법)

#### 기 호 설 명

*Ch n* : 축열조 상부로부터의 온도 측정 위치 *n*  
*EX* : Experiment  
*HX* : Heat Exchanger(열교환기)  
*TRN* : TRNSYS

#### 1. 서 론

열펌프 온수기는 공기로부터 에너지를 얻어 물을 가열하는 장치이다. 가열된 물은 온수 공급 또는 난방으로 사용된다. 열펌프 온수기는 외부 공기의 온도 조건이  $-15^{\circ}\text{C}$ 에서도 작동하여야 하고 이때에도 출수 온도를  $55^{\circ}\text{C}$  또는 목적에 따라 그 이상으로

유지하여야 한다. 이러한 열펌프는 다양한 외기 조건에서도 원활하게 운전되어야 하므로 이에 대한 많은 연구가 진행되어 왔다.<sup>(1-4)</sup>

열펌프 온수기 시스템은 온수 생성용 열펌프와 수요 측 부하에 대응하기 위해 일정량의 온수를 저장하는 축열조로 구성된다. 열펌프 온수기에서 축열조는 일정 온도 이상의 온수를 보관하여 수요발생시 필요한 유량을 원활하게 공급하는 장치이다.

축열조는 태양열 시스템 등에서 에너지를 효율적으로 저장하기 위한 장치로서 많은 연구가 수행되었다.<sup>(5-7)</sup> 일반적인 축열조는 수동적으로 에너지를 저장하는 형태이지만 열펌프 온수기의 경우 축열조 내의 물의 온도 특성 등이 직접적으로 열펌프의 성능과 열펌프의 가동 시간에 영향을 미치게 된다. 열펌프 온수기의 축열조는 일정 온도 및 일정 용량 이상의 온수를 축열하고 있어야 하며, 부하 발생 시 일차적으로는 축열된 온수를 공급하지만 연속적인 수요를 만족시키기 위해서는 열펌프를 함께 운전하

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-53-810-2575; fax: +82-53-810-4627

E-mail address: chbai@yu.ac.kr

여야 한다.

특히 상업용의 경우 단순히 열펌프를 온수기로만 사용하는 것이 아니라 냉난방 겸용의 다목적으로 사용하는 경우가 많다. 이러한 냉난방 겸용의 경우에는 낮 시간 동안의 대부분 운전은 냉난방에 적용하고 온수는 야간 시간대 등에서 축열하여 사용하며, 온수 부하가 클 경우 일정 시간 동안 온수 생성을 보조하기 위해 열펌프를 운전하게 된다. 따라서 상업용의 경우 낮 시간 열펌프 운전 중에 냉난방을 담당하면서 동시에 필요한 온수 부하를 충족시키기 위해서는 축열조와 관련된 적절한 열펌프의 운전 제어 방안이 필요하게 된다.

본 연구에서는 열펌프 온수기의 성능 및 가동 시간에 영향을 미칠 수 있는 축열조의 특성을 살펴보았다. 열펌프 온수기의 효율적인 운전을 위한 제어 방안과 축열조 내의 열교환기 크기 등에 대해 고찰하였으며, 열펌프는 가변 용량의 히터로서 모사하였다.

## 2. 해석 방법

### 2.1 축열조 및 부하 유형 선정

사무실에 온수를 공급하는 8 kW급 중형 열펌프 온수기에 적용되는 축열조를 해석하였다. 급탕량은 건물의 종류와 용도, 시간대별 사용량 등에 의해 변하게 되며, 건축기계설비설계기준<sup>(8)</sup>은 건물의 종류에 따라 1인당 급탕량, 시간당 최대치 비율, 최대부하 시간 및 저탕 비율 등을 규정하고 있다. 건축기계설비설계기준을 적용하면 공급 열량이 8 kW일 때 사무실의 경우 사용인원은 75명, 최대 급탕량 150 L/hr, 최대부하 지속시간 2시간 및 저탕량 200 L이므로 이 값을 축열조의 용량 및 부하 유형으로 선정하였다.

해석에 사용된 축열조는 내부에 코일 형태의 구리관 열교환기가 설치된 원통형이며, 열교환기 동관의 직경은 15.88 mm이다. 축열조의 직경은 580 mm이고 높이는 1,000 mm이다. 코일형 열교환기는 축열조의 상부로부터 하부까지 균일한 간격으로 분포되며, 상부로 뜨거운 물이 유입되고 축열조 내의 물과 열교환을 한 후 하부로 유출된다. 부하측은 차가운 시수가 축열조 하부로 유입되며 축열조 상부에서 부하측으로 공급된다. 시수 유입부에 배플을 설치하여 유입된 시수가 축열조 내에 고르게 분포하도록 하여 축열조 내에 1차원 유동이 형성되도록 하여 축열조 내의 성층화를 촉진하도록 하였다.

### 2.2 해석 조건

축열조의 성능 특성을 해석하기 위하여 축열조에 공급되는 뜨거운 물은 8 kW 용량의 가변히터를 사용하여 열펌프를 모사하였다. 축열조에서 열교환하고 환원되는 물을 히터를 이용하여 최고 60°C까지 가열하는데, 환원되는 물의 온도에 따라 히터의 소비 전력이 8 kW보다 작을 수도 있고 8 kW로서 60°C의 온수를 공급하지 못할 수도 있다. 부하에 따른 히터의 가동시간과 소비전력을 열펌프 온수기의 가동으로 모사하여 축열조의 특성과 제어 방안을 고찰하였다. 부하 측 요구 조건으로는 건축기계설비설계기준의 사무실 부하 변동 유형에 따라 유출되는 온수 온도가 55°C 이상이 될 때 정상적으로 작동한다고 판단하였다. 오전 9시부터 오후 5시까지를 부하 시간으로 하였고, 최대 부하 시간은 오후 1시에서 3시까지 2시간이며 나머지 시간에서는 최대 부하의 30%를 적용하였다.

### 2.3 해석 방법

TRNSYS<sup>(9)</sup>의 축열조 해석 모듈 Type534-coil을 사용하여 축열조의 거동을 해석하였다. 8 kW의 가변히터를 포함하고 있으며 히터에서 가열할 수 있는 최고 온도는 60°C로 제한하였다. 열교환기 코일로 유입되는 온수의 유량은 900 kg/hr으로 일정하다. TRNSYS의 사용자 입력 항목 중 대류열전달계수는 축열조를 제작하고 실험하여 실험결과와 일치하는 값을 적용하였다. Fig. 1은 실험에 사용된 축열조 실험 장치를 나타낸다. 그림에서 Ch. n은 축열조 상부로부터의 온도 측정점을 나타내며, 0.1 m 간



Fig. 1 Experimental apparatus.

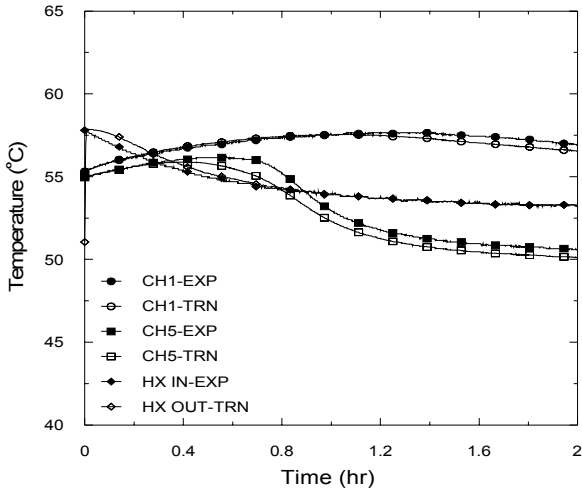


Fig. 2 Temperature distributions from TRNSYS and experiments(max. thermal load).

격으로 열전대를 설치하여 축열조 물의 온도를 측정하였다. 축열 과정, 최대부하 운전 과정 및 변동 부하 운전 과정에서 실험 결과와 유사한 값을 나타내는 TRNSYS의 대류열전달계수 상수는 0.772이다. Fig. 2는 최대부하 운전 과정에서 TRNSYS 결과와 실험 결과를 나타낸다. Fig. 2에서 보듯이 적절한 대류열전달계수 상수를 사용할 경우 실험과 해석이 1.5°C의 오차내에서 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. TRNSYS와 실험 결과가 일치함을 확인한 후 축열조의 성능 향상, 제어 방안 등은 TRNSYS를 사용하여 수행하였으며, 중요한 결과는 실험을 동시에 수행하여 해석 결과를 검증하였다.

### 3. 결과 및 토의

#### 3.1 변동 부하에서의 축열조 거동 특성

변동 부하 과정에서 축열조의 거동 특성을 파악하기 위하여 먼저 60°C의 온수를 부하 시간 동안 일정한 유량 900 kg/hr로 공급하는 해석을 수행하였다. 초기 축열조 내의 물은 55°C로 축열되어 있으며 사용된 열교환기의 길이는 15 m이다. Fig. 3에서 보듯이 열교환기를 통해 온수가 계속 공급되는 경우 부하측에서 요구되는 55°C의 물을 최대 부하 구간에서도 공급할 수 있다. 최대 부하가 걸리는 시간대에서 축열조의 온도가 전체적으로 약간 낮아지긴 하지만 수요자 조건을 만족하고 있다. 또한 축열조 상부와 하부의 온도 성층화 역시 최대 부하에서 30°C

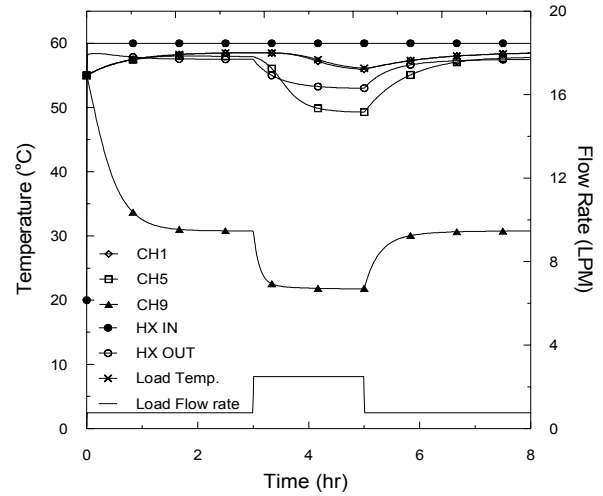


Fig. 3 Temperature distributions for varying thermal load.

정도 유지하고 있다. 축열조 하단의 시수 입구에 설치된 배플이 축열조 내 유동을 일차원 형태로 유지하는데 중요한 역할을 하고 있음을 알 수 있다. 최대 부하에서도 60°C의 온수를 계속 공급하면, 즉 실제 시스템에서 열펌프를 계속 가동하면 55°C의 물을 수요자에게 공급할 수 있으나 열펌프의 가동 시간을 최소화하기 위해서는 축열조와 연동된 열펌프의 적절한 운전 제어 방법이 필요하다.

#### 3.2 운전 제어 방법

온수 부하 중에 항상 히터(열펌프)를 가동하지 않더라도 수요자의 요구를 충족하면서 히터 운전 시간을 최소화할 수 있는 있는 운전 제어 방안을 고찰하였다. 내부에 코일 형태의 전열교환기가 설치된 축열조는 성층화가 잘 형성되고 있다. 부하가 있을 경우 시수가 축열조 하부로부터 유입되더라도 성층화가 유지되고, 즉 상부는 여전히 높은 온도가 유지되고 있다. 따라서 축열조 내부의 적절한 지점의 온도를 측정하여 이 지점의 온도가 정해진 값보다 낮아지면 열펌프를 가동하고 정해진 값보다 높아지면 열펌프 가동을 중단하는 제어 방안을 적용하였다. 축열조 내부의 온도 측정 지점의 온도가 51.5°C보다 낮아지면 히터를 통해 뜨거운 물이 공급되고, 이 지점의 온도가 53.5°C보다 높아지면 히터 가열을 중지하였다. Fig. 4는 변동 부하 운전에서 히터 ON/OFF에 따른 축열조의 거동을 나타낸다. Fig. 4의 결과는 열교환기 길이가 15 m일 때이며 축열조 중간부에 온도 측정 지점을 설치함으로써

써 히터 가동시간을 제어하였다. 처음의 온수 부하 중에는 열펌프(히터)를 가동하지 않고 축열된 물로서 온수 부하를 담당하다가 온도 측정 지점의 온도가 정해진 값 이하로 내려가면 히터를 가동하고 또 정해진 값 이상이 되면 히터의 가동을 중단하였다. Ch. 9은 축열조의 하부에 위치하며 부하 중에는 차가운 시수가 축열조 하단으로 유입되므로 온도가 시간이 지나면서 내려간다. 그러나 상당 시간 동안 축열조 상부는 부하 측 요구 온도를 유지하고 있으며, 히터가 켜지면 축열조 상부와 하부의 온도가 점진적으로 상승한다. 그림에서 보듯이 히터를 ON/OFF 제어하며 운전하더라도 축열조 상단의 온도를 55°C 이상으로 유지할 수 있다. 평상시 부하가 최대 부하 대비 30%일 때 온수 부하 시간 8시간 중 히터 가동 시간은 4.13시간이며 소비전력은 26.80 kWh이다. 평상시 부하를 최대 부하의 50%로 하였을 때에도 부하측 요구조건을 만족할 수 있었으며 히터 가동 시간은 5.58시간, 소비전력은 35.79 kWh으로 부하가 증가하면 히터 가동시간 및 소비전력이 증가하였다.

### 3.3 열교환기의 길이에 따른 특성

축열조의 거동은 내부에 설치된 코일형 열교환기의 길이에 의해서도 영향을 받게 된다. 축열조의 중간 지점에서 온도를 측정하여 히터를 ON/OFF 제어하면서 열교환기의 길이에 따른 축열조의 특성을 살펴보았다.

Fig. 5는 열교환기의 길이가 35 m일 때의 축열조의 열적 특성을 나타낸다. 열교환기의 길이가 35 m인 경우 축열조 내부 열교환기에서 열교환이 너무 많이 일어나 축열조로부터 히터로 돌아오는 물의 온도가 낮아지게 된다. 열교환기 길이가 15 m인 Fig. 4의 결과와 달리 Fig. 5에서 열교환기 입구 온도(HX IN)는 히터가 가동되더라도 상대적으로 완만하게 상승하는 것을 볼 수 있다. 본 연구에서는 열교환기를 통과하는 물의 유량을 일정하게 유지하고 있기 때문에, 열교환기의 길이가 너무 긴 경우 용량 8 kW의 히터로는 60°C의 온수를 공급할 수 없게 되어 축열조 상부의 온도가 수요자 요구 조건인 55°C를 만족시킬 수 없다.

열교환기 길이가 10 m, 15 m, 25 m, 35 m로 증가할수록 8시간 운전 시간 중 히터 가동 시간은 10 m에서 5.00시간, 15 m에서 4.13시간, 25 m에서 3.45

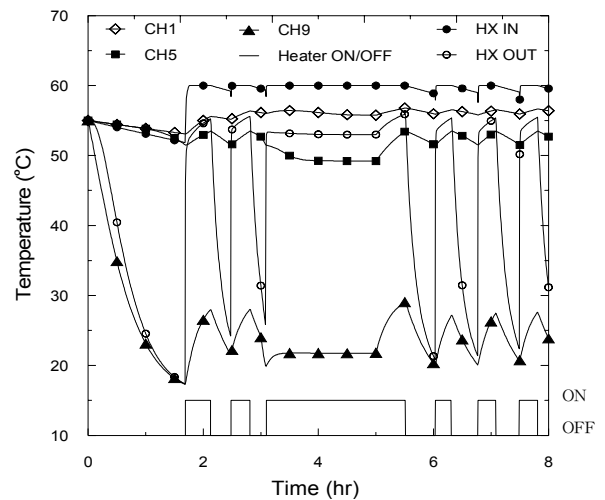


Fig. 4 Thermal behavior of thermal storage tank with heater ON/OFF control.

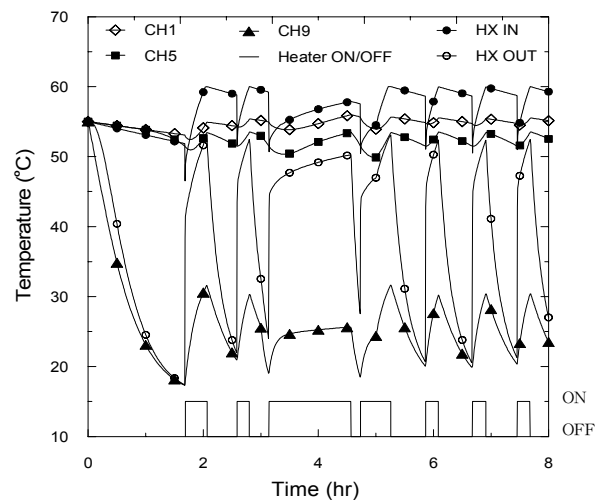


Fig. 5 Thermal behavior of thermal storage tank for 35 m HEX.

시간, 35 m에서 3.27시간으로 짧아짐을 알 수 있었다. 열교환기의 길이가 너무 짧아지면(10 m의 경우) 축열조 내부 열교환기에서 열교환이 잘 일어나지 않아 히터 가동시간이 길어지더라도 축열조 상단의 온도가 부하측 요구 온도인 55°C보다 낮아지게 된다. 축열조 중간 지점에서 히터 ON/OFF 제어를 실시한 결과, 열교환기의 길이가 10 m 및 35 m의 경우 부하측 요구를 만족시킬 수 없었다.

### 3.4 최적 제어 운전

적정한 열교환기의 길이를 선정하면 히터의 ON/OFF 제어를 통해 부하측 요구 온도를 만족시킬 수

있음을 알 수 있었으나 히터 가동시간을 최소화하기 위하여 제어를 위한 온도 측정 위치를 변화시키면서 히터 가동시간의 변화를 살펴보았다.

열교환기의 길이가 10 m인 경우에는 온도 측정 위치를 변화시키더라도 충분한 열전달을 하지 못하여 부하측 요구 조건인 55°C를 만족할 수가 없었다.

열교환기 길이에 따라 열펌프 가동시간을 최소화할 수 있는 제어용 온도 측정 위치가 달라지며, Table 1은 부하측 요구 온도를 만족하면서 히터 가동 시간을 최소로 하는 온도 측정 위치, 가동 시간 및 소비전력을 열교환기 길이에 따라 나타낸다. 온도 측정 위치는 축열조 상단으로부터의 위치이다.

열교환기 길이가 15 m인 경우 온도 측정 지점이 축열조 상단으로부터 50%인 경우에는 히터 가동시간이 4.13시간이었으나(Fig. 4) 상단으로부터 40% 지점을 온도 측정 지점으로 하면 히터 가동 시간이 3.63시간으로 줄어든다. 온도 측정 지점이 축열조 상단에 위치할수록 축열조에 축열된 열량을 상대적으로 충분히 활용하는 것이므로 히터 가동시간이 줄어들게 된다.

열교환기의 길이가 길어지면 온도 측정 지점이 축열조 하단으로 내려오고 소비 전력은 증가함을 알 수 있다. 열교환기 길이가 길어지면 축열조 내에서 열교환이 충분히 일어나 환원되는 물의 온도가 낮아지므로 용량 8 kW의 히터로 부하측 요구 조건을 만족하기 위해서는 축열조 내의 물의 온도를 높게 유지

하여 열전달을 줄여줌으로써, 마치 열교환기의 길이가 짧아진 것과 같은 효과를 내야한다. 따라서 열교환기 길이가 길어질수록 온도 측정 위치를 축열조 하단으로 정하여야하며, 축열조의 평균 온도를 높게 유지하여야하므로 전력 소비가 증가하게 된다.

열교환기의 길이가 35 m로 긴 경우에 대해 온도 측정 지점에 따른 부하측 공급 온도를 Table 2에 나타내었다. Fig. 5에서 축열조 상부로부터 50% 지점을 온도 측정 지점으로 하면 부하측 공급 온도를 부하측 요구 조건인 55°C를 만족할 수 없음을 알 수 있었다. 그러나 온도 측정지점을 축열조 상단으로부터 60% 이상으로 하면 위에서 설명한 바와 같이 축열조의 평균온도를 높게 유지함으로써 부하측 요구 조건인 55°C 이상을 만족할 수 있다. 앞에서 설명한 바와 같이 온도 측정지점을 축열조 하단으로 할 경우 히터 작동시간 및 에너지 소비가 증가함을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

열펌프 온수기의 성능 및 가동 시간에 영향을 미칠 수 있는 축열조의 특성을 살펴보고 열펌프 온수기의 효율적인 운전을 위한 제어 방안과 축열조 내에 설치된 열교환기 크기의 영향을 고찰하였다.

축열조 내의 적정한 위치에서 온도를 측정함으로써 열펌프의 ON/OFF 제어를 통해 열펌프 가동시간을 최소화할 수 있었다. 공급열량 8 kW의 200 L 축열조에서 열교환기의 길이가 15 m인 경우 온도 측정지점을 축열조의 상부로부터 40% 지점으로 하였을 때 50% 지점에서 측정된 것에 비해 히터 가동시간은 4.13시간에서 3.63시간으로, 소비전력은 26.8 kWh에서 25.5 kWh로 줄일 수 있었다.

또한 열교환기의 길이에 따른 최적 온도 제어 위치를 제시하였다. 열교환기의 길이가 길어질수록 온도 제어 위치는 축열조 하단으로 내려오며 열펌프 가동 시간은 감소하는 경향을 보이지만 소비전력은 증가하였다. 열교환기의 길이가 15 m에서 35 m로 증가할 경우, 부하측 요구조건을 만족하기 위해서는 온도 측정지점을 축열조 상단으로부터 40% 지점에서 60% 지점으로 이동해야 한다. 열교환기가 길어지면서 축열조의 평균 온도를 높게 유지해야하고 이로 인해 소비전력 역시 25.5 kWh에서 27.7 kWh로 증가하였다. 본 연구에서는 히터로 유입되는 유량을 일정하게 하였기 때문에 열교환기의 길이가 길어지면 오히려 성능에 나쁜 영향을 미치는

Table 1 Optimized temperature measuring position by HEX length

HEX Length	measuring position	Operation time	Energy consumption
15 m	40%	3.63 hr	25.45 kWh
25 m	50%	3.45 hr	27.21 kWh
35 m	60%	3.48 hr	27.68 kWh

Table 2 Thermal load temperature by temperature measuring position for 35 m HEX

Sensing position	Thermal load temperature	Operation time	Energy consumption
50%	53.90°C	3.27 hr	26.10 kWh
60%	55.86°C	3.48 hr	27.68 kWh
70%	56.03°C	4.05 hr	30.09 kWh

것으로 판단되며, 향후 가변 유량 등을 적용하여 축열조의 성능을 더욱 향상시킬 수 있는 추가의 연구 및 특성 파악이 필요하다.

### 참고문헌

1. Fang, C., Kai, W., and Pengcheng, S., 2009, Investigation of heat pump water heater using economizer vapor injection system and mixture of R22/R600a, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 32, pp. 509-514.
2. Cho, H., Chung, J., and Kim, Y., 2003, Influence of Liquid Refrigerant Injection on the Performance of an Inverter driven scroll compressor, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 25, pp. 87-94.
3. Ma, G., Chai, Q., and Jian, Y., 2003, Experimental Investigation of Air Source Heat Pump for Cold Region, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 26, pp. 12-18.
4. Holtzapple, M., 1989, Reduce Energy Cost in Vapor Compression Refrigeration and Air Conditioning Using Liquid Recycle, *ASHRAE Transactions*, Vol. 95, No. 1, pp. 179-205.
5. Hong, H., 2004, 3% Use of Alternative Energy in 2006 and Solar Thermal System, *J. SAREK*, Vol. 33, No. 11, pp. 47-54.
6. Kim, Y., 2007, The Dynamic of Freeze, *Proceeding of SAREK Winter Annual Conference*, pp. 503-509.
7. Shah, L., Morrison, G., and Behnia, M., 1999, Characteristics of Mantle Heat Exchanger for Solar Water Heater, *Solar Energy*, Vol. 67, pp. 79-91.
8. Korea mechanical equipment codes for building, 2005, SAREK.
9. TRNSYS, 2009, ver. 17.