

6kW급 태양열 온수급탕 시스템의 실증실험 및 분석 (제3보 최적설계 및 경제성평가)

최 봉 수, 이 봉 진, 강 채 동*, 홍 희 기**†

경희대학교 대학원, *전북대학교 기계항공시스템공학부, **경희대학교 기계산업시스템공학부

Verification Experiment and Analysis for 6kW Solar Water Heating System (Part 3 : Optimum Design and Economic Evaluation)

Bong Su Choi, Bong Jin Lee, Chaedong Kang*, Hiki Hong**†

Graduate School, KyungHee University, Yongin 449-701, Korea

*Dept. of Mechanical Engineering, Chonbuk National University, Jeonju 561-756, Korea

**School of Mechanical and Industrial System Engineering, KyungHee University, Yongin 449-701, Korea

(Received August 10, 2004; revision received November 2, 2004)

ABSTRACT: The goal of the present paper is to show the optimum design and operation conditions on 6 kW solar water heating system by using computer simulation with verified modelling. As the object functions, we took not only the amount of acquired and auxiliary heat but LCC, which has a relative importance and decisive role in economy. As expected, the maximum heat is acquired at the slope of collector with the equal degree to the latitude, facing the south. The capacity increase of the circulation pump and the storage tank lead to the increase of acquired heat and the decrease of auxiliary heat, but do not necessarily give economical advantages owing to additional electrical power consumption. In the present system, the minimum LCC can be obtained at the storage tank volume of 450 L and the mass flow rate of 0.344 kg/s.

Key words : Solar thermal energy(태양열 에너지), Water heating system(온수급탕시스템), Simulation(시뮬레이션), Life cycle cost(생애 주기 비용), TRNSYS

1. 서 론

연중 사용하게 되는 태양열 온수급탕 시스템에서 집열기 경사각은 설치 지역의 위도로, 방위는 남향으로 하게 된다.⁽¹⁾ 이는 시스템의 효율 및 획득열량이 최대가 되도록 하기 위한 것이나, 대도시와 같이 인구가 밀집되고 설치공간이 협소한 경우

에는 이 조건을 만족시키기 어렵다. 따라서 급탕시스템의 집열기 설치범위는 경사각의 경우 (위도) $\pm 15^\circ$, 방위각은 (경남) $\pm 20^\circ$ 를 제시하고 있는데 효율이 그다지 저하하지 않는 범위로 볼 수 있으나 이에 대한 설명은 미흡하다.⁽¹⁾

한편 설비 용량을 부적절하게 산정할 경우 시스템의 기능을 충분히 발휘하지 못하게 된다. 즉 축열조의 경우 용량이 클수록 집열효율은 향상되지만 지나치게 커지면 축열 온도가 낮아져 보조열원의 사용량이 오히려 증가하는 현상도 발생한다.⁽²⁾ 또한 집열기 면적이 클수록 획득열량은 증가하고

† Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2925; fax: +82-31-202-2625

E-mail address: hhong@khu.ac.kr

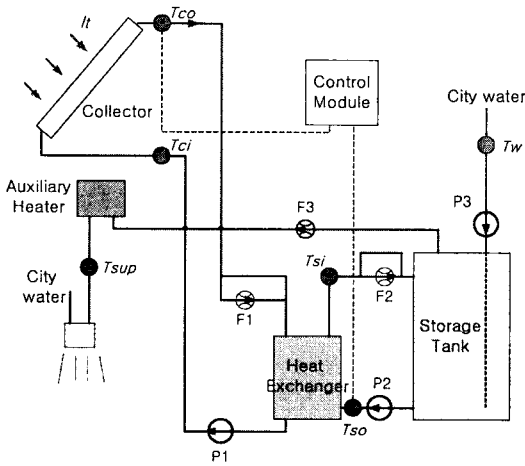


Fig. 1 Schematic diagram of system. (P : pump, F : flowmeter)

Table 1 Specifications for solar water heating system

| | | | |
|------------------|----------|--------------------|----------------|
| collector | size | 1,179×2,228 mm | |
| | area | 2.5 m ² | |
| | unit | 4 in series | |
| | slope | 40° | |
| storage tank | capacity | 430 L | |
| | UA | 2.0 W/K | |
| pump | 1st | capacity | 60 lpm(H: 4 m) |
| | | output | 80 W |
| | 2nd | capacity | 35 lpm(H: 3 m) |
| | | output | 40 W |
| auxiliary heater | type | electric geyser | |
| | capacity | 13.2 kW | |

보조열량은 감소하게 되지만 초기 투자비가 올라가고 집열효율이 저하할 수도 있다.⁽²⁾

지금까지 적절한 축열조 용량, 집열면적 등에 대해서는 많은 연구가 이루어져 왔으나 최적값의 제시를 위해서는 실험보다는 이론계산 혹은 시뮬레이션에 의존하는 경향이 있다. 신뢰성 있는 시뮬레이션을 위해서는 가정을 최소한으로 줄이고 합리적인 모델링이 전제되어야 하며, 충분한 실증실험이 뒷받침되어야 한다. 이에 저자들은 실험용 시스템을 설치하여 실제상황에서 1년간 운전하며 데이터를 확보하였고,⁽³⁾ 이를 토대로 구성요소 및 운전에 대한 모델링을 수행하였다.⁽⁴⁾ 특정일 및 일정 기간

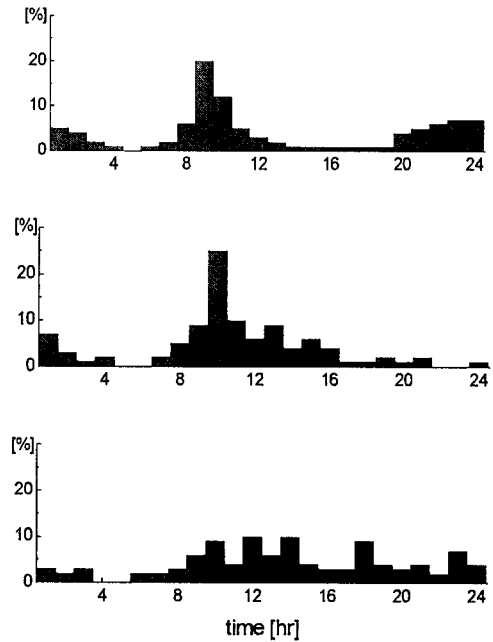


Fig. 2 Load distribution.

에 대한 시뮬레이션을 통해 시스템의 성능을 예측한 결과 실험값에 접근하는 것을 확인함으로써 신뢰성을 검증한 바 있다.

본 논문에서는 검증된 모델링을 바탕으로 시뮬레이션을 수행하여 보다 합리적인 집열기 설치 경사각 및 방위각의 범위를 제시하였다. 그리고 설계변수 즉 집열기 면적, 축열조 용량, 펌프순환유량 및 부하량이 시스템의 열성능과 LCC에 미치는 영향을 분석하고 최종적으로 최적화된 시스템을 도출해 설계에 반영할 수 있도록 하였다.

2. 시스템 시뮬레이션의 개요

시뮬레이션의 대상 시스템 및 모델링에 대해서는 선행연구에서 상세히 언급한 바 있으며,^(3,4) 개략도를 Fig. 1에, 주요 제원은 Table 1에 각각 나타내었다.

계산의 편의상 1인당 사용열량, 외기온도 등이 비슷한 3개월씩을 묶어 계절별로 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 프로그램으로는 태양열 시스템 해석용으로 널리 사용되고 있고 이미 그 타당성이 입증된 바 있는 TRNSYS(Transient System Simulation) 15.3을 사용하였고,⁽⁵⁾ 기상 데이터는

Table 2 Simulation results using actual experimental conditions as input

[unit: GJ]

| | irradiation | acquired heat | heat loads | auxiliary heat | efficiency [%] | solar fraction |
|--------|-------------|---------------|------------|----------------|----------------|----------------|
| spring | 14.1 | 3.7 | 3.3 | 0.6 | 26.4 | 0.83 |
| summer | 11.9 | 2.8 | 2.1 | 0.2 | 23.8 | 0.91 |
| fall | 10.5 | 3.3 | 4.1 | 1.4 | 31.2 | 0.65 |
| winter | 8.8 | 2.3 | 6.3 | 4.3 | 26.6 | 0.31 |
| total | 45.2 | 12.1 | 15.8 | 6.5 | 26.8 | 0.59 |

설비공학회의 서울 지역 표준기상 데이터를 이용하였다. 이에 따라 시스템은 서울 지역의 좌표인 북위 37.5°, 동경 127°에 설치된 것으로 설정하였다.

부하패턴은 2003년 1년간 실증실험⁽³⁾을 통해 얻은 데이터를 통계처리하여 구하였으며 그 결과인 도수분포를 Fig. 2에 정리하였다. 샤워에 소요된 1인당 평균 사용열량은 봄(3, 4, 5월) 4.93 MJ, 여름 3.17 MJ, 가을 6.13 MJ, 겨울 9.60 MJ이었다. 이는 시수온도 및 사용온도가 계절에 따라 변화하기 때문이며 같은 계절에서는 큰 변화가 없으므로 편의상 상수 취급을 하였다.

실증실험으로부터 평일평균 8명이 샤워실을 이용하는 것으로 기준 사용인원을 설정하였다(토요일과 일요일은 각각 7명과 4명). 실험에 사용된 설계조건 및 모델링한 급탕부하를 입력치로 하여 시뮬레이션한 결과를 Table 2에 계절별로 정리하였다. Table 2에서 집열효율은 집열기에 투사된 총일사량 중 획득된 열량을, 태양열의존도는 급탕부하 중 태양열로 공급한 열량(즉 급탕부하에서 보조열량을 제외한 열량)의 비율을 나타낸다. 시뮬레이션 방법은 선행연구에서 상세히 설명하였으므로 이를 참고하기 바라며,⁽⁴⁾ 실증실험의 계측시간과 같은 36초 간격으로 계산을 수행하였다.

3. 시스템 변수의 영향

연중에 걸쳐 운전되는 태양열 온수급탕 시스템의 최적설계 및 운전조건을 파악하기 위해서는 먼저 최적화 대상의 목적함수를 설정할 필요가 있다. 열량 관점에서, 집열기 획득열량이 크고 보조열원 공급열량이 작을수록 우수한 시스템이다. 그러나 이로 인해 초기투자비용 혹은 유지관리비가 커지면 경쟁력이 떨어지므로 생애주기비용(Life Cycle

Cost, LCC)이 작아야 한다. 시스템 변수에 따라서는 이 모두를 만족하는 경우도 있으나 그렇지 못한 경우에는 획득열량보다, 운영비로 작용하는 보조열량을 그리고 최종적으로는 LCC를 목적함수로 취하는 것이 타당하다. 집열기 설치각도와 같이 설치비·운전비는 차이가 거의 없으면서도 획득열량이 증가하고 보조열량이 감소하며 LCC가 최소가 되는 값이 존재하게 되므로 이 경우에는 목적함수를 획득열량만으로 취하였다.

3.1 집열기 설치각도

최대로 일사를 획득하기 위해 집열기는 지면에서 경사시켜 설치하게 되며, 또한 방향도 정남향을 향하게 한다. 난방용으로만 사용하는 경우에는 설치 지역의 위도보다 큰 각도로 경사시키는 것이 유리하나 연중 사용하게 되는 온수급탕시스템의 경우에는 위도와 같은 각도로 경사시켰을 때 가장

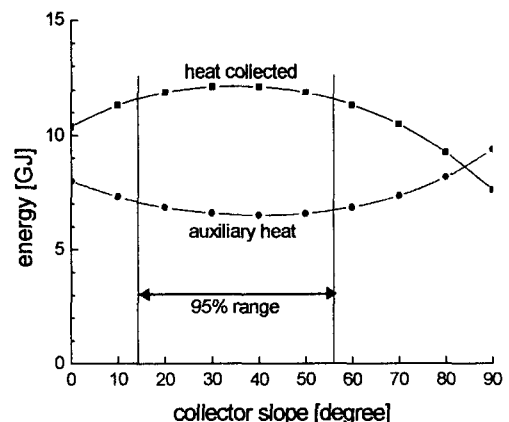


Fig. 3 Acquired and auxiliary heat vs. collector slope.

유리한 것으로 알려져 있다.⁽¹⁾ 설치상의 제약이 따르는 경우에는 부득이 이로부터 벗어나게 되는데 이에 대한 영향을 분석하기로 한다.

집열기 방위를 남향으로 고정한 상태에서 집열기 경사각을 0°에서 90°까지 10°씩 변경하며 시물레이션을 수행하였고 결과를 Fig. 3에 도시하였다. 집열기 경사각이 위도와 비슷한 40° 약간 못미쳐서, 획득열량이 최대이며 보조열원 사용량은 미세하지만 이보다 약간 큰 각도에서 최소값을 보인다. 그리고 15°~55° 범위에서는 최대값의 95% 이내로서 그다지 차이가 없는 것을 확인할 수 있었다. 이로부터 연간 사용이 이루어지는 온수급탕시스템의 경우 경사각이 위도 정도에서 최대를 보이는 것은 기준에 알려진 것과 대체로 일치하나, 일반적으로 추천되는 범위⁽¹⁾인 (위도)±15°보다는 위도에서 2~3° 정도 작은 편에서 ±15°로 하는 것이 유리하며, 이 범위(서울의 경우 20~50°)에서는 최대 획득열량으로부터 불과 2.5% 이내의 차이를 보인다.

Fig. 4는 경사각을 40°로 유지한 상태에서 방위를 동쪽과 서쪽으로 15°씩 바뀌가며 시물레이션을 수행한 결과이다. 획득열량은 정남으로부터 약간 동쪽에서 최소값, 보조열량은 약간 서쪽에서 최소값을 보이나 그 차이는 매우 작으므로 최적 방위각은 정남으로 간주해도 무방하다. (남향)±45° 범위에서는 획득열량 차이가 5% 이내로 나타남을 확인할 수 있었으며, 일반적으로 권장되는 범위인 ±20°는 최대값으로부터 2.5% 이내이다.

동일한 일사량이 집열기에 투사되어도 축열조의 온도가 낮은 오전과 높은 오후의 획득열량이 달라

지게 된다. 이로 인해 보조열량이 최소가 되는 조건이 최대 획득열량의 조건과 미세하지만 달라지는 것으로 보인다. 따라서 운전조건과 무관하게 구한 기존의 최적의 설치조건과 실제의 최적조건에 다소 차이가 나는 것으로 판단할 수 있으나 실용상의 범위에서는 그 차이를 무시해도 상관없다.

3.2 축열조 용량

축열조의 높이와 지름의 비율은 일정하게 유지한 상태에서 축열조 용량을 기준조건 430 L로부터 50%씩 변경하며 시물레이션을 수행하였다. 집열열원 중에는 완전혼합을, 부하측 시수가 하부에서 유입될 때는 성층화를 고려하여, 온도층수를 나타내는 노드 수를 각각 1과 6으로 설정하였다.

Fig. 5은 축열조 용량에 따른 시스템의 획득열량과 보조열원 사용량을 나타낸 것이다. 다른 설계변수가 대체로 최대 획득열량의 조건과 최소 보조열량의 조건이 일치하는 데 비해 축열조 용량의 경우에는 상당한 차이를 보이므로 보조열량의 관점에서 열적인 성능을 평가해야 한다. 축열조 용량이 2.5배(1,075 L)를 넘어서면서 보조열량은 오히려 미세하게 증가하는 것으로 나타났는데, 이는 축열조 용량이 지나치게 커짐으로써 축열조 내부의 온도를 요구하는 급탕온도까지 올리지 못하기 때문인 것으로 분석된다. 따라서 축열조 용량비 2.5 이후의 획득열량의 증가는 유용하게 사용되는 것이 아니기 때문에 축열조를 크게 하는 것은 의미 없는 일이다. 축열조 용량비 1.0 이후에는 보조열량

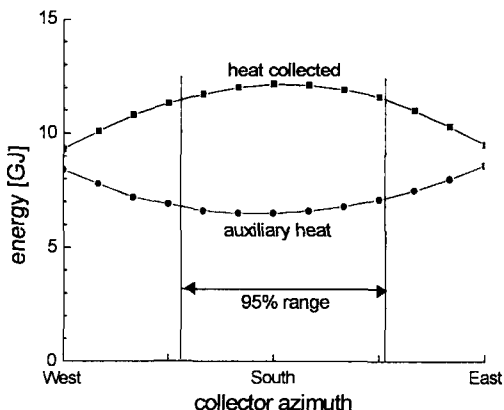


Fig. 4 Acquired and auxiliary heat vs. collector azimuth.

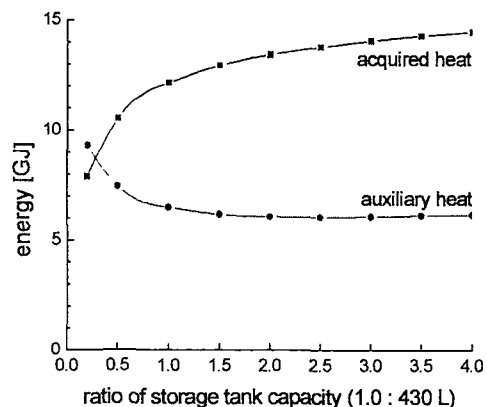


Fig. 5 Acquired and auxiliary heat vs. storage tank capacity.

의 변화가 거의 없으므로, 본 연구에서 채택한 1 m² 당 45 L 정도의 설계값은 타당한 것으로 판단된다. 그러나 이보다 작은 축열조 용량에서는 급격히 획득열량이 감소하고 보조열원 사용량이 증가하는 추세를 보이므로, 본 연구에서 채택한 설계가 열적인 성능면에서 무리가 없는 것으로 볼 수 있다.

집열기 설치각도와 달리 축열조의 경우에는 커질수록 초기비용이 증가하며, 넓은 공간을 차지하게 되고 상용건물이라면 임대공간의 감소로 이어진다. 따라서 열적인 관점에서 최적치를 추구하는 것은 미흡하며 LCC를 목적함수로 취했을 때의 최적용량에 대해서 뒤에서 다루기로 한다.

3.3 펌프 용량

축열조 용량과 더불어 펌프 용량 및 집열기 순환유량에 따라 집열효율 및 획득열량의 변화에 대한 연구는 과거부터 다수 수행되어 왔으며 순환유량이 어느 이상 되면 현격히 획득열량의 이득이 거의 없는 것으로 알려져 있다.⁽⁶⁾ 특히 성층화 유지를 통해 성능의 극대화를 추구하는 경우 유량이 지나치게 커지면 성층화를 파괴하는 문제도 발생한다.

그러나 실제 상황을 전제로 연중사용시 펌프 용량에 따른 획득열량 및 보조열원 사용량의 변화를 파악하는 것은 의미있는 일이므로 펌프 용량을 변화시켜가면서 획득열량 및 보조열원 사용량을 계산하였으며, 그 결과가 Fig. 6이다. 유량이 증가함

에 따라 획득열량이 급격히 증가하다 그 이후에는 점진적인 증가를 보이는 패턴은 이전의 연구결과들과 유사하다.⁽⁶⁾ 하지만 펌프 소요 동력도 증가함으로써 어느 이상의 유량에서는 경제적인 이득이 없음을 쉽게 예측할 수 있다. 물론 큰 용량의 펌프를 사용해야 하므로 초기비용 면에서도 불리해질 수 있어 이를 포함한 경제성 분석에 대해서는 뒤에서 상세히 취급하기로 한다. 본 시스템에서 순환유량을 매우 크게 하면 최대 획득열량은 12.2 GJ 정도로 추정되며 설계기준조건에서의 값은 이에 매우 접근하고 있음을 알 수 있다.

열적인 성능면에서 기준치의 40% 정도의 용량을 갖는 펌프를 채용해도 무난할 듯싶으나, 시간이 경과함에 따라 배관 내의 스케일 형성, 펌프의 열화 등으로 유량이 줄어드는 것에 대비하여 다소 큰 것을 선택하는 것이 일책으로 보인다.

3.4 열교환기 용량

열교환기 역시 펌프 용량과 마찬가지로 집열효율 및 획득열량에 큰 영향을 미치게 된다. 열교환기 용량이 지나치게 작을 경우 축열조내 온도를 충분히 올리지 못할 뿐더러 집열기측 온도를 충분히 낮추지 못해 집열기 입구온도가 높아져 집열효율 및 획득열량의 감소로 이어진다.⁽¹⁾

Fig. 7은 열교환기의 총괄 열전달계수를 변경해가며 시뮬레이션을 수행한 결과로 열교환기의 용량이 증가함에 따라 획득열량은 증가하지만 그 증가폭이 현저히 둔해짐을 확인할 수 있다. 분석 결

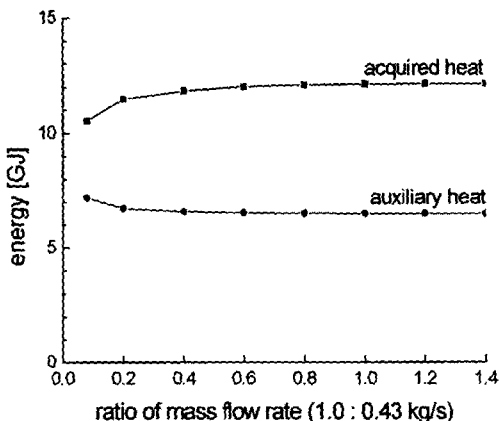


Fig. 6 Acquired and auxiliary heat vs. mass flow rate.

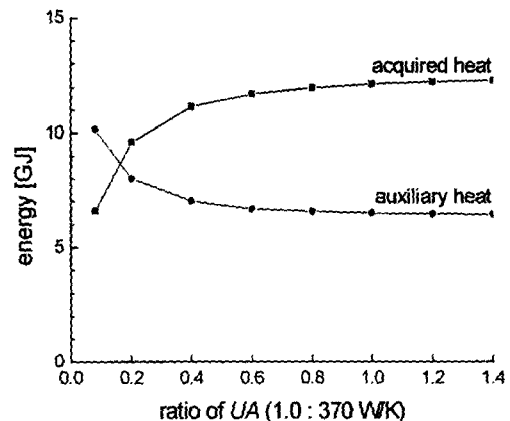


Fig. 7 Acquired and auxiliary heat vs. heat exchanger UA.

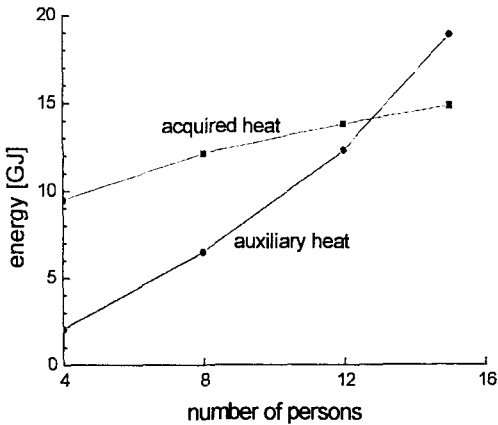


Fig. 8 Acquired and auxiliary heat vs. number of persons.

Table 3 Effects of load variation

[unit: GJ]

| persons | 4 | 8 | 12 | 15 |
|----------------|-------|-------|-------|-------|
| acquired heat | 9.50 | 12.10 | 13.80 | 14.62 |
| heat loads | 7.90 | 15.80 | 23.70 | 29.60 |
| auxiliary heat | 2.00 | 6.50 | 12.30 | 17.18 |
| efficiency [%] | 20.10 | 26.80 | 30.50 | 32.30 |
| solar fraction | 0.74 | 0.59 | 0.48 | 0.42 |

과 본 시스템에 적용된 열교환기로는 획득열량이 12.2 GJ이며, 이상적인 열교환기 혹은 열교환기가 없을 때를 가정한 시뮬레이션 결과인 12.7 GJ의 95% 수준으로 열적인 측면에서는 적절하다고 판단된다. 용량비가 1.0보다 다소 작아도 무방해 보이나, 사용중 발생하는 스케일 등에 의한 성능저하를 고려할 필요가 있다.

3.5 급탕부하량

일반적인 설계라면 먼저 사용인원 혹은 급탕부하를 설정하고 집열면적을 계산하는 방식을 취하게 된다.⁽¹⁾ 만약 주어진 태양열 시스템에 부하량이 증가하는 경우 축열조 평균온도가 저하하여 획득열량이 많아지는 등 운전성능이 상당히 달라지게 된다. 이 경우 LCC면에서 초기비용은 거의 그대로

이나 유지비용 특히 보조열원에 소요되는 에너지 비용이 선형적으로 증가한다. 그러나 사용인원이 많아질수록 보조열원에 의해 공급되는 비율이 증가하여 태양열 의존도가 0.5 이하로 떨어지게 되고 현격히 작아지는 경우 태양열시스템이라고 할 수 있을지 의구심이 생긴다. 따라서 최적설계 및 LCC 관점에서 최적치를 논하는 것은 무리이다. 이에 대한 것은 후에 타 시스템, 예를 들면 가스온수기나 열펌프와의 경제성 비교를 통해 적절한 값을 제시할 수 있을 것으로 판단되며 후속 연구에서 다루기로 한다.

사용인원을 변화시켰을 때의 열적 성능에 대한 결과를 Fig. 8 및 Table 3에 정리하였다. 사용인원이 늘어남에 따라 획득열량도 증가하게 되나 12인을 넘어서면서 증가추세가 둔화되며, 보조열량은 급격히 증가하게 된다. 집열운전 시간 중에 샤워하는 인원의 증가로 축열조 및 집열기 입구의 온도가 낮아지면서 집열효율이 상승하는 것으로 해석할 수 있다. 반면에 급탕에 소요되는 부하 중 태양열로 공급하는 비율인 태양열 의존도는 사용인원이 증가함에 따라 현격히 감소하게 된다.

4. 경제성 분석

4.1 LCC 분석을 위한 방법 및 가정

경제성 평가 방법의 하나인 LCC 분석은 시설물의 생애주기 동안 발생하게 될 초기투자, 운영, 유지관리 및 최종적인 처분에 이르기까지 발생하게 될 모든 비용을 현재의 가치로 합산하여 최소 LCC를 갖는 대안을 도출하게 된다.⁽⁷⁾ 시설물의 도입 여부를 묻는 의사결정단계에서 에너지절약 및 투자규모를 결정하는 데 유용한 방법이다.

분석방법은 실험에 사용된 Table 1의 상태를 기준안(basecase)으로 하고, 축열조 용량, 펌프 용량 및 집열기 순환유량 등의 설계인자를 변경시킨 시스템을 대안(alternative)으로 선정하였다. 기준안과 대안들의 경제성 평가를 통해 설계인자가 LCC에 미치는 영향을 분석하고 최종적으로 최적화된 시스템을 도출하게 된다. 이를 계산하기 위한 프로그램으로는 미국 국립표준연구소(NIST)에서 개발한 BLCC 5.1을 사용하였다.⁽⁷⁾

분석시점 및 기간은 편의상 2004년 1월 1일부터 태양열 온수급탕 시스템의 내용연수를 고려하여

20년으로 설정하였다. 분석기간 중 고려하고자 하는 비용의 발생시점이 서로 다르기 때문에 미래의 어느 시점에서 발생하게 될 비용을 동일한 기준시점(기준이 현재라면 현가법이라 부름)으로 환산해야 할 필요가 있다.⁽⁸⁾ 따라서 본 논문의 현가환산율은 1996년 이후 8년간 한국은행 장기예금 이자율(7.94%)과 1980년 이후 약 20년간 소비자 물가지수 변동률(3.37%)을 근거로 4.42%로 결정하였다. 일반적인 물가변동과 상당히 다른 양상을 띄게 되는 에너지의 가격 변동률은 1983년 이후 20년간의 가격변동 추이를 통해 전기는 매년 1.71%, LNG는 1.61%의 인상을 할 것으로 예상하였다.

4.2 각 비용항목 설정

기준안인 6kW급 태양열 온수급탕 시스템의 공사비내역을 Table 4에 정리하였다. 초기투자비는 보조열원인 가스온수기 설치비 78만원을 포함하여 638만원이 소요되는 것으로 나타났다. 시스템의 감가상각 및 잔존가치는 법정 내용연수를 근거로 매년 일정비율로 감소(정액법)한다고 보았다.⁽⁸⁾ 요소기기별 내용연수는 집열기 20년, 펌프 및 축열조는 15년, 가스온수기는 10년으로 선정하였다. 따라서 분석시점으로부터 10년이 지난 후 보조열원, 15년에 펌프 2대와 축열조 1대를 교체하는 것으로 계산하였다. 분석대상의 유지비는 브라인 보충으로 매년 8천원이 소요되는 것으로 하였다.

타당한 LCC 분석을 위해 면밀히 검토해야 할 중요인자로 에너지 비용을 들 수 있다. 시스템에서 획득한 열량은 태양으로부터 무상으로 공급받을 수 있기 때문에 비용으로 환산할 필요는 없다. 펌프에 소비되는 전기비용도 시뮬레이션 결과인 작동시간에 전기단가를 적용하여 쉽게 산출할 수 있다. 다만 보조열원 사용량에 대한 시뮬레이션 결과는 기기의 열손실이 고려되지 않은 순 에너지량의 형태로 출력된다. LCC 분석을 수행하기 위해서는 에너지량을 연료소비량으로 환산할 필요가 있다. 가스온수기의 열효율을 80%, 예열손실을 5%로 하여 총 25%의 손실이 발생하는 것으로 가정하였으며, 연료인 LNG의 저위발열량으로 39.8 MJ/m³ (9,500 kcal/m³)을 적용하였다.⁽⁸⁾

에너지 가격은 공급업체의 요율을 기준으로 결정하게 되는데, 시스템이 소형기숙사 혹은 공공건물에 적용되는 것을 전제로 일반용 전기단가를 적

Table 4 Cost list of basecase

| item | cost [won] | unit | service life [year] |
|-----------------------------|------------|--------|---------------------|
| collector | 450,000 | 4 | 20 |
| storage tank | 550,000 | 1 | 15 |
| pump | 1st | 47,000 | 1 |
| | 2nd | 33,000 | 1 |
| auxiliary heater | 550,000 | 1 | 10 |
| construction and the others | 3,400,000 | - | - |
| total | 6,380,000 | 1 | 20 |

용함으로써 세금을 포함하여 74.85 원/kWh으로 하였다. 그러나 주택용 전기요금에는 누진요금이 적용되며, 5인 가족의 가정(전기 사용량 300~400 kWh 정도)에 시스템이 설치된다고 하였을 때 이에 대한 전기단가는 235.2 원/kWh로서 일반용의 약 3배이다. 보조열원의 연료인 LNG의 경우 서울·경기지역 공급업체들의 단가를 평균하고 여기에 세금을 포함한 516.03 원/m³으로 하였다.

4.3 용량 변경에 따른 LCC 분석

열적 성능면에서 축열조 용량은 기준 조건의 2.5 배인 1,075 L일 때 보조열량이 최소인 것으로 나타났다. 이를 반영할 경우 축열조 용량 증가에 따른 가격 상승, 즉 초기투자비 및 교체비 항목의 증가

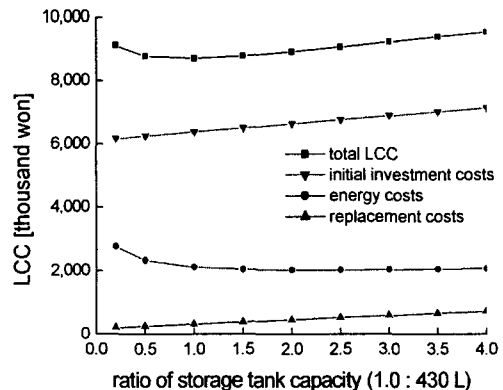


Fig. 9 LCC vs. storage tank capacity.

로 직결된다. 따라서 최적설계조건은 최소 LCC를 만족하면서 열적 성능이 어느 정도 유지하는지를 확인하는 방법이 타당하다.

축열조의 가격은 430 L일 때 55만원으로 하였으며 제품화된 축열조의 용량별 가격 분포를 바탕으로 축열조 용량이 기준 조건의 50%씩 증가할 때 마다 12.6만원씩 증가하는 것으로 하였다.

Fig. 9은 축열조 용량에 따른 LCC 분석 결과로서 최소 LCC가 존재하며 이때가 가장 경제적인 조건이다. 축열조 용량비가 0.5에서 1.0을 약간 상회하는 범위에서 최소의 LCC를 보이나, 열적 성능 즉 보조열량 최소의 조건도 어느 정도 만족시키기 위해서는 용량비 1.0 정도가 최적이라고 결론지을 수 있다. 6 kW급 시스템을 전제로 하나 집열면적 1 m² 당 축열조 용량 45 L 정도의 설계기준은 열적·경제적 성능을 만족하는 적합한 조건임을 확인할 수 있다. 최적범위보다 축열조 용량이 작아지면 Fig. 5와 같이 획득열량이 감소하고 보조열량이 증가하여 운영·유지비인 에너지 비용이 많이 소요된다. 반면에 지나치게 커지면 설치비 등의 초기 비용이 증가하여 경제성을 떨어뜨리는 요인으로 작용한다. LCC 분석에는 포함되지 않았지만 이 경우 넓은 면적을 차지하게 되어 효율적인 공간이용에도 장애가 된다.

한편 펌프용량에 대한 LCC 분석을 위해 시판되는 펌프들 중 적용 가능한 범위를 대상으로 펌프 특성곡선을 입수하고, 배관특성곡선과의 교차점으로부터 순환유량을 계산하였다. LCC 결과를 Fig. 10과 Table 5에 정리하였는데 분석이 용이하도록 에너지 비용을 가스와 전기로 구분하였다. 순환유

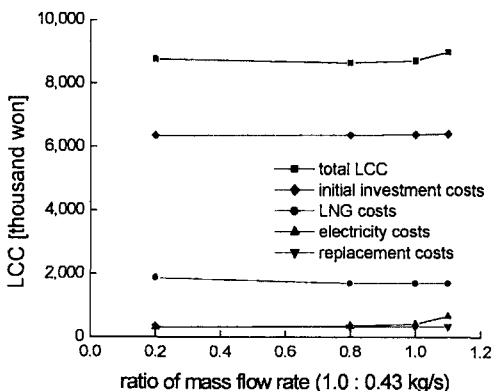


Fig. 10 LCC vs. mass flow rate.

Table 5 Variation of life cycle cost according to mass flow rate

(unit : thousand won)

| ratio of mass flow rate | 0.2 | 0.8 | 1.0 | 1.1 | |
|-------------------------|------------------|------------------|------------------|-------------------|----------------|
| total cost | 6,349 | 6,366 | 6,389 | 6,402 | |
| energy cost | LNG | 2,887 | 2,808 | 2,998 | 3,796 |
| | electricity | 318 (1,002) | 361 (1,102) | 411 (1,294) | 664 (2,092) |
| OM&R | 105 | 105 | 105 | 105 | |
| replacement | 313 | 322 | 334 | 341 | |
| residual | -210 | -216 | -224 | -228 | |
| total LCC | 8,761 (9,444) | 8,644 (9,345) | 8,708 (9,602) | 8,987 (10,415) | |

() : domestic electricity cost

량이 증가할수록 보조열원 사용량을 나타내는 LNG 비용은 감소하는 반면 펌프 소요동력에 대한 비용인 전기료는 상승하게 된다. 펌프별로 비용의 차이는 크지 않아 초기 투자비와 교체비는 전반적으로 일정하게 나타나는 반면 펌프의 소비동력은 상대적으로 차이가 커서 전기료의 변화가 비교적 두드러지게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 따라서 순환유량이 커질수록 총 LCC에 대해 전기요금의 민감하게 작용하는 것으로 나타났다. 분석 결과 LCC를 최소로 하는 조건이 존재하며 기준안보다 20% 작은 0.344 kg/s 근방에서 최적값을 보였다. 또한 Table 5에서와 같이 주택용 전기단가를 적용하였을 때도 전기비용과 총 LCC는 증가하지만 일반용 전기단가를 적용한 것과 같은 경향을 보이며 최적 LCC를 만족하는 유량에는 변화가 없다. 앞서 논의한 바와 같이 최적유량에서는 열적인 성능도 충분히 만족하나, 노후화되면서 배관계통의 스케일, 펌프의 성능저하 등으로 유량이 줄어드는 것을 고려하면 설계상 이보다 다소 큰 것을 선택하는 것이 적합하다.

이밖에 열교환기의 용량도 LCC에 영향을 미치는 것은 하나 초기투자비에서 차지하는 비중이 크지 않고 용량에 따른 가격차이도 크지 않으며, 유지비 중 전기요금에도 거의 무관하므로 열적 성능을 만족하는 범위에서는 거의 LCC에 변화가 없다.

5. 결 론

검증된 모델링 및 시뮬레이션을 통해 6 kW급 태양열 온수급탕 시스템의 최적설계 및 운전조건을 제시하였다. 최적조건인 목적함수로는 획득열량, 보조열량, LCC를 취하였으며 상충하는 경우에는 후자에 비중을 두었다. 서울에 설치된 것을 전제로 할 때 다음의 결과를 얻을 수 있었다.

(1) 집열기의 경사각 및 방위각을 변화시켜가면서 획득열량이 최대가 되는 조건을 제시하였다. 최대치의 97.5% 이상이 되는 범위는, 경사각 20~50°, 방위각은 (정남) $\pm 20^\circ$ 이었으며, 일반적으로 알려진 조건과 대체로 일치하였다. 95%의 경우에는 이보다 훨씬 넓어 경사각 15~55°, 방위각 (정남) $\pm 45^\circ$ 로서 열성능에 큰 변화없이 유연성있는 설치가 가능하다.

(2) 축열조의 용량증가는 획득열량의 점진적인 증가로 이어지나 보조열량은 최소치를 보인 후 다시 증가하는 추세를 보임으로써 열적 최적치가 존재함을 확인하였다. LCC를 최소로 하는 축열조 용량은 집열면적 1m² 당 45 L 근방으로서 열적 최적치와 거의 일치하였다.

(3) 시스템 순환유량의 증가는 획득열량의 증가와 보조열량 감소로 이어지나 어느 이상이면 거의 변화가 없고, 반면에 펌프 소요동력만 증가하게 되어 최소 LCC가 존재하게 된다. 열적 성능을 만족하고 최소 LCC를 보이는 순환유량은 0.344 kg/s이다.

향후 사용인원을 주요변수로 하여 LCC 분석을 통해 가스온수기 및 열펌프 등과의 경쟁력 강화방안에 대해 심도있는 대책을 제시할 예정이다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단 지원 에너지기술학술진흥사업(2002-N-SO03-P-02-0-000-2003)에 의해서 수행되었음.

참고문헌

1. Korean Solar Energy Society, 2001, Solar Energy Handbook, Taerim, pp. 369-416.
2. SAREK, 2001, SAREK Handbook, Vol. 4, pp. 1.4-1.
3. Kim, J. H., Kim, S. S., Choi, B. S. and Hong, H., 2004, Verification experiment and analysis for 6 kW solar water heating system part 1 : Verification experiment, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 2, pp. 128-134.
4. Choi, B. S., Kim, J. H., Kang, Y. T. and Hong, H., 2004, Verification experiment and analysis for 6 kW solar water heating system part 2 : Modelling and simulation, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 6, pp. 556-565.
5. Solar Energy Laboratory, 1994, TRNSYS Reference Manual, University of Wisconsin at Madison.
6. Choi, K. H., Shim, T. C., Lee, J. S. and Baek, H. S., 2002, Design of the solar active heating system for apartment housing, Proceedings of the SAREK Winter Annual Conference, pp. 623-628.
7. Fuller, S. K. and Petersen, S. R., 1995, Life-Cycle Costing Manual for the Federal Energy Management Program, NIST.
8. SAREK, 2001, SAREK Handbook, Vol. 1, pp. 2.6-1.
9. Duffie, J. A. and Beckman, W. A., 1991, Solar Engineering of Thermal Process, John Wiley & Sons, pp. 487-512.