

태양열 축열조 열전달 특성에 관한 실험적 연구

임태인 · 강용혁* · 윤환기* · 유창균* · 곽희열* · 문승현*
윤현식** · 조재광 · 나은수***

한밭대학교 환경공학과, *한국에너지기술연구원
제주대학교 에너지공학과, *한국기계연구원

Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics of the Solar Hot Water Storage Tank

Tae-In Ohm, Yong-Hauck Kang*, Hwan-Ki Yoon, C G Ryu*,
Hee-Youl Kwak*, Sung-Hyun Moon*, Hyun-Sik Yoon**
and Jae-Kwang Cho, Eun-Soo Na***

Department of Environmental Engineering, Hanbat National University
*Korea Institute of Energy Research

**Department of Nuclear and Energy Engineering, Cheju National University
***Korea Institute of Machinery & Materials

요 약

본 축열탱크 열전달에 관한 실험적 연구는 국내에서 개발하고 있는 태양열 온수기용으로 현재 널리 이용되고 있는 탱크-코일 방식의 문제점을 해결하면서 열전달 효율이 높은 2중 축열탱크를 개발하기 위한 것이다. 2중 축열탱크의 용량은 100리터로서 수평 및 수직형으로 설치하여 실험이 가능하도록 설계·제작하였고 탱크내부의 온도는 길이방향 및 반지름 방향으로 각각 등간격으로 설치하여 측정하였고 집열매체의 입·출구온도를 동시에 측정하였다. 실험결과는 (1) 축열탱크의 형태에 관계없이 축열탱크와 열교환을 하는 열매체의 유량이 증가할수록 열전달량은 증가한다. (2) 축열탱크의 형태에 따른 탱크내부 물의 온도 상승속도는 수직형(b)인 경우가 가장 크고, 그 다음 수직형(a), 수평형의 순으로 나타났다. 따라서 이중탱크형의 축열탱크는 수평형 보다 수직형이 동일한 용량의 축열매체 온도를 신속히 상승시킬 수 있다. 아울러 열성층화에 의하여 고온의 축열매체를 이용할 경우 수직형 축열탱크가 더욱 우수한 결과를 나타낸다. (3) 축열탱크 열전달계수(UA) 값은 $(T_{in}-T_{out})/\Delta T_m$ 의 크기에 좌우되며, 열전달계수를 설치 방법에 따라 비교하면 수직형(b)>수직형(a)>수평형의 순서로 나타났다.

Abstract — The heat transfer characteristics of horizontal and vertical mantle heat storage tank have been studied in order to replace the tank-coil heat exchanger for application in thermosyphon solar water heater. The volume of the experimental storage tank is 100 liters. The temperature was measured at 9 points along the direction of length and radius of the tank. The results of the experiment are as follows; (1) The higher heat transfer rate is, the more flow rate of collector media is, regardless of the configuration of the mantle heat storage tank. (2) The rate of temperature increase inside of mantle tank is highest in vertical tank (b), is middle in vertical tank (a) and is lower in horizontal tank. The vertical tank is better than horizontal tank in view of temperature increase with the same volume. Also vertical tank is effective if thermal stratification is employed in tank. (3) The heat transfer coefficient (UA) of mantle tank is depend upon the $(T_{in}-T_{out})/\Delta T_m$ value and the configuration of installation. Experimental result of heat transfer coefficient (UA) of the tank configuration is as follows; vertical tank (b)>vertical tank (a)>horizontal tank.

1. 서 론

최근 대체 에너지에 대한 중요성이 새삼 강조되면서 태양열이 에너지원으로 크게 주목을 받고 있는 것은 주지의 사실이다. 이 태양열은 대체 에너지로서의 중요성 뿐만 아니라 화석 에너지가 가지고 있는 가장 큰 문제점인 환경 공해물질이 배출되지 않는다는 점에서 태양열 에너지의 보급은 매우 절실한 과제이다. 특히 우리나라와 같이 부존 에너지 자원이 빈약한 국가에서는 향후 에너지 위기 극복뿐만 아니라 환경 공해 문제가 날로 심각해지는 현실을 감안할 때 태양열 에너지의 중요성은 매우 높다.

1997년 12월 교토 환경의정서가 체결되면서 지구온난화 문제를 해결하기 위하여 화석연료의 사용량 1995년 수준으로 유지해야 하므로 우리나라와 같이 화석에너지 다소비 산업 국가에서는 막대한 타격을 받을 것이 확실한 사실이다. 특히 지구의 오존층 파괴와 온난화 현상을 유발하는 고체 연료의 사용이 크게 제한을 받을 것이고, 나아가 유류까지 영향을 받게 될 것이다. 이와 같이 화석연료의 사용이 제한되므로 액화 천연가스(LNG)와 같은 청정 연료의 사용이 증가하게 되어 가격 상승이 예상된다.

이러한 현실을 감안할 때 우리는 화석연료를 대체할 수 있는 공해물질이 유발되지 않는 청정 에너지를 개발하지 않으면 안 된다. 이러한 관점에서 태양열은 국내 여건에 가장 적합한 대체에너지 기술이다. 태양열 이용 기술 개발은 1980년대부터 한국에너지기술연구원과 대학에서 이루어져 현재는 태양열 온수기 분야에서는 선진국과 대등한 수준이다. 그리고 그간 정부에서도 태양열 보급에 재정적인 지원까지 실시하여 현재 국내에 널리 보급된 기술이다.

그 동안 국내에서 가정용 및 산업용으로 이용된 태양열 집열판 시스템은 평판형으로 집열판에 흑색의 크롬과 선택적 흡수재를 코팅하여 태양열을 흡수하고 이 집열판에 열매체가 유동하는 지관을 설치하여 열매체가 태양열을 흡수하는 열사이펀(thermosyphon) 방식이다. 이 방식의 태양열 온수기는 형태가 단순하고 가정용으로 사용할 경우 가격이 저렴하고 성능이 우수하기 때문에 널리 이용되고 있다. 열사이펀 형태의 태양열 온수기는 집열판에서 가열된 집열매체가 온수탱크로 직접 유입되어 혼합되는 형태와 집열매체와 탱크내 온수가 열교환에 의하여 저장되는 형태로 구분할 수 있다. 집열매체와 온수가 직접 혼합되는 온수탱크는 열역학적으로 효율적이지만 동절기에 집열매체인 물이 결빙되어 집열판의 상승관을 파손할 위험이 있다. 그러므로 동절기에 영하로 기온이 떨어지는 지역에서는 부동액을 첨가한 작동유체를 사용하여 집열판과 온수탱크를 밀폐 루프형으로

여 온수탱크내에서 열교환장치를 이용하여 온수를 가열하는 형태를 사용하고 있다.

밀폐형 루프로 구성된 열매체는 태양열 집열판에서 가열되어 밀도차에 의하여 온수탱크내의 열교환 파이프로 이동하며, 온수탱크에서는 공급된 냉수와 간접 열교환을 거쳐 다시 집열판으로 되돌아온다. 그리고 온수탱크에서는 집열판에서 가열된 집열매체에 의하여 탱크내 냉수가 가열될 경우 탱크는 서서히 열팽창을 하게 된다. 탱크가 열팽창을 한 후 사용자가 온수를 사용할 경우 온수탱크는 급격히 수축되므로, 온수탱크는 팽창과 수축을 빈번히 하므로 탱크 모통이 용접부위에 피로하중이 집중된다. 또한 SUS304 계통의 스테인레스강은 수돗물에 극소량 잔존하는 염소 성분에 의하여 용접부위에서 부식이 진행되어 2년 이상 사용하기가 어렵다.

그러므로 본 연구에서는 스테인레스강의 문제점인 팽창·수축에 의한 피로하중과 염소성분에 의한 부식을 방지하면서 사용할 수 있는 연강으로 탱크를 제작하여 탱크의 설치 방향에 따른 총중비 변화와 집열매체의 유속 변화에 따른 열교환성능 실험을 수행하였다. 2중 원통형인 탱크의 내부 축열매체의 체적은 100리터, 외부탱크인 집열매체의 체적은 약 6.4리터이고 탱크 지름과 길이 비를 약 1:2.4로 제작하였다.

2. 열전달 이론

열교환장치를 사용한 열사이펀식 태양열 온수기에 대해서 그간 많은 연구가 이루어졌으나 열교환기의 형태와 배치에 국한되었다. 1981년 Mertol *et al.*은 열사이펀식 태양열 온수기에 사용되는 열교환장치를 수치해석하기 위하여 수직탱크의 하단에 설치한 나선형 동관으로 제작된 것을 사용하여 열전달 계수를 일정하게 가정하여 계산하였다. 1987년 Webster *et al.*은 프로필렌 글리콜을 집열매체로 사용하여 온수탱크에서 열교환 성능을 검증하기 위하여 동파이프 열교환장치를 사용한 실험을 수행하였고 이 실험에서 탱크내 성층화를 직접 열교환장치와 비교하였다. 1990년 Parent *et al.*은 탱크에서 셀-튜브 방식을 이용하여 성층화에 의한 밀도차로 유동하는 자연대류 루프를 분석하였다. 또한 1995년 Fraser *et al.*은 자연대류 유동에 의한 외부 열교환장치를 정의하였으며, 태양열 온수기를 이용한 자연대류 열교환장치에 많은 연구를 수행하였다.

그러나 현재 많이 사용되고 있는 2중 탱크 형태의 열교환장치 성능에 대한 연구는 다른 분야에 비하여 상대적으로 미진하였으며, 1993년 Baur *et al.*은 에너지평형식을 풀기 위하여 Nusselt수를 이용하여 평판사이의 층류와 유한차분에 대한 경험적인 상관관계를 구하여 평

프에 의하여 순환하는 태양열 온수기의 수직형 2중 탱크를 연구하였다. 이들의 연구에 의하면, 2중 탱크형 열교환장치는 단일장치내에서 온수탱크와 열교환기가 조합되므로 간단하고 다른 코일형 열교환기에 비하여 전열면적이 넓은 장점이 있음이 입증되었다. 또한 1996년 Shah와 Furbo는 2중 탱크의 열성충화에 대한 연구를 수행하였으며 1994년에는 Buenconsejo는 수평형 2중 탱크의 열교환기에 대한 연구를 가시화 실험을 통하여 수행하였다.

본 연구는 동일한 2중 온수탱크를 수평 및 수직형으로 설치하여 항온조 시스템을 이용하여 집열매체의 온도 및 유량을 변화시키면서 온수탱크의 열전달 실험을 수행하였다. 2중 온수탱크 외부를 유동하면서 내부 축열탱크에 전달하는 열량은 200리터 용량의 항온조에서 거의 일정한 온도, 속도를 유지하므로 축열탱크에서의 에너지 평형식은 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{in} - T_{out}) = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad [\text{kcal/hr}][\text{W}] \quad (1)$$

- 위의 식에서 T_{in} : 열교환기 입구 집열매체 온도[°C]
- T_{out} : 열교환기 출구 집열매체 온도[°C]
- \dot{m} : 집열매체 질량 유량[kg/hr]
- C_p : 집열매체의 정압비열[kcal/kg · °C]
- U : 총괄열전달계수[kcal/m² · hr · °C]
- A : 열전달면적[m²]
- ΔT_m : 축열 매체와 집열매체의 평균온도차 [°C]

평균온도차 ΔT_m 은 이중 축열탱크에서 검사체적(control volume) 내부 유동을 병류(parallel flow)로 가정하여 Fig. 1과 같다.

검사체적에서 열량 dq는 식(2)와 (3)처럼 나타낼 수 있다.

$$dq = -\dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot dT_h = -C_h \cdot dT_h \quad (2)$$

$$dq = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \cdot dT_c = C_c \cdot dT_c \quad (3)$$

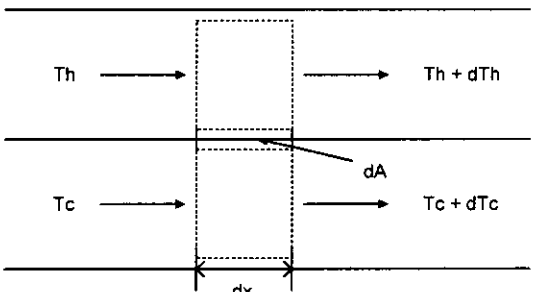


Fig. 1 Control volume of mantle tank.

여기서, 하첨자 h : hot i : inlet
 c : cool o : outlet

미소면적 dA를 통하여 전달되는 에너지는,

$$dq = U \cdot dA \cdot \Delta T \quad (4)$$

여기서, $\Delta T = T_h - T_c$
 $d(\Delta T) = dT_h - dT_c$

식(2)와 (3)으로부터,

$$dq = \frac{d(\Delta T)}{\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c}} \quad (5)$$

식(5)를 식(4)에 대입하면,

$$\frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U dA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (6)$$

식(6)의 양변을 구간 1-2에 걸쳐서 적분하면 식(7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (7)$$

식(7)은 다시 정리하면 식(8)과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) &= -UA \left(\frac{T_{h1} - T_{h2}}{q} + \frac{T_{c2} - T_{c1}}{q} \right) \\ &= -\frac{UA}{q} [(T_{h1} - T_{c1}) - (T_{h2} - T_{c2})] \end{aligned} \quad (8)$$

여기서, $\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c1}$, $\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c2}$ 이며, $T_{h1} = T_{h,i}$, $T_{h2} = T_{h,o}$, $T_{c1} = T_{c,i}$, $T_{c2} = T_{c,o}$ 라 표시하면, 식(8)은 다음식과 같이 표시할 수 있다.

$$q = -UA \frac{(T_{in} - T_{c1}) - (T_{out} - T_{c2})}{\ln[(T_{out} - T_{c2}) / (T_{in} - T_{c1})]} \quad (9)$$

$$\therefore \Delta T_m = \frac{(T_{in} - T_{c1}) - (T_{out} - T_{c2})}{\ln[(T_{in} - T_{c1}) / (T_{out} - T_{c2})]} \quad (10)$$

그러므로 에너지 평형식(1)과 식(9)를 이용하여 축열탱크의 열교환기 전열계수, UA는 다음과 같이 표시된다.

$$UA = \dot{m} \cdot C_p \frac{(T_{in} - T_{out}) \cdot \ln[(T_{in} - T_{c1}) / (T_{out} - T_{c2})]}{(T_{in} - T_{c1}) - (T_{out} - T_{c2})} \quad (11)$$

축열탱크로 전달되는 열량은 동일한 유량에 일정한 비열을 가진 유체에 대하여 열매체의 입출구 온도차로 나타낼 수 있으며, 이는 축열탱크 내부의 열교환방식에 따른 평균온도차와 열전달 계수(UA)로 나타낼 수 있다. 축열탱크 열교환기 전열계수, UA는 식(10)과 식(11)에서

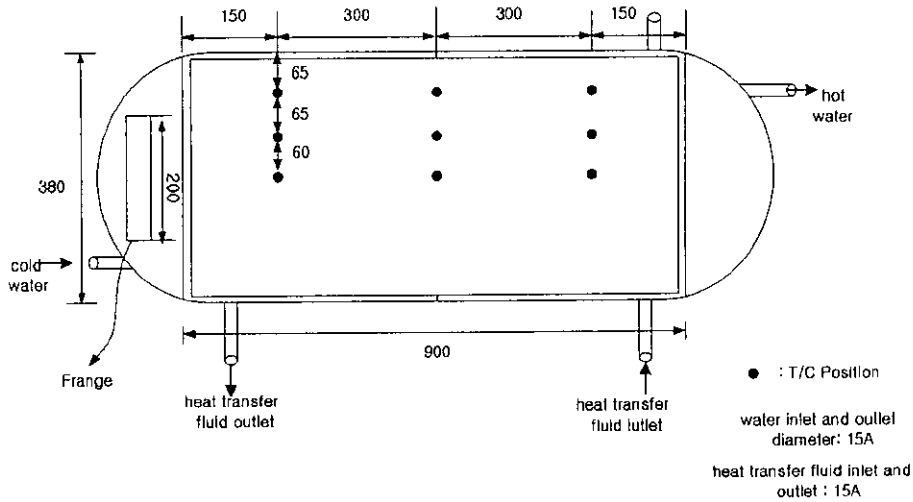


Fig. 2. Schematic diagram of hot water storage tank.

볼 수 있듯이 $(T_m - T_{out})/\Delta T_m$ 의 값에 비례한다.

3. 실험장치

태양열 온수기의 축열탱크 열전달 성능 시험은 태양열 집열판에서 가열된 집열매체가 축열탱크내로 유동하는 동안 집열매체와 축열매체 사이에서 간접 열전달에 의해 효과적으로 열을 회수하여 사용하기 위한 것이다. 축열탱크에서 집열매체와 축열매체 사이의 열전달 성능이 우수할 경우 축열탱크 크기를 축소할 수 있으므로 제작비 절감 및 설치 장소의 제약을 완화시킬 수 있다. 이를 위하여 본 연구에서는 2중 축열탱크를 제작하여 수평, 수직형에 대하여 집열매체 입·출구의 온도 변화와 유량 변화에 따른 실험을 수행하여 열전달 특성을 파악하였다.

축열탱크는 원통형으로 외부통의 지름이 380 mm, 길이 900 mm, 축열매체를 저장하는 내부통과 외부통 사이의 집열매체 자켓의 간격이 6 mm로서 체적은 6.3 l이며 내부통의 축열매체 체적은 100 l이고 재질은 SUS304, 두께는 3 mm이다. 축열탱크 내부통의 온도를 반지름 방향 3점, 길이방향 3점으로 전체 9점에서 축열매체의 온도를 T-type 열전대를 사용하여 측정하였다. 집열매체의 입·출구온도는 축열탱크에 인접한 위치에서 측정하였고 축열탱크는 단열재를 사용하여 외부로 열방출을 방지하였다.

시험방법은 KS B8201에 준하여 실시하였으며 정리하면 다음과 같다. 3종류의 집열매체를 일정한 유량(분당 1.2, 2.4, 3.6리터)을 유동하면서 다음의 측정방법에 따라 실험을 수행하였고, 식(11)을 이용하여 열교환기 전

열계수를 구하였다.

집열매체 유량은 분당 1.2, 2.4, 3.6리터로 일정하게 유지한 상태에서 집열매체의 온도를 초기 축열탱크내 축열매체의 온도보다 45°C 높게 유지하면서 실험을 지속적으로 실시하여 축열탱크내 온도가 상승하여 집열매체 입·출구 온도차이가 약 3°C 이하가 될 때까지 수행하였다. 집열매체 탱크는 100리터 용량의 항온조 2개를 사용하여 균일한 온도를 유지하도록 하였으나 항온조 온도 제어시스템이 정교하지 못하고 항온조 용량이 부족하여 집열매체 입구온도가 약간 불규칙한 경향을 나타내고 있다.

데이터 측정은 설정된 집열매체 질량유량에 대하여 축열매체 평균온도(T_{bulk})가 2~5°C 상승할 때마다 (a) 열교환기 입구 집열매체 온도, (b) 열교환기 출구 집열매체

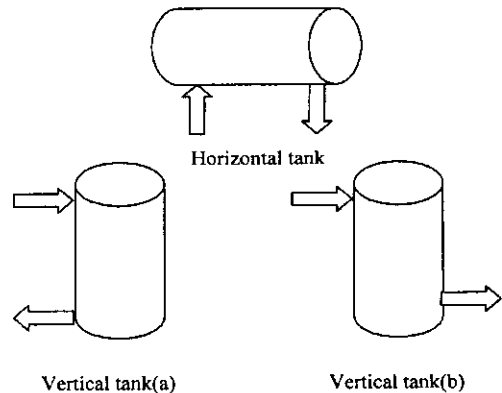


Fig. 3. Configurations of hot water storage tank installation.

온도, (c) 축열매체내 9점의 온도 및 평균온도, (d) 집열매체 질량유량을 측정한다.

본 연구에서 사용한 태양열 축열탱크의 사양은 Fig. 2에 제시하였으며, 수평형 축열탱크 및 수직형 축열탱크 2 종류는 Fig. 3에 각각 제시하였다.

4. 결과 및 고찰

4-1. 온도분포

항온조로부터 일정한 온도 및 유량의 집열매체를 유동시키면서 축열탱크내 유체의 온도 및 집열매체의 입·출구의 온도분포를 시간에 따라 표시하면 유량값, 축열탱크 형태(수평, 수직(a), 수직(b)) 및 집열매체 입구온도와 축열탱크의 온도차이에 따라 약간의 변화는 있지만 집열매체의 입·출구의 온도분포는 실험초기에는 급격히 증가한 후 일정한 시간이 경과하면 거의 일정한 값을 나타내게 된다. 본 실험에서는 축열탱크 내부의 온도와 집열매체 출구온도 차이가 3°C 될 때까지 실시하였다.

집열매체 탱크는 100리터 용량의 항온조 2개를 사용하여 균일한 온도를 유지하도록 하였으나 항온조 내부의 매체 혼합이 균일하지 못하고 항온조 용량이 본 축열탱크 용량(100리터)에 비하여 부족하여 집열매체 입구온도가 약간 불규칙한 경향을 나타내고 있다. 또한 본 실험에서 초기 약 7~20분 정도는 항온조와 실험장치 사이에서 냉각효과와 정상상태 도달에 필요한 시간으로서 실제 안정적인 실험결과는 점선으로 표시한 시간 이후부터이다.

Fig. 4~Fig. 6은 실험초기 열매체 입구온도(T_{in})와 축열탱크 중심축 온도(T_{tank})의 차이가 45°C이고 집열매체 유량이 분당 1.2리터일 때의 수평형, 수직형(a) 및 수직형(b)의 내부온도, 집열매체 입구온도 및 출구온도 분포를 나타내고 있다. 그럼에 나타난 바와 같이 온도 분포는 수평형 축열탱크 내부 온도는 실험시간(약 250분) 등

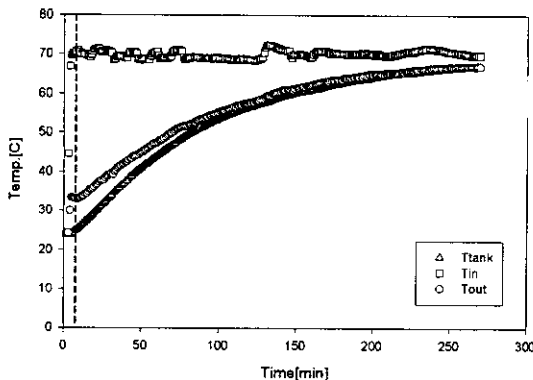


Fig. 4. Temperature distribution of horizontal tank according to elapsed time for 1.2 lpm flow rate.

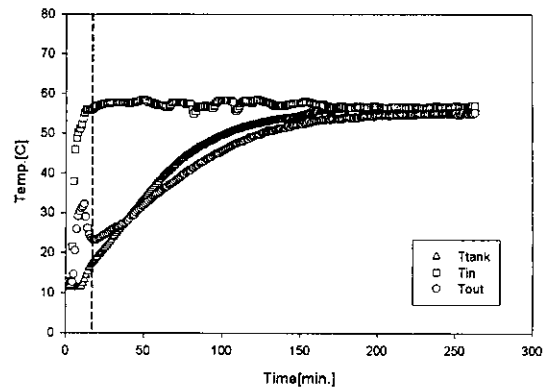


Fig. 5. Temperature distribution of vertical tank(a) according to elapsed time for 1.2 lpm flow rate.

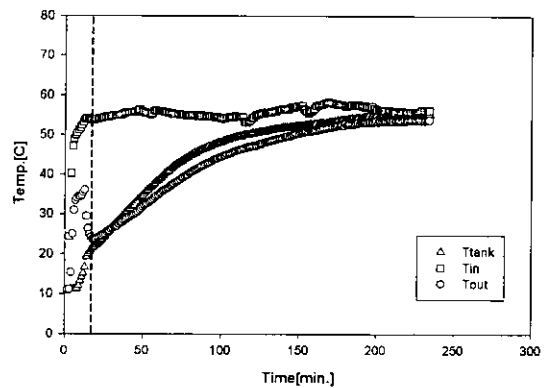


Fig. 6. Temperature distribution of vertical tank(b) according to elapsed time for 1.2 lpm flow rate.

안 집열매체 출구 온도보다 높지 않으나, 수직형 축열탱크에서 탱크 내 온도는 일정시간 경과 후 집열매체 출구 온도보다 높게 나타나고 있다. 이런 현상은 수직형에서 축열탱크 반경에 대한 높이의 비가 수평형에 비교하여 크므로 축열탱크 내 열매체의 성층화 영향이 두드러지기 때문이다. 축열탱크 내 중심온도가 열매체 출구온도와 가까워지는 시점은 수직형(a)인 경우에는 실험개시 약 16분 경과 후이고, 수직형(b)는 약 9분 경과 후이다.

본 실험에서 초기 안정화 시간은 약 8~19분 정도 소요되며, 집열매체 입구온도(T_{in})와 축열탱크 중심축 온도(T_{tank})의 차이가 약 3°C 정도 도달하는데 소요된 시간은 수평형 : 259분, 수직형(a) : 125분, 수직형(b) : 147분이다.

Fig. 7~Fig. 9는 실험초기 집열매체 입구온도(T_{in})와 축열탱크 중심축 온도(T_{tank})의 차이가 45°C이고 집열매체 유량이 분당 2.4리터일 때의 수평형, 수직형(a) 및 수직형(b)의 내부온도, 집열매체 입구온도 및 출구온도 분포를 나타내고 있다. 그럼에 나타난 바와 같이 집열매체

유량이 증가하면서 T_{in} 와 T_{tank} 차이가 3°C 정도에 도달 되는 시간이 집열매체 유량이 분당 1.2리터일 때 보다 짧아졌으며 축열탱크 형태별 시간은 각각 수평형 : 151

분, 수직형(a) : 116분, 수직형(b) : 90분이다. 수직형 축열탱크(a), (b)에서 집열매체 유량이 증가함에 따라 축열탱크와 집열매체 사이의 열전달 증가율보

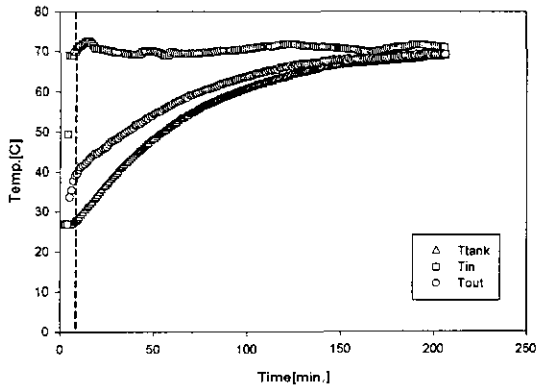


Fig. 7. Temperature distribution of horizontal tank according to elapsed time for 2.4 lpm flow rate.

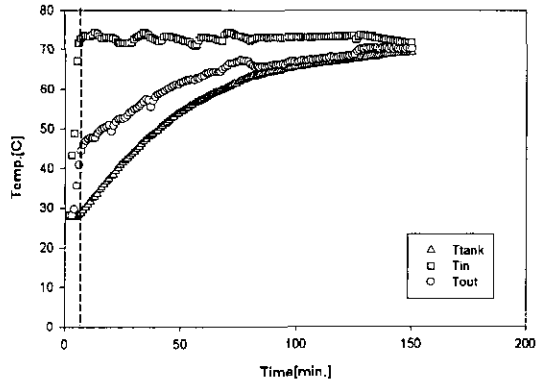


Fig. 10. Temperature distribution of horizontal tank according to elapsed time for 3.6 lpm flow rate.

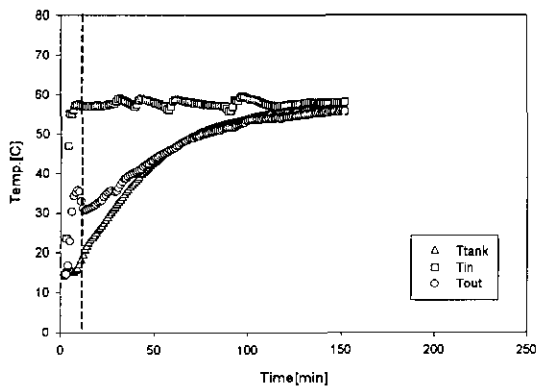


Fig. 8. Temperature distribution of vertical tank(a) according to elapsed time for 2.4 lpm flow rate.

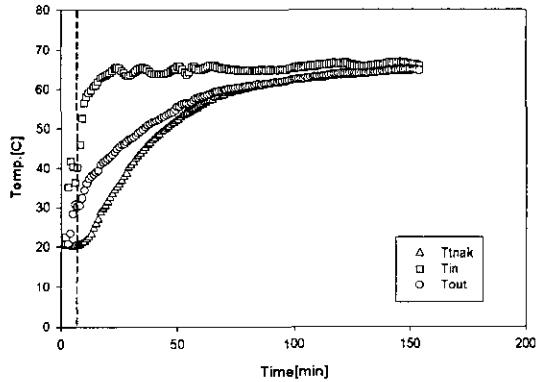


Fig. 11. Temperature distribution of vertical tank(a) according to elapsed time for 3.6 lpm flow rate.

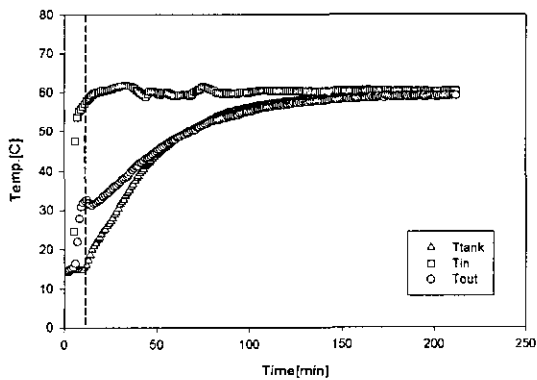


Fig. 9. Temperature distribution of vertical tank(b) according to elapsed time for 2.4 lpm flow rate.

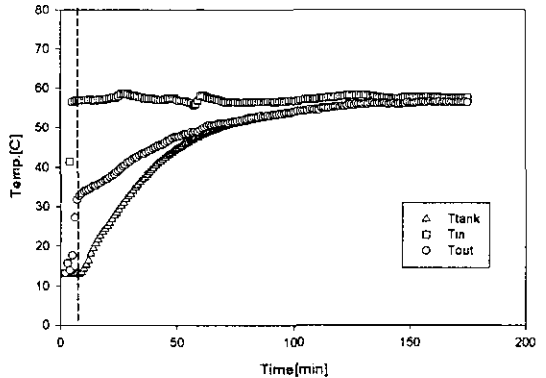


Fig. 12. Temperature distribution of vertical tank(b) according to elapsed time for 3.6 lpm flow rate.

다 유속이 빠르므로 축열탱크 온도가 집열매체 출구 온도 보다 높아지는 시간이 유량이 분당 1.2리터인 경우 보다 늘어나고 있다. 이것은 집열매체 유량 증가에 의한 열전달을 상승보다 유속 증가가 더 크기 때문이며, 축열탱크 온도가 집열매체 출구 온도 보다 높아지는 온도에 도달 시간은 각각 52분, 49분이다.

Fig. 10~Fig. 12는 실험초기 집열매체 입구온도(T_{in})와 축열탱크 중심축 온도(T_{tank})의 차이가 45°C 이고 집열매

체 유량이 분당 3.6리터일 때의 수평형, 수직형(a) 및 수직형(b)의 내부온도, 집열매체 입구온도 및 출구온도 분포를 나타내고 있다. 그림에 나타난 바와 같이 집열매체 유량이 증가하면서 T_{in} 와 T_{tank} 차이가 3°C 정도에 도달되는 시간이 집열매체 유량이 각각 분당 1.2, 2.4리터일 때 보다 짧아졌으며 축열탱크 형태별 시간은 각각 수평형 : 141분, 수직형(a) : 97분, 수직형(b) : 91분이다. 수직형 축열탱크(a), (b)에서 집열매체 유량이 증가함

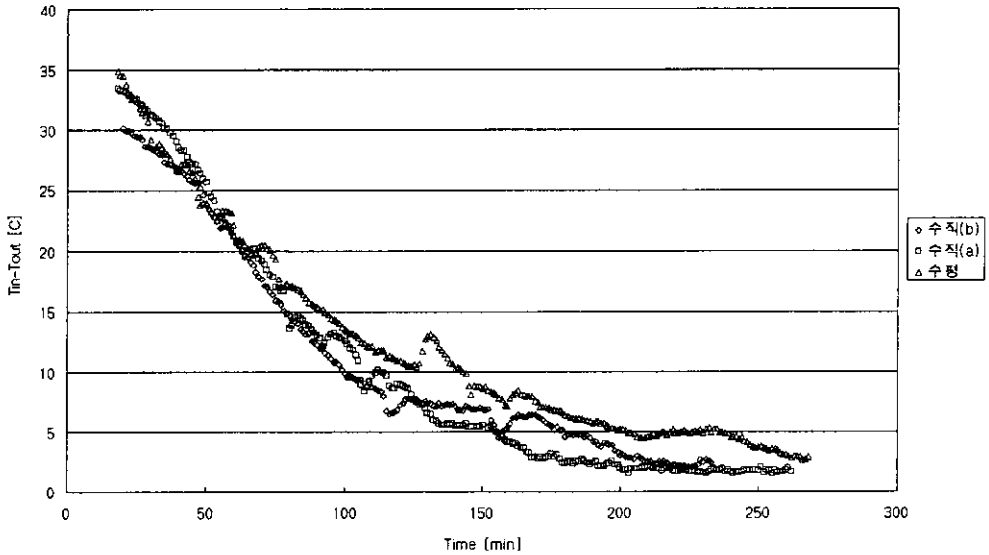


Fig. 13. Temperature difference between tank inlet and outlet according to elapsed time for 1.2 lpm flow rate.

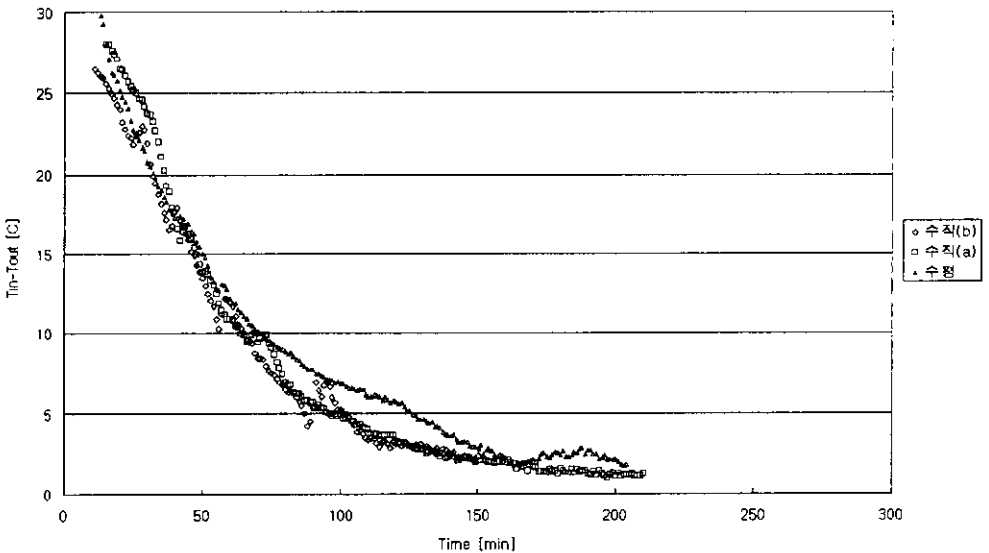


Fig. 14. Temperature difference between tank inlet and outlet according to elapsed time for 2.4 lpm flow rate.

에 따라 축열탱크와 집열매체 사이의 열전달 증가보다 유속이 빠르므로 축열탱크 온도가 집열매체 출구온도 보다 높아지는 시간이 유량이 분당 1.2, 2.4리터인 경우보다 늘어나고 있다. 축열탱크 온도가 집열매체 출구온도 보다 높아지는 시간은 각각 85분, 80분이다.

4-2. 시간의 경과에 따른 집열매체 입구와 출구의 온도차

Fig. 13~Fig. 15는 축열탱크의 열전달 성능을 평가하기 위하여 집열매체 유량변화에 따라 축열탱크의 형태별 집열매체 입구와 출구의 온도차이를 경과 시간에 따라 나타내었다. 그림에서 보면 실험초기를 제외하고 수평형 축열탱크의 감소율이 수직형에 비하여 더 작다. 이것은 수직형(a), (b)의 축열탱크가 수평형 보다 집열매체와 축열매체 사이에 더 큰 열전달이 이루어짐을 나타내며, 수직형(a)와 (b)의 비교에서는 수직형(b)의 경우가 실험 개시 시 온도차 45°C와 시간을 고려해 볼 때 그 강폭이 컸다.

4-3. 열전달계수

축열탱크의 형태별, 유량별 축열탱크의 열전달계수(UA)를 계산함으로써 적정 유량 및 형태를 정할 수 있다. 앞에서 언급하였듯이 축열탱크의 열전달계수의 값은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$UA = mC_p(T_{in} - T_{out})/\Delta T_m \quad (12)$$

각각의 축열탱크 형태에 대한 열전달계수의 평균값을 계

Table 1. Heat Transfer coefficients on the flow rate for 3 type mantle tank

UA[kW/°C]	수평형	수직형 (a)	수직형 (b)
1.2 lpm	0.162451	0.179824	0.17342
2.4 lpm	0.206426	0.215063	0.21686
3.6 lpm	0.222326	0.224904	0.233602

산하기 위하여 실험을 개시하여 안정한 상태에 도달한 20분 경과 후부터 150분까지의 열전달계수 값들을 구하여 축열탱크의 열전달계수 평균값으로 하였다.

Table 1에 제시한 바와 같이 유량에 따른 총 열전달계수는 수직형(b)>수직형(a)>수평형의 순으로 나타났으며, 유량의 증가함에 따라 총 열전달계수 또한 증가함을 보여준다.

5. 결 론

본 축열탱크 열전달에 관한 실험적 연구는 국내에서 개발하고 있는 태양열 온수기용으로 현재 널리 이용되고 있는 탱크-코일 방식의 문제점을 해결하면서 열전달 효율이 높은 2중 축열탱크를 개발하기 위한 것이다. 2중 축열탱크의 용량은 100리터로서 수평 및 수직형(a), (b)으로 설치하여 실험이 가능하도록 설계·제작하였고 탱크내부의 온도는 길이 방향 및 반지름 방향으로 각각 동간격으로 설치하여 측정하였고 집열매체의 입·출구 온도를 동시에 측정하였다. 실험결과를 요약하면 다음과 같다.

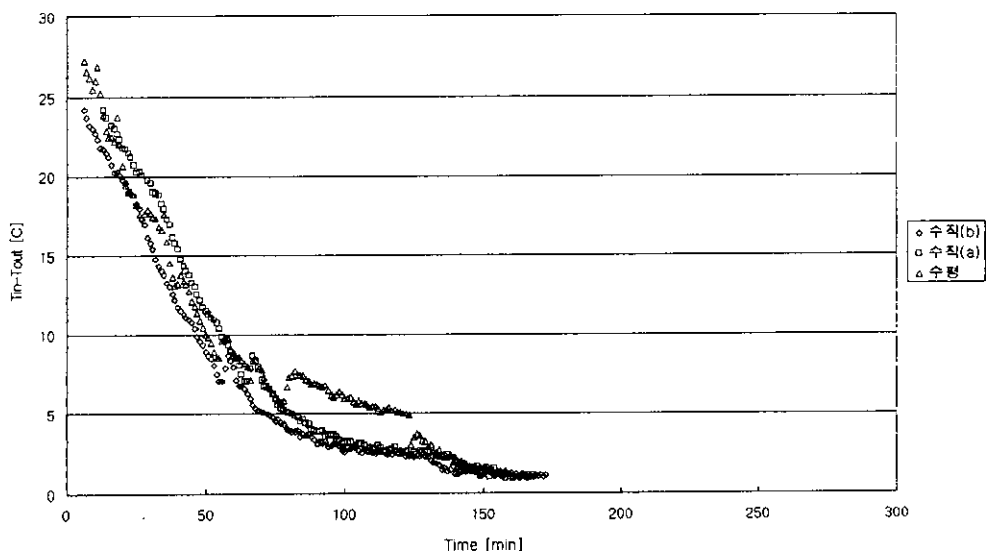


Fig. 15. Temperature difference between tank inlet and outlet according to elapsed time for 3.6 lpm flow rate.

1. 축열탱크의 형태에 관계없이 축열탱크와 열교환을 하는 열매체의 유량이 증가할수록 열전달량은 증가한다.
2. 축열탱크의 형태에 따른 탱크 내부 물의 온도 상승속도는 수직형(b)인 경우가 가장 크고, 그 다음 수직형(a), 수평형의 순서로 나타났다. 따라서 2중 탱크형의 축열탱크는 수평형 보다 수직형이 동일한 용량의 축열매체 온도를 신속히 상승시킬 수 있다. 아울러 열성충화에 의하여 고온의 축열매체를 이용할 경우 수직형 축열탱크가 더욱 우수한 결과를 나타낸다.
3. 축열탱크 열전달계수(UA)값 계산에 있어 $(T_{in}-T_{out})/\Delta T_m$ 의 크기가 UA의 값을 결정하였으며, 열전달계수를 설치 방법에 따라 비교하면 수직형(b)>수직형(a)>수평형의 순서로 나타났다. 열전달계수 값은 수평형 탱크를 기준으로 수직형 탱크(a), (b)의 증가율이 1.2%~10.7%까지 증가하고 있다.

사 사

이 논문은 1998년도 한밭대학교 교내학술연구비 지원에 의하여 수행되었으며, 연구비 지원에 감사를 드립니다.

참고문헌

1. 강용혁 외 7인: '태양열 온수급탕 시스템의 시험 및

- 평가방법 개발", 통상산업부 연구보고서 (1995).
2. ASHRAE: "Method of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Domestic Water Heating Systems" (1985).
3. Morrison, G.L., Nasr, A., Behnia, M. and Rosengarten, G.: "Performance of Horizontal Mantla Heat Exchangers in Solar Water Heating Systems", ISES SOLAR WORLD CONGRESS (1997).
4. Kang, Y.H., Kwak, H.Y., Wang, Z.F. and Ohm, T.I.: "Numerical Heat Transfer Analysis of Heat Storage Board with Microcapsule Using Phase Change Material", ISES SOLAR WORLD CONGRESS (1997).
5. Furbo, S. and Shah, L.J.: "Smart Solar Tanks-Heat Storage of the Future?", ISES SOLAR WORLD CONGRESS (1997).
6. Bruch: "Recommendations for Implementation of SRCC-OG-300 in FY92. Report to SRCC Board and DOE/Office of Building Technology/Solar Heating and Cooling Program", Solar Energy Research Institute (1992).
7. Duffie, J.A. and Beckman, W.A.: "Solar Engineering of Thermal Processes", John Wiley & Sons Inc., New York (1991).