

태양열 시스템에 적용된 나선재킷형 축열조의 CFD 해석

남 진 현, 김 민 철*, 김 찬 중*, 홍 회 기***

국민대학교 기계자동차공학부, *서울대학교 기계항공공학부, **경희대학교 기계산업시스템공학부

CFD Analysis for Spiral-Jacketed Thermal Storage Tank in Solar Heating Systems

Jin Hyun Nam, Min Cheol Kim*, Charn-Jung Kim*, Hiki Hong***

School of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

**School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-744, Korea*

***Department of Mechanical Engineering, KyungHee University, Yongin 449-701, Korea*

(Received March 13, 2008; revision received September 1, 2008)

ABSTRACT: Spiral-jacketed thermal storage tanks can greatly simplify solar heating systems while maintaining the thermal performance at a similar level as conventional systems with an external heat exchanger. Proper design of the spiral-jacket flow path is essential to make the most of solar energy, and thus to maximize the thermal performance. In the present work, computational fluid dynamics (CFD) analysis was carried out for a spiral-jacketed storage tank installed in a solar heating demonstration system. The results of the CFD analysis showed a good agreement with experimentally determined thermal performance indices such as the acquired heat, collector efficiency, and mixed temperature in the storage tank. This verified CFD modelling approach can be a useful design tool in optimizing the shape of spiral-jacket flow path and the flow rate of circulating fluid for better performance.

Key words: Solar energy(태양열 에너지), Thermal storage tank(축열조), Spiral-jacket(나선재킷), CFD(전산유체역학)

기 호 설 명

C_p	: 정압 비열 [kJ/kg-K]
G_i	: 집열기 투사 순간 일사량 [kW/m ²]
I_t	: 집열기 투사 일사량 [kJ]
\dot{m}	: 열매의 질량 유량 [kg/s]
Q_u	: 축열조의 획득 열량 [MJ]
t	: 경과 시간 [hr]
T_a	: 대기 온도 [°C]
T_c	: 집열기 내 열매 온도 [°C]

T_s	: 나선재킷 유로 내 열매 온도 [°C]
T_w	: 축열조 내 용수 온도 [°C]
V_i	: 축열조 전체 체적 [m ³]
ΔV_i	: 축열조 내 계산 셀 i 의 체적

그리스 문자

η	: 집열 효율
--------	---------

하첨자

in	: 입구측
out	: 출구측

† Corresponding author

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

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

- 0 : 초기 상태
- g : 부동액 열매
- s : 나선재킷 유로
- t : 축열조
- w : 축열조 내 용수

1. 서 론

화석연료의 사용으로 야기된 환경문제는 환경친화적이면서도 경제적인 신재생 에너지 개발의 필요성을 증대시켰다. 에너지경제연구원의 2001년도 통계에 따르면 우리나라는 연간 에너지의 97% 이상을 해외에 의존하고 있으며 화석연료가 차지하는 비중이 83% 이상인 것으로 나타났다.⁽¹⁾ 따라서 국내 실정에 맞는 신재생 에너지의 개발은 환경보전 및 에너지 자급의 관점에서 매우 중요하다. 다양한 신재생 에너지 중에서 태양열 에너지는 세계적으로 기술적인 이용가능성이 이미 충분히 입증된 분야이다.⁽²⁾

국내에 많이 보급되고 있는 자연순환형 태양열 시스템은 시스템 구성이 단순한 장점이 있지만 기본적으로 동파에 매우 취약한 구조를 가진다. 특히 동절기가 긴 중부지방에서는 동파방지를 위한 전열선의 빈번한 작동으로 인해 파손되기 쉬우며 주요한 고장의 원인으로 보고되고 있다. 반면에 강제순환형 시스템의 경우에는 복잡한 배관 계통으로 인한 시공비 상승 등 경제성 측면에서 소형 시스템에는 그다지 적합하지 않다.^(2,3)

이를 해결하기 위한 일환으로 선행연구를 통해

구조가 단순하면서도 강제순환형과 비슷한 성능을 가질 수 있는 방식에 대해 검토하였으며, 그 결과 나선재킷형 축열조를 적용한 강제순환형 태양열 시스템을 제안하였다. 특정조건 하에서의 개략적인 설계를 통해 제작된 나선재킷형 축열조를 기존의 강제순환형 태양열 시스템⁽⁴⁾에 설치하고 1년 이상 실증실험을 수행한 결과 다소 성능이 떨어지기는 하지만 그 가능성을 입증한 바 있다.^(3,5)

국외에서는 나선재킷 방식과 유사한 구조의 맨틀형 열교환기가 설치된 축열조에서 열전달 상관계를 유도하여 태양열 시스템에 적용시 성능을 예측하는 연구⁽⁶⁾가 진행되었다. 한편 축열조의 성능 향상을 위하여 성층화⁽⁷⁻¹¹⁾에 관한 연구도 오랜 기간에 걸쳐 다수 진행되어 왔다. 나선재킷형 축열조는 성층화 촉진 및 유지의 가능성이 크면서도 맨틀형(mantle or tank-in-tank type)보다 열전달 계수를 높일 수 있는 장점을 가지고 있어 향후 소형 및 중형 태양열 시스템에 적용 가능성이 높은 것으로 판단된다.

본 연구에서는 나선재킷형 축열조의 성능향상 및 최적설계를 최종 목표로 복잡한 3차원 구조의 나선재킷 유로 및 원통형 축열조에 대한 기하학적 모델을 구성하고 CFD를 이용하여 실증실험을 모사하였다. 본 연구가 채택한 CFD 모델링의 적합성은 해석결과와 실험결과와의 비교를 통하여 평가하였다. 후속연구에서는 본 연구결과를 토대로 여러 설계요인이 나선재킷형 축열조에 미치는 영향을 분석하고, 기존의 강제순환형보다 향상된 성능을 도출할 수 있는 설계자료를 제시할 수 있도록 한다.

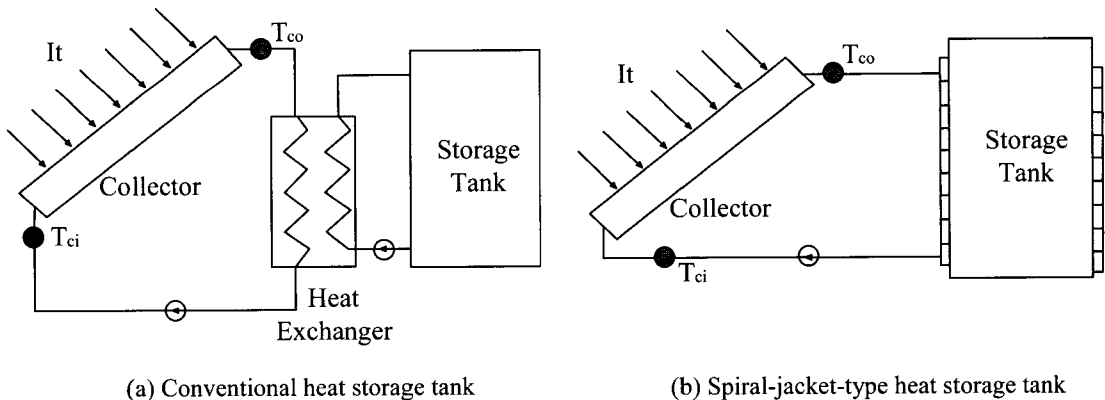


Fig. 1 Overall system configurations of solar heating systems with a conventional thermal storage tank and a spiral-jacketed thermal storage tank.

2. 해 석

2.1 나선재킷형 시스템 개요

Fig. 1에서 기존의 전형적인 강제순환형 시스템과 새로이 제안된 나선재킷형 축열조를 채용한 시스템의 개념도를 비교하였다. 기존의 강제순환형 태양열 온수급탕 시스템의 경우 집열기에서 수집된 태양열 에너지는 열매를 가열하고, 가열된 열매는 별도의 열교환기를 통해 축열조 내부로 열을 전달하며 시스템을 순환한다.

한편 나선재킷형 축열조를 채용한 시스템에서는 수직원통의 축열조를 둘러싸면서 나선형으로 회전하며 흐르는 열매의 유로를 도입함으로써 추가적인 열교환기가 필요치 않게 된다. 따라서, 나선재킷형 축열조는 열교환기와 축열조가 일체형으로 결합되어 있어 열매 및 용수의 순환시스템이 단순하고, 그 결과 태양열 시스템의 설치 및 유지, 보수에서 이득을 볼 수 있다.

실증실험에 사용된 나선재킷 시스템의 개략도를 Fig. 2에 보인다.

2.2 축열조 모델

본 연구에서 고려한 나선재킷형 축열조의 개략도 및 해석에 사용된 격자를 Fig. 3에 도시하였

다. 수직원통 형상의 축열조는 직경 608 mm, 높이 1410 mm로 용량은 약 400 L이다. 축열조는 내부가 물로 완전히 채워져 있는 상태로, 초기에 유동은 없으며 온도도 균일하다고 가정하였다. 격벽을 통해 열매로부터 열전달이 시작되면 축열조 내부에서는 벽면 근처에서 물이 가열되어 상승하고 중심부에서 하강하는 전형적인 자연대류 유동이 형성된다.

축열조의 격벽을 따라 나선형으로 흐르는 열매의 유로는 직사각형 단면을 가지며, 기본 치수는 실증실험의 조건에 부합하도록 폭 120 mm, 높이 15 mm로 설정하였다. Fig. 3에서 직사각형의 유로는 축열조를 나선형으로 9회 감는 형상을 가진다. 집열기로부터 획득한 태양열 에너지를 운송하는 작동 열매로는 동결기에 동파를 방지하기 위하여 물보다 빙점이 낮은 40 wt% 프로필렌 글리콜(propylene glycol) 수용액이 사용되며 Table 1에 물성치를 정리하였다.

축열조의 격벽은 3.2 mm의 강판(열전도율 : 50 W/m-K)으로 제작되었으며, 물과의 접촉으로 인해 발생할 수 있는 부식을 방지하도록 양면에 0.25 mm 두께의 법랑질(enamel, 열전도율 : 0.87 W/m-K)이 코팅되어 있다. 한편 나선재킷 유로의 외부 및 축열조의 상하부는 두께 100 mm의 폴리우레탄폼으로 단열되어 있어 해석에서는 단열조건으로 처리하였다.

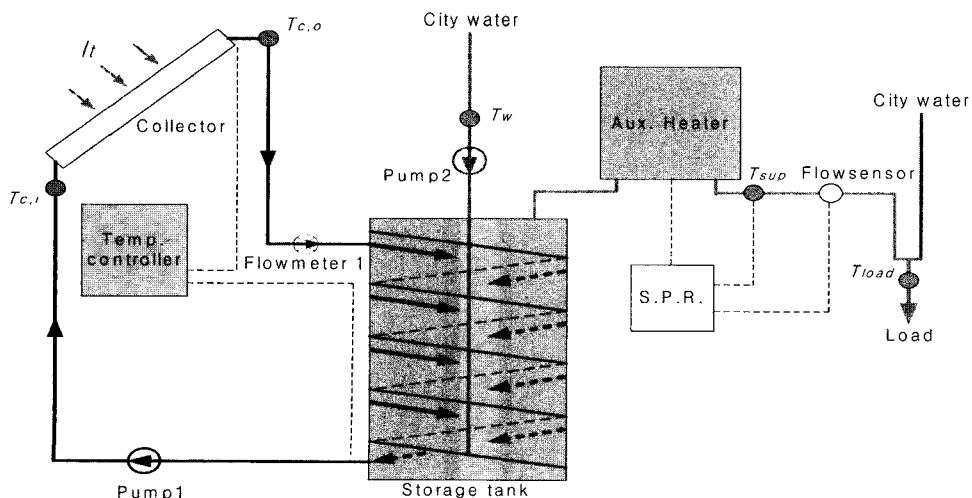


Fig. 2 Schematic of a solar heating demonstration system equipped with a spiral-jacketed thermal storage tank.

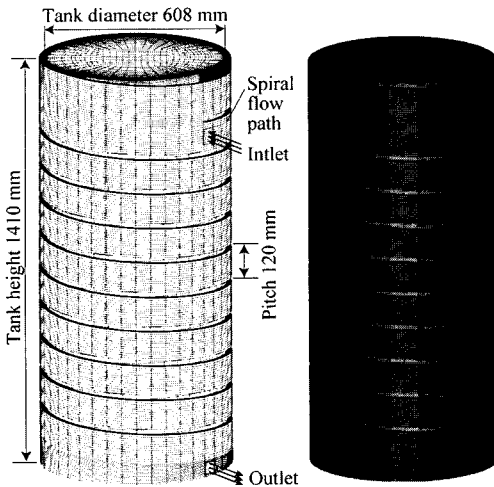


Fig. 3 Configuration and calculation grids of the spiral-jacketed storage tank.

2.3 지배방정식 및 해석방법

비압축성 뉴턴유체에 대한 질량, 운동량, 에너지 보존의 지배방정식은 층류 유동의 경우 다음과 같이 표현된다. 밀도변화는 부시네스크 근사(Boussinesq approximation)를 이용하여 부력항에서만 고려하여 자연대류 해석을 수행하였다.

질량 보존식 :

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

운동량 보존식 :

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} - \rho g_i \beta (T - T_{ref}) \quad (2)$$

에너지 보존식 :

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

이상의 지배방정식은 유한체적법에 기초한 CFD 코드인 STAR-CD를 사용하여 해석되었다. 공간 차분에는 자연대류 문제에 적합한 2차 정확도의 MARS(monotone advection reconstruction scheme) 도식이, 시간차분에는 1차 정확도의 암시도식(implicit Euler method)이 사용되었다. 또한 비정상 상태 해석을 위한 유동장 및 압력장의 커플링은 PISO(pressure implicit with splitting of oper-

Table 1 Properties of materials comprising the spiral-jacketed storage tank

Material	Properties
Water	$\rho_w = 998 \text{ kg/m}^3$
	$\mu_w = 0.000889 \text{ kg/m-s}$
	$C_{pw} = 4182 \text{ J/kg-K}$
	$k_w = 0.62 \text{ W/m-K}$
40 wt% PG-Water Solution	$\rho_g = 1040 \text{ kg/m}^3$
	$\mu_g = 0.00211 \text{ kg/m-s}$
	$C_{pg} = 4185 \text{ J/kg-K}$
	$k_g = 0.416 \text{ W/m-K}$

ators) 알고리즘을 사용하여 계산되었다.

2.4 격자생성

해석을 위한 격자는 축열조 내부와 나선재킷 유로 그리고 이들을 분리하는 축열조 격벽(법랑 코팅 및 강판)의 세 부분으로 나누어 생성되었으며, CFD 해석에서도 각각의 영역에서 서로 다른 열전달 현상을 고려하도록 설정하였다.

수직원통 형상의 축열조 내부의 유체영역은 Fig. 3에서처럼 비대칭적인 유동의 해석에 적합한 나비형상 격자(butterfly cross-sectional mesh configuration)로 구성하였다. 이때 경계층을 고려하여 벽면에 가까울수록 조밀한 격자를 배치하였으며, 특히 열전달이 일어나는 벽면 근처에서는 원주방향 최소 격자크기를 1 mm로 설정하여 해석의 정확도를 확보하였다. 나선재킷의 유로의 격자는 축열조 둘레를 회전하면서 흐르는 열매의 유동을 효율적으로 해석하기 위하여 유로의 피치방향으로 13개, 높이방향으로 10개의 체적셀을 사각형 단면에 배치하고 이를 유동방향으로 진행시켜 정렬격자(structured grid)로 구성하였다.

정리하면 축열조 내부 88,200개, 나선재킷 유로 67,000개, 축열조 격벽 10,800개의 총 166,000개의 계산 셀이 생성되었으며, 이렇게 독립적으로 생성된 격자는 CFD 코드 내에서 결합(couple match)되어 계산되도록 설정하였다.

2.5 계산조건

본 연구에서 고려된 실증실험은 2005년 10월 31일 오전 10시부터 오후 3시(5시간 동안)까지 수

원지역에서 수행되었다. 실증실험 동안 36초 간격으로 측정된 집열기에 투사된 순간일사량(G_t)과 대기온도(T_a)가 Fig. 4에 기호로 표시되어 있다. 이렇게 측정된 순간일사량 및 대기온도의 조건은 회귀분석을 통하여, 다음과 같이 시간 t (hr)에 대한 3차 다항식 형태의 상관식으로 정리되어 수치해석에서 이용하게 된다. Fig. 4에서 실선으로 표시된 상관식의 결과와 실험값의 비교를 통해 이러한 접근방법이 적절함을 확인할 수 있다. 참고로 G_t 에 대한 식(4)의 상관계수(R^2)는 0.939, T_a 에 대한 식(5)는 0.989이다.

$$G_t(t) = 223.14 + 89.94t - 30.33t^2 + 2.567t^3 \quad (4)$$

$$T_a(t) = 9.88 + 0.136t + 0.644t^2 - 0.0767t^3 \quad (5)$$

실증실험과의 정확한 비교를 위하여서는 해석조건을 실험조건과 최대한 동일하게 설정하여 수치해석을 수행할 필요가 있다. 축열조 내 용수의 초기온도 $T_{w,0}$ 는 실증실험의 초기상태와 동등하게 17.8 °C로 균일하다고 가정하였다. 나선재킷형 축열조의 유로는 열매가 축열조를 둘러싸며 흘러 하단의 출구를 통해 유출되고, 이후 집열기를 통과한 뒤 다시 축열조 상단의 입구를 통해 유입되는 순환형 유동 구조를 가진다. 나선재킷 유로를 흐르는 열매의 유량은 실험조건과 동일하게 24.8 L/min의 일정한 값으로 설정하였다. 또한 해석을 위한 경계조건으로 나선재킷으로 유입되는 열매

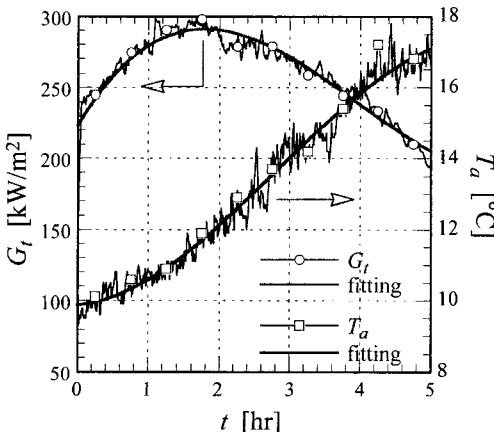


Fig. 4 Solar and ambient conditions measured during the experiment on Nov. 31, 2005.

의 입구온도 $T_{s,in}$ 가 매시간 정확하게 설정되어야 한다.

집열기와 축열조를 연결하는 배관에서의 열손실을 무시하면, 나선재킷 입구에서의 열매의 온도 $T_{s,in}$ 는 집열기 출구 온도 $T_{c,out}$ 과 거의 동일하고, 나선재킷 출구에서의 열매의 온도 $T_{s,out}$ 는 집열기 입구 온도 $T_{c,in}$ 과 거의 같다. 따라서 집열기의 입출구 온도차 ΔT_c (집열기에서 획득되어 열매로 전달된 태양열 에너지에 해당하는 온도 증가분)는 정상운전 중 나선재킷 입구와 출구에서의 열매의 온도차와 거의 동일하다.

집열기의 입출구 온도차 ΔT_c 는 다음과 같이 집열기에 투사되는 순간일사량(G_t) 및 대기온도(T_a)의 함수로 표현된다.

$$\eta = \frac{Q_u}{G_t A_c} = \frac{m C_{pg} \Delta T_c}{G_t A_c} \quad (6)$$

$$= F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{T_{c,in} - T_a}{G_t}$$

$$\Delta T_c = T_{c,out} - T_{c,in} = \frac{G_t A_c F_R(\tau\alpha) - F_R U_L A_c (T_{c,in} - T_a)}{m C_{pg}} \quad (7)$$

위에서 집열기 특성값인 $F_R(\tau\alpha)$ 는 0.7321, $F_R U_L$ 은 6.1021 W/m²-K로, 이는 집열면적 2.5 m²인 평판형 집열기 4장(총면적 $A_c = 10$ m²)이 직렬로 연결된 것을 고려하여 보정된 값이다.

실제 해석에서는 식(4)와 식(5)의 상관식을 이용하여 매 시간에서의 순간일사량과 대기온도를 구하고 이를 식(7)에 대입하여 ΔT_c 를 결정한다. 최초에는 나선재킷으로 유입되는 열매의 입구온도를 초기온도 T_0 와 동일하게 설정하여 계산하되, 이후 계산부터는 이전 시간간격에서 계산된 나선재킷의 출구온도에 식(7)로 계산된 온도차 ΔT_c 를 더하여 다음의 식(8)과 같이 열매의 입구온도를 설정한다.

$$T_{s,in} = \begin{cases} T_0, & t = 0 \\ T_{s,out}^{old} + \Delta T_c, & t > 0 \end{cases} \quad (8)$$

나선재킷 유로의 열매와 축열조 내부의 용수 사이에 위치하는 법랑 코팅 및 강판은 원주방향으

로 각각 1층의 고체 셀을 배치하여 두께를 통한 열전도를 해석하였다. 축열조 상하부 및 나선재킷의 외부 등 그 외 지정되지 않은 경계는 모두 단열조건을 부여하여 해석하였다.

비교 대상인 전체 5시간 동안의 태양열 시스템의 실증실험을 모사하기 위하여, 6초의 일정한 시간간격(time step)에서 총 3000번의 비정상상태(transient) 해석을 수행하였다. 전체 CFD 해석에 소요된 시간은 개인용 컴퓨터(AMD Athlon64 3500+)에서 약 18시간이었다.

2.6 집열효율

축열조 내부의 물의 혼합온도 $T_{w,mix}$, 획득열량 Q_u 및 평균 집열효율 η 는 물의 비열 및 밀도가 일정하다고 가정할 경우 다음의 식(9)~식(11)에 의해 계산된다.

$$T_{w,mix} = \frac{\sum_i (T_{w,i} \Delta V_i)}{\sum_i (\Delta V_i)} \tag{9}$$

$$Q_u = \rho_w C_{pw} V_t (T_{w,mix} - T_{w,0}) \tag{10}$$

$$\eta = \frac{Q_u}{\int G_t A_c dt} \times 100 \tag{11}$$

축열조 내부의 혼합온도는 각 계산 셀의 온도를 체적평균하여 식(9)와 같이 구할 수 있으며, 또한 균일한 초기온도 $T_{w,0}$ 와 계산된 혼합온도 $T_{w,mix}$ 의 차를 통하여 획득열량 및 집열효율을 식(10)과 식(11)로 결정할 수 있다.

3. 해석결과 및 고찰

해석결과에 대한 타당성은 다양한 방법으로 분석될 수 있겠지만, 동일한 조건 하에서의 실험결과가 존재하는 경우 우선 이와 직접적인 비교를 통한 것이 간명할 것이다.

Fig. 5에서 시간에 따른 축열조 내부의 온도변화를 비교하였다. 실험에서는 축열조를 상부로부터 가상으로 7등분하고 각각의 중심에서 온도를 T_1 에서 T_7 까지 측정하였다. 그래프에서는 편의상 2, 4, 6등분에서의 온도만을 도시하였다. 실험

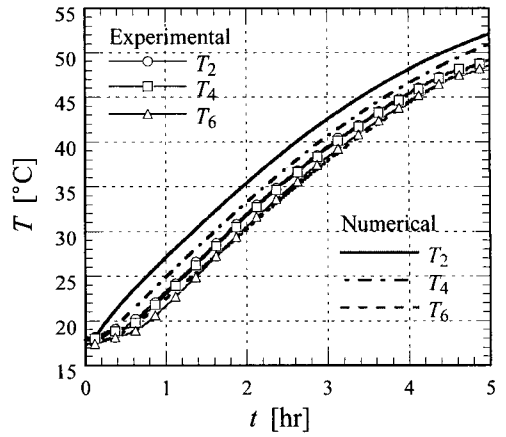


Fig. 5 Comparisons of temperature histories in the storage tank between experiment and simulation.

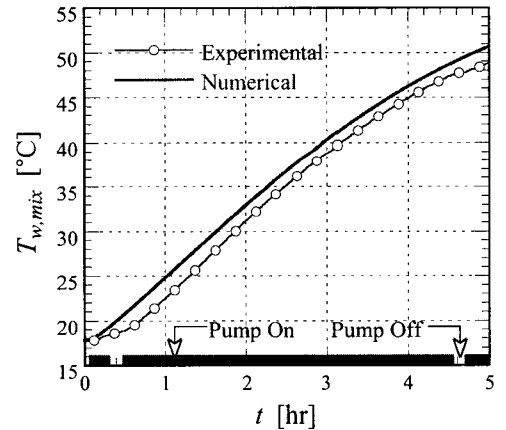


Fig. 6 Comparisons of mixing temperature of the storage tank between experiment and simulation.

Table 2 Comparison of mixing temperature of the storage tank

	sim.	exp.	error	
$T_{w,mix}$ (°C)	1 hr	24.8	22.5	10.2%
	2 hr	32.9	31.2	5.4%
	3 hr	40.3	38.8	3.9%
	4 hr	46.2	44.9	2.9%
	5 hr	50.6	48.8	3.7%
acquired heat (collector efficiency)	56.0 MJ (43.0%)	52.9 MJ (40.6%)	5.9%	

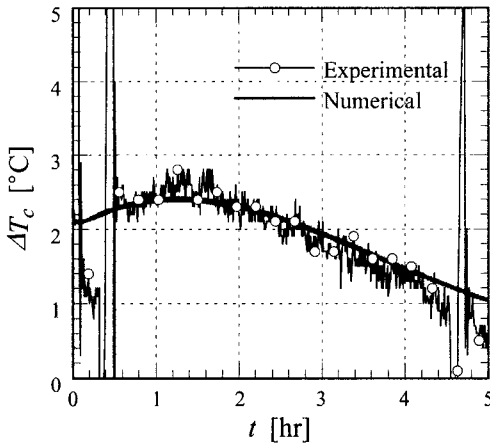


Fig. 7 Comparison of inlet/outlet temperature difference of the storage tank between experiment and simulation.

과 해석결과는 비교적 좋은 일치를 보이나 전반적으로 계산결과가 다소 큰 경향을 확인할 수 있다. 또한 계산결과는 상하부의 온도차가 5°C 정도이나 실험결과는 1.5°C로서 실제보다 큰 정확화 경향을 보인다.

이러한 경향은 축열조 내 용수의 혼합온도를 비교한 Fig. 6 및 Table 2에서도 확인할 수 있는 데, 해석결과가 실험결과보다 다소 높은 온도를 예측하고 있다. Fig. 6에서 해석값과 실험값의 차이의 대부분은 실험의 초기 약 40분 내에 발생하였음을 알 수 있다. 실제로 실험의 초기에 집열기의 입출구의 온도차가 설정치보다 작아져 2회, 약 15분 동안 열매 순환펌프의 작동이 멈추었으며, 이러한 효과가 혼합온도에 대한 해석값과 실험값의 차이로 나타났다. Table 2에서 1시간 경과 후의 해석값과 실험값의 온도차는 약 2.3°C이었으나 4시간에서는 1.3°C까지 줄어들었다가 다시 5시간에서 1.8°C까지 늘어났다. 1시간에서 4시간까지 온도차가 줄어든 이유는 축열조 및 연결 배관에서의 열손실을 무시하였기 때문에 초기의 오차가 상쇄된 것으로 생각된다. 또한 4시간에서 5시간 사이에 온도차가 늘어난 것은 실험의 중반부에 있었던 약 10분 간의 순환펌프의 중단에 의해 발생하였다.

Fig. 7에 집열기 입출구의 온도차 변화를 나타내었으며 실험값과 해석의 결과값은 좋은 일치를 보인다. 이로써 집열기 특성값 및 일사량, 외기온

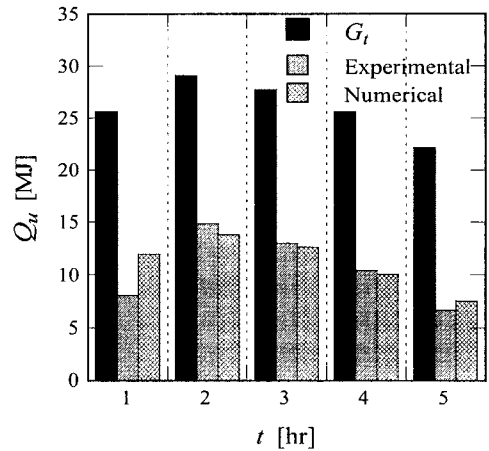


Fig. 8 Comparison of acquired energy by the storage tank between experiment and simulation.

도가 적절히 모델링되어 입력되었음을 알 수 있다. 실험값에서 초기와 종료 시점에서 심한 변동은 앞서 설명한대로 순환펌프의 작동이 멈추면서 생긴 결과로 큰 의미는 없다.

실험이 수행된 5시간 동안의 G_t 를 적분하여 얻어진, 집열기로 투사된 전체 태양열 에너지는 130.3 MJ이다. 식(9)~식(11)을 이용하여 5시간의 평균 집열효율 η 의 결과를 Table 2에 함께 나타내었다. 해석값이 집열효율에서 약 2.4% 포인트(오차율 5.9%) 크게 나타났으나, 앞서 설명한 실험과 해석의 조건의 차이를 고려하면 잘 일치하는 결과임을 알 수 있다.

Fig. 8에서는 집열기로 투사된 에너지와 실험 및 해석으로 구한 획득 에너지를 시간 단위로 정리하여 비교하였다. 첫 1시간 동안에는 순환펌프의 중단으로 인해 집열기의 온도를 상승시키는 데 에너지가 사용되어 실험값이 해석값보다 낮다. 그러나, 1~2시간 사이에서는 집열기에 저장되었던 에너지가 축열조로 흘러들면서 실험값이 해석값보다 더 크다. 2~3 및 3~4시간에서 축열량은 태양열 투사량 기준 약 1% 포인트 정도의 차이를 보이나, 전반적으로 해석값은 실험값을 양호하게 추종함을 알 수 있다.

CFD를 이용한 본 모델링은 실험결과와 직접적인 비교를 통해 전반적으로 만족스러운 결과를 도출함을 확인하였다. 실험을 통해서도 확인하기 어려운 축열조 내부의 온도분포를 Fig. 9에 나타내

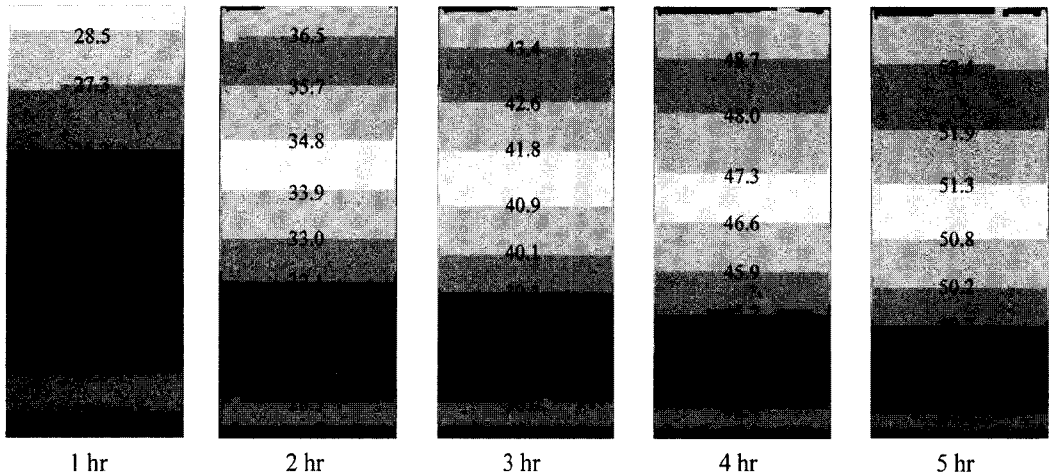


Fig. 9 Predicted temperature distribution in the mid-plane of the storage tank.

었으며, 또한 축열조 내의 중심선을 따른 온도분포를 Fig. 10에 제시하였다. 그림에서 자연대류에 의한 축열조 내부의 성층화를 쉽게 확인할 수 있다. 초기에 크게 나타났던 상하부 온도차는 시간이 지날수록 점차로 작아져서 최종 5시간이 되면 약 5°C 정도로 줄어든다. 축열조의 바다 근처에서 온도차가 커지는 것은 이 부분에서 열매의 유로가 끝나 열전달이 불가능한 영역이 존재하고, 따라서 온도가 느리게 상승하기 때문이다.

실험결과와 비교하면(Fig. 5), 수치해석은 성층화를 실제보다 크게 예측하고 있음을 알 수 있다. 이러한 불일치의 이유 중 하나는 자연대류 유동의 강도와 관련지어진다. 수치해석의 경우 벽면 근처

에서 2 cm/s에 근접한 상승속도가 예측되었으며, 중간 높이에서의 경계층 두께는 1 cm 이하인 것으로 계산되었다. 이러한 조건을 이용하여 순환하는 체적유량을 대략적으로 계산하면, 축열조 내 400 L의 물은 1시간에 약 1번 꼴로 완전히 순환한다는 결과를 얻는다. 그러나 이러한 전체적인 순환속도가 실제보다 저평가되었을 경우 수치해석으로 예측된 성층화가 실제보다 커질 수 있다.

수치해석에서 자연대류 강도의 저평가는 본 연구에서 고려하지 않은 난류의 영향이나 용수가 완전히 채워지지 않는 경우 축열조 상부에 존재하는 자유표면의 영향과 관련될 수 있다. 따라서 향후 연구를 통해 이러한 요인을 포함하여 축열조 내부의 자연대류에 영향을 미치는 다양한 원인을 확인하고, 더 나아가 자연대류에 의한 용수의 혼합 및 성층화가 축열조의 성능에 미치는 효과를 규명할 필요가 있다.

결론적으로 본 연구에서 수행한 수치해석은, 목표표로 한 축열조 혼합온도, 태양에너지의 획득열량과 집열효율 등의 시스템 성능과 관련된 지표는 상당히 정확하게 예측할 수 있음을 확인하였다. 그러나 부하측이 포함되는 또 다른 시스템 성능 지표인 태양열의존도(=태양열로 공급한 부하측 열량/부하측에 공급한 총열량)는 축열조의 온도 및 온도분포에 밀접한 관련이 있으므로, 다소 크게 예측된 본 연구결과로는 과장된 태양열의존도를 초래할 수 있다. 따라서 만약 정확한 태양열의존도를 구해야 하는 경우에는 집열기 특성 및 배관 계통의 손실을 고려하여 모델링을 개선할 필요가 있다.

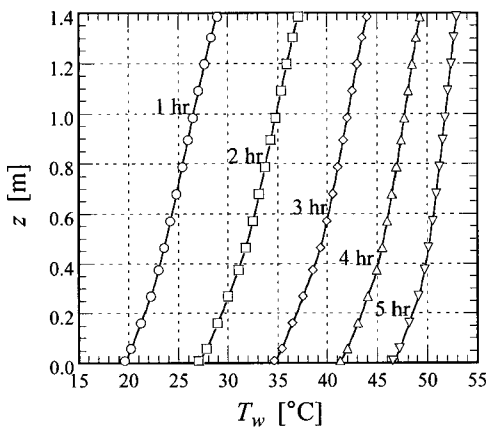


Fig. 10 Predicted temperature distribution along the centerline of the storage tank.

이로써 CFD에 의한 시뮬레이션의 타당성이 검증되었으며, 향후 나선유로의 피치와 폭 및 순환 유량이 축열조의 획득열량에 미치는 영향을 분석할 예정이다.

4. 결 론

나선재킷형 축열조에 대한 CFD 해석모델을 개발하고 수치해석을 수행하였다. 실증실험과의 비교를 통하여 본 수치해석 모델의 타당성을 검증하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 집열기에서의 획득열량과 집열효율은 실험값과 3.1 MJ 및 2.4% 포인트 차이를 보이며 오차를 5.9%의 범위에서 일치하였다. 실증실험 중 열매 펌프의 작동정지 등 비정상적인 조건변화 요인을 고려하면 좋은 일치로 판단된다.

(2) 획득열량과 집열효율은 집열기 입구온도에 큰 영향을 받으며, 해석값과 실험값의 좋은 일치를 통해 나선유로 내에서 열전달 해석이 적합하게 이루어졌음을 확인할 수 있다.

(3) 축열조 내의 혼합온도는 전반적으로 좋은 일치를 보이나, 해석결과가 상하부의 온도차 증대 정도는 크게 예측하는 경향을 보인다. 태양열의존도 등을 정확히 계산하기 위해서는 집열기 및 배관 계통을 포함하여 전체 시스템을 대상으로 하는 CFD 해석모델의 개발 등 개선이 필요하다.

참고문헌

1. Korea Energy Economics Institute, <http://www.keei.re.kr>.
2. Kang, Y.H. and Yang, Y.S., 1998, Development of solar technology in Korea, *Solar Energy*, Vol. 18, No. 2, pp. 1-7.
3. Choi, B.S., Yoon, D., Kim, S.S. and Hong, H., 2006, Proposal for Korean solar water heating system, *Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference*, pp. 105-110.
4. 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.
5. Kim, J.H., Choi, B.S., Hong, H. and Kim, Y.S., 2005, Experimental verification for a spiral-jacketed storage tank applied to solar thermal system, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 17, No. 4, pp. 341-346.
6. Shah, L.J., 2000, Heat transfer correlations for vertical mantle heat exchangers, *Solar Energy*, Vol. 69, No. 1-6, pp. 157-171.
7. Alizadeh, S., 1999, An experiment and numerical study of thermal stratification in a horizontal cylindrical solar storage tank, *Solar Energy*, Vol. 66, No. 6, pp. 409-421.
8. Hollands, K.T.G. and Lightstone, M.F., 1989, A review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems, *Solar Energy*, Vol. 43, No. 2, pp. 97-105.
9. Shah, L.J. and Fubo, S., 2003, Entrance effects in solar storage tanks, *Solar Energy*, Vol. 75, No. 4, pp. 337-348.
10. Zachár, A., Farkas, I. and Szlivka, F., 2003, Numerical analysis of the impact of plates for thermal stratification inside a storage tank with upper and lower inlet flows, *Solar Energy*, Vol. 74, No. 4, pp. 287-302.
11. Yee, C.K. and Lai, F.C., 2001, Effects of a porous manifold on thermal stratification in a liquid storage tank, *Solar Energy*, Vol. 71, No. 4, pp. 241-254.