

공학석사 학위논문

태양열난방 축열조의
효율향상에 관한 연구



2008년 2월

부경대학교 산업대학원

냉동공조공학과

류 남 진

공학석사 학위논문

태양열난방 축열조의 효율향상에 관한 연구

공동 지도교수 : 최광환, 윤정인

이 論文을 工學碩士 學位論文으로 提出함



2008년 2월

부경대학교 산업대학원

냉동공조공학과

류 남 진

류남진의 공학석사 학위논문을 인준함

2008년 2월



주 심 김 영 수 인

위 원 김 종 수 인

위 원 윤 정 인 인

목 차

List of Tables	ii
List of Figures	iii
Nomenclature	vi
Abstract	viii
1. 서론	1
2. 실험장치 및 실험방법	3
2.1 실험장치	3
2.2 측정장치	13
2.3 실험방법	15
2.4 성능계산	19
3. 실험결과 및 고찰	20
3.1 난방수의 유량변화	20
3.2 일반적인 노즐에서의 축열조 유동특성	21
3.3 수직형 디스트리뷰터(Distributor)에서의 축열조 유동특성	34
3.4 축열조에 따른 축열성능 비교	47
4. 결 론	51
5. 참고문헌	52

List of Tables

Table 1 : Specification of storage tank	5
Table 2 : Test condition	15
Table 3 : Test condition of tank in Nozzle	21
Table 4 : Test condition of tank in Distributer	34
Table 5 : The improvement of solar efficiency	49

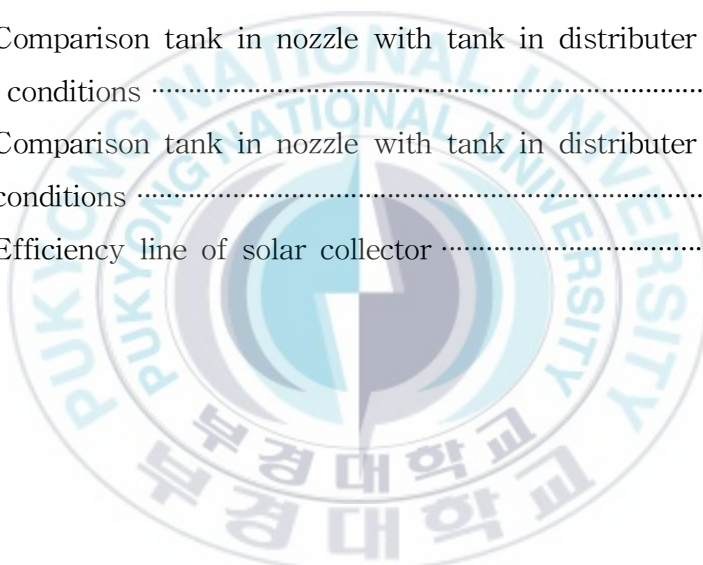


List of Figures

Fig. 1 : Schematic diagram of experimental apparatus	4
Fig. 2 : Storage tank	6
Fig. 3 : Schematic of storage tank	7
Fig. 4 : Picture of experimental apparatus	8
Fig. 5 : Inlet Nozzle	9
Fig. 6 : Heating Boiler	10
Fig. 7 : Storage tank for heating load	11
Fig. 8 : Heat Pump	12
Fig. 9 : Sensor point of storage tank	13
Fig. 10 : Data logger	14
Fig. 11 : Flow meter	14
Fig. 12 : Test condition A, B, C, D	17
Fig. 13 : Flux variation with number of valve on	20
Fig. 14 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank (unstratified, low flow rate)	22
Fig. 14 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time (unstratified, low flow rate)	23
Fig. 14 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (unstratified, low flow rate)	24
Fig. 15 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank (unstratified, high flow rate)	25
Fig. 15 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time (unstratified, high flow rate)	26
Fig. 15 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (unstratified, high flow rate)	27
Fig. 16 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank	

(stratified, low flow rate)	28
Fig. 16 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time (stratified, low flow rate)	29
Fig. 16 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (stratified, low flow rate)	30
Fig. 17 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank (stratified, high flow rate)	31
Fig. 17 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time (stratified, high flow rate)	32
Fig. 17 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (stratified, high flow rate)	33
Fig. 18 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank (unstratified, low flow rate)	35
Fig. 18 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time (unstratified, low flow rate)	36
Fig. 18 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (unstratified, low flow rate)	37
Fig. 19 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank (unstratified, high flow rate)	38
Fig. 19 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time (unstratified, high flow rate)	39
Fig. 19 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (unstratified, high flow rate)	40
Fig. 20 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank (stratified, low flow rate)	41
Fig. 20 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time (stratified, low flow rate)	42
Fig. 20 (c) : Temperature variation with time according to the thermal	

storage tank height (stratified, low flow rate)	43
Fig. 21 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank (stratified, high flow rate)	44
Fig. 21 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time (stratified, high flow rate)	45
Fig. 21 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (stratified, high flow rate)	46
Fig. 22 : Froude number and flux of working fluid with respect to height of the nozzle	47
Fig. 23 : Comparison tank in nozzle with tank in distributor at not stratified conditions	48
Fig. 24 : Comparison tank in nozzle with tank in distributor at stratified conditions	50
Fig. 25 : Efficiency line of solar collector	50



Nomenclature

Romans Letters

Fr	Froude Number
v	Flow velocity [m/s]
g	Acceleration of gravity [m/s ²]
L	Height [m]
\dot{Q}	Heat quantity [kcal/hr]
C_p	Specific heat of constant pressure [kcal/kgK]
\dot{m}	mass flux [kg/s]
T_{top}	Temperature of top of storage tank [°C]
T_{m-top}	Temperature of upper midrange of storage tank [°C]
T_{m-bot}	Temperature of under midrange of storage tank [°C]
T_{bot}	Temperature of bottom of storage tank [°C]
T_{sc}	Outlet temperature of storage tank [°C]
T_{re}	Inlet temperature of storage tank [°C]
FR	Corrected coefficient of solar collect
UL	Heat loss coefficient of absorber surface [W/m ² °C]
I_t	Solar radiation [W/m ²]
$T_{f,i}$	Inlet temperature of collector [°C]
T_a	Temperature of air [°C]
I_t	Solar radiation [W/m ²]

Greek letters

τ	Solar transmittance
a	Solar absorptance
ρ	Density [kg/m ³]

n Efficiency of heat collect

Δ Infinitesimal increment

Subscript

top Top

bot Bottom

m_top Top of middle

m_bot Bottom of middle

sr supply

re return



A study on efficiency improvement of the heat storage tank for a solar assisted heating equipment

Nam-Jin Lyu

Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering
Graduate School of Industry
Pukyong National University

Abstract

This study was conducted to improve efficiency of a heat storage tank for heating equipment with solar collector. Most of solar energy systems are used for water heating application with simple heat storage structures in Korea. However, by the solar energy application is extended to panel heating purposes, there is limitation in efficiency improvement with conventional heat storage tank. It is necessary that the system operates at low temperature condition to increase the efficiency of the system in solar assisted heating equipment. When the conventional heat storage tank used in solar assisted heating system, the water in the storage tank was heated in advance of heating operation by the solar heat, it makes reduction of utilization efficiency in the solar energy.

In this study, through analyzing flow characteristics and figuring problems out of a conventional heat storage tank, it is found that the system performance could be improved by optimization of the structure of the storage tank. The experiments are conducted with real scale bases. Therefore, it is possible to note that the experimental results are reflection of actual operating situation. Because of in-situ experiments are time consuming and need lots of expenses, two initial conditions are fixed in this study.

As results, solar energy utilization performance of the heat storage tank is improved with

vertically installed distributor for return water compare to conventional horizontal type distributor's performance. It is found that the conventional heat storage tank is not suitable for heat storage tank for panel heating equipment and it is possible more improvement by modification of the heat storage tank.

Key world :

Thermal storage tank (축열조), Degree of stratification (성층도), Discharge mode(방열운전), Charging mode (축열운전), Distributor (분배기), 중력순환 (Gravity circulation), 태양열 시스템 (Solar thermal system)



1. 서론

우리나라에서 에너지문제의 심각성은 어제 오늘의 문제가 아니다. 급변하는 국제유가의 변화와 환경문제에 대한 깊숙한 관심은 일반인들로 하여금 신·재생 에너지에 대한 관심을 더욱 불러일으키기에 충분하며 정부에서도 신·재생에너지의 연구, 개발, 보급에 많은 지원을 쏟고 있는 실정이다. 신·재생에너지 중 태양열(Solar thermal energy) 에너지는 에너지의 밀도가 낮고 낮 시간에만 한정적으로 에너지를 취득할 수 있기에 에너지의 수요와 공급에 시간차이가 있다. 이로 인해 축열조(Storage tank)의 설치가 필수적이다. 축열조는 태양으로부터 획득한 에너지를 열에너지 형태로 저장한 후 이를 필요로 할 때마다 쓸 수 있게 하여 열에너지의 수요와 공급에 따른 제약을 줄일 수 있는 장치이다.

현재 대부분의 태양열 축열조의 축열 매체로 물을 이용하고 있으며 부하측에 있어서는 대다수가 온수 급탕용으로 사용되고 있는 실정이다. 하지만 최근에는 태양열 온수 및 난방용 복합 기기의 보급이 확대 적용되고 있다. 온수 급탕용 축열조의 경우, 축열조 내부의 물을 취출하여 이용하기 때문에 축열조 내부의 온도 구배가 종방향으로 성층을 확연하게 이루기가 쉬운 형태였다. 이에 반해 난방용 축열조는 내부의 물을 일정한 유량으로 순환시키면서 부하에 이용하기 때문에 성층을 유지하기가 상당히 까다롭다. 특히 태양열 시스템의 경우 집열부의 효율을 높이는 것이 무엇보다도 중요한 문제인데 이는 축열조의 온도성층과 밀접한 관계가 있다. 즉, 태양열 열교환부(축열조하부)의 운전온도가 낮을수록 태양열 에너지의 효율은 높아지게 된다.

축열조의 이용효율을 개선하기 위한 유체의 성층화에 대한 연구는 1980년대 부터 꾸준히 진행되고 왔다. 축열조의 분배기에 관련하여 Musser 등⁽¹⁾은 기존에 발표된 연구결과를 분류하여 몇 가지의 연구는 분배기의 설계이론 및 축열조의 형태에 관한 연구이며, 분배기의 설계에 있어서도 축열조 크기와 분배기의 상관관계는 검토되지 않았다고 보고하였다. 또한 분배기의 효율에 대하여도 분배기를 통과하는 유체유량을 변수로 하는 축열조내의 열전달 현상에 관한 연구라고 하였다. Chung 등^{(2)~(4)}은 축열조의 열전달에 관한 연구에서 축열조내의 온도 성층화를 저해하는 가장 중요한 요인은 외부에서 축열조 내로 들어오는 유체에 의한 혼합이라고 하였다. Nakos 등^{(5)~(7)}은 축열조에 유입되는 유체와 축열조내의 유체의 혼합은 유입되는 유체의 유량 및 두 유체의 온도차에 따라 달라지며, 이 현상

을 해석하기 위해서 고려하여야 할 변수는 분배기 입구의 프라우드수(Froude number)와 레이놀즈수(Reynolds number)이며, 축열조 내부의 중력에 의한 유동도 영향을 미친다고 발표하였다.

Sliwinski 등⁽⁸⁾은 축열조의 열성층 특성을 파악하기 위하여 성층도(Degree of stratification)의 개념을 도입하였다. 성층도는 축열조에서 열 성층의 정도를 나타내는 무차원 수로 온도차가 클수록, 높이차가 적을수록 높은 값으로 나타난다. Young-Soo 등⁽³⁾은 평면형 디퓨저를 사용할 경우 축열조의 성층도에 영향을 미치는 인자에 대한 연구를 수행하였으며, 이 연구를 통하여 Fr수가 약 1.0 일 때 가장 큰 성층도를 나타낸다고 하였다.

위와 같은 연구에서는 유입수의 혼입에 따른 축열조의 성층현상에 관한 연구를 주로 다루었고, 일부 노즐의 형상에 따른 연구를 수행하였으나 이 또한 횡방향 노즐에 관한 것이다. 하지만 난방용 부하는 회수되는 수온이 저온에서 고온에 이르기까지 온도변화가 크고 유량(유속)도 지속적으로 변하고 있다. 또한 난방 복합기의 경우 축열조 상부에 보조가열(Auxiliary heater) 장치를 내장하고 있으므로 조건에 따라서 난방 환수되는 수온이 더욱 큰 차이를 나타낼 수도 있다. 그러므로 기존의 횡방향의 분배기(Distributor)만으로 난방용 축열조의 온도성층을 유지하기에는 문제점이 있다.

본 연구에서는 중형의 디스트리뷰터(Distributor)를 적용한 축열조를 제안하여 기존의 일반적인 축열조와 제안된 축열조의 비교 실험을 통해 축열조의 구조에 따른 축열효율 향상에 대해 규명하는데 연구의 목적이 있다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

본 연구에서 사용한 난방용 축열조는 현재 가정용 태양열 난방용 축열조로 많이 사용되는 1000ℓ~2000ℓ 급에 유사한 1000ℓ 용량으로 실험 장치를 구성하였다. 본 연구에서는 실험의 편의를 위하여 태양열 집열 부분은 다루지 않았고, 태양열원 대신 전기히터를 사용하여 축열과정을 대신하였다. 본 연구의 주된 연구 분야는 난방 운전시 축열조의 온도 분포에 관한 해석이며 이를 통해 태양열 축열조의 성능을 예측할 수 있다.

실험 장치를 크게 분류하면 본 연구의 핵심인 난방용 축열조 (1000ℓ)와 가열을 위한 보일러 (500ℓ, 10 kW), 부하용 축냉조 (1,000ℓ), 부하 조절용 열펌프 (4 RT), 제어용 제어반, 측정 장치 등으로 구성되어 있으며 장치 계통은 Fig.1과 같이 구성하였다. 난방 유입구의 형태로는 단순 유입구(Inlet nozzle)와 수직형 분배기(Distributor)가 있다. 그 외에 각 열원 순환용 순환펌프 (125W), 유량 조절용 게이트 밸브, 유량 측정용 전자식 체적 유량계 등으로 이루어져 있다.

제어반은 축열 순환용 펌프, 난방 순환용 펌프 및 열펌프를 제어하는 3부분으로 나뉘어져 있으며, 사용된 계측기는 축열조 및 각 순환배관의 온도 측정을 위하여 T-type 열전대, 전자식 체적유량계(Badger 사)이며, 자료수집시스템은 Agilent사의 34970A를 사용하였다.

난방용 축열조의 온도값의 측정점은 Fig. 2에 표시하였으며 데이터 로그를 통하여 일정시간 간격(10초~1분)으로 측정하였다. 측정 장치의 각 요소들은 Fig. 3에 나타내었으며 시스템에서 부하열량은 저부하에서부터 고부하까지 설정하였다. 부하량의 조절은 부하 입구측 게이트 밸브를 통해 조절하였다. 난방부하는 통상의 가정용 보일러와 유사한 규모의 부하량을 설정하였다. 난방부하는 기름보일러의 경우 121 kcal/(m²hr)를 설계부하로 하고 있으며 본 실험에서는 부하량을 비교적 크게 설정하였다. 또한 난방 시 배관의 관내 유량을 현장과 유사하게 유지하기 위하여 실험한 결과 Fig. 5 와 같았으며 이를 토대로 저유량과 고유량을 설정하여 실험을 진행하였다.

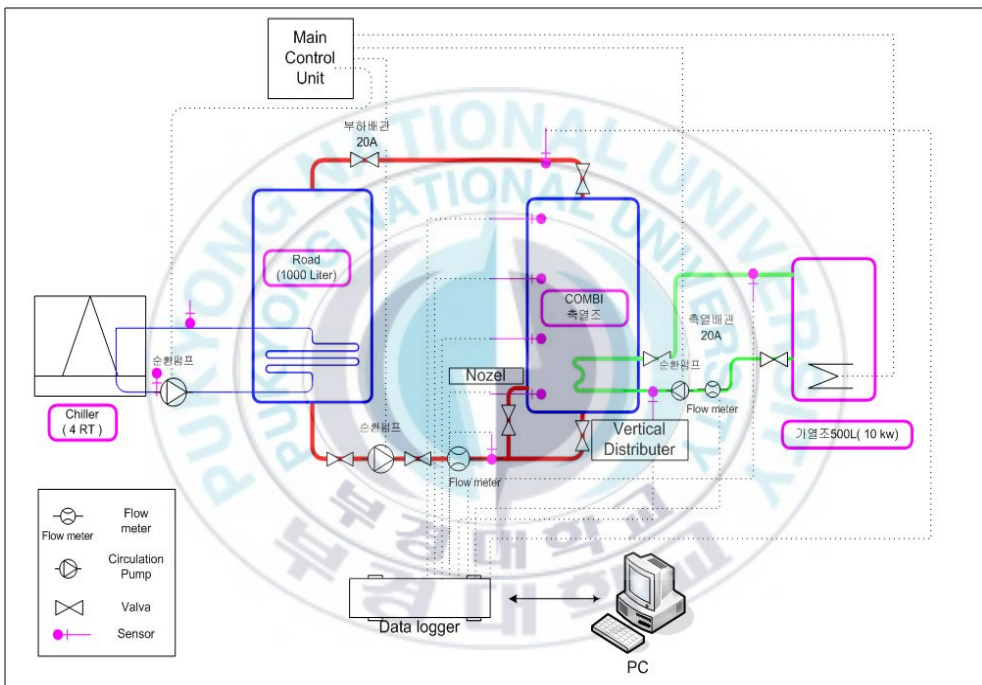


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

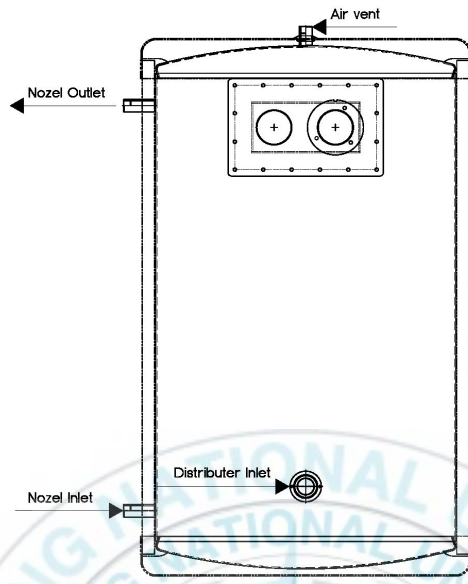
2.1.1 축열조

본 연구에서 사용한 축열조의 제원은 다음과 같다.

Table 1 Specification of storage tank

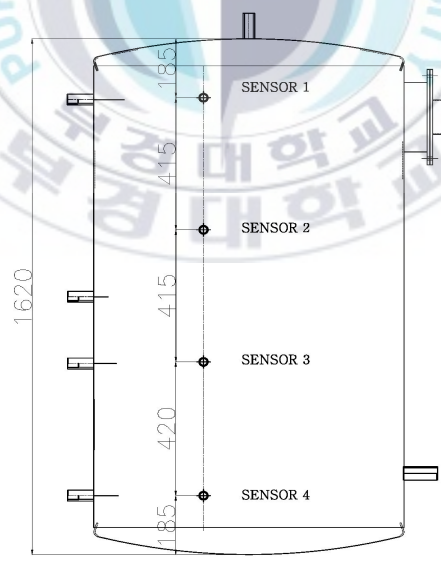
Classification		Specification	Remark
Specification		Ø 910mm x 1620mm(h)	
Material		Storage tank : SPHC Heat exchanger :STS 304	
Effective volume		870 ℓ	
Inlet	(A) Nozzle	Ø 35.7mm	General nozzle
	(B) Distributer	Main pipe : Ø 41.6 mm (I.D) Nozzle : Ø 30mm x 5 EA	Proposed nozzle
Insulation thickness		50 mm (Poly urethane foam)	

축열조는 Fig. 3과 같이 축열조 내부에 축열용 코일형 열교환기, 난방노즐 2개 (일반형 노즐 및 디스트리뷰터 형), 난방송수용 노즐, 급탕용 탱크(Tank in tank), 상측에 가열용 버너가 부착되어 있고, 열손실을 줄이기 위하여 50mm두께의 단열조로 단열이 되어 있다. Fig. 2와 3은 축열조의 상세도면을 나타낸다. 축열조의 온도 측정 범위는 Fig. 2 (b)와 같이 종방향으로 5등분하여 4개소에 배치하였다. 실험장치의 구성은 Fig. 4와 같이 구성하였다.



< FRONT VIEW >

(a) Storage tank nozzle



(b) Side view

Fig. 2 Front and side view of the storage tank

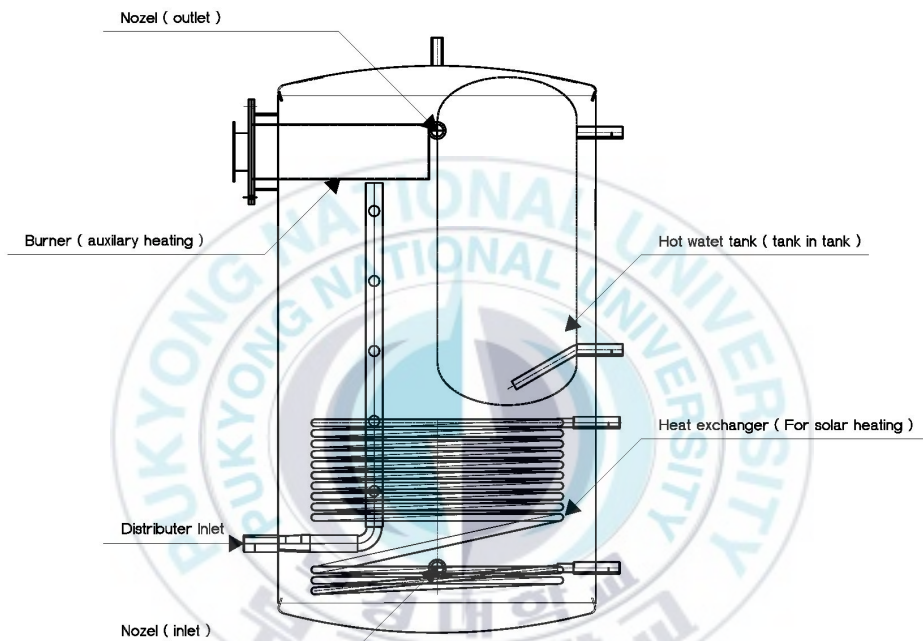


Fig. 3. Schematic diagram of the storage tank



(a) System



(b) Circulating pump



(c) Heat pump



(d) PC

Fig. 4 Picture of experimental apparatus

2.1.2 축열조 유입 노즐 (Inlet nozzle)

Fig. 5 (a)는 기존의 일반적용 난방용 축열조를 나타낸 것으로 유입구 직경은 38mm 이다. 일반적인 축열조는 축열조 상부에 난방송수관을 축열조 하부에 난방환수관이 설치된 구조이다. Fig. 5 (b)은 본 연구를 위해 제안된 수직형의 디스트리뷰터 (Distributor)를 적용한 축열조를 나타낸 것으로 환수되어 오는 난방수의 밀도에 따라 최적층으로 분사할 수 있는 노즐을 길이 방향으로 배치하고 있다. 디스트리뷰터의 유입구 관경은 48.6 mm 이며 길이는 980mm 이다 또한 중 방향으로 $\varnothing 30\text{mm}$ 직경의 노즐은 100mm 간격으로 7개를 설치하였다.

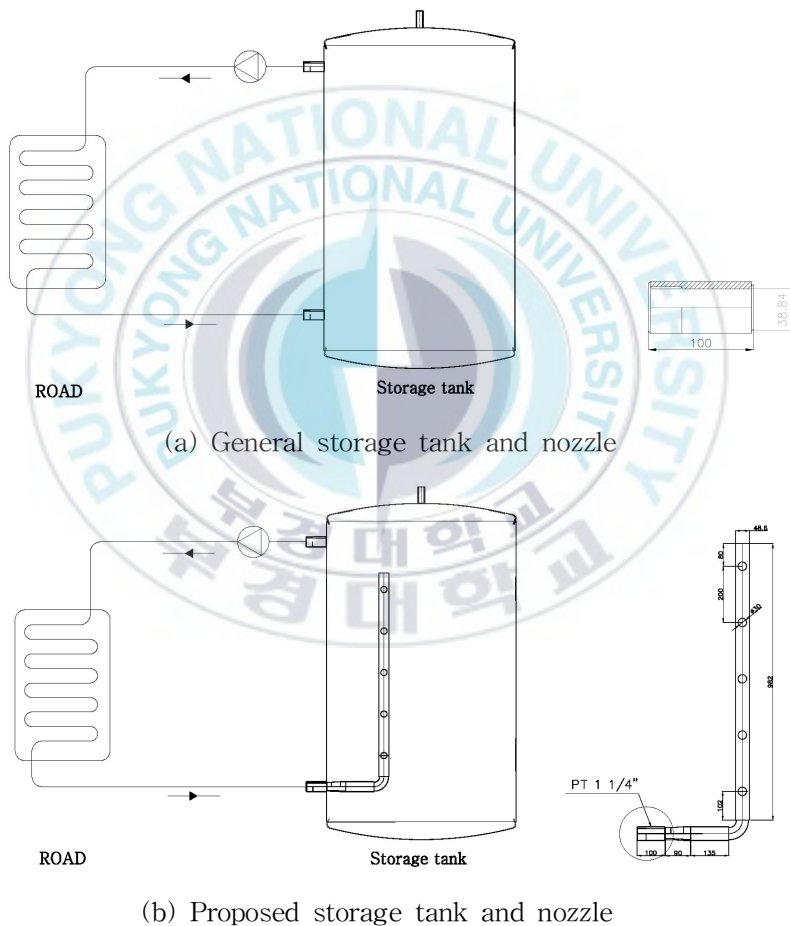


Fig. 5 Schematics of inlet nozzle

2.1.3 가열용 보일러

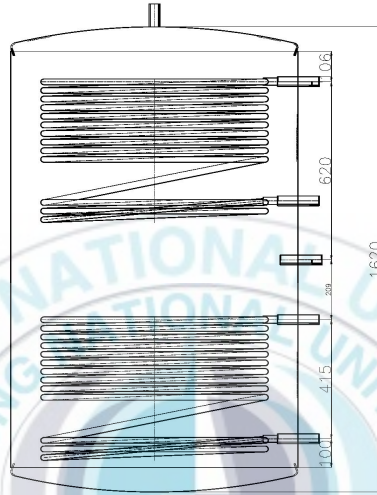
본 연구에서 사용된 열원 공급용 온수기는 Fig. 6에서 보는 바와 같다. 온수 공급 탱크는 용량 500ℓ, 전압은 3상 380V, 히터출력 10kW, 최대 가열 가능 온도는 90℃ 까지이며 태양열원을 대신하여 실험용 축열조에 일정한 온도를 공급하기 위한 용도이다. 축열조의 실험을 위해 축열조를 목표로 하는 온도까지 가열하는데 걸치는 시간은 약 2 ~ 6시간이며 온도의 제어를 위해서 별도의 제어기를 부착하였다. 가열용 축열조 상,하단에는 열교환을 위한 연결구를 갖추고 있다. 축열조를 태양열 집열기로 환산하면 태양열 집열기의 최대출력 기준 약 20 m² 내외의 집열기가 출력할 수 있는 에너지와 유사한 용량의 히터를 설치하였다.



Fig. 6 Picture of the heating boiler

2.1.4 부하용 축열조

난방부하를 위하여 난방부하용 축열조를 구성하였으며 Fig. 7 에서 보는바와 같이 원형의 축열조이며 내부에는 냉동기를 연결할 수 있는 열교환기를 배치하고 있다. 축열조의 크기는 1,000 ℓ 로 태양열 축열조와 동일한 용량이다. 열의 공급과 수요의 불균등에 대한 완충 역할을 수행할 수 있다.



(a) Schematic of inside of the buffer tank



(b) Picture of the buffer tank

Fig. 7 Storage tank for heating load

2.1.5 부하 조절용 열펌프

난방 부하를 위하여 별도의 부하용 축열조를 구성하였으며, 난방부하의 종류에 따른 다양한 온도를 설정하기 위하여 4RT 용량의 열펌프를 Fig. 8과 같이 설치하였다. 열펌프에는 관형열교환기가 설치되어 부하용 축열조를 냉각 또는 가열할 수 있게 되어 있다.



Fig. 8 Heat pump

2.2. 측정장치

2.2.1 온도측정

난방용 축열조로 유입되는 난방수에 따른 축열조의 온도프로파일을 측정하기 위하여 난방용 축열조의 상단에서 하단에 이르기 까지 Fig 2. (b)와 같이 4 곳에 온도센서를 부착하였다. 열전대의 종류는 T-type 열전대로 200mm 길이의 1.6 ϕ 감지부를 적용해 온도의 민감도가 높다. 그리고 축열조 하부에 설치된 열교환기를 통하여 축열시 온도 특성 및 공급 에너지량을 측정하기 위하여 하부 열교환기 입,출구에 각각 동일한 열전대를 부착하였다. 또한 난방 부하측의 부하량 측정을 위하여 난방 수 유입 및 유출관에 각각 열전대를 부착하였다. 데이터 획득 장비로 사용한 Data log 장비는 Agilent사의 제품으로 모델번호는 34970A 장비로 총 60채널까지 데이터를 획득할 수 있다. 본 실험에서는 총 12채널을 사용하였다.



Fig. 9 Sensor point of storage tank



Fig. 10 Data logger

2.2.2 유량측정

유량계는 Fig. 11과 같이 축열측 열교환기 측 1개소, 난방 부하측 배관에 1개소 설치하였다. 유량 조절은 각 출구 쪽의 게이트 밸브의 열림 정도를 조절하여 실험 조건에 맞추도록 하였다. 유량계의 측정가능 범위는 0~120 LPM, 전자식 체적유량계이다.

제조사는 Badger사의 Primo Advanced 모델로 환경에 따라 32A, 20A를 각각 사용하였다. 출력은 진류출력으로 4~20mA range 설정하였고 Max 유량을 100LPM으로 설정하여 측정하였다.

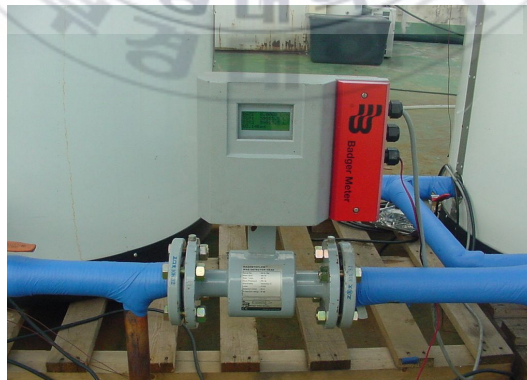


Fig. 11 Flow meter

2.3 실험방법

본 연구에서는 유량(저유량,고유량), 유입온도(저온,고온), 노즐종류(일반노즐,디스트리뷰터)에 따라 아래의 Table 2 와 같은 조건을 설정하여 실험을 수행하였다.

Table 2 Test conditions

실험조건명	실험 대상		축열조 초기온도 조건 (°C)				유량 (lpm)	난방유입수 온도 (°C) T_{re}
	기존축열조 (일반노즐)	제안축열조 (디스트리뷰터)	T_{top}	T_{m-top}	$T_{m-\perp}$	T_{bot}		
고온축열조 저온수유입	○ ○ ○ ○		68.5	68.8	69.3	55.2	5.1	22.2
			68.5	68.5	69.3	46.8	14.5	34.7
성충축열조 고온수유입			50.3	49.9	23.1	19.7	15.7	44.0
			48.1	43.5	23.5	21.6	24.6	45.0
고온축열조 저온수유입	○		67.7	67.5	68.4	66.6	6.0	27.3
	○		66.3	66.3	66.9	65.3	13.4	24.3
성충축열조 고온수유입	○		49.5	44	30.4	20.5	16.0	46.3
	○		50.7	50.6	24.6	19.9	26.0	50.6

2.3.1 축열조의 가열

(1) 실험 조건에 알맞은 실험 온도를 결정하여 온수보일러의 온도 조절기를 조정 한 후 목표 온도가 도달할 때까지 보일러를 가열한다.

(2) 가열용 보일러가 목표온도까지 상승한 후 실험용 축열조와 가열용 온수기를 순환펌프를 지속적으로 순환시키면서 실험용 축열조가 목표온도에 이를 때까지 가열시킨다.

(3) 목표온도에 이르면 가열용 보일러의 모든 밸브를 닫아 열교환이 일어나지 않도록 조치 한 후 다음 실험을 진행한다.

2.3.2 부하용 축열(냉)조의 가열(냉각)

(1) 실험 조건에 알맞은 실험 온도를 결정하여 부하용 축열조의 상단에 설치된

온도조절기를 설정한다.

(2) 열펌프와 부하조에 연결된 순환펌프를 가동하여 열펌프에서 생산된 에너지를 미리 순환시켜야 한다. 만약 이 순환펌프를 가동하지 않으면 순식간에 열교환기가 과냉되어 동파 될 수 있으므로 주의하여야 한다.

(3) 부하용 축열조와 연결된 열펌프를 가동하여 가열이 필요할 때는 가열로, 냉각이 필요할 때는 냉각으로 룬콘트롤을 조절한다.

(4) 부하용 축열조가 목표 온도에 이르면 열펌프를 정지한다. (연속적인 부하가 필요 할 경우는 계속 가동한다)

2.3.3 난방용 축열조의 온도분포 특성실험

(1) 2.3.1의 절차에 의하여 미리 난방용 축열조를 목표온도까지 승온 시킨다.

(2) 난방부하는 Table 2 및 Fig. 9와 같은 조건으로 총 8가지 경우를 실험한다.

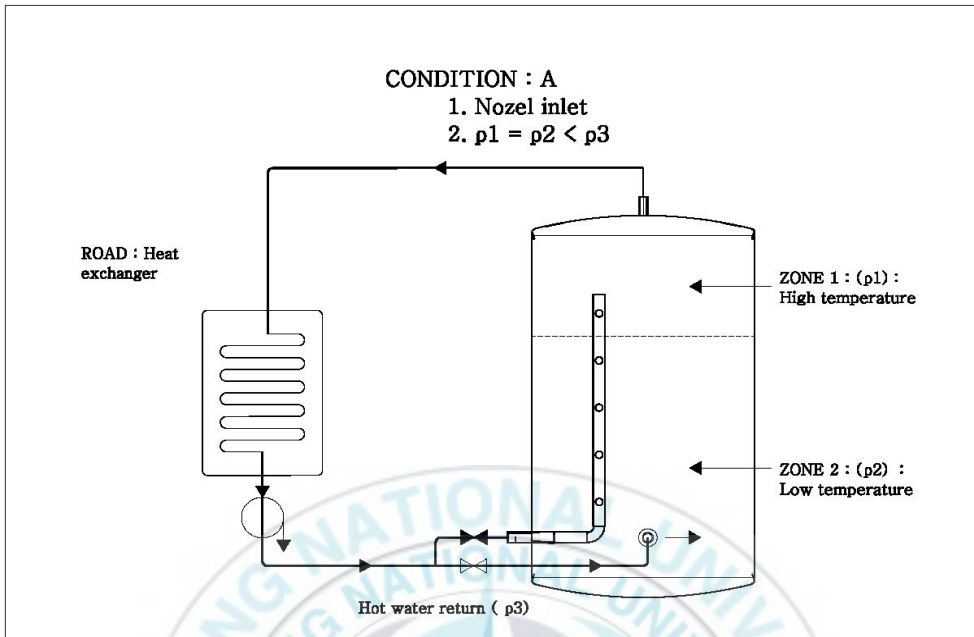
(3) 축열조의 성층조건을 초기에 맞출 경우에는 축열조 하부에 수도수를 직접 연결하여 T3 온도가 저온으로 떨어질 때까지 급수하여 온도 조건을 맞춘다. 이 경우 유속을 너무 과하게 공급하면 내부 혼입에 의해 성층이 깨어질 수 있으므로 유량을 조절하여 급수한다.

(4) 난방 운전은 상기의 각 조건에서 난방용 펌프를 가동하고, 유량계를 확인하면서 목표 유량이 될 때까지 게이트 밸브를 조절하면서 유량을 맞춘다.

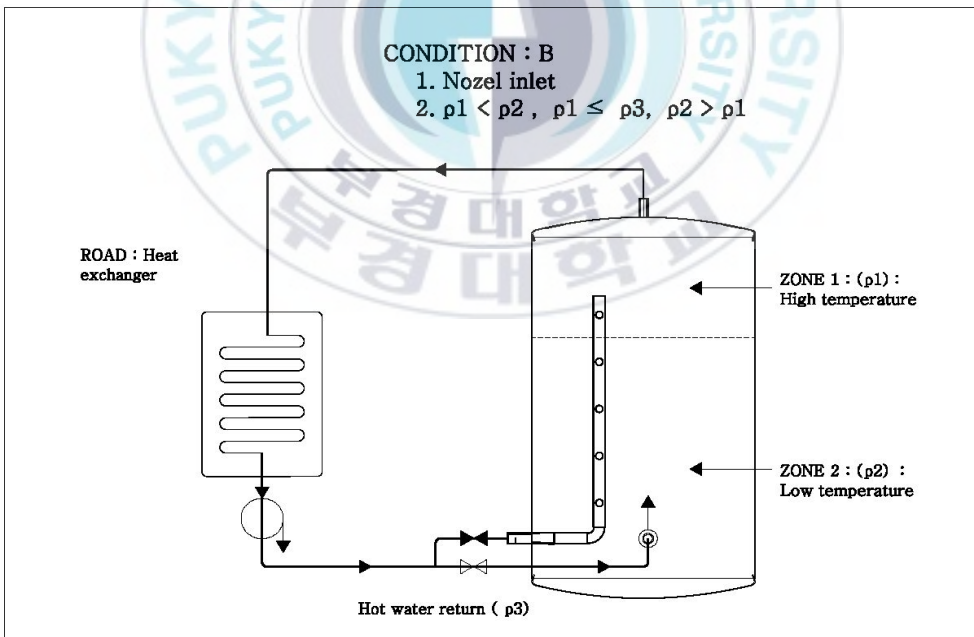
(5) 상기의 모든 절차가 완료된 후부터는 각 채널별 데이터를 데이터 로그에 기록을 시작한다. 데이터 기록 간격은 1분에 1회로 하며 시험을 종료할 때까지 연속으로 측정, 기록한다.

(6) 실험이 종료되면 초기의 실험조건을 맞추기 위하여 2.3.1과 2.3.2의 과정으로 조건을 맞춘다.

(7) 실험이 종료되면 상기의 (2)조건에 따라 반복 실험을 실시한다.

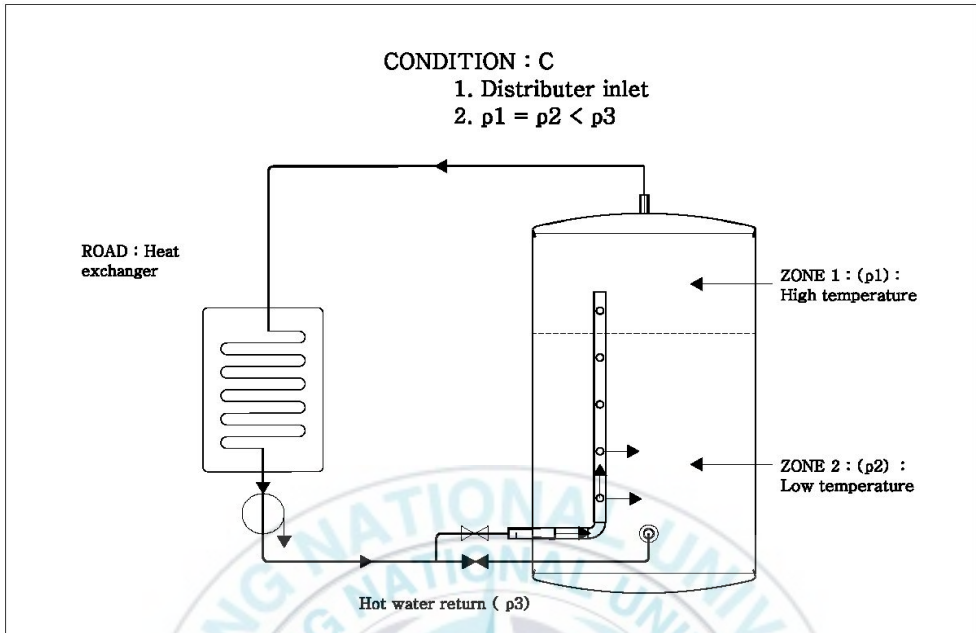


(a) Inlet through general nozzle at unstratified condition

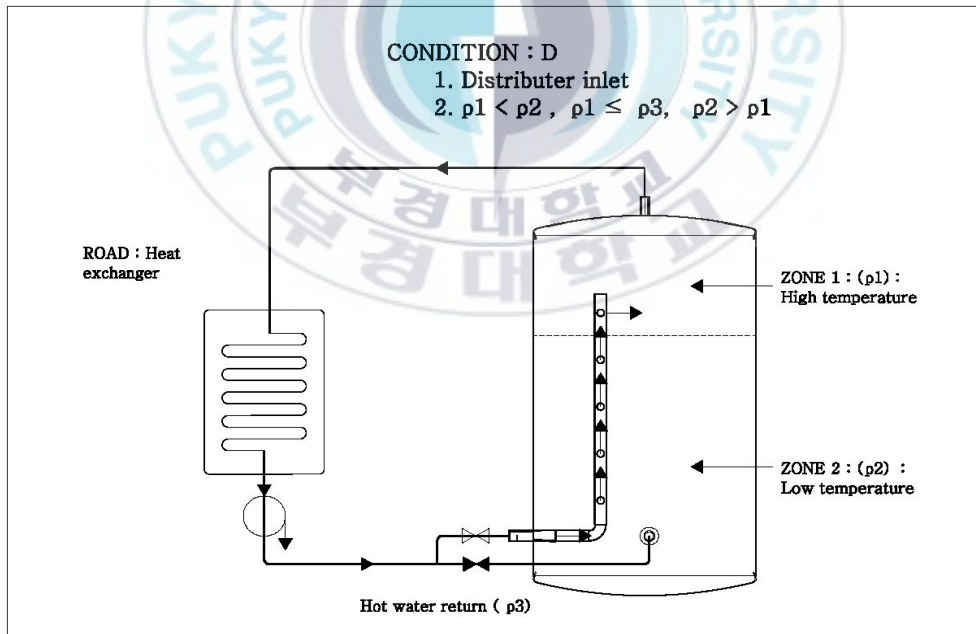


(b) Inlet through general nozzle at stratified condition

Fig. 12 Test condition A, B, C, D (Continued)



(c) Inlet through distributor at unstratified condition



(d) Inlet through distributor at stratified condition

Fig. 12 Test condition A, B, C, D

2.4 성능계산

축열조의 성능계산에 사용된 식은 다음과 같다.

$$Fr = \frac{v^2}{gL} \quad (1)$$

여기서, Fr 은 프라우드 수, v 는 유속[m/s], g 는 중력가속도[m/s^2] 및 L 은 축열조 내의 측정점까지의 수직 높이[m] 이다.

$$\dot{Q} = C_p \dot{m} \Delta(T) \quad (2)$$

여기서, \dot{Q} 는 열용량[kcal/hr], C_p 는 정압비열[kcal/kgK], \dot{m} 는 질량유량[kg/s] 및 $\Delta(T)$ 는 온도차 [°C]이다.

$$n = FR(\tau a) e.n - FRUL(T_{f.i} - T_a)/It \quad (3)$$

여기서, n 집열기 효율, FR 집열기의 보정계수, UL 는 수열부표면의 열손실 계수[$W/m^2°C$], τ 투과율, a 는 흡수율 및 It 는 일사량[W/m^2]이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 난방수의 유량변화

태양열 난방용 축열조에 있어 노즐의 형상, 유입수의 유량, 축열조의 성층도에 따라 난방용 축열조의 온도분포도를 분석하였다. 노즐의 형상은 기존의 단순형 노즐과 비교대상 수직형 디스트리뷰터(Distributor)를 비교하였다. 유입수의 유량을 비교한 이유는 유입수의 유속(m/s)에 따른 혼합 정도를 파악하기 위함이며, 설정 유속은 난방에 이용 될 수 있는 유속을 설정하였다. 난방에 사용될 수 있는 유속의 측정은 가정용 순환펌프 45 ~ 125w를 설치하고 난방용 분배기를 설치하여 실험한 결과 Fig. 14과 같이 최저 5 ~ 30 lpm의 경우가 있었다. 따라서 난방용 부하는 실험결과를 토대로 저유량 5 lpm 근처와 고유량 25 lpm을 기준하여 실험하였다. 축열조의 초기 온도 조건은 축열조 전층이 동일온도 분포의 경우와 축열조 상단이 성층이 된 경우를 실험하였다. 성층 조건을 실험한 이유는 난방용 축열조의 경우 축열조의 온도 분포가 경우에 따라서 성층이 될 경우가 발생하기 때문이다. [압상식 축열조에서 급탕 사용 후, 혹은 보조열원이 가동한 경우] 실험결과를 기존의 노즐과, 수직형 디스트리뷰터의 시험 결과 그래프를 조건별로 비교 분석하였다.

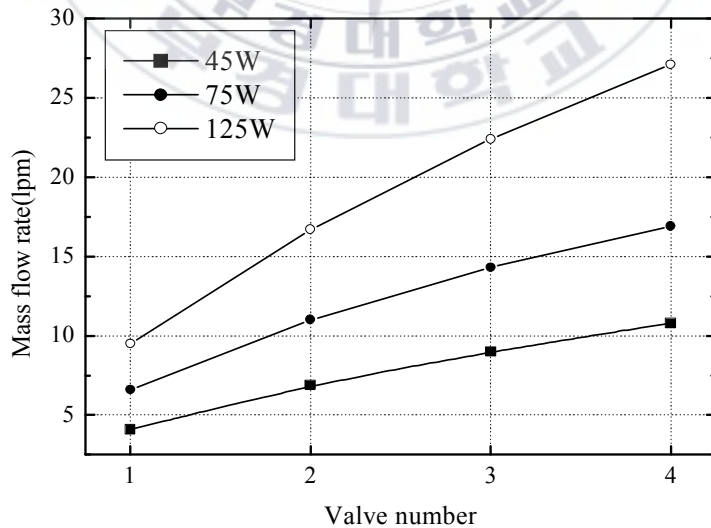


Fig. 13 : Flux variation with number of valve on

3.2 일반적인 노즐에서의 축열조 유동 특성

일반적인 노즐에서의 축열조 유동에 관한 사항은 Table 3과 Fig. 14 ~ 17의 그래프에 나타내었다. Fig. 14 과 Fig 16은 저속 운전 상태이며, Fig. 15 과 Fig. 17는 고속 운전상태의 그래프 이다. 각 그래프에서 (a)는 그 상태에서의 축열조의 내부 온도 프로파일을 나타내며, (b)는 난방송수(Supply) 온도, 난방환수(Return)온도, 유량을 나타내었다. (c)는 시간 및 축열조 위치에 따른 온도추이를 나타내었다.

Fig. 14 (a)에서 비성층 축열조에서 저온의 난방환수가 유입될 때 상층의 온도 변화는 없고, 하층의 온도가 급속히 떨어짐을 알 수 있다. 즉 밀도가 높은 물이 하층에 쌓인다고 볼 수 있다. Fig. 14(c)를 보더라도 시간변화에 대하여 bottom 층의 온도 변화 추이가 큰 것을 볼 수 있다. Fig. 15는 순환량을 14.5 lpm으로 높여 실험한 결과이며 난방 부하량이 큼으로 인해 전체적인 온도변화의 식별이 더욱 확연하였다. 시간에 따른 축열조의 온도 하강이 하층부터 진행하여 점점 상부층까지 진행하였다. 난방 순환량이 크다고 하지만 전체적인 축열조의 온도 하강은 난방구조에 아주 적합한 구조를 보인다고 볼 수 있다.

Table 3 Test condition of tank in normal nozzle

Fig. no	운전 조건		각 그래프 설명
	유 량	축열조 초기조건	
Fig. 14	저유량(5.1 lpm)	비성층 축열조, 저온수유입	(a) 축열조 온도 특성 (b) 부하측 온도 및 유량 (c) 위치별 시간에 따른 온도추이
Fig. 15	고유량(14.5 lpm)	비성층 축열조, 저온수유입	
Fig. 16	저유량(15.7 lpm)	성층 축열조, 고온수유입	
Fig. 17	고유량(24.6 lpm)	성층 축열조, 고온수유입	

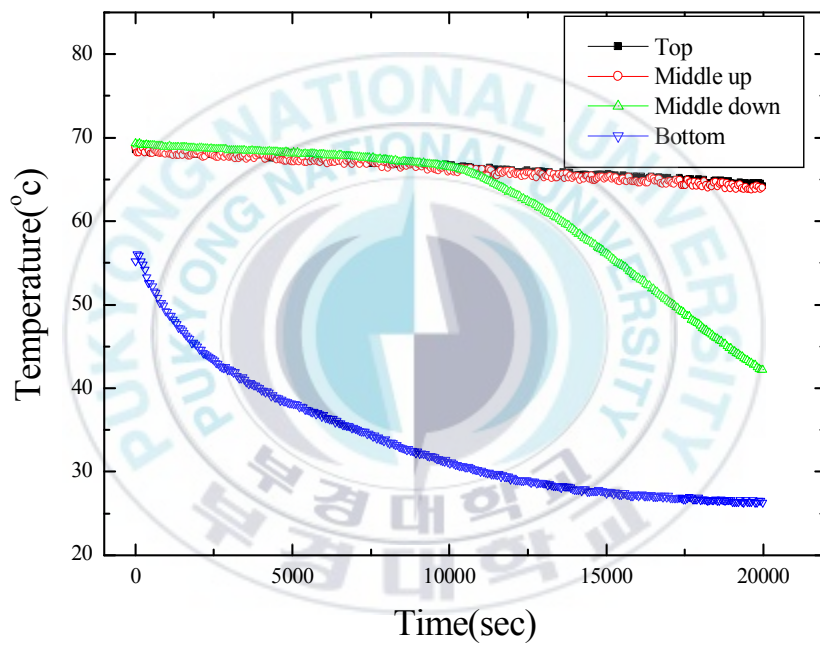


Fig. 14 (a) Temperature variation with time at thermal storage tank (unstratified, low flow rate)

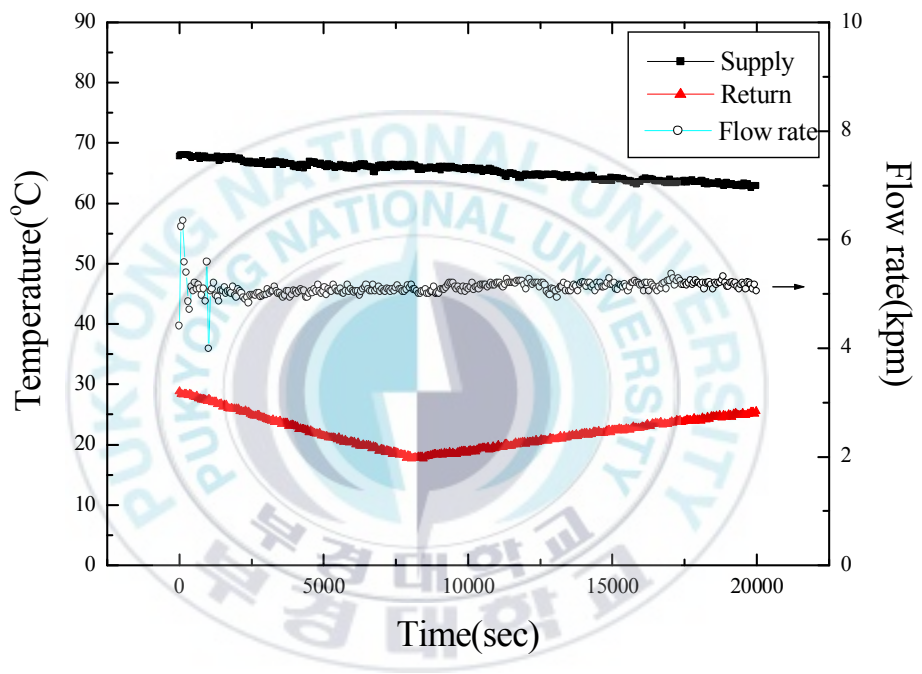


Fig. 14. (b) Inlet and outlet temperature variation with time (unstratified, low flow rate)

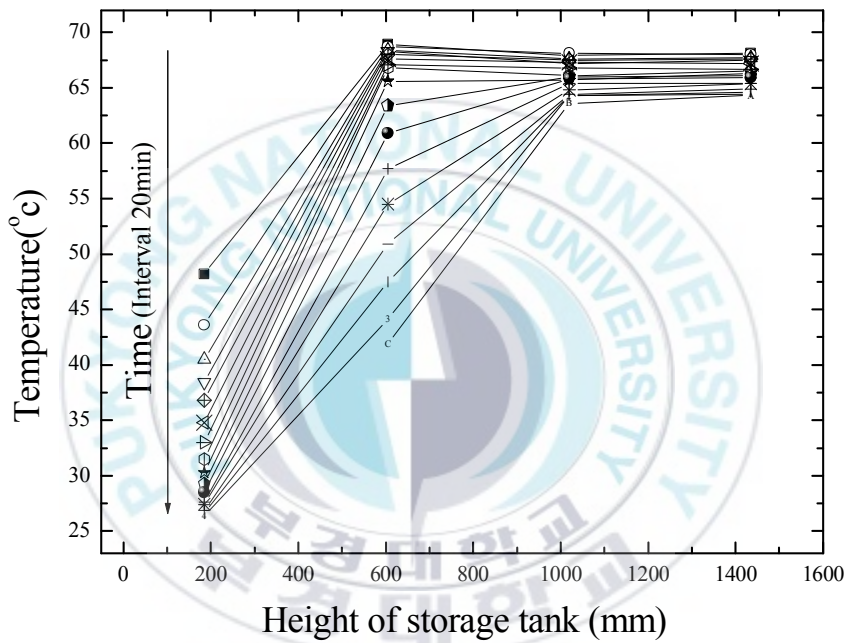


Fig. 14 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (unstratified, low flow rate)

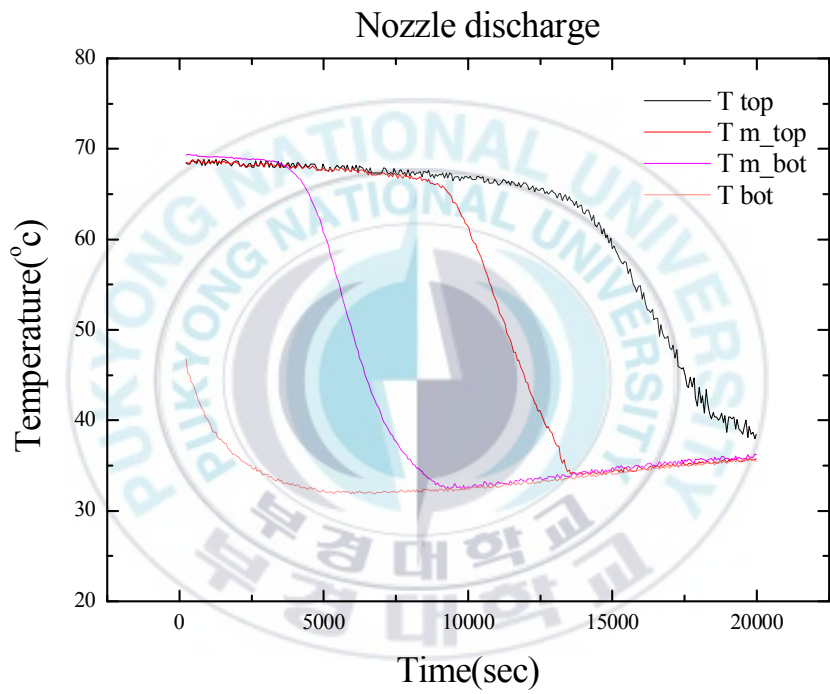


Fig. 15 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank (unstratified, high flow rate)

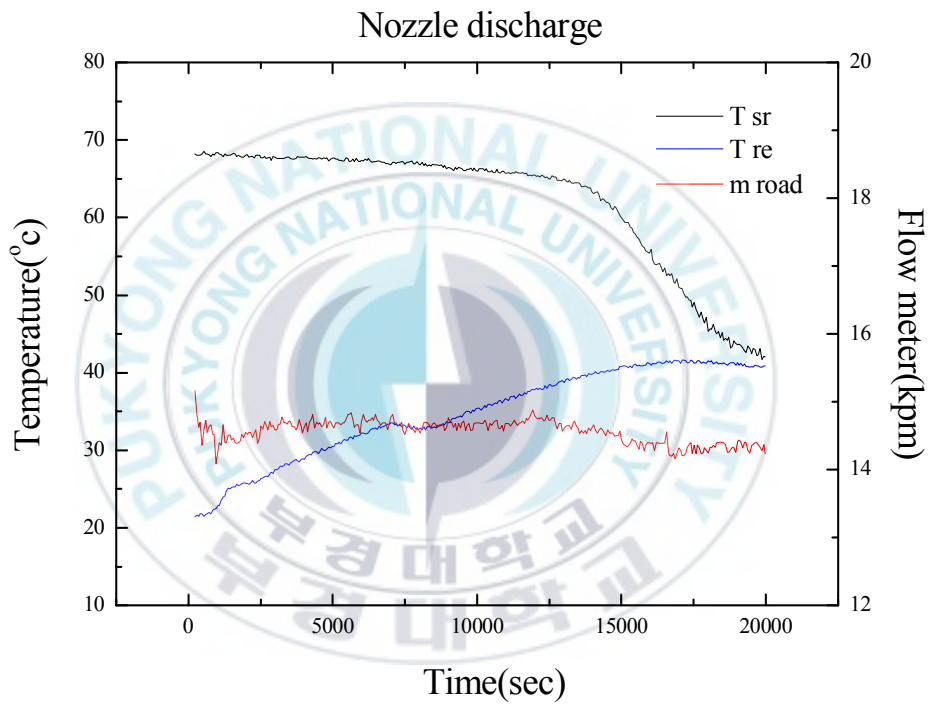


Fig. 15 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time
(unstratified, high flow rate)

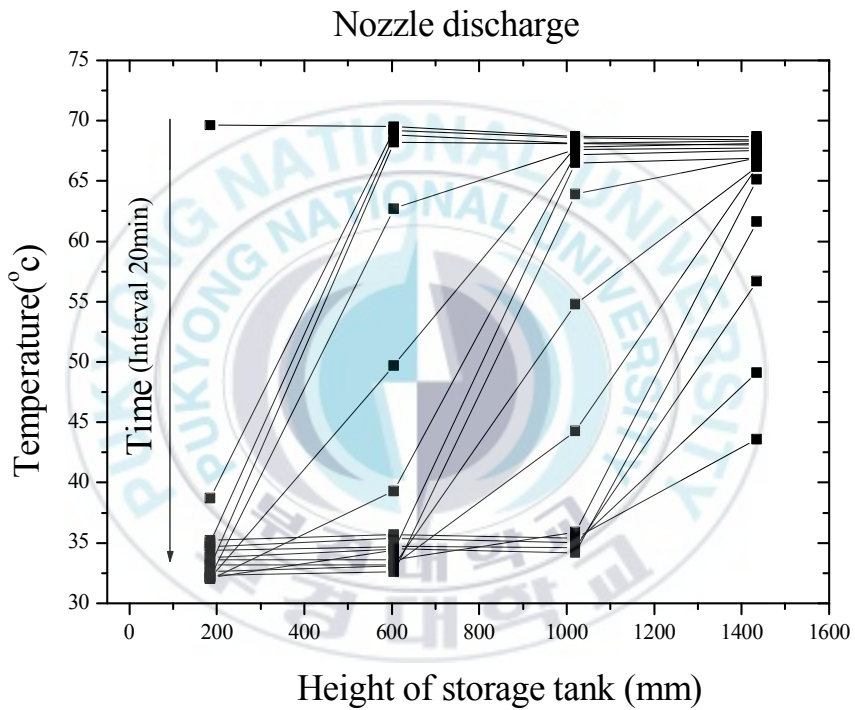


Fig. 15 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (unstratified, high flow rate)

Fig. 16과 Fig. 17은 성층일 경우 저유량, 고유량 운전시의 축열조 온도 특성을 나타낸다. Fig. 16은 저유량, 성층, 저온환수의 경우 축열조 온도프로파일을 나타내며 하층의 저온수가 초기 운전부터 상승함을 알 수 있다. 즉 저밀도의 고온수가 축열조 하부에 직접적으로 영향을 미친다고 볼 수 있다. 가동후 약 30분 후부터

는 축열조 중_상층의 온도가 급격히 하락하며, 약 100분 후부터는 최상층 축열조의 온도도 급격히 하락함을 알 수 있다.

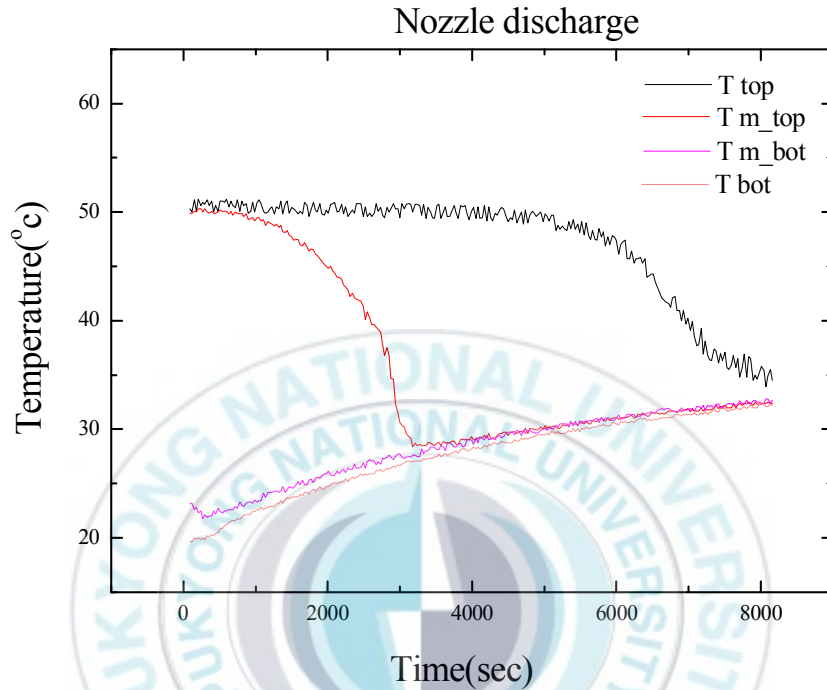


Fig. 16 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank (stratified, low flow rate)

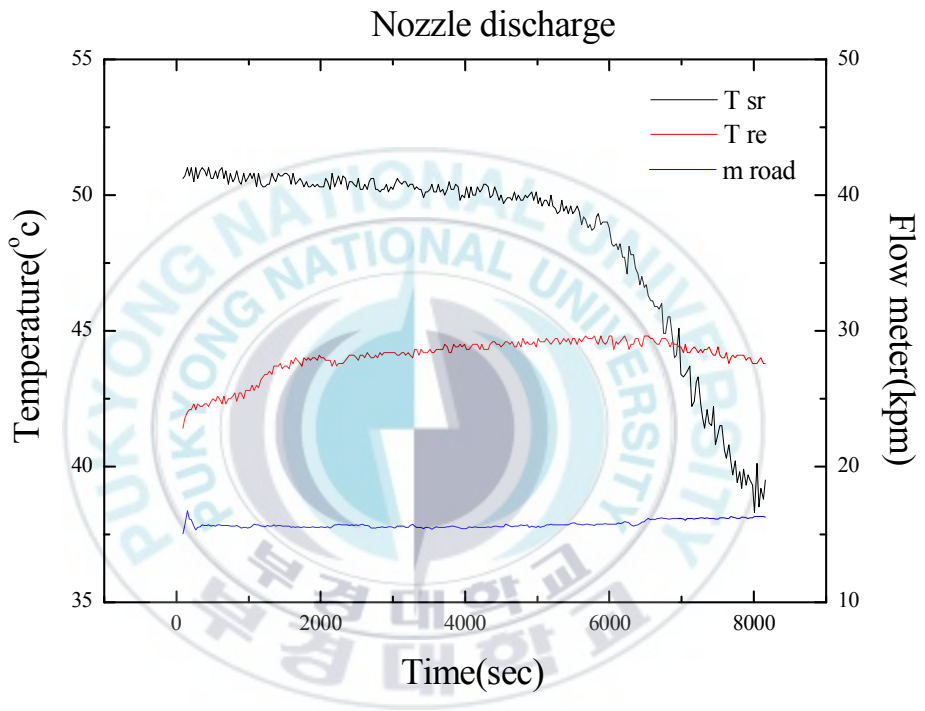


Fig. 16 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time (stratified, low flow rate)

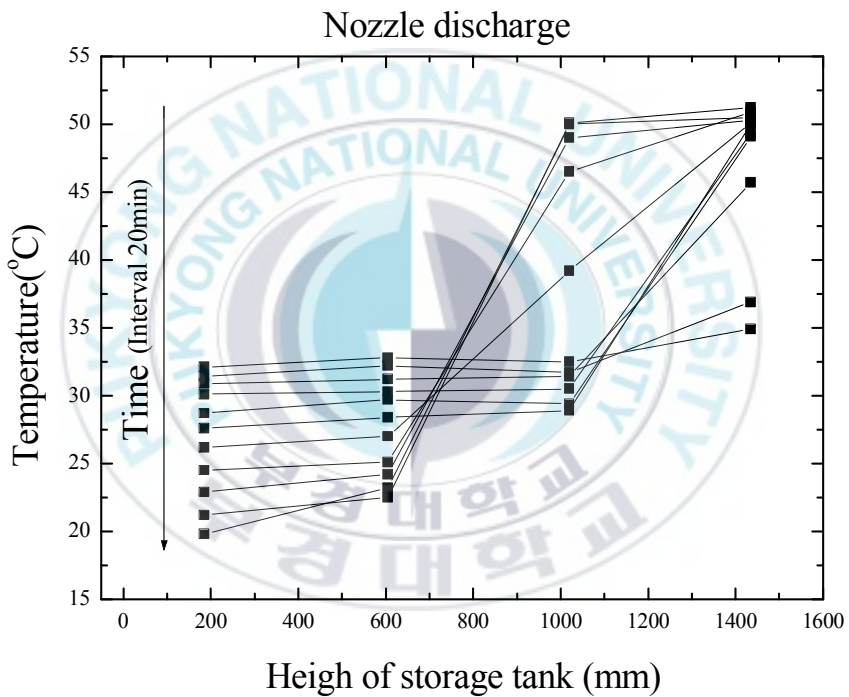


Fig. 16 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (stratified, low flow rate)

Fig 17는 보다 순환량을 늘려 24.6 lpm으로 운전하였을 때를 나타내며 전체적인 온도 변화 양상은 Fig. 16 과 유사한 패턴을 나타내며, 부하량이 크므로 인해 온도의 변화 폭 및 변화시점이 빨라졌음을 알 수 있다.

Nozzle discharge

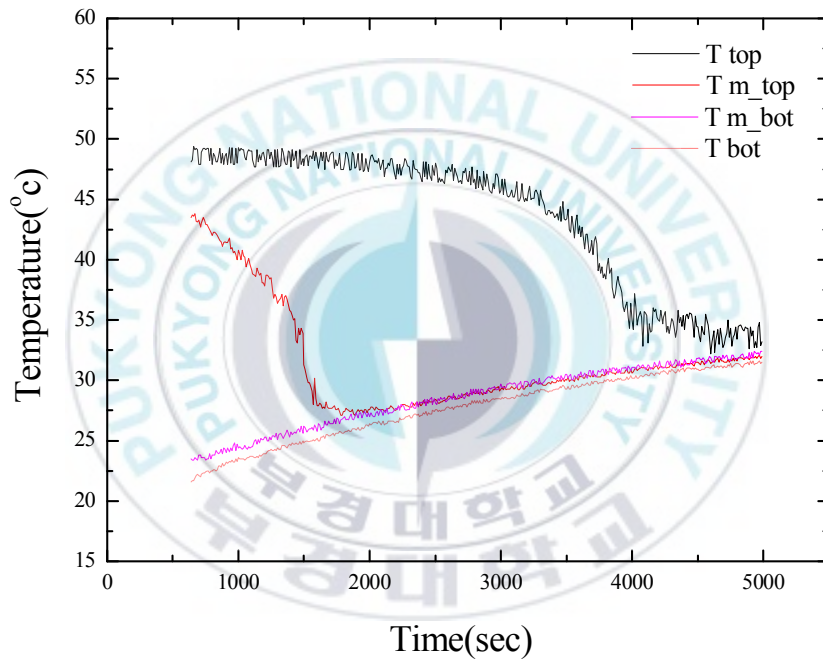


Fig. 17 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank (stratified, high flow rate)

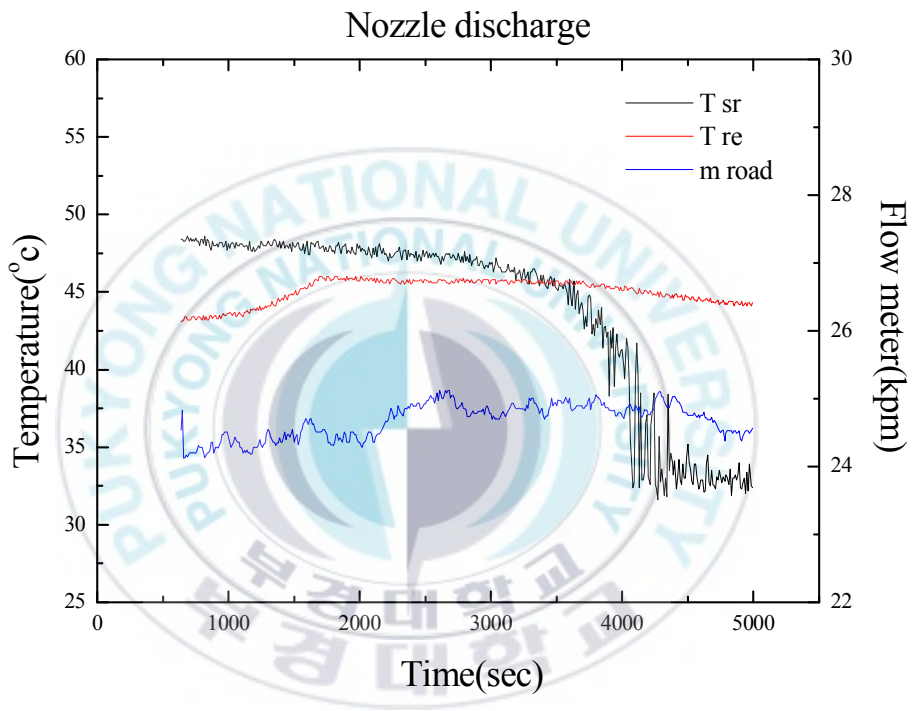


Fig. 17 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time
(stratified, high flow rate)

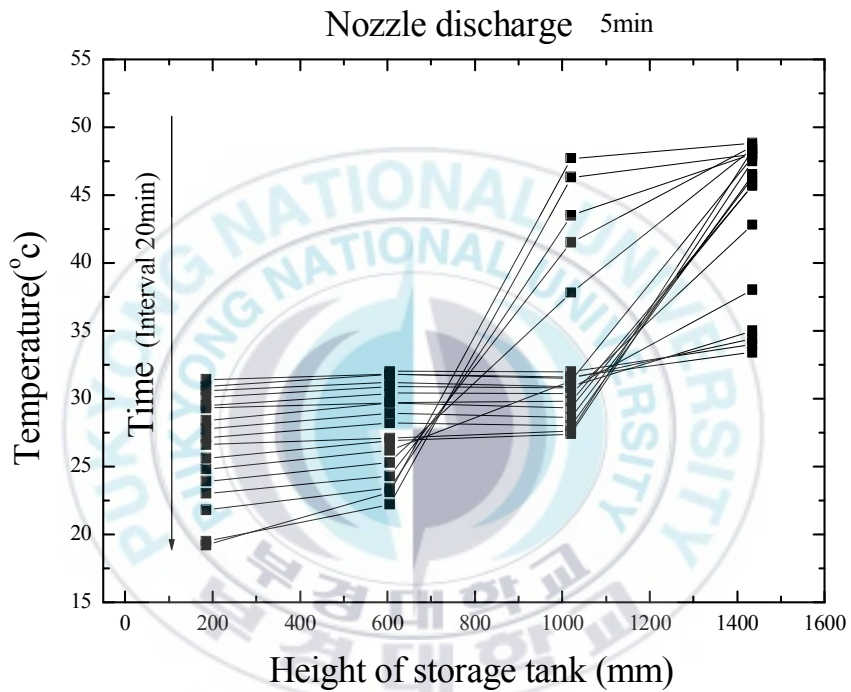


Fig. 17 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (stratified, high flow rate)

기존 노즐을 통한 실험에서 알 수 있는 것은 Fig. 14, Fig. 15 와 같이 축열조에 저온수가 환수 될 경우는 축열노의 온도분포가 태양열 난방 축열조로 적합함을 알 수 있다. 하지만 Fig. 16, Fig. 17 와 같이 성층의 경우로써 고온이 환수 될 경우에는 고밀도의 난방수가 축열조 저층의 온도를 상승시킨다는 것을 알 수 있다.

3.3 수직형 디스트리뷰터(Distributor)에서의 축열조 유동 특성

수직형 구조의 디스트리뷰터를 통한 난방 환수시 축열조 유동에 관한 사항은 Table 4와 Fig. 18 ~ 21의 그래프에 나타내었다.

Table 4. Test condition of tank in distributor

Fig	유량 및 축열조 초기조건		각 그래프 설명
	유 량	축열조 초기조건	
Fig. 18	저유량(6.0 lpm)	비성층 축열조, 저온환수	(a) 축열조 온도 특성 (b) 부하측 온도 및 유량 (c) 위치별 시간에 따른 온도추이
Fig. 19	고유량(13.4 lpm)	비성층 축열조, 저온환수	
Fig. 20	저유량(16.0 lpm)	성층 축열조, 고온환수	
Fig. 21	고유량(26.0 lpm)	성층 축열조, 고온환수	

Fig. 18 (a) 유량 6.0lpm 환수온도 27.3 °C 일 경우의 실험 결과이며, 축열조 하단부의 온도가 급격히 변화하고 상층부의 온도는 변화가 미미함을 알수 있다. 이는 저온의 고밀도수가 축열조에 유입될 경우 초기에는 축열조 하부에 영향을 미치며 상부 층에는 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. Fig 18(c)의 위치별 시간 별 추이에서도 하층부의 온도변화가 큼을 알 수 있다.

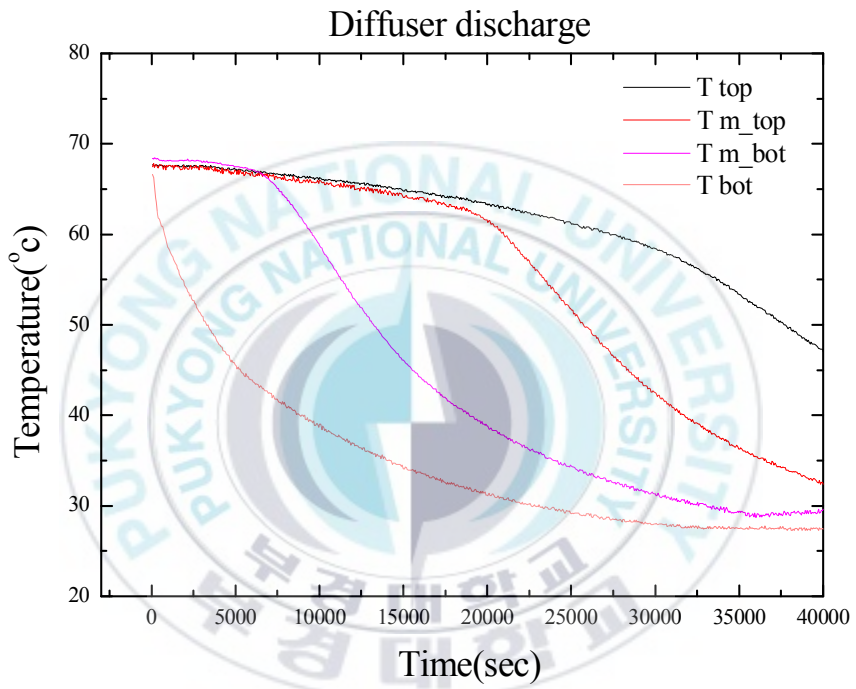


Fig. 18 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank (unstratified, low flow rate)

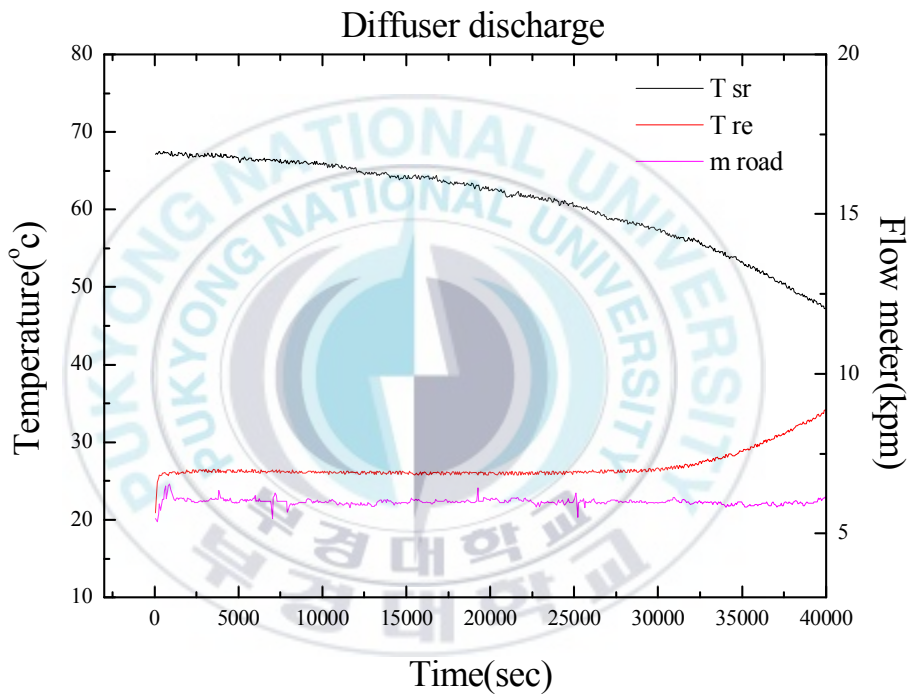


Fig. 18 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time (unstratified, low flow rate)

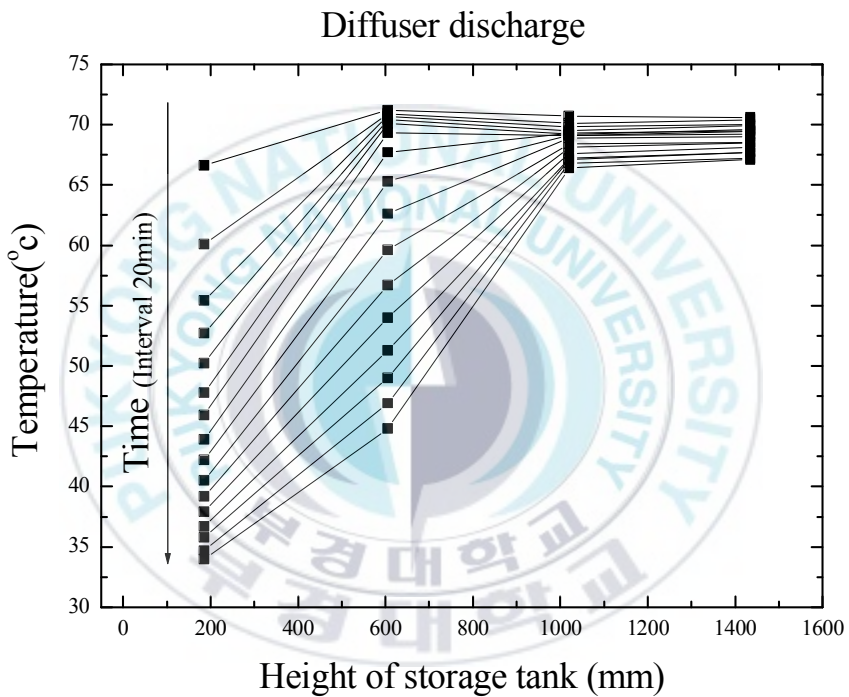


Fig. 18 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (unstratified, low flow rate)

Fig. 19 는 디퓨저를 통해 유량을 13.4lpm, 환수온도 24.3°C로 하였을 경우 축열조의 온도 분포를 나타내었다. Fig. 18와 대동소이 하나 난방 부하량이 크기 때문에 전체 축열조의 온도 변화시간이 빠르게 나타난다. 상층부의 온도변화가 적은 것을 볼 때 난방에 문제가 없는 것으로 판단된다.

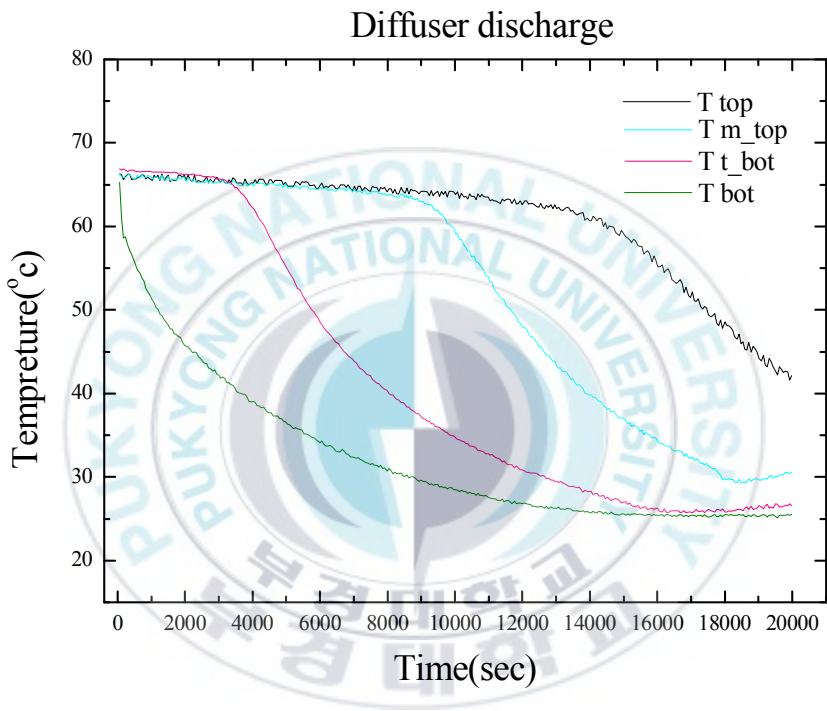


Fig. 19 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank (unstratified, high flow rate)

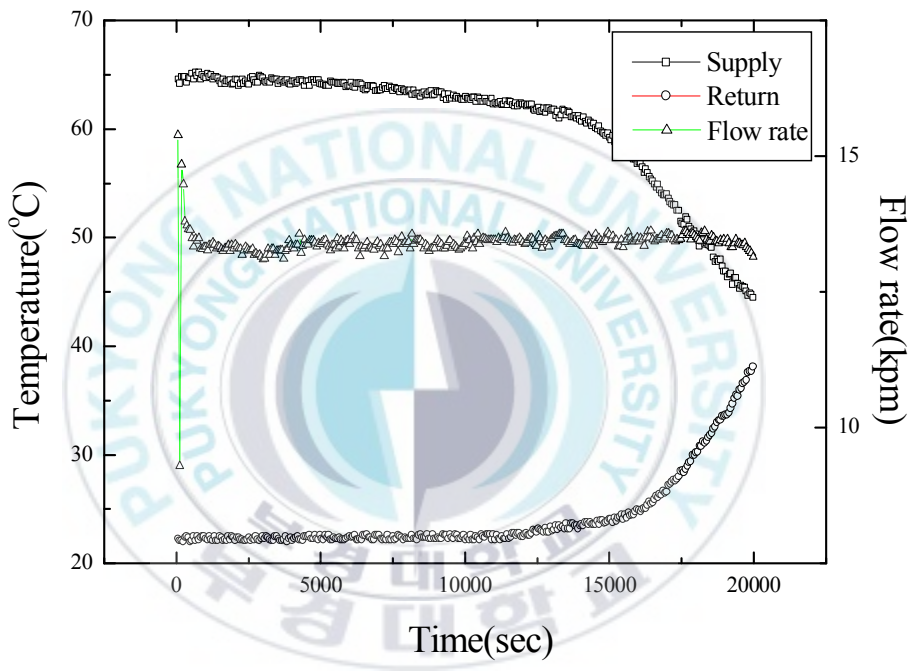


Fig. 19 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time (unstratified, high flow rate)

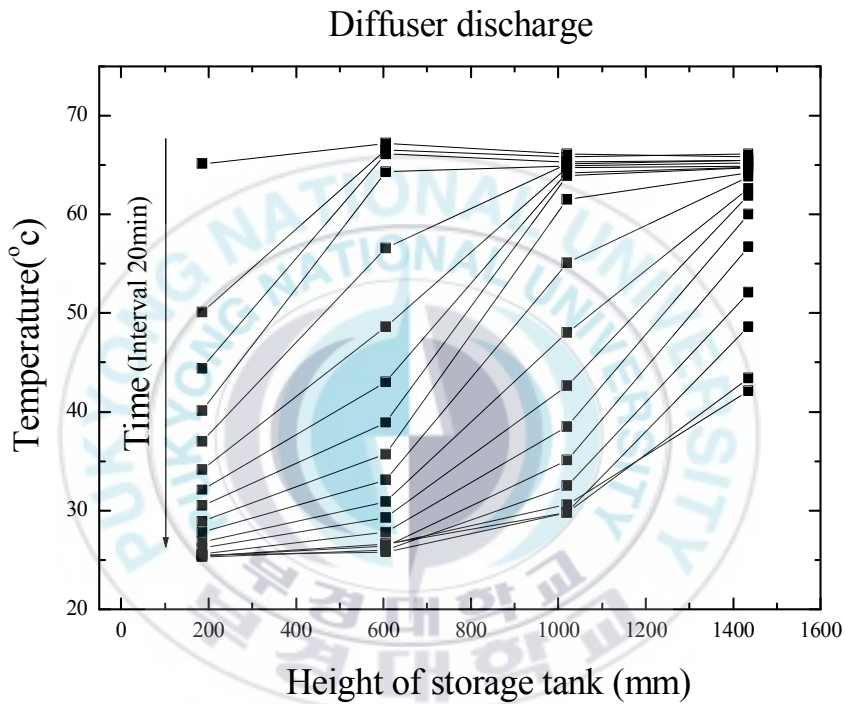


Fig. 19 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (unstratified, high flow rate)

Fig. 20은 축열조의 초기 조건을 성층하고, 유량을 16.0lpm, 환수온도를 46.3°C로 하였을 경우는 온도분포를 나타낸다. 특이한 것은 난방 환수되는 저밀도의 고온수기 하층의 온도에 영향을 미치지 않고 중_상층에 가장 크게 온도 영향을 미치며 중_하층에도 다소 영향을 미쳤다. 이는 환수되는 난방수가 축열조의 상부로 직접 이동하였다는 것을 알 수 있다. Fig. 20 (C) 그래프를

보면 중_하단의 온도는 시간에 따라 다소 상승하며, 중_상단을 다소 하강하는 것을 볼 수 있으며 환수되는 난방수가 이 층(하부에서 약 900mm층) 으로 이동하고 있음을 알 수 있다.

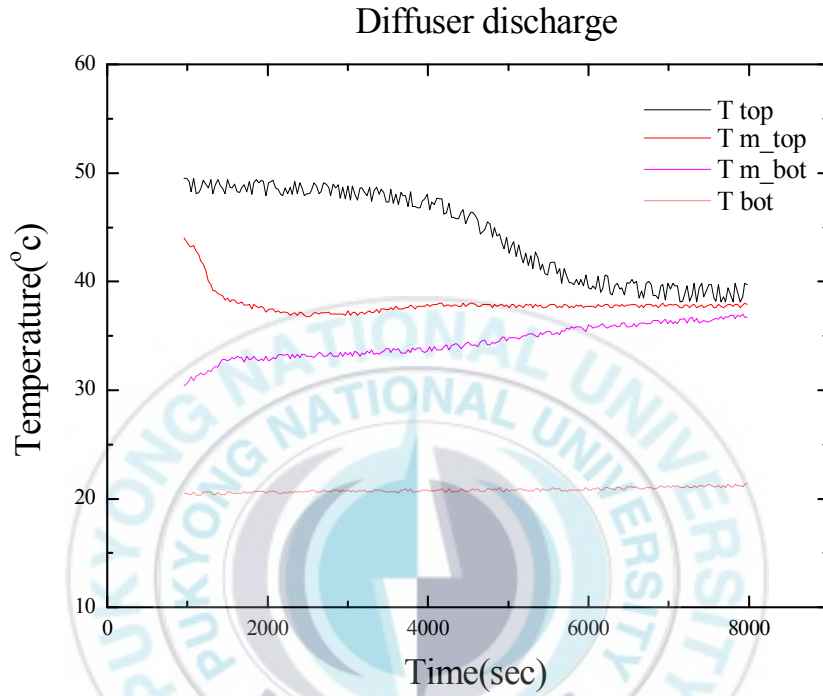


Fig. 20 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank (stratified, low flow rate)

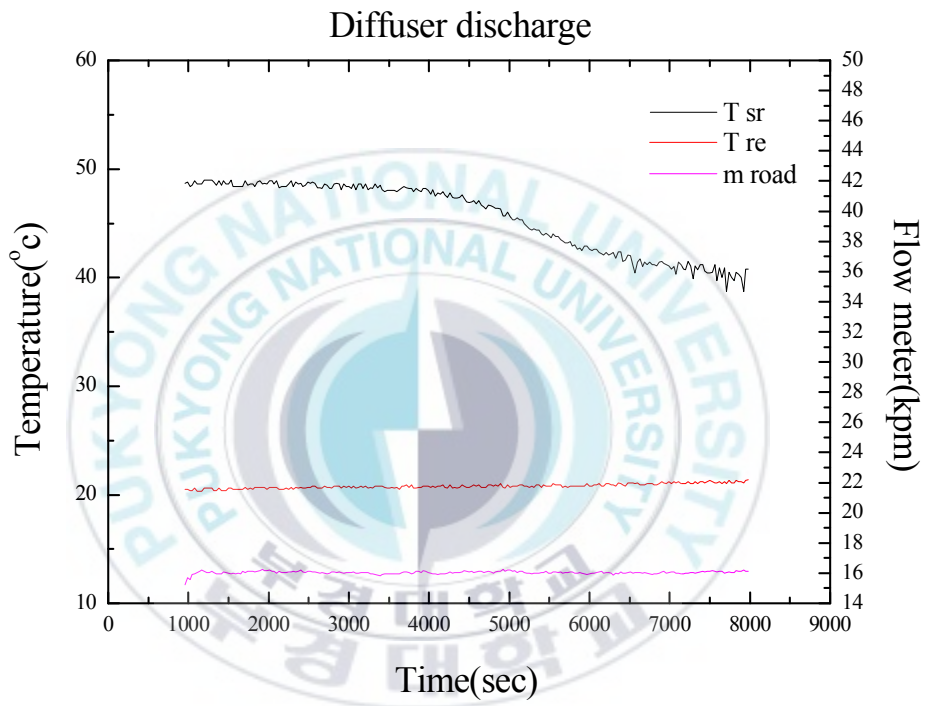


Fig. 20 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time
(stratified, low flow rate)

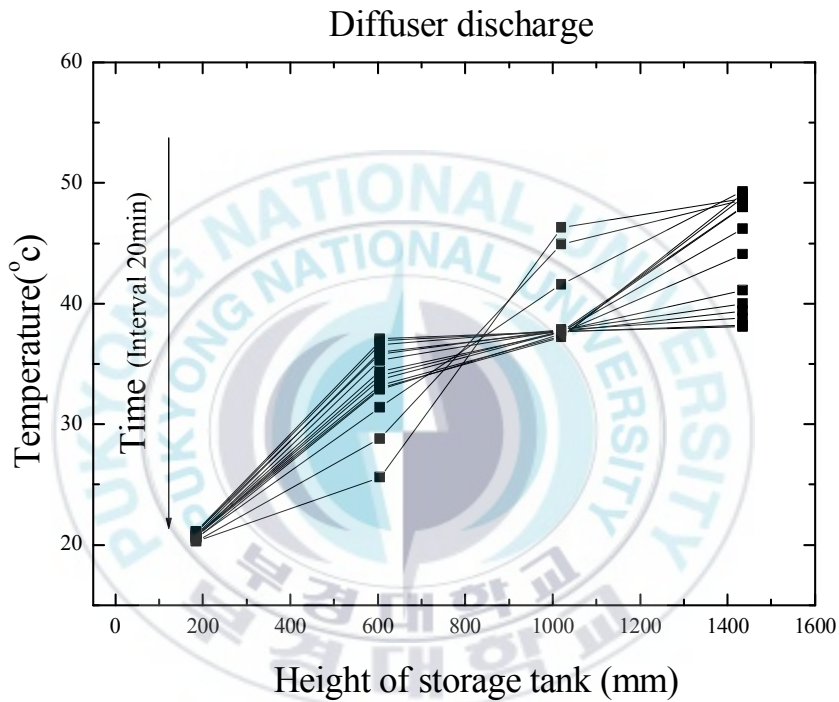


Fig. 20 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (stratified, low flow rate)

Fig. 21 에서는 성층조 성층, 난방환수 유량을 26.0 lpm. 환수 온도 50.6 °C 로 하였을 경우의 축열조의 온도 분화를 보여준다. Fig. 20과 유사한 패턴을 보이고 있으며 유량이 충분히 크더라도 저밀도의 고온수가 축열조 상부층으로 이동함을 알 수 있다. (c)에서 보면 축열조의 높이 900mm 측으로 환수되는 물이 이동함을 알 수 있다.

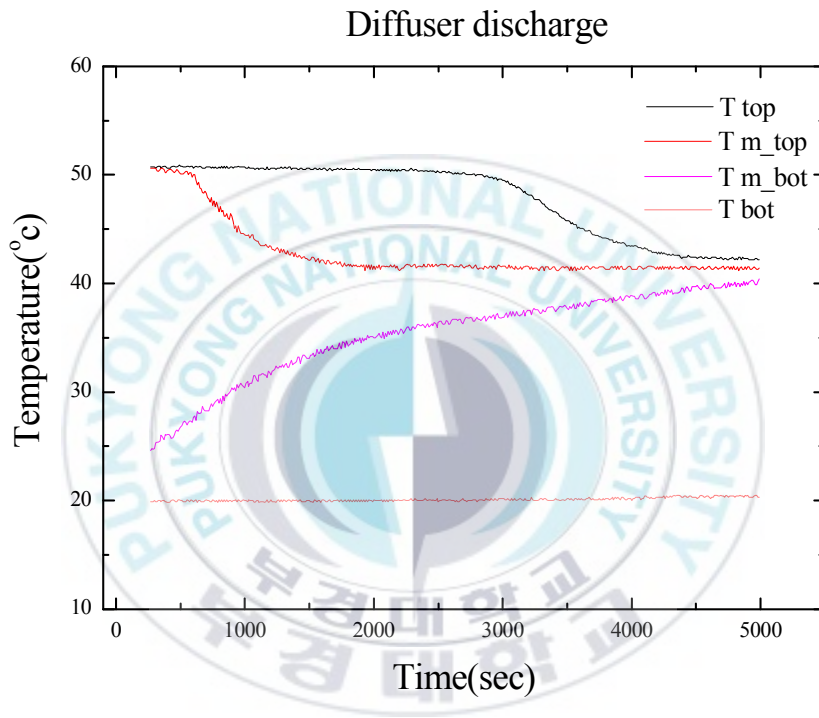


Fig. 21 (a) : Temperature variation with time at thermal storage tank (stratified, high flow rate)

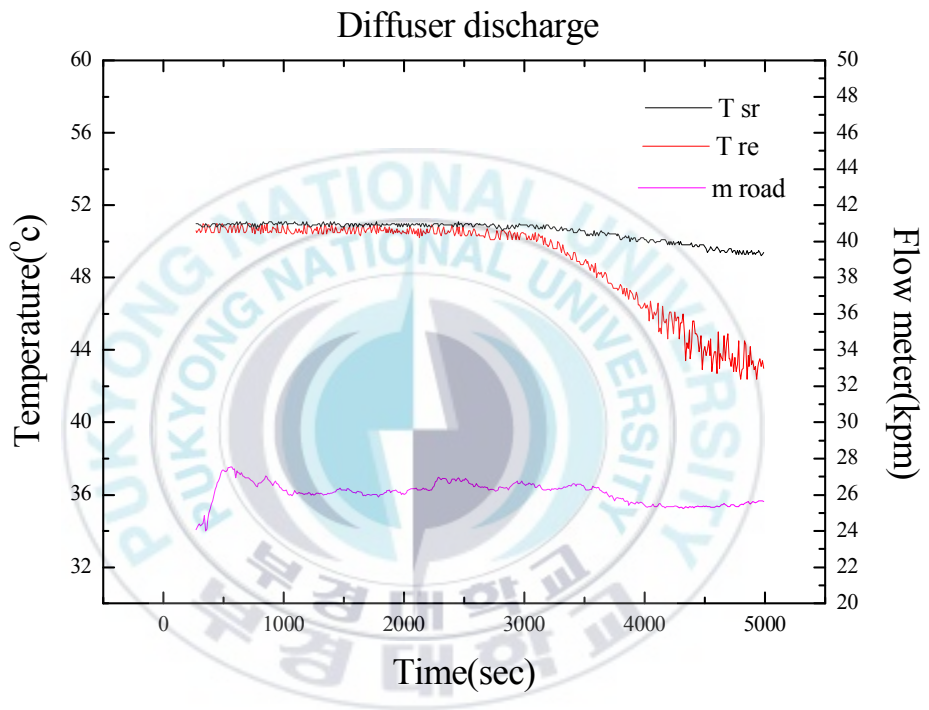


Fig. 21 (b) : Inlet and outlet temperature variation with time
(stratified, high flow rate)

1.

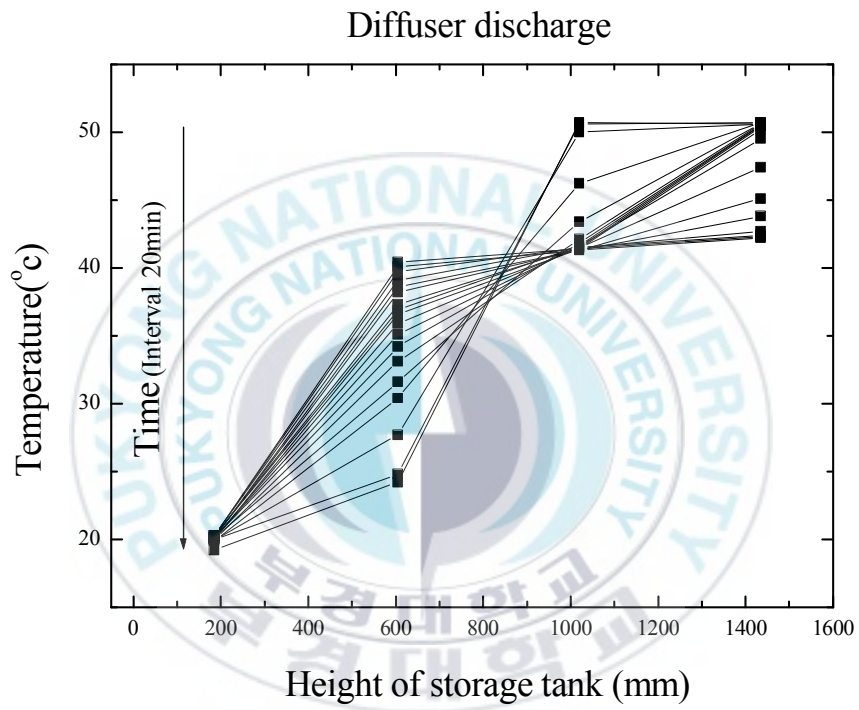


Fig. 21 (c) : Temperature variation with time according to the thermal storage tank height (stratified, high flow rate)

3.4 축열조에 따른 축열성능 비교

유속에 따른 혼입의 정도를 정량적으로 분석하기 위하여 프라우드수 식 (1)로부터 계산할 수 있다. 여기서, v [m/s]는 유속을 나타내며, L [m]은 축열조내의 수직높이이다. 본 실험에서 조건으로 한 5 lpm, 과 25 lpm 의경우의 노즐의 유속은 0.1 ~ 0.3 m/s 로써 이 경우 프라우드수는 1보다 훨씬 작게 나타난다. 즉 유체의 밀도차이에 의한 중력의 영향이 속도에 의한 유동보다 커다는 것을 알 수 있다. 높이에 따른 프라우드수는 Fig. 22와 같이 축열조 상부에서 보다 작은 값을 가지고 있다. 높이가 낮을수록 속도에 의한 영향이 커지는 것을 알 수 있다. 맨 저층의 경우 유속이 35 lpm 까지 상승하면 Fr 수가 0.7에 근접 한다. 하지만 Fig. 14에서 보았듯이 평균적인 난방수의 유량은 10 ~ 15 lpm 범위 이므로 본 실험에서 사용한 노즐은 충분히 상용화 하여도 문제가 없다고 판단된다.

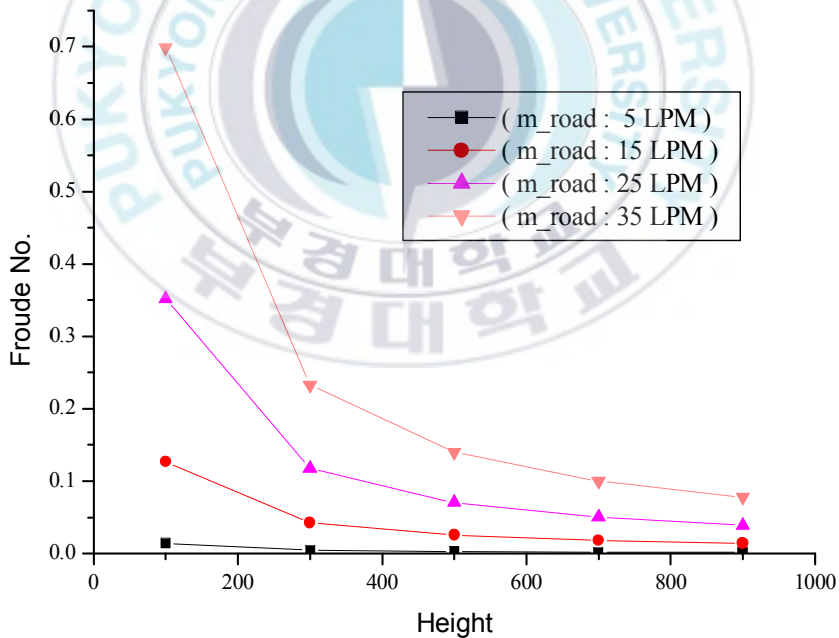


Fig. 22 Froude number and flux of working fluid with respect to height of the nozzle.

Fig. 23과 같이 축열조의 초기온도가 전층이 고온으로 유사한 조건에서 유입된 물의 온도가 낮을 때 기존 노즐과 디스트리뷰터를 적용한 경우가 큰 차이가 없었다. 이는 저온이 유입될 경우에는 동일한 성능을 발휘한다고 할 수 있다.

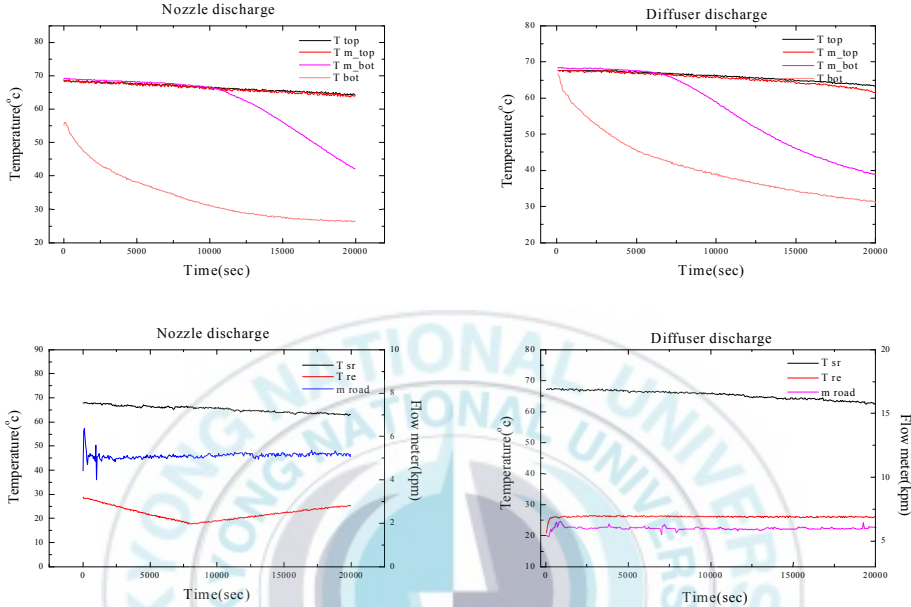


Fig. 23 Comparison Tank in Nozzle with Tank in Distributer non stratified condition

Fig. 24에서는 상층 축열조에 있어 유입되는 물의 온도가 낮을 경우로 기존 노즐과 디스트리뷰터의 온도프로파일에 있어 확연한 차이를 볼 수 있다. 이 부분이 본 연구에서 중요하게 생각하는 부분으로 태양열을 이용하는 기기의 경우는 Fig 24.에서 보는바와 같이 저온 운전을 할수록 시스템의 효율이 높아진다. 본 연구에서 수직방향 디스트리뷰터를 적용한 경우, 난방환수의 온도가 고온일 경우에도 고온의 온수가 저층에는 영향을 미치지 않고 직접 상부층으로 이동한다. 이 경우 통상 축열조 하단부에 위치한 축열 열교환기의 온도가 저온 동작 하므로 시스템의 전체적인 효율이 상승함을 알 수 있다.

집열기의 효율 계산식은 식(3)으로 본 연구를 통해 태양열의 효율 향상을 정량적으로 밝히기에는 연구의 규모가 너무 방대하여본 연구에서는 정량적인 분석은 하지 못했다. 하지만 간단하게 부산지역의 4월 기후를 기준하며 위식에 대입하여

간략한 성능을 구해보면 Table 5와 같이 디스트리뷰터를 적용할 경우 태양열 효율이 약 7%의 성능 향상을 가져온다고 볼 수 있다. 본 효율 상승을 더욱 정량화 하려면 시스템을 수치해석을 비롯하여 실증실험을 하여야 할 것으로 판단된다.

Table 5. The improvement of solar efficiency

Classification		Data		Remark
$FR\tau\alpha$		0.71		국내의 통상적인 집열기 값
$FRUL$		-4.3		국내의 통상적인 집열기 값
T_a [°C]		13°C		4월 부산 기상 자료
I_t [W/m ²]		600		
$T_{f,i}$ [°C]	Nozzle	(37.6)	$\Delta T = 7.6$	6,000 sec 온도변화 평균 (T_{m_bot} , T_{bot} 평균 값)
	Distributer	(32.2)	$\Delta T = 3.2$	
n (%)	Nozzle	53.37 %		7.25 % ↑ Diffuser
	Distributer	57.24 %		

또 한 가지 효과는 고온수가 상부 층으로 직접 이동함으로 인해 보조열원의 가동 시간을 줄일 수 있어 일거양득의 효과를 기대할 수 있다.

본 연구를 통해서 기존 노즐의 경우 태양열 난방용 축열조로 다소 부족한 점이 있다는 것을 밝혔고, 두 번째로 새로운 형태의 난방 환수부 구조인 수직형 디스트리뷰터(Distributer)를 설치하여 태양열 난방용 축열조의 축열성능을 향상할 수 있다는 것을 밝혔다.

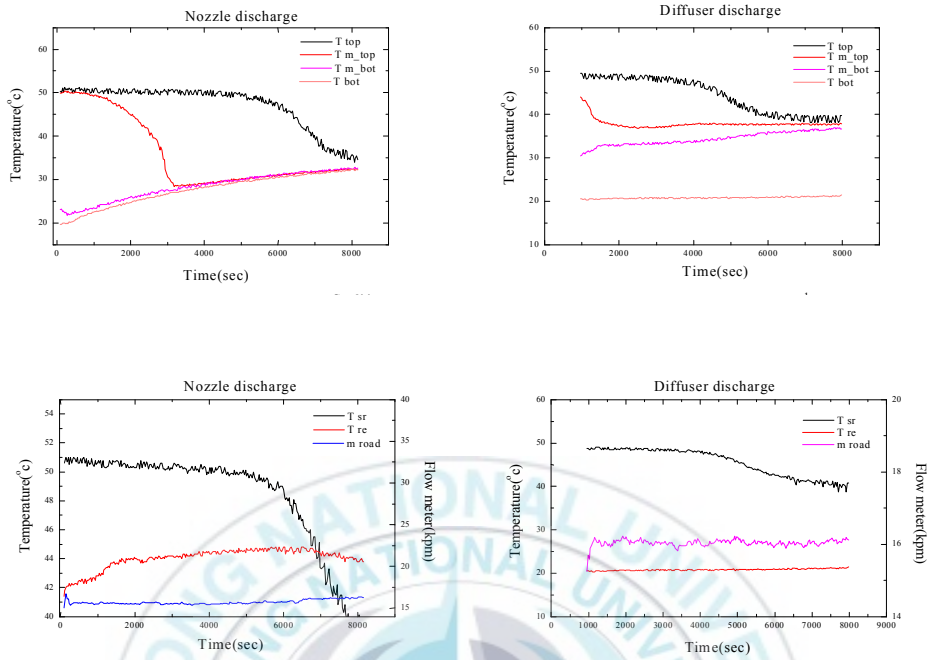


Fig. 24 Comparison Tank in Nozzle with Tank in Distributer at stratified condition

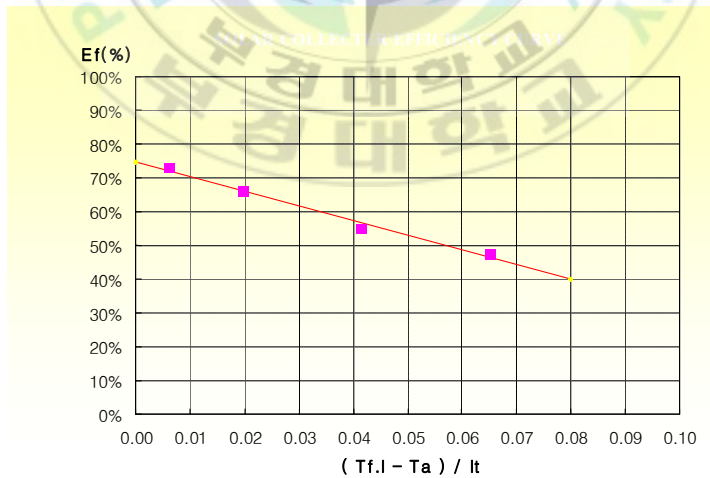


Fig. 25 Efficiency Line of Solar collector

4. 결 론

태양열을 이용한 난방용 기기는 시스템의 운전 온도와 시스템의 효율이 밀접한 관련이 있다. 그동안 태양열 축열조는 급탕용으로 많이 이용되었고, 최근 들어 신재생에너지 보급 확대를 위해서 각계 각층에서 노력을 기울이고 있으며, 정부에서 태양열 주택 보급제도를 통해 난방용 기기를 보급하기에 이르렀다. 하지만 그동안 태양열 난방용 축열조에 대한 분석이 거의 없었다. 본 연구에서 태양열 난방용 축열조의 노즐의 형태에 따라 방열 운전시 축열조내부의 온도분포 특성을 분석하여 기존의 일반적인 형태의 노즐에서의 문제점을 파악하고, 태양열 난방용 축열조에 적합한 형태의 환수부 구조를 제안하여 비교 실험함으로써 태양열 난방용 축열조에 적합한 형태의 구조를 알 수 있었다. 본 연구에서는 이러한 구조의 개선을 통한 시스템의 성능 향상을 예측할 수 있었지만 노즐의 구조 개선을 통한 전체운전 효율의 정량적인 분석은 이루어 지지 못한 것에 대해서 아쉬움이 남는다. 본 연구의 결과 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 난방 유입수의 온도가 축열조 온도 보다 저온일 경우는 일반적인 노즐을 적용한 축열조와 수직형 디스트리뷰터 적용한 축열조의 유동 특성이 유사하다

(2) 수직형 디스트리뷰터를 적용한 축열조에서 축열조 초기온도 조건이 성층화 되어 있고 고온수가 유입된 경우는 고온수가 축열조 상부의 동일 밀도층으로 직접 이동한다.

(3) 수직형 디스트리뷰터를 적용한 축열조의 경우 실험조건에서 축열조 하부 (T_{m_bot} 와 T_{bot})의 온도가 평균 $5.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 낮게 측정되어 태양열 축열 효율이 향상된다.

(부산지역 4월 기상 데이터 기준 태양열 시스템의 효율 7.25% 향상)

(4) 수직형 디스트리뷰터의 경우 통상의 난방 운전조건에서 Fr 수가 0.1 ~ 0.2로 밀도 순환력이 유속의 영향보다 지배적인 영향을 미친다.

5. 참고문헌

1. A. Musser, W. P. Bahnfleth, 2001, Parametric study of charging inlet diffuser performance in stratified chilled water storage tank with radial diffuser : part 1-Model development and validation, Journal of HVAC&R Research, Vol. 7, No. 1, pp. 31-49.
2. Jae Dong Chung, Joohyuk Park, Sung-hwan Cho, 2004, Effect of diffuser shape on the performance of water-chilled heat storage, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 4, pp. 374-382.
3. Young-soo Lee, Sang-nam Lee, Jong-ryul Kim, 2005, Effect on stratification due to diffuser shape in a thermal storage tank, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 11, pp. 990-997.
4. Wildin, M., 1990, Diffuser design for naturally stratified thermal storage, ASHRAE Transaction, 96(1), pp. 1094 -1102.
5. Nakos, J., 1987, Prediction of velocity and temperature profiles in thermally driven gravity currents applied to stratified thermal storage tank, Ph. D. Dissertation, University of New Mexico, New Mexico.
6. Lin, T. Y., Shey, R. J. and Fang, L. J., 1987, A study of thermal stratification in storage tank with charging, Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, Vol. 8, No. 2, pp. 87-94.
7. Yoo, J. 1986, An investigation of Reynolds number effects in thermally driven gravity currents applied to thermal storage tanks, Ph. D. Dissertation, University of New Mexico, New Mexico.
8. B.J. Sliwinski, A.R.Mech, and T.S. Shin, "Stratification in Thermal Storage during Charging, " Proceedings of the Sixth International Heat Transfer Conference, Toronto, Vol. 4, pp. 149-154, 1978

사사(감사의글)

배움의 길은 항상 길고 어려움이 있지만, 학문을 떠난 지 십년이 지난 시점에 다시 배움의 길로 접어들게 되어 여러 사람들에게 불편을 끼친 것 같아 미안함이 앞섭니다. 회사일과 논문 준비를 동시에 해야 하기에 회사 관계자 분들의 노고도 만만치 않았습니니다.

특히 회사생활을 하면서 배움을 가질 수 있는 기회를 주신 박근성 사장님께 감사의 말씀을 드립니다. 또한 저로 인해 제 몫의 일까지 마다치 않고 처리해준 조재성씨와 진경배씨 에게도 감사의 말을 드립니다. 저의 학위 과정을 마치기까지 세심한 지도와 학문의 길을 열어주신 최광환 교수님께 머리 숙여 감사를 드리며, 알찬 논문을 위해 조건을 아끼지 않으신 제주대학교의 박윤철 교수님께도 감사의 말을 올립니다. 또한 강의실과 연구실에서 뵈 때마다 가르침과 격려를 해 주신 오후규 교수님, 윤정인 교수님, 금종수 교수님, 김종수 교수님, 김영수 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께도 감사의 마음을 전합니다. 큰 도움은 주지 않고 항상 부탁만 한 대체에너지 연구실의 김지원군 에게도 감사의 말과 함께 미안한 마음도 전합니다. 부족한 저의 논문을 세심히 검토해 주신 김종열 교수님께도 감사를 드립니다. 특히 실험 데이터 정리를 도와준 제주대학의 김현석 군과 한유리 양에게도 진심으로 고마움을 전하며 내년도 학위 준비 잘 하시길 바랍니다.

끝으로 누구보다도 지금의 제가 있기까지 언제나 사랑과 관심으로 때로는 이해로 도와주신 아버님, 어머님, 아내에게 감사를 드리며 주말이면 다른 아빠들처럼 잘 놀아주지 못해 항상 미안함이 있는 딸 지민과 아들 수민에게도 감사를 전합니다.

여러 지인들의 노고와 사랑으로 맺은 작은 결실의 기쁨을 함께 나누고자 합니다.