碩士學位論文

태양열을 이용한 온수 및 난방 일체형 복합시스템에 관한 연구

濟州大學校 大學院

機械工學科

한 유 리

2008年 8月

碩士學位論文

태양열을 이용한 온수 및 난방 일체형 복합시스템에 관한 연구

濟州大學校 大學院

機械工學科

한 유 리

2008年 8月

태양열을 이용한 온수 및 난방 일체형 복합시스템에 관한 연구

指導敎授　　朴 潤 鐵

한　유　리

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2008年　8月

한유리의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 _____ 印

委　　員 _____ 印

委　　員 _____ 印

濟州大學校 大學院

2008年 8月

A study on a hot water supply and panel heating system with a solar collector and burner combined thermal storage tank

Yuri Han
(Supervised by professor Youn Cheol Park)

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement
for the degree of Master of Engineering

Department of Mechanical Engineering
GRADUATE SCHOOL
CHEJU NATIONAL UNIVERSITY

2008. 8

목 차

List of Figures ····· iii
List of Tables ····· v
Nomenclature ····· vii
Summary ····· x

1. 서론 ····· 1
1.1. 연구배경 ····· 1
1.2. 연구동향 및 연구목적 ····· 3

2. 해석모델 및 해석방법 ····· 6
2.1. 해석모델 ····· 6
2.2. 해석방법 ····· 6
2.2.1. 버너내부에서의 가스 열전달 ····· 7
2.2.2. 버너 벽면에서의 열전달 ····· 8
2.2.3. 열교환기에서의 열전달 ····· 10
2.2.4. 축열조 물로의 열전달 ····· 11
2.2.5. 버너내부 벽에서 버너외부 벽으로 프레임 사이에서의 열전달 ····· 12
2.2.6. 연소가 끝난 후 공기중으로 배출되는 가스온도 ····· 12
2.2.7. 집열기에서의 열전달 ····· 13
2.2.8. 집열기에서 축열조내로의 코일에 의한 열전달 ····· 14
2.3. 해석조건 ····· 15

3. 결과 및 고찰 ····· 23
3.1. 일사량 선정기준 ····· 23
3.2. 시스템의 순환펌프 온도제어 ····· 25

3.3. 시스템의 온수 온도제어 ····· 36

4. 결론 ····· **55**

참고문헌 ····· **57**

JEJU NATIONAL UNIVERSITY · SINCE 1952 · 제주대

List of Figures

Fig. 2-1 Schematic of relation between system and house ····· 16
Fig. 2-2 Schematic of inside of storage tank ····· 17
Fig. 2-3 Schematic of original test model ····· 18
Fig. 2-4 Block diagram of the boiler system model ····· 19
Fig. 3-1 Solar radiation of fair day ····· 24
Fig. 3-2 Solar radiation of clear day ····· 24
Fig. 3-3 Solar radiation of gray day ····· 25
Fig. 3-4 Heat transfer trend of the burner and supply without the collector 29
Fig. 3-5 Oil consumption without the collector ····· 29
Fig. 3-6 Heat transfer trend of the burner and supply with the solar collector ····· 31
Fig. 3-7 Oil consumption without the collector on a fair day ····· 31
Fig. 3-8 Heat transfer trend of the burner and supply with the solar collector ····· 33
Fig. 3-9 Oil consumption on a clear day ····· 33
Fig. 3-10 Heat transfer trend of the burner and supply with the solar collector 35
Fig. 3-11 Oil consumption on the cloudy day ····· 35
Fig. 3-12 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply on a cloudy day during the morning ····· 40
Fig. 3-13 Oil consumption of hot water supply without collector during the morning ····· 40
Fig. 3-14 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply on a fair day during the morning ····· 42
Fig. 3-15 Oil consumption of hot water supply on a fair day during the morning ····· 42

Fig. 3-16 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply on a clear day during the morning ····· 44
Fig. 3-17 Oil consumption of hot water supply on a clear day during the morning ····· 44
Fig. 3-18 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply on a cloudy day during the morning ····· 46
Fig. 3-19 Oil consumption of hot water supply on a cloudy day during the morning ····· 46
Fig. 3-20 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply without the collector during the night ····· 48
Fig. 3-21 Oil consumption of hot water supply without the collector during the night ····· 48
Fig. 3-22 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply on a fair day during the night ····· 50
Fig. 3-23 Oil consumption of hot water supply on a fair day during the night ····· 50
Fig. 3-24 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply on a clear day during the night ····· 52
Fig. 3-25 Oil consumption of hot water supply without on a clear day during the night ····· 52
Fig. 3-26 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply on a cloudy day during the night ····· 54
Fig. 3-27 Oil consumption of hot water supply on a cloudy day during the night ····· 54

List of Tables

Table 1-1 Energy Balances of OECD Countries 2002-2003, IEA 2005 Edition (Korea, 2004) ····· 5
Table 1-2 Technical development standard percentage of the forward country that category of New & Reuseable energy resources ····· 5
Table 2-1 System constants for analysis ····· 20
Table 2-2 Initial conditions of the analysis ····· 21
Table 2-3 Solar radiation from KS ····· 22
Table 3-1 Control conditions of pump circulation ····· 28
Table 3-2 Comparison results without the collector ····· 28
Table 3-3 Comparison results for a fair day ····· 30
Table 3-4 Comparison results for a clear day ····· 32
Table 3-5 Comparison results for a cloudy day ····· 34
Table 3-6 Control condition of supply warm water temperature ····· 38
Table 3-7 Comparison results for the use of hot water without the collector in the morning ····· 39
Table 3-8 Comparison results for the use of hot water for a fair day in the morning ····· 41
Table 3-9 Comparison results for the use of hot water for a clear day in the morning ····· 43
Table 3-10 Comparison results for the use of hot water for a cloudy day in the morning ····· 45
Table 3-11 Comparison results for the use of hot water without the collector in the night ····· 47
Table 3-12 Comparison results for the use of hot water for a fair day in the night ····· 49

Table 3-13 Comparison results for the use of hot water for a clear day in the night ····· 41
Table 3-14 Comparison results for the use of hot water for a cloudy day in the night ····· 53

CHEJU NATIONAL UNIVERSITY · SINCE 1952 ·
제주대

Nomenclature

A : Total area of collector

A_{cross} : Cross sectional area through which a fluid passes

A_{rc} : Effective emissivity

C_{pa} : Specific heat at constant pressure of air

C_{pg} : Specific heat at constant pressure of gas

C_{pp} : Specific heat at constant pressure of the combustion product to fuel

C_{pw} : Specific heat at constant pressure of the boiler water

d_h : Hydraulic diameter

F_R : Heat removal factor

HHV : Higher heating value of fuel

$I_{cfg,off}$: Integration constants for gas during off -period

$I_{cfg,on}$: Integration constants for gas during on -period

I_{cfw} : Empirically determined integration constant

I_t : Solar radiation

k : Thermal conductivity

L_{gpf} : Gas path length

$\dot{m}_{cw}$: Mass flow rate of coil water

$\dot{m}_{fuel}$: Mass flow rate of fuel

$\dot{m}_w$: Circulating water flow rate

M_w : Mass of boiler water

NTU : Number of heat transfer unit

$\dot{Q}_{cw}$: Heat flow rate from the boiler water to the tankless coil water

$\dot{Q}_f$: Heat flow rate from the combustion gas/draft air to the boiler water through the wall of the fire-box

$\dot{Q}_{hx}$: Heat transfer rate between the gas and the boiler water through the heat-exchanger

$\dot{Q}_{input}$: Fuel input rate

$\dot{Q}_{j}$: Jacket heat loss rate

$\dot{Q_{lat}}$: Latent heat loss

$\dot{Q}_{ss}$: Heat gain rate of the boiler water

$\dot{Q}_{stk}$: Heat loss through the stack

R_{ptf} : Mass ratio of combustion product to fuel

R_{wtf} : Ratio mass of water in the fuel to the total mass of the fuel

T_{a} : Outside temperature

T_{bw} : Boiler water temperature

$T_{bw,ref}$: Reference boiler water temperature corresponding to the stack gas temperature at an equilibrium state

$T_{c,i}$: Temperature of input of collector

$T_{c,o}$: Temperature of output of collector

$T_{g,ave}$: Average gas absolute temperature of the fire-box exit gas temperature and adiabatic flame temperature

$T_{in,hx}$: Gas temperature at the inlet of the heat exchanger

T_{ks} : Absolute temperature of sink surface

T_{ra} : Boiler room air temperature

T_{rw} : Return water temperature

$T_{stk,ss}$: Stack gas temperature at steady state

T_{sw} : Supply water temperature

U_{R} : Heat loss coefficient of absorber

V_{gf} : Volume of fire-box gas

w : Weighting factor that is used to obtain a good fit to the measured stack gas temperature decay curve

α : Solar absorptance

η_{ss} : Steady-state efficiency

θ : Incidence angle

μ : Dynamic viscosity

σ : Stefan-Boltzmann constant (5.67×10^{-11})

τ : Solar transmittance

τ_g : Normal gas time constant

τ_w : Nominal boiler water time constant

JEJU NATIONAL UNIVERSITY · SINCE 1952 · 제주대

Summary

Meanwhile the dynamic models of hot water boilers of residential house are small and simple, most of the systems are designed to heated up water at a coil type heat exchanger passing through the length of fire way in the boiler. However, the heating of the water in this study is conducted at a storage tank by heat exchangers which conveys heat from solar collector and boiler to the tank that is directly inserted to the thermal storage tank.

In this study, a simulation program was developed with heat transfer model in the storage tank and analysis was conducted with variation of operating condition and schedule of operation to analyze performance of the a hot water supply and panel heating system with a solar collector and burner combined thermal storage tank.

The simulation program is divided two sections. One part is calculation of temperature variation of water which flows through the panel in the floor for heating of the residential house during 24 hours, and the other part is heat transfer calculation for the reaction time to get desired water temperature in the thermal storage tank. For the analysis, solar radiation was varies with climate condition as three kinds of weather such as fair, clear and cloudy based on Korean Standard.

As results, light oil consumption and system performance during operation period were analyzed with variation of climate condition and with or without solar collector. It was founded that the effect of collector on the system performance was good in all considered cases. Most of the case, oil could be saved about from 24 to 41%

with installing the solar collector. The performance of the system is more dependent on radiation time of the solar the collector rather than the intensity of the solar radiation.

JEJU NATIONAL UNIVERSITY
제주대
SINCE 1952

1. 서 론

1.1 연구배경

오늘날 환경 및 에너지의 문제가 더 이상 자국의 문제만이 아닌 전 세계가 공동으로 대처해야할 문제가 되었다. 도쿄 의정서에 따른 이산화탄소의 청정개발체제(CDM, Clean Development Mechanism)도 그 중의 하나로 이미 시행되기 시작하였고, 이에 앞서 유럽에서는 산성비 및 스모그현상을 직간접적으로 겪었기 때문에 유럽연합을 주체로 환경문제를 대단히 중요하게 여기고 있다. 유럽 내에서는 온실가스 거래제(EU-ETS)를 시행하고 있고, 간헐적으로 쓰일 에너지로 여겨지지만 신·재생에너지가 안정적인 효율을 확보할 때까지 화석연료의 사용 저감방법 및 온실가스 저감 방법도 연구 중에 있다. 이러한 노력의 결과로 EU 온실가스 거래제 결과 보고서에 따르면 도입기간 1년만인 2006년에는 GDP가 3% 증가했으나 이산화탄소 배출량 증가율은 0.3%에 그치는 결과를 낳았다. 그리고 2005년 6월 1일 독일연방경제노동부(Bundesministerium fuer Wirtschaft und Arbeit)에서 발간한 '혁신과 에너지 신기술(Innovation und neue Energietechnologien) 제5차 에너지 연구 프로그램' 정책보고서에 따르면 재생가능에너지법을 제정하여 2010까지 국가별로 할당된 재생가능 에너지원으로부터의 전기생산 비율을 달성하는 것을 목표로 삼아 지속적으로 노력하고 있다고 밝혔다.

현재 우리나라에서 사용되는 총 에너지의 약 98%를 수입에 의존하는 에너지 약소국의 입장에 있으며, 교토 의정서뿐만이 아니라 고유가가 꾸준히 지속되고 있는 상황에 화석연료를 대체할 수 있는 에너지 및 에너지 이용기술을 급히 개발·보급이 필요한 실정이다. 이에 우리나라에서는 유럽의 에너지 개발상황을 토대로 국내의 자연적 환경 및 적합한 지역에 신·재생에너지를 얻을 수 있는 단지를 만들어 보급하고 있다. 그러나 지식경제부(전 산업자원부)에서의 2005년도

신・재생에너지 기술개발 및 이용・보급 실행계획에 따르면 현재 사용하고 있는 에너지원에 대해 지식경제부의 목표량만큼 신・재생에너지로 교체를 하는 과정에서 국내의 기술과 연구 인력의 부족과 많은 부분을 수입에 의존하여 설치, 실행되고 있다고 문제점을 지적한 바 있다. 그리고 이 문제에 대한 해결책으로 산업적으로는 일부 중소기업에서 신・재생에너지 이용기술개발에 지원하는 한편 연구 기관들과 대학을 중심으로 개발 및 연구인력 양성에 노력하고 있다.

아직까지는 신・재생에너지에 대한 인식이 전력 발전에 치우치고, 전력을 발전할 수 있는 것에만 많은 비중을 두고 있지만 전력발전을 제외한 다른 에너지 생산에는 소형화된 제품들이 개발되고 있어 각 가정에도 보급할 수 있게 되었다.

신・재생에너지의 정의에 대해 살펴보면 우리나라에서는 신에너지 및 재생에너지 개발・이용・보급촉진법 제2조의 규정에 의거 “기존의 화석연료를 변환시켜 이용하거나 햇빛・ 물・ 지열・ 강수・ 생물유기체 등을 포함하여 재생 가능한 에너지를 변환시켜 이용하는 에너지”라고 정의되어있다. 신에너지는 연료전지, 석탄액화가스화 및 중질산사유가스화, 수소에너지 3분야가 있고, 재생에너지는 태양열, 태양광, 바이오, 풍력, 수력, 해양, 폐기물, 지열의 8가지 분야가 있다.

유럽을 포함한 전 세계의 신・재생에너지 보급량을 2003년을 기준으로 하여 Table 1-1에 나타내었다. 연평균 증가율로 따지자면 우리나라가 가장 큰 비율을 보이지만, 신・재생에너지가 차지하는 비중을 중점적으로 살펴보면 일부 나라를 제외하고는 최고 45.4%까지의 보급률을 나타내고 있으며, 연평균 증가율은 최근 10년 동안 통계 낸 것으로 계속적인 상승률을 보이고 있다. 그리고 우리나라 또한 이 표에는 나타나있지는 않지만 최근 10년 이내에 보급량이 꾸준히 증가하였다. Table 1-2는 2005년 기준 신・재생에너지 자원별 선진국 대비 기술 개발 수준을 나타내었다.

1.2 연구동향 및 연구목적

1997년 벨기에에서는 공간난방과 온수를 동시에 사용하는 것에 대한 시뮬레이션 연구가 발표되었고, 이 연구에서는 기존의 시뮬레이션에 대한 연구가 간단한 모델이거나, 연구를 위한 참고적인 모델의 해석이라는 문제점을 제시하였다[(1)]. 2003년에는 캐나다에서도 건물 에너지 부분과 관련하여 이러한 시스템에 관심을 갖기 시작하였다[(2)]. 그리고 이미 유럽에서는 신·재생에너지를 이용한 이러한 제품들이 개발되어 상용화되고 있다.

그러나 지금까지 우리나라에서는 태양열 급탕분야가 괄목할 만한 성과 및 보급이 이루어지고 있지만 태양열 난방분야는 그 기술적인 기반이 취약하여 시행착오를 많이 겪고 있어 아직 상품화가 어렵다. 특히 국내는 유럽등지와는 다른 난방방식(상난방방식)을 사용하므로 태양열 축열기술 뿐만 아니라 보조열원과의 적절한 밸런스 유지기술, 보조열원의 설계기술, 축열 및 급탕 부하의 배분문제, 콘트롤 시스템의 설계 부문 등 여러 가지 기술적인 난제에 부딪히고 있다.

우리나라에서는 연구소와 각 대학에서 태양열 이용에 관한 여러 가지 실증연구와 시뮬레이션 연구가 이루어졌고[(3)(4)(5)(6)], 한국에 맞는 온수급탕 설계에 관한 연구도 이미 선행되었다[(7)]. 또한 시장 가능성이 커짐에 따라 시스템의 종류에 따른 경제성도 연구된 바 있다[(8)(9)(10)]. 그러나 위의 연구들 또한 집열기 또는 일사량의 조건에 치우친 학문적인 연구들이기에 당장 상용화하기에는 부족함이 있으리라 느껴지며, 지식경제부에서 계획한 에너지 보급정책과도 다소 거리가 있다. 그렇기 때문에 현재 우리나라에서는 당장 보급이 가능한 제품을 설계해야할 필요성이 있다.

이와 관련하여 앞으로의 연구는 신·재생에너지를 담당하는 일부분의 성능보다는 사용자의 관점에서 제품을 사용하는데 있어 불편을 최소화 할 수 있도록 보조열원 부분 및 시스템 전반에 대한 연구가 필요하다.

집열기는 앞서 많은 연구에서 볼 수 있듯이 일사량의 조건과 외기온도에 좌우된다는 것이 밝혀졌으며, 축열조의 가열된 물도 수요와 공급이 일치하지 않기 때문에 사용자의 관점에서 우리는 보일러 부분에 대하여 좀 더 많은 연구를 해야

할 것이다.

이 논문에서 연구하고자 하는 시스템은 태양열을 이용한 일체형난방 복합 시스템으로 에너지원을 기존의 화학에너지에 절대적으로 의존하지 않고, 보조열원으로 태양열을 이용하는 에너지 절약 한국형 난방시스템이다. 또한 다른 제품과 차별화되는 점은 버너가 축열조에 직접적으로 내장되어있어 버너의 표면에 복사되는 열까지 모두 축열조 내의 물로 열전달이 이루어진다는 것이다. 난방에 태양열을 적용시킨 이유는 대체에너지원 중에서 가장 쉽게 접근 할 수 있는 에너지원이고, 우리나라 일사량이 풍부하여 전국적으로 고른 분포를 보이고 있기 때문이다. 그러나 태양에너지의 이러한 장점에도 불구하고 실용화가 어려웠던 조건 중 하나는 에너지 밀도가 낮고 외기조건에 따라 간헐적으로 이용할 수 있는 에너지이기 때문이다. 기후 조건에 따라 불규칙적인 태양에너지를 사용해서는 건물에 난방이나 급탕 부하를 100% 감당하지 못하기 때문에 태양열 시스템은 보조에너지를 반드시 필요로 하고 이러한 이유로 태양열 시스템과 온수난방 보일러를 하나의 단일 구성품으로 구성하고자 하였다. 그리고 태양열 집열기, 축열조 및 온수난방보일러를 단일 시스템으로 구성함으로써, 태양열을 이용한 부분은 집열과 축열을 통하여 기저부하를 담당하고, 보일러는 첨두부하 시에만 운전함으로써, 보일러의 용량을 최소화 시킬 수 있을 뿐만 아니라 경제적으로도 유가에 대한 부담을 줄일 수 있기에 우리나라의 에너지 정책에도 확실히 부합된다고 할 수 있다. 이에 본 연구에서는 시스템의 성능을 해석하면서 화석에너지의 절감정도를 비교하고자 한다.

Table 1-1 Energy Balances of OECD Countries 2002-2003, IEA 2005 Edition (Korea, 2004)

The nation	Amount of supply (1000toe)	Rate of total energy(%)	Increasing rate of the average annual(%)	The nation	Amount of supply (1000toe)	Rate of total energy(%)	Increasing rate of the average annual(%)
Australia	6,537	5.8	3.2	Luxemburg	60	1.4	10.4
Austria	6,935	20.9	4.2	Netherlands	2,041	2.5	13.0
Belgium	1,194	2.0	7.3	New Zealand	4,852	27.9	0.3
Canada	40,793	15.7	2.8	Norway	10,627	45.5	-1.1
Denmark	2,707	13.0	12.3	Poland	5,414	5.8	12.7
Finland	8,157	21.7	5.8	Portugal	4,340	16.8	4.1
France	17,260	6.4	1.3	Slovakia	650	3.5	9.9
Germany	13,318	3.8	11.2	Spain	9,370	6.9	5.9
Greece	1,582	5.3	5.3	Sweden	13,739	26.7	2.3
Iceland	2,457	72.6	8.4	Suisse	4,814	17.8	4.0
Ireland	261	1.7	6.5	England	3,217	1.4	16.8
Italy	10,920	6.0	7.4	U.S.A	103,180	4.5	0.4
Japan	18,932	3.7	2.4	Korea	4,436	2.1	25.7

Table 1-2 Technical development standard percentage of the forward country that category of New & Reuseable energy resources

Categories	Technical development standard(%)	Categories	Technical development standard(%)
Hydrogen	39	Ocean	83
Fuel cell	59	Waste	53
Photopile	74	Use a coal	53
Solar	72	Water power	84
Wind power	87	Geothermal	56
Bio	57	Average	65

2. 해석모델 및 해석방법

2.1 해석모델

우리나라의 일반적인 대용량의 보일러들은 Fig. 2-1과 같이 집의 외부에 설치되어 있다. 본 연구에서 해석 하고자 하는 시스템은 아래의 Fig. 2-2와 같이 기존의 보일러와는 다르게 보일러의 버너가 축열조에 삽입되어 있는 형태이다. 또한 태양열 집열기와 함께 설치되어 석유에너지의 사용량을 절감하는 것이 본 시스템의 목적이다.

큰 축열조는 난방을 위한 축열조로 폐순환 구조로 되어있고, 작은 축열조는 온수를 위한 축열조로 사용량만큼 냉수가 보충된다. 작은 축열조의 재질은 스테인레스로써 비열은 약 0.502kJ/kg・℃로 큰 축열조내의 물에 잠겨있고, 물의 비열보다 작기 때문에 큰 축열조의 난방수와 온도 차이는 거의 없다.

그리고 Fig. 2-3은 본 시스템의 해석에 기본이 되는 모델이다[11]. 오른쪽 파이프에서의 물은 온수를 위해 사용되는 물이고, 왼쪽 파이프의 물은 난방을 위한 순환수이다. 이를 현재의 시스템에 맞추어 수정하자면, 첫째 외부온도의 설정은 큰 축열조의 물의 온도가 된다. 그리고 물이 받는 열량은 버너뿐만 아니라 태양열 집열기의 코일에 의한 열전달도 추가된다. 그리고 태양열 집열기를 추가하기 위해 일사량 데이터 및 외부온도가 같이 추가된다.

2.2 해석방법

본 연구의 해석모델은 에너지(화석연료와 집열기)보존 방정식을 이용하여 시스템 축열조의 물 온도를 제어변수로 놓고 해석하였다. 그리고 이 시스템을 해석하기 위해 아래와 같은 가정을 하였다.

- 축열조에서 난방을 위해 공급하는 물의 온도는 축열조의 물의 온도와 같다.

- 회수되는 물의 온도는 보일러 내부에서 균일한 분포를 보인다. 이 가정은 축열조 내의 성층화를 형성하는 디스트리뷰터의 역할이 무시된다.

- 정상상태이고, 난방을 위한 물은 보일러와 난방을 위한 난방수로 온도 조건이 맞으면 지속적으로 순환한다.

- 버너에서의 열전달 현상은 버너가 켜져 있을 경우와 꺼져 있을 경우를 다르게 해석해야 한다.

Fig. 2-4는 프로그램을 구성함에 있어, 입력과 출력 변수들을 도식한 것이다. T는 온도를 나타낸 것으로 단위는 ℃이고, Q는 시스템에서 발생되는 열을 나타낸 것으로 단위는 $kW/m^2℃$로 나타내었다.

2.2.1 버너내부에서의 가스 열전달

버너내부에서 가스부분의 열 평형식은 식 (2-1)과 같이 정의된다.

$$\dot{Q}_{input} - \dot{Q}_{lat} - \dot{Q}_f - \dot{Q}_{hx} - \dot{Q}_{stk} = 0 \quad (2\text{-}1)$$

$$\dot{Q}_{input} = \dot{m}_{fuel} \cdot HHV \quad (2\text{-}2)$$

$$\dot{Q}_{lat} = 2442.0 \cdot \dot{m}_{fuel} \cdot R_{wtf} \quad (2\text{-}3)$$

위 식에서 $\dot{Q}_{input}$은 가스가 가진 열량이고, $\dot{Q}_{lat}$은 가스 성분 중 물이 차지하는 비를 이용하여 쓸 수 없는 열량을 나타내었고, $\dot{Q}_f$는 버너내부에서 축열조로의 열전달으로써 전도와 복사에너지를 모두 계산한 열량이다. 그리고 $\dot{Q}_{hx}$는 버너가 켜질 때와 꺼질 때 각각의 경우, 버너와 축열조 물 사이에 열전달을 나타낸 것이다. $\dot{Q}_{stk}$는 버너에서 연소된 가스 중 축열조로 열량이 되지 않고 공기중으로 버려지는 열량을 나타내었다. 시뮬레이션에서 사용된 가스는 경유이고, 고위발열량을 45,316 kJ/kg, 공급량은 5.01×10^{-4} kg/s로 10초 단위로 계산하여 해석하였다. 위 식 (2-3)의 2,442은 물의 증발 잠열을 나타낸 것으로 단위는 kJ/kg이다.

2.2.2 버너벽면에서의 열전달

보일러의 버너가 켜져 있을 때, 연소가스로부터 축열조 물로의 복사 열전달은 식 (2-4)와 같다.

$$\dot{Q}_{f,on} = A_{rc} \cdot \sigma (T_{g,ave}^4 - T_{ks}^4) \tag{2-4}$$

위 식의 σ는 Stefan-Boltsmann 상수로서 그 값은 5.67×10^{-11}이고, T_{ks}항은 버너의 관점에서 버려지는 열로 보일러 물의 절대온도와 같다고 가정하였으며, A_{cr}은 복사율 면적으로 식 (2-5)와 같이 주어졌다.

$$A_{rc} = G_s \frac{1-K^3}{1-K^4} + \frac{2A_{cf}\, h_c}{\sigma (T_{g,ave} + T_{ks})^3} \tag{2-5}$$

$$G_s = \frac{A_{rf} + A_{cf}}{\frac{1}{\epsilon_{gas}} + \frac{1}{C_s \cdot \epsilon_{sink}} - 1} \tag{2-6}$$

$$K = \frac{T_{ks}}{T_{g,ave}} \tag{2-7}$$

$T_{g,ave}$는 버너 벽면과 연소가스 출구의 평균온도로 정의 하였고, 버너 프레임의 절대온도는 T_{af}로 정의되었고, 이를 정리하면 식 (2-8)과 같다.

$$T_{af} = T_{ra} + \frac{HHV - 2442.0 \cdot R_{wtf}}{C_{p,product} \cdot R_{ptf}} + 273.15 \tag{2-8}$$

HHV는 경유의 고위 발열량 값이고, 유체의 해석을 위해 Nusselt number가 사용되었는데, Nusselt number중의 Reynolds number와 Prantl number, 대류열전달 계수 h_c는 식 (2-9), 식 (2-10), 식 (2-11), 식 (2-12), 식 (2-13) 및 식 (2-14)와 같이 각각 정의하였다. Nusselt number의 경우, Prantl number의 지수는 가열시 0.4, 냉각시 0.3으로 정의되는데 이 경우에는 0.4의 값을 사용하였다.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4} \qquad \text{for } Re \geqq 2000 \tag{2-9}$$

$$Nu = 3.66 \qquad \text{for } Re < 2000 \tag{2-10}$$

$$h_o = Nu \frac{k}{d_h} \tag{2-11}$$

$$d_h = \left(\frac{4 V_{gf}}{\pi L_{gpf}} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{2-12}$$

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{\dot{m}_{g,on} \cdot d_h}{\mu \cdot A_{cross}} \tag{2-13}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \tag{2-14}$$

버너가 작동하는 동안 연소과정에서 발생하는 연소생성물의 질량유량 $\dot{m}_{g,on}$은 식 (2-15)와 같다.

$$\dot{m}_{g.on} = \dot{m}_{fuel} \cdot R_{ptf} \tag{2-15}$$

그리고 버너가 작동하지 않은 동안 통풍되는 공기의 질량유량 $\dot{m}_{g,off}$은 식 (2-16)과 같다.

$$\dot{m}_{g,off} = \dot{m}_{g,on} \left(\frac{T_{stk} - T_{ra}}{T_{stk,ss} - T_{ra}} \right)^{0.56} \times \left(\frac{T_{stk,ss} + 273.15}{T_{stk} + 273.15} \right)^{1.19} \tag{2-16}$$

버너의 효율을 높이기 위해 버너의 외부 접촉면적을 최대가 되도록 설계했고, 버너가 작동하지 않는 동안의 대류 열전달계수 $\dot{Q}_{f,off}$ 계산을 추가시켜 실제와 가깝도록 한 것이다.

$$\dot{Q}_{f,off} = C_{pa} \cdot \dot{m}_{g,off} (T_{ra} - T_{bw})(1 - e^{-NTU}) \tag{2-17}$$

$$NTU = \frac{A_{sf} \cdot h_c}{C_{pa} \cdot \dot{m}_{g,off}} \tag{2-18}$$

버너가 꺼져있는 동안의 출구 가스 온도는 $T_{ex,g,f}$로 나타내었고, 식 (2-19)와 같이 정의하였고 그 값은 매 시간마다 계산될 수 있도록 하였다.

$$T_{ex,g,f} = \frac{T_{ra} - \dot{Q}_{f,off}}{C_{pa} \cdot \dot{m}_{g,off}} \tag{2-19}$$

버너가 켜져 있는 동안의 출구 가스온도는 Newton´s method를 반복적으로 사용하였고, 이 값 역시 다음 시간에서 계산될 수 있도록 하였다.

2.2.3 열교환기에서의 열전달

온수와 난방을 동시에 가동한 상태에서의 가스와 보일러 물의 열전달 수는 NTU_f로 나타내었고, 이는 실험데이터를 바탕으로 구할 수 있는데, 열교환기는 효율을 높이기 위해 콤펙트 열교환기로 가정하여 해석하였다. 그리고 이와 같은 경우에는 아직 실험전이기에 선행되었던 연구 중에서 가장 가까운 모델을 참고하였다[12][13].

$$NTU_f = ln(1 - \frac{\eta_{ss} \cdot \dot{Q}_{input} - Q_f - \dot{Q}_j}{C_{pg} \cdot \dot{m}_{g,on}(T_{in,hx} - T_{sw})})^{-1} \tag{2-20}$$

식 (2-20)은 완전가동(full load)상태일 때 주어진 열교환기 열전달 단위수이고, 부분부하상태에서의 열교환기 열전달 단위수는 NTU_{on}으로 나타내었고, 식 (2-21)과 같이 나타낼 수 있다.

$$NTU_{on} = NTU_f (\frac{\dot{m}_{g,on,f}}{\dot{m}_{g,on,p}})^{0.2} (\frac{\mu_{g,on,f}}{\mu_{g,on,p}})^{0.4} (\frac{C_{p,on,f}}{C_{p,on,p}})^{0.6} (\frac{k_{on,p}}{k_{on,f}})^{0.6} \tag{2-21}$$

식 (2-21)에서 하첨자 p(part load)는 부분부하일 때의 상태이고, f(full load)는 전부하일 때의 상태이다. 그러나 실제로 저 값들 사이에는 상태에 따라 큰 차이

가 없기 때문에 한 값만을 사용하여 NTU_{on}을 계산하였다. 버너가 작동하는 동안 연소가스 생성물과 보일러 물 사이의 열유동율(heat flow rate) $\dot{Q}_{hx,on}$는 위 식 (2-21)을 사용하여(NTU_{on}) 다음 식 (2-22)를 얻었다.

$$\dot{Q}_{hx,on} = C_{pg,on}\dot{m}_{g,on}(T_{in,hx} - T_{sw})(1 - e^{-NTUon}) \quad (2\text{-}22)$$

유사한 방법으로 버너가 작동하지 않을 때의 열유동율은 식 (2-23)과 같이 나타내었다.

$$\dot{Q}_{hx.off} = C_{pg,off}\dot{m}_{g,off}(T_{in,hx} - T_{sw})(1 - e^{-NTUoff}) \quad (2\text{-}23)$$

식 (2-23)의 $\dot{Q}_{hx,off}$는 버너가 작동하지 않는 동안의 가스의 특성을 이용하여 정의하였다. 그리고 가스 유동율이 매우 적을 때에는 위의 NTU_{on}이 무한한 값이 되기 때문에 식 (2-24)로 대신 사용한다.

$$\dot{Q}_{hx,off} = C_{pg,off}\dot{m}_{g,off}(T_{in,hx} - T_{sw}) \quad (2\text{-}24)$$

2.2.4 축열조로의 열전달

보일러내의 물의 온도변화는 보일러 모델에서 가장 중요하게 다루어지는 것으로 열량을 구하는 식을 사용하였다.

$$C_{pw}M_w\frac{dT_{bw}}{dT} = C_{pw}\dot{m}_w(T_{rw} - T_{bw}) + \dot{Q} \quad (2\text{-}25)$$

$$\dot{Q}_{ss} = \dot{Q}_f + \dot{Q}_{hx} + \dot{Q}_{cw} - \dot{Q}_j - \dot{Q}_{sw} \quad (2\text{-}26)$$

$$\dot{Q}_{ss} = \dot{m}_{sw} \cdot C_{pw} \cdot (T_{bw} - T_{load}) \quad (2\text{-}27)$$

$\dot{Q}_{ss}$는 물이 얻은 열량으로 버너와 열교환기, 집열기로부터 얻은 열량에서 버너에 축열된 열량과 부하로 보내지는 열량을 뺐다. 부하로 보내지는 열량은 $\dot{Q}_{sw}$로 질량유량 $\dot{m}_{sw}$는 일정한 값으로 2.86×10^{-2}kg/s로 이 역시 10초 단위로 환산하여 계산에 적용하였다.

열교환기와 보일러 물의 열량으로 인한 온도지체현상이 고려되어지는데, 현재 시간에 얻어지는 열은 이전의 시간에 얻은 데이터로 대체할 수 있다. 게다가 보일러 물의 C_{pw}, M_w는 일반적인 시간 항 I_{cfw}로 주어질 수 있고, 이 시간 항은 실험적으로 결정한다. 따라서 위의 식 (2-25)는 식 (2-28)과 같이 정리 할 수 있다.

$$I_{cfw}\tau_w\left(\frac{dT_{bw}}{dt}\right) = C_{pw}\dot{m}_w(T_{rw} - T_{bw}) + \dot{Q}_{ss,-1} \tag{2-28}$$

$$\dot{Q}_{ss,-1}(t) = \dot{Q}_{ss}(t - \triangle t) \tag{2-29}$$

2.2.5 버너내부 벽에서 버너외부 벽으로 프레임사이에서의 열전달

보일러 물로부터 주위의 공기로 보일러 축열부를 통한 열전달은 전체 열전달 계수 U_j와 축열부의 면적 A_j, 축열벽면의 온도차 $\triangle T$로 계산되어진다.

$$\dot{Q}_j = A_j U_j \triangle T = A_j U_j (T_{bw} - T_{ra}) \tag{2-30}$$

축열부의 질량이 보일러 물의 질량이나 열교환기의 질량보다 매우 적어지면 순간적인 열 반응은 위에 적힌 식으로 가정된다.

2.2.6 연소가 끝난 후 공기중으로 배출되는 가스 온도

μ, C_p, k와 같은 열교환기의 가스 물성치들은 열교환기의 입·출구 가스온도의 평균온도를 사용하여 결정한다.

입구의 가스온도는 연소실의 출구가스온도이지만, 출구 가스온도는 공기중으로 배출되는 가스의 온도이다. 게다가 버너가 꺼져있는 동안 가스의 질량유량은 공

기중으로 배출되는 가스의 온도에 따라 변한다.

흩어진 배출 가스 온도에 대한 식들은 배출 가스의 마찰과 부식패턴이 각각의 경우마다 항상 다르게 적용되기 때문에 버너가 작동하는 경우와 작동하지 않는 경우를 다루었다. 그리고 배출가스의 값은 열교환기가 작동할 때와 작동하지 않을 때 열전달율에 따라 아래와 같이 정의하였다.

작동하는 동안에는 식 (2-31)식을 작동하지 않는 동안에는 식 (2-32)식을 사용하였다.

$$I_{cfg,on}\tau_g\left(\frac{dT_{stk}}{dt}\right)+T_{stk}=T_{stk,ss} \tag{2-31}$$

$$I_{cfg,off}\tau_g\left(\frac{T_{stk}}{dt}\right)+T_{stk}=wT_{bw,ref}+(1-w)T_{ra} \tag{2-32}$$

τ_g는 버너가 작동할 때는 실험결과에 의해 결정된 상수이고, 버너가 작동하지 않을 때에는 실수의 시간 항이다(real time constant). $T_{bw,ref}$와 w의 값은 대부분의 컴퓨터 시뮬레이션 상에서 통상적으로 97.5℃와 0.8로 사용되게 ASHRAE 핸드북에 주어졌다. 이런 할당된 값들은 삽입한 보일러의 특성에 맞게 변화시킬 수 있다.

2.2.7 집열기에서의 열전달

집열기는 평판형 집열기로써 효율은 식 (2-33)과 같은 식을 사용하였다[14].

$$\eta=F_R(\tau\alpha)-F_RU_L\left(\frac{t_i-t_a}{I_t}\right) \tag{2-33}$$

위 식에 사용된 $F_R(\tau\alpha)$ 값과 F_RU_L의 값은 실험에 의해 상수로 주어진다.

집열기의 출구 온도는 식 (2-34)을 사용하여 구했는데, 이 식은 현재 에너지기계연구원에서 집열기의 효율을 구할 때 사용되는 식이다.

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L\left(\frac{t_{c,i} - t_a}{I_t}\right) = \frac{C_P \dot{m}\ (t_{c.o} - t_{c,i})}{AI_t} \qquad (2\text{-}34)$$

평판형 집열기의 면적은 이번 시스템에서 12~18m^{2}정도 사용되었고, 해석에서는 편의상 15m^{2}로 해석하였고, 질량유량은 3.744×10^{-1}kg/hr의 고정값을 사용하였다. 일사량은 직접 학교 건물 옥상에서 측정한 값으로 실시간 입력 데이터를 만들어 사용하였다.

2.2.8 집열기에서 축열조내로의 코일에 의한 열전달

이 모델을 해석하기위해서는 보일러 내부는 모두 고르게 분포돼 있고, 코일의 용량은 무시했다. 코일내부의 물성치들은 코일 입·출구 온도의 평균온도로 구해졌다.

코일벽과 코일 내부의 물 사이의 대류 열전달 계수 h_{cw}는 연소실벽의 열전달의 방법과 유사한 방법으로 구했다. h_c값은 파이프의 직경 d_c, 파이프의 길이 l_c, 입구온도 $T_{in,cw}$ 코일내부 물의 질량유량 $\dot{m}_{cw}$의 주어진 값으로 구할 수 있다. 코일 내부 물의 출구 온도 $T_{out,cw}$와 열전달율 $\dot{Q}_{cw}$는 식 (2-35)와 식 (2-36)에서 각각 구할 수 있다. 식에서 하첨자 cw는 코일내부의 물을 나타낸다. 또한 이 계산식은 온수를 사용할 때의 계산에도 동일하게 사용하였다.

$$T_{out,cw} = T_{surf,c} - (T_{surf,c} - T_{in,cw})e^{-N} \qquad (2\text{-}35)$$

$$\dot{Q}_{cw} = h_{cw} \cdot A_{surf,c} \cdot \triangle T_{lm} \qquad (2\text{-}36)$$

$$\triangle T_{lm} = \frac{T_{out,cw} - T_{in,cw}}{\ln\frac{T_{surf,c} - T_{in,cw}}{T_{surf,c} - T_{out,cw}}} \qquad (2\text{-}37)$$

$$h_{cw} = \frac{Nu_{cw} k_{cw}}{d_c} \qquad (2\text{-}38)$$

$$N = \frac{h_{cw} A_{surf,c}}{\dot{m}_{cw} C_{pcw}} \qquad (2\text{-}39)$$

2.3 해석조건

복합난방시스템의 해석을 위해서는 시스템의 사양을 나타내 줄 수 있는 고정된 상수와 해석해야 할 시스템의 초기 값 및 결과 값이 순환하면서 계속적으로 변하는 변수가 있다.

시스템 사양으로 표현되는 상수는 연소실의 체적을 비롯하여 연료의 종류를 나타낼 수 있는 물성치 및 시스템의 ON-OFF 제어를 위한 값들이 포함되어 있다. 그리고 초기상태 값은 해석을 위한 시작 값이며, 이 값은 해석된 결과에 따라 값들이 지속적으로 변하게 된다. 이 값들은 Table 2-1과 Table 2-2에 나타내었다.

그리고 집열기의 해석을 위해 KS규격에 따라 일사량의 자료를 수집하였다. Table 2-3은 KS 규격집에 나온 일사량의 분류기준이며, 이 기준은 춘분일 때의 일사량으로 청명, 맑음, 흐림으로 구분하였다. 그러나 이 논문에서는 춘분대신에 봄일 때의 일사량을 수집하여 조건에 맞추었다.

상수와 초기 값 입력 시 주의해야 할 점은 해석되어질 데이터의 시간 간격이고, 해석을 간단히 하기 위해 연료의 화학적 구성비와, 유량 같은 값은 평균값을 사용하였다.

Fig. 2-1 Diagram of the system integrated into a house.

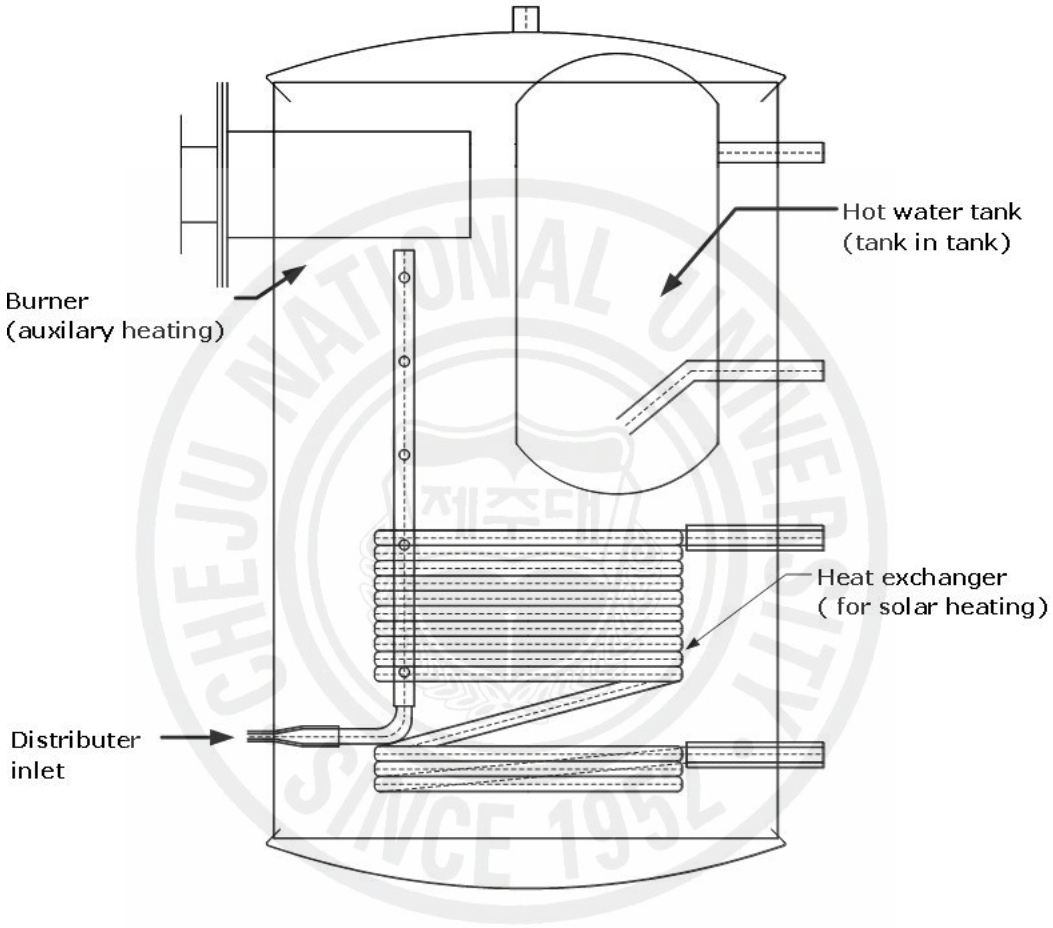

Fig. 2-2 Interior schematic of storage tank

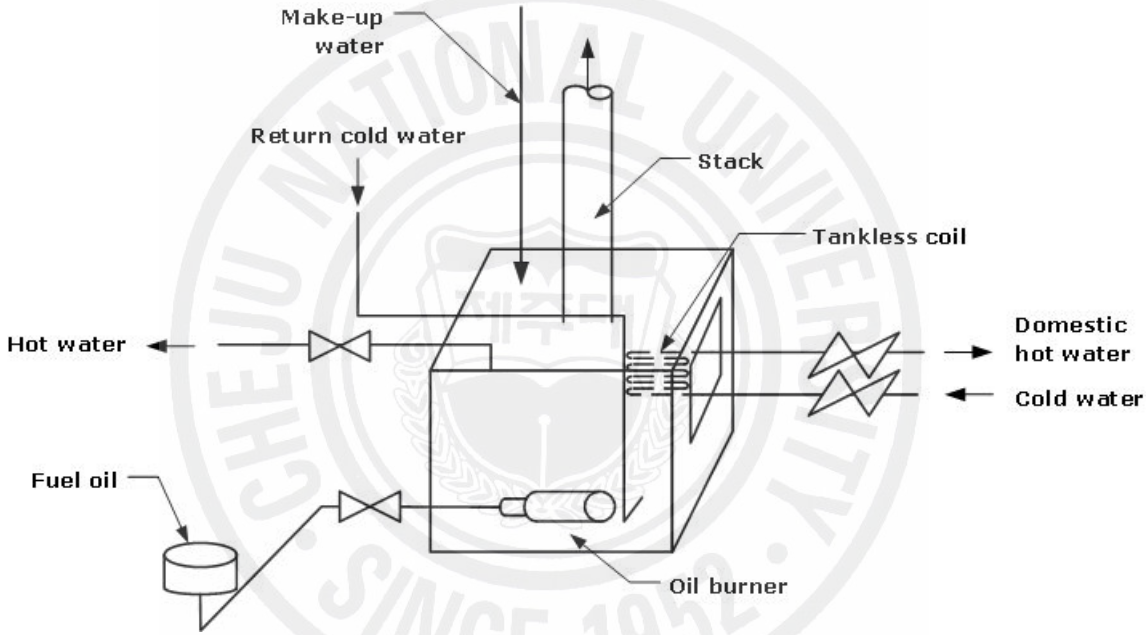

Fig. 2-3 Basic diagram for a burner model

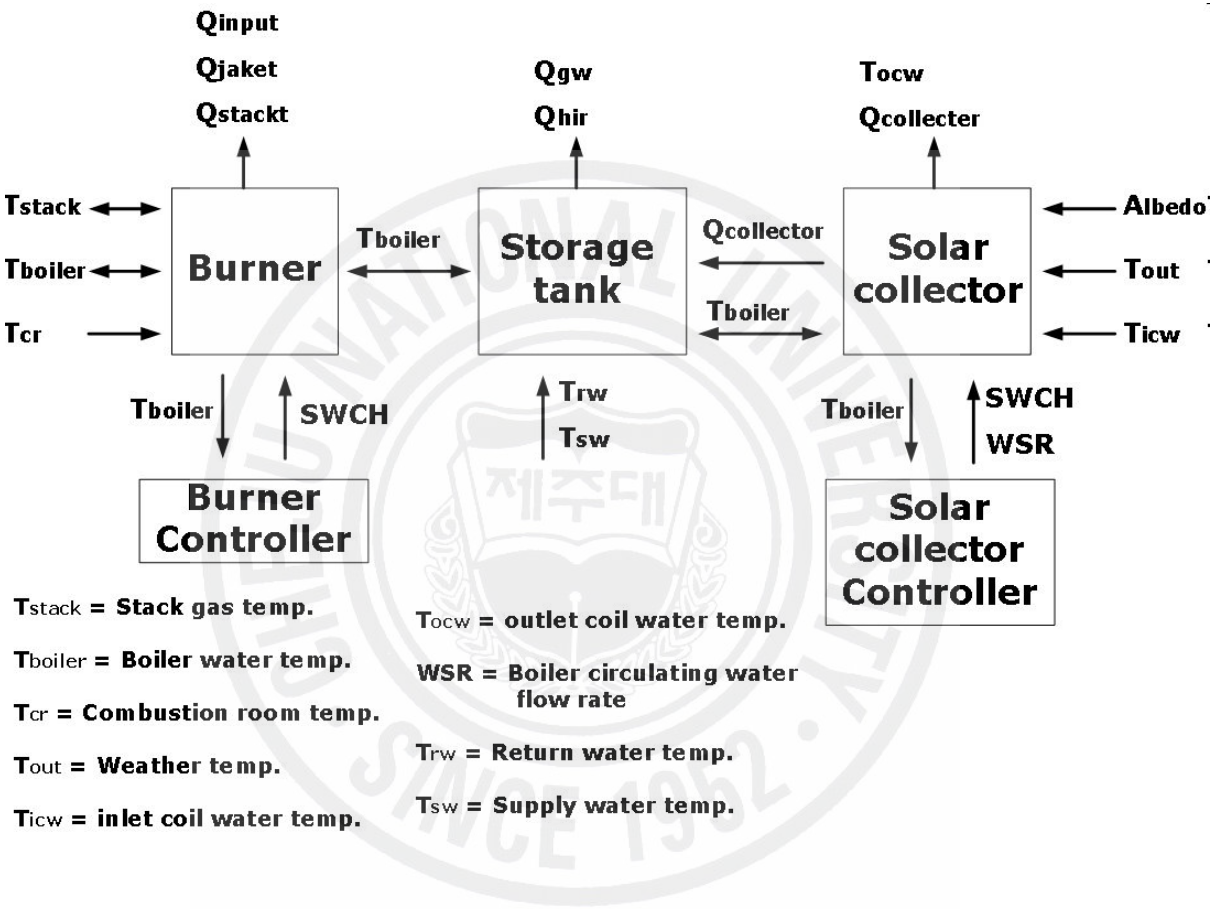

Fig. 2-4 Block diagram of the system model

Table 2-1 System constants for analysis

Parameter	Input Value
Volume of gas in the boiler fire-box(m^3)	0.0193
Boiler fire-box effective radiation heat transfer area(m^2)	1.169
Boiler fire-box refractory surface area(m^2)	0.56
Gas-path length in the fire-box(m)	0.95
Fire-box surface emissivity in fraction	1.15
Boiler jackrt surface area(m^2)	2.6
Boiler jacket U-factor(kW/m^2℃)	0.0000316
Atomic ratio of carbon in fuel	86.5~89.2 %,
Atomic ratio of hydrogen in fuel	10.5~12 %
Atomic ratio of oxygen in fuel	0.
Atomic ratio of nitrogen in fuel	0.
Atomic ratio of sulfur in fuel	0.5
Fuel higher heating value(kJ/kg)	45,316
Fuel specific heat value(kJ/kg℃)	2.03021
Fuel supply rate(kg/s)	0.00052
Fuel temperature(℃)	20
steady-state boiler efficiency in fraction(-)	0.90
Boiler water temperature at steady-state(℃)	50~60
Stack gas temperature at full load(℃)	320

Table 2-2 Initial conditions of the analysis

Parameter	Input Value
Stack gas temperature(℃)	160
Room air temperature(℃)	20
Out water temperature(℃)	22
Boiler water temperature(℃)	22
Supply boiler water pressure(kPa)	101.3
Return boiler water temperature(℃)	22
Boiler control temperature(℃)	40
Load temperature(℃)	30~60
Domestic hot water flow rate(kg/s)	0.08~0.17

Table 2-3 Solar radiation from KS

Solar radiation of the standard kJ/m^2 · day (kcal/m^2 · day)	Solar time A.M. / P.M.	Solar radiation kJ/m^2 · h(kcal/m^2 · h)			Incidence angle (°) degree	East West side Incidence angle (°) degree	North South side Incidence angle (°) degree
		Direct	Diffusion	Total			
20934 (5000) (FAIR)	7 / 17	117(28)	251(60)	368(88)	75	75	0
	8 / 16	712(170)	281(91)	1093(261)	60	60	0
	9 / 15	1448(346)	440(105)	1888(451)	45	45	0
	10 / 14	2085(498)	473(113)	2558(611)	30	30	0
	11 / 13	2500(597)	490(117)	2990(714)	15	15	0
	12	2646(632)	494(118)	3140(750)	0	0	0
				20934(5000)			
16747 (4000) (CLEAR)	7 / 17	42(10)	230(55)	272(65)	75	75	0
	8 / 16	435(104)	377(90)	812(194)	60	60	0
	9 / 15	1018(243)	456(109)	1474(352)	45	45	0
	10 / 14	1562(373)	502(120)	2064(493)	30	30	0
	11 / 13	1935(462)	523(125)	2458(587)	15	15	0
	12	2055(491)	532(127)	2587(618)	0	0	0
				16747(618)			
12560 (3000) (CLOUDY)	7 / 17	12(3)	197(47)	209(50)	75	75	0
	8 / 16	218(52)	347(83)	565(135)	60	60	0
	9 / 15	628(150)	444(106)	1072(256)	45	45	0
	10 / 14	1051(251)	498(119)	1549(370)	30	30	0
	11 / 13	1357(324)	528(126)	1885(450)	15	15	0
	12	1465(350)	535(128)	2000(478)	0	0	0
				12560(3000)			

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 태양열 집열기와 보일러를 연동하였을 경우에 에너지절약가능성에 대하여 검토하고, 본 시스템이 얼마나 부하에 적합하게 작동하는지에 주로 초점을 두었다.

본 연구에서는 태양열 집열기를 사용하지 않을 경우와 비교하여 연료의 공급유속과 버너의 작동시간을 기준으로 계산한 화석연료의 사용량을 계산하였으며, 부하에 대한 반응은 난방 혹은 온수펌프의 작동상태로부터 판단하였다.

3.1 일사량 선정 기준

Fig. 3-1, Fig. 3-2 및 Fig. 3-3은 해석에 사용된 일사량과 외기 온도를 나타내었다. Fig. 3-1은 KS 규격의 쾌청의 기준에 만족하는 일사량을, Fig. 3-2는 맑음의 기준에 만족한 일사량을, 그리고 Fig. 3-3은 흐림의 기준에 만족하는 일사량을 나타내었다. 이러한 자료는 식 (2-33) 및 식 (2-34)에 적용하여 집열기의 효율을 구하는데 사용되고, 이를 이용하여 집열기의 출탕온도를 계산하였다.

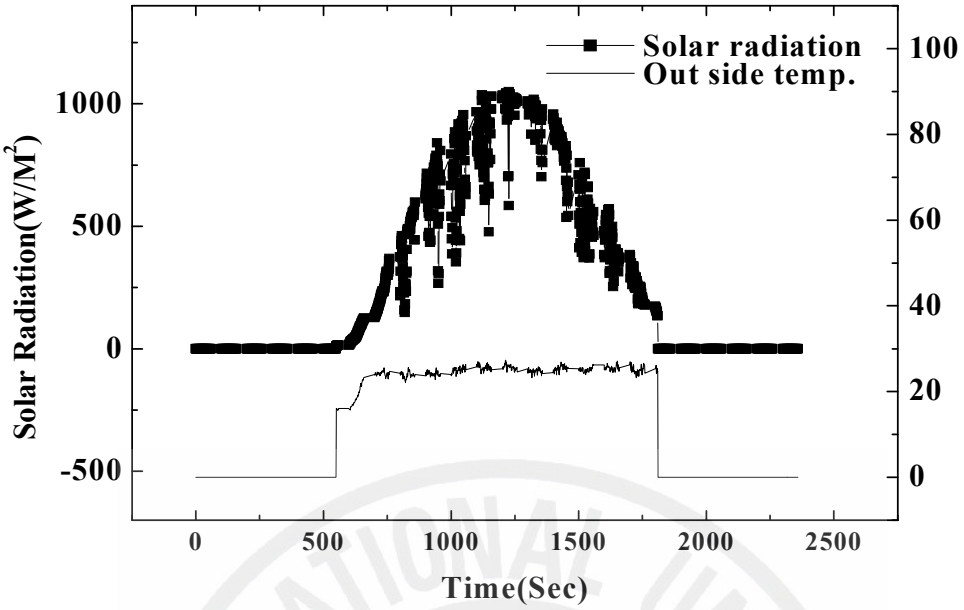

Fig. 3-1 Solar radiation of fair day

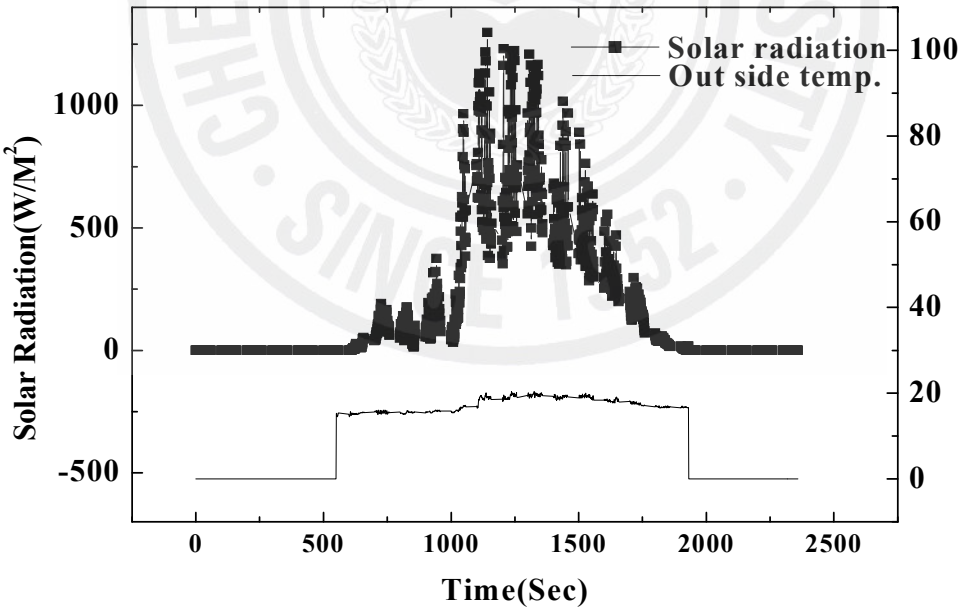

Fig. 3-2 Solar radiation of clear day

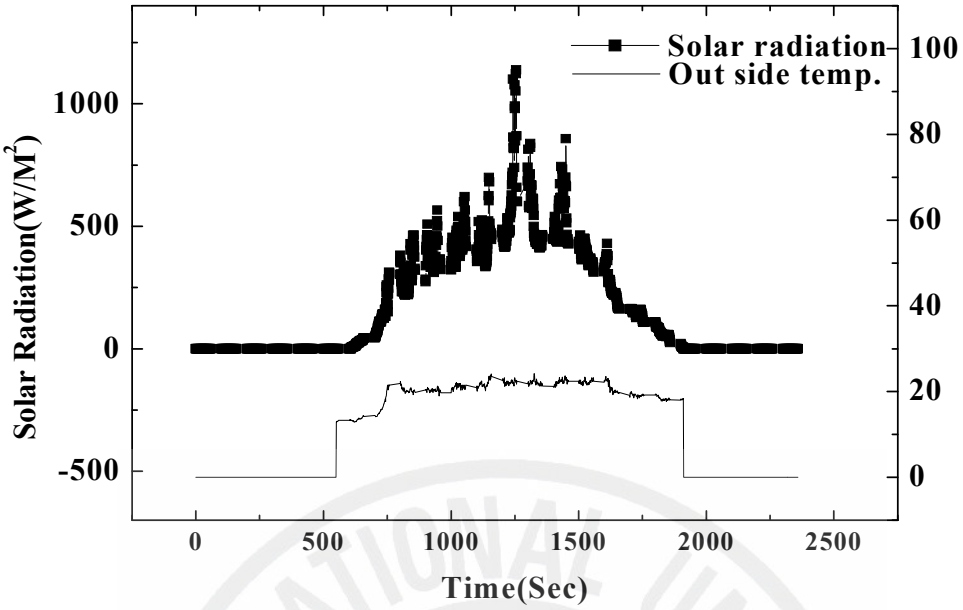

Fig. 3-3 Solar radiation of gray day

3.2 시스템의 순환펌프 온도제어

해석에 있어서 시스템 순환펌프 온도제어 조건은 순환펌프 온도제어에 관한 해석은 크게 4가지이고, 각각의 경우마다 9가지의 조건을 바꾸어 실행하였다. 9가지 조건은 버너의 ON-OFF 온도와 난방 순환을 위한 펌프의 제어온도로 결정하였다. 버너가 켜지고 꺼지는 제어온도는 최저 60℃-80℃, 최고 70℃-90℃까지 [15][16] 5℃씩 변화하면서 축열되는 패턴과 열량의 변화를 관찰하였다. 또한 펌프의 제어 온도가 난방과 축열열량에 미치는 영향을 알아보기 위해 펌프의 제어온도도 같이 변화하면서 계산을 병행하였다. 펌프의 제어온도는 시스템을 보다 안정한 조건을 만들기 위해 버너의 ON-OFF 온도보다 낮게 설정하였다. 해석조건은 Table 3-1에 자세히 표현하였으며, 이는 다른 일사량 조건에서도 동일하게 사용된다.

그래프는 각 조건마다 2가지의 경우로 나타내었는데, 첫 번째는 시스템이 작동

하는 하루 동안 축열조 내의 물의 열량들의 관계를 나타내었고, 두 번째는 각각의 계산조건에 따른 경유사용량을 비교할 수 있도록 나타내었다.

해석결과는 각 외기조건을 기준으로 Table 3-2, 3-3, 3-4 및 3-5에 정리하여 나타내었다. 난방을 위해 공급되는 물 온도의 제어는 앞서 가정에 따라 축열조의 물을 기준으로 하였으며, 축열조내 물의 온도가 일정이상 되면 난방을 위해 흘러보낼 수 있게 하였다. 회수되는 물 온도는 칠러와 같은 난방부하를 사용한다는 조건으로 30℃로 일정하게 하도록 하였다.

각 표마다 공통적으로 총 열량이 0kW가 아닌 (+)값이 나타나는데, 그 이유는 계산을 하면서 버너가 바로 켜질 수 있도록 축열조내의 물의 온도를 30℃로 설정하였기 때문에 버너가 꺼지도록 설정한 온도까지 온도 변화에 따른 열량이기 때문이다. 총 열량 Q의 값은 식 (2-26)를 사용하여 계산된다.

시스템이 작동할 때에는 집열기를 제외하고는 다른 변수들을 고려하지 않았기 때문에, 낮 시간을 제외하고는 각 기후 조건에 따른 새벽의 열량패턴은 일정하다. 그리고 난방을 위한 온수는 버너의 제어 온도 사이에서 작동할 수 있도록 설정하였다. 그러한 이유로 축열조내의 물은 난방을 위한 설정온도에 도달하면 일정한 유속을 가지며 순환하게 되고, 열량그래프는 지그재그형태를 가지게 된다.

Table 3-2은 집열기가 없을 때, 계산한 결과로 각 실험 조건에 따른 열량 패턴은 Fig. 3-4와 비슷하다. 이 계산조건에서 변수는 버너와 순환펌프뿐이고, 경유의 발열량 또한 일정한 값을 가지고 있기 때문에 축열조내부의 온도제어는 일정하게 안정된 값으로 나타났다. 그리고 Fig. 3-5는 집열기를 사용하지 않았을 때의 경유 사용량을 나타내었다. 경유 사용량을 살펴보면, 순환펌프의 제어온도와는 상관없이 축열조 버너의 ON-OFF 제어온도에 따라 눈에 띄는 변화를 보였다. 이러한 현상이 나타나는 원인은 난방부하의 사용에 있어, 회수되는 물의 온도를 각 계산조건에서 모두 같은 값인 30℃로 일정하게 설정했기 때문이라 생각된다. 그러나 회수되는 물의 온도는 각 계산조건별로 비교를 간단히 하기위해 변수를 줄이기 위해 일정 값으로 설정하였다.

Table 3-3와 Fig. 3-6, 3-7은 KS 규격에 따른 청명한 날의 결과를 나타내었다. 일사량이 나타나는 오전 6시부터는 축열조내의 버너로부터 받은 열량이 서서히 감소하여 낮 시간대에는 열량이 0kW로 버너가 작동하지 않다가 오후 4시 이

후 일사량이 감소하면서 버너가 다시 작동을 시작했다. Fig. 3-6에서 집열기의 열량이 크게 나타난 이유는 집열기에 사용된 열매체때문이라 생각된다. 집열기에 사용된 열매체는 프로필렌 글리콜(Propylene Glycol)로써, 순수 프로필렌 글리콜의 경우에는 끓는점이 187℃, 비열은 2.51kJ/kg℃이다. 이에 프로필렌 글리콜 40%를 열매체로 사용한다고 가정하였으며 열매체의 비열은 3.5kJ/kg℃로 하여 계산하였다.

온수를 위한 난방의 열량도 집열기의 열량에 따라 같은 패턴으로 증가하다 감소한다. 이 역시 난방부하를 통과해 회수되는 물의 온도가 원인이 되어 열량이 많게 나타난 것으로 예상된다. 또한 총 열량이 다른 기후조건보다 낮게 나타났는데, 이는 집열기의 효과라고 예상되어진다.

Table 3-4 및 Fig. 3-6, 3-7은 일사량이 맑음인 계산조건에서 일사량은 정오를 중심으로 낮 시간에 집중적으로 분포되어 있다. 그리고 집열기로부터 받은 열량은 기후조건이 흐림보다 많아 경유의 절감효과를 흐림보다 적을 것이라 예상했지만 그 시간대가 상대적으로 흐림보다 작아서 경유의 사용량이 흐림보다 증가했다고 생각되어진다. 이 조건에서의 계산결과로 경유의 사용량을 줄이고 시스템이 안정된 열량을 확보하기위해서는 쾌청조건의 일사량보다는 낮더라도 일사가 오랫동안 발생할 때가 보다 효과적이라는 것을 알 수 있다.

기후조건이 흐림이 경우에 결과는 Table 3-5, Fig. 3-10, 3-11과 같다.

흐림 조건에서 집열기로부터 받은 열량은 기후조건이 쾌청일 때와 비교하면 절반 가까이나 줄었지만, 경유의 절감효과가 나타났다. 이는 위의 맑음 조건에서도 언급하였듯이, 일사의 시간이 길기 때문이라 생각된다.

이 조건에서도 역시 난방을 위한 온수로 방열되는 열량을 Fig. 3-10에서 살펴보면 Fig. 3-4와 비교했을 때, 집열기로부터 축열되는 열량 부족 현상은 나타나지는 않았다. 이 계산으로는 어느 정도의 일사량만 있다면 시스템의 경유 절감효과를 볼 수 있다고 생각된다.

Table 3-1 Control conditions of pump circulation

	Burner on(℃)	Burner off(℃)	Pump on(℃)	Pump off(℃)
CASE 1	60	80	70	50
CASE 2	60	80	65	45
CASE 3	65	85	75	55
CASE 4	65	85	70	50
CASE 5	65	85	65	45
CASE 6	70	90	80	60
CASE 7	70	90	75	55
CASE 8	70	90	70	50
CASE 9	70	90	65	45

Table 3-2 Comparison results without the collector

Q(kW) for 24hours / CASE	Total	Storage tank	Solar collector	Supply for heating	Hot water supply (1 hour)	Oil consumption (kg)
CASE 1	4.81	116.91	0.0	112.11	0.0	10.91
CASE 2	4.86	117.13	0.0	112.28	0.0	10.93
CASE 3	6.44	132.66	0.0	126.23	0.0	12.35
CASE 4	6.33	132.71	0.0	126.40	0.0	12.36
CASE 5	6.02	132.55	0.0	126.55	0.0	12.34
CASE 6	7.70	148.29	0.0	140.61	0.0	13.79
CASE 7	7.79	148.57	0.0	140.79	0.0	13.81
CASE 8	7.87	148.78	0.0	140.93	0.0	13.83
CASE 9	7.95	149.00	0.0	141.07	0.0	13.85

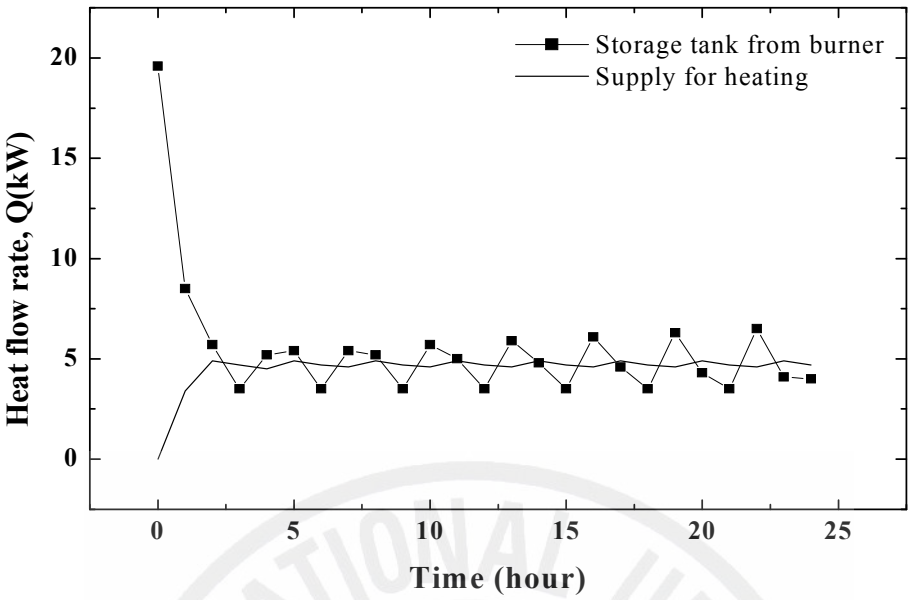

Fig. 3-4 Heat transfer trend of the burner and supply without the collector

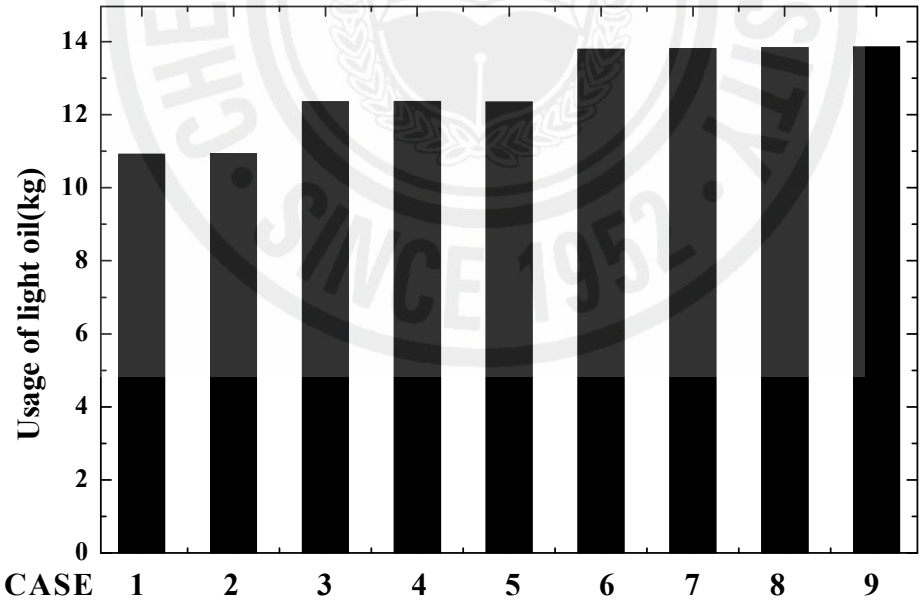

Fig. 3-5 Oil consumption without the collector

Table 3-3 Comparison results for a fair day

Q(kW) for 24hours / CASE	Total	Storage tank	Solar collector	Heat supply for heating	Hot water supply (1 hour)	Oil consumption (kg)
CASE 1	4.60	67.19	110.53	173.14	0.0	6.35
CASE 2	4.60	67.41	110.49	173.31	0.0	6.37
CASE 3	5.69	78.78	108.77	181.87	0.0	7.41
CASE 4	5.69	79.00	108.73	182.05	0.0	7.43
CASE 5	5.69	79.27	108.64	182.24	0.0	7.46
CASE 6	5.53	89.27	107.04	190.81	0.0	8.38
CASE 7	5.53	89.55	106.98	191.02	0.0	8.40
CASE 8	5.53	89.77	106.93	191.18	0.0	8.42
CASE 9	5.53	89.99	106.87	191.35	0.0	8.44

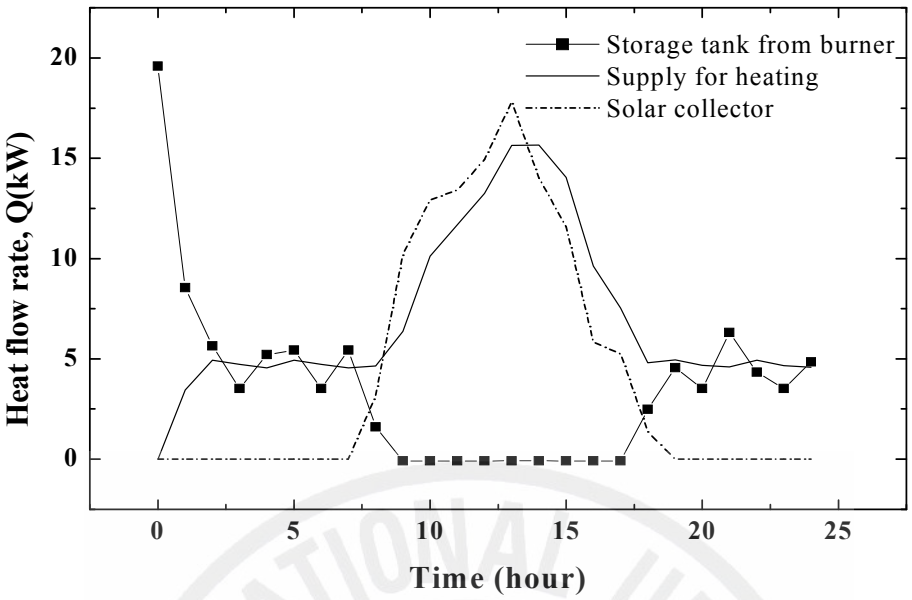

Fig. 3-6 Heat transfer trend of the burner and supply with the solar collector

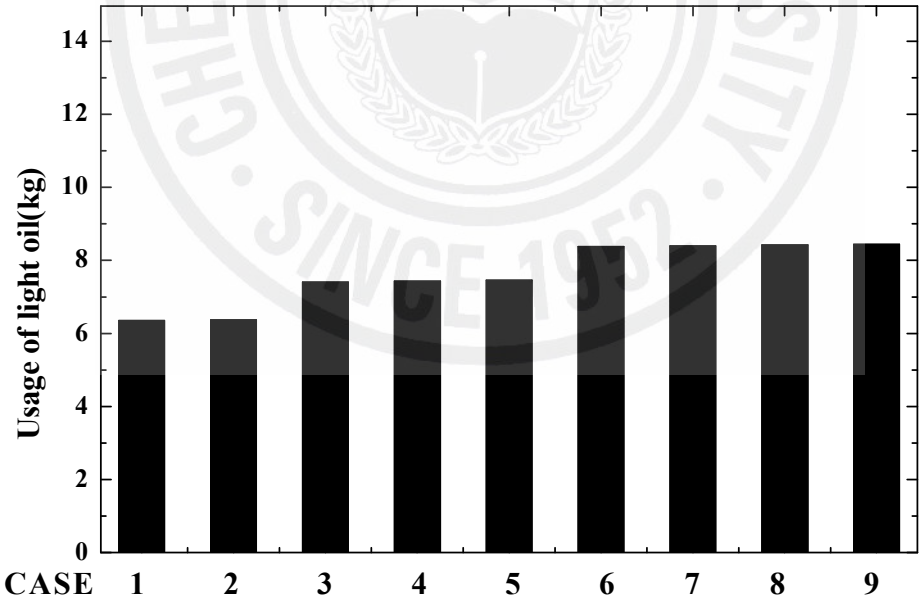

Fig. 3-7 Oil consumption without the collector on a fair day

Table 3-4 Comparison results for a clear day

Q(kW) for 24hours / CASE	Total	Storage tank	Solar collector	Heat supply for heating	Hot water supply (1 hour)	Oil consumption (kg)
CASE 1	3.99	84.44	64.15	144.63	0.0	7.94
CASE 2	3.99	84.66	64.11	144.81	0.0	7.96
CASE 3	4.78	96.25	63.70	155.20	0.0	9.02
CASE 4	4.78	96.47	63.66	155.38	0.0	9.04
CASE 5	4.78	96.74	63.59	155.58	0.0	9.06
CASE 6	7.29	111.23	62.19	166.16	0.0	10.39
CASE 7	7.29	111.50	62.13	166.38	0.0	10.42
CASE 8	7.29	111.72	62.09	166.55	0.0	10.44
CASE 9	7.29	111.72	62.09	166.55	0.0	10.46

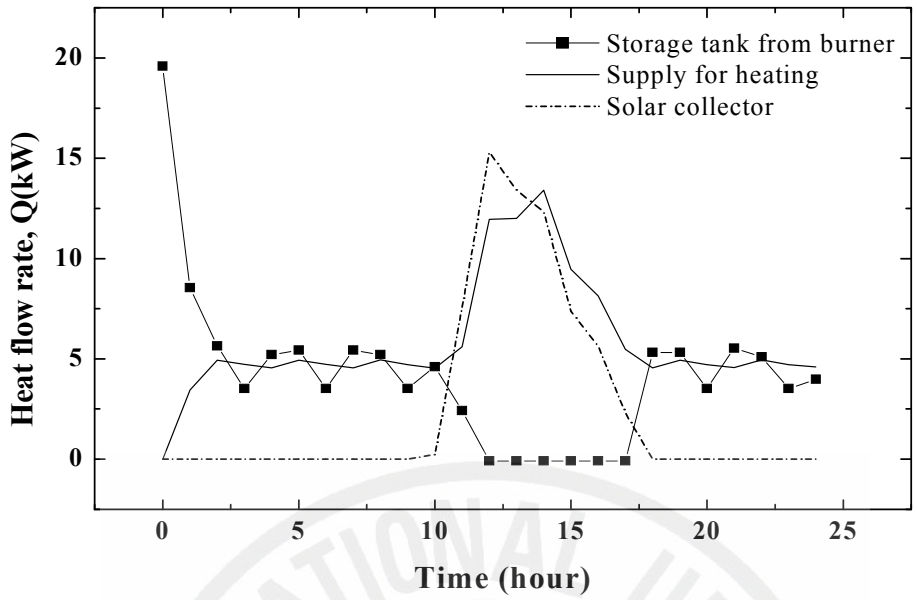

Fig. 3-8 Heat transfer trend of the burner and supply with the solar collector on a clear day

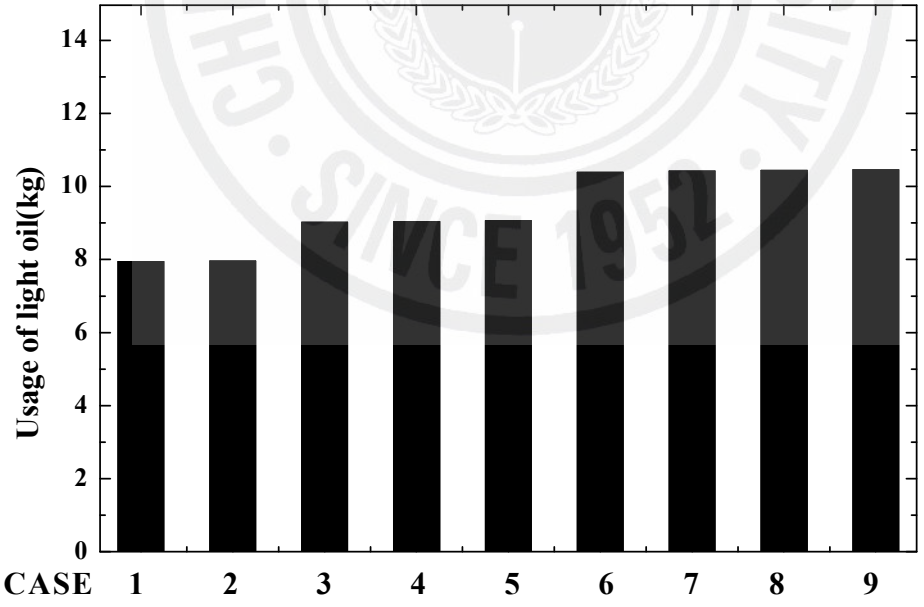

Fig. 3-9 Oil consumption on a clear day

Table 3-5 Comparison results for a cloudy day

Q(kW) for 24hours / CASE	Total	Storage tank	Solar collector	Heat supply for heating	Hot water supply (1 hour)	Oil consumption (kg)
CASE 1	5.46	77.23	59.57	131.36	0.0	7.27
CASE 2	5.47	77.44	59.53	131.53	0.0	7.29
CASE 3	6.28	91.88	55.90	141.52	0.0	8.62
CASE 4	6.28	92.10	55.86	141.70	0.0	8.64
CASE 5	6.28	92.20	55.91	141.86	0.0	8.65
CASE 6	7.37	101.06	57.16	150.88	0.0	9.46
CASE 7	7.37	101.33	57.10	151.09	0.0	9.48
CASE 8	7.37	101.55	57.05	151.26	0.0	9.50
CASE 9	7.37	101.77	57.00	151.43	0.0	9.52

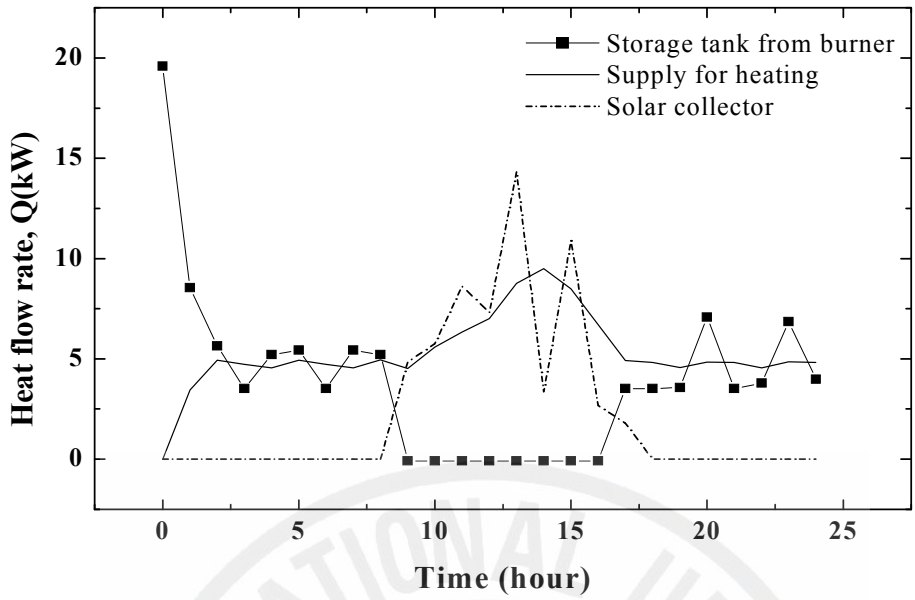

Fig. 3-10 Heat transfer trend of the burner and supply with the solar collector on a cloudy day

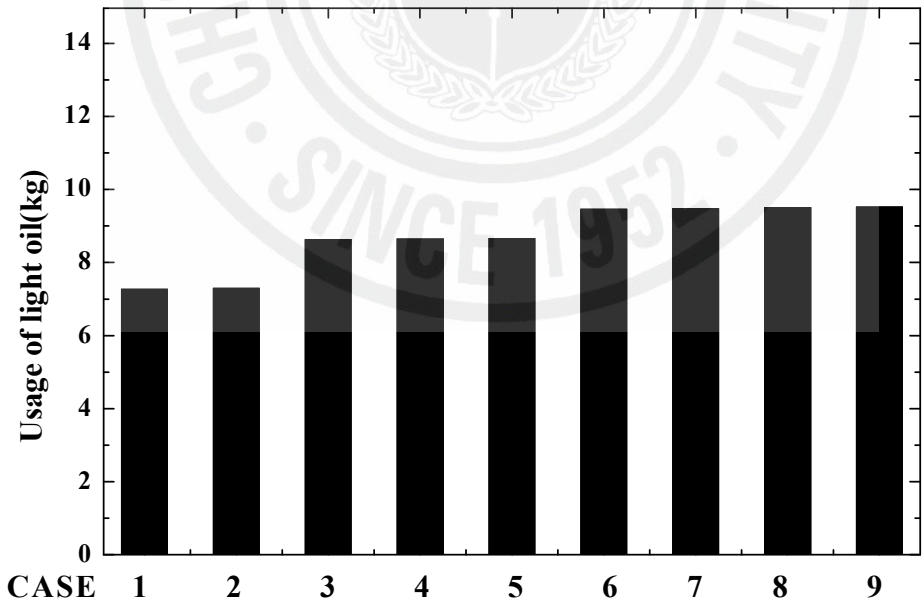

Fig. 3-11 Oil consumption on the cloudy day

3.3 시스템의 온수 온도제어

시뮬레이션에서 시스템 온수 온도제어는 위의 3.1.2. 시스템의 순환펌프 온도제어의 버너 ON-OFF 온도와 동일한 조건에서 순환펌프 ON-OFF 제어온도는 각각 65℃, 45℃로 일정하게 하여 계산하였다. 온수의 온도는 50℃~80℃까지 10℃씩 넓게 잡았으며, 온수 사용시간은 일반적으로 온수 사용량이 집중되는 시간대인 오전 6시~7시, 오후 6시~7시까지로 설정하였다. 설정된 시간 중간에 온수 공급이 끊기는 시간은 없으며, 온수 공급은 3.3×10^{-1}kg/s로 설정하였다. 해석조건은 Table 3-2에 자세히 표현하였다. 온수사용에 대한 계산결과는 위의 순환펌프 온도제어와 같이 Table과 열량들의 관계를 나타내는 그래프와 경유사용량을 비교할 수 있는 그래프로 나타냈다.

오전에만 온수를 사용할 경우에 대한 결과는 Table 3-7, 3-8, 3-9 및 3-10에 나타냈다. 각각의 계산조건은 3.1.2의 순환펌프 온도제어 계산조건에서 오전 온수사용만을 추가하여 계산하였다. 결과 Table들을 살펴보면 경유사용량에 있어 각각의 기후조건에 따라 순환펌프 온도제어 결과와 비교함에 있어 경유사용량의 차이는 거의 없다.

기후조건에 따른 결과 Table에서 오전에 온수를 사용할 경우 각각 CASE 3, CASE 4, CASE 8, CASE 12에서는 온수 열량이 (-)값으로 나타났다. 각 계산조건별로 설정온도를 살펴보면, CASE 1~CASE 4까지 축열조 버너 제어온도는 60℃~80℃이고, CASE 5~CASE 8까지 축열조 버너 제어온도는 65℃~85℃, CASE 9~CASE 12까지 축열조 버너 제어온도는 70℃~90℃로 설정됐다. 축열조의 버너 제어온도 값에 따라 온수공급온도로서 제어된 값이 작동된 시간이 난방을 위한 온수 공급시간과 맞물리고, 출탕 설정온도가 축열조 내부의 온수 온도보다 열전달이 온수에서 축열조내의 온수로 열전달이 이루어지게 되어 온수열량이 (-)값으로 나타난 것으로 예상된다. 그리고 Table 3-7의 결과는 집열기없이 버너만을 사용했을 때의 결과로 출탕온수의 온도조건이 시스템의 버너의 제어온도와의 관계가 잘못되었을 가능성을 제시하였다.

기후조건이 쾌청인 경우 결과 값은 Table 3-8에 나타냈으며, 온수 사용에 있어

서 온수공급열량을 위의 Table 3-4와 비교한 결과 기후조건이 쾌청임에도 불구하고 집열기의 효과를 볼 수 없었다. 그 이유는 사용가능 일사량이 온수사용 시간대와 맞지 않기 때문이라 생각된다. 또한 온수로 사용하는 물은 시스템이 작동하면서 발생, 소비되는 열량에 비해 너무 작기 때문에 경유의 사용량에는 별다른 영향을 미치지 못하는 것으로 판단되어진다.

Table 3-9 및 Fig. 3-16, 3-17은 기후조건이 맑음일 때의 실험결과이다. 이 역시 온수 사용 시간이 일사량에 의해 축열되는 시간과 맞지 않아 집열기의 사용효과를 볼 수 없었다.

Table 3-10 및 Fig. 3-18, 3-19은 기후조건이 흐림일 때의 결과이다. 기후조건이 흐림일 경우에는 시스템의 집열기의 효과가 낮기 때문에 최적제어조건을 설정하는데 있어 도움이 될 것이라 생각한다.

이 시스템의 최적제어조건을 설정하기 위해서는 실험적인 데이터가 필수이지만 지금은 아무런 데이터도 없기 때문에 효율이 낮다고 판단되는 Table 3-9 또는 Table 3-10과 같다고 가정한다면 온수출탕 최고온도는 70℃이하로 설정해야 할 것으로 생각된다.

오후에 온수를 사용할 경우에는 Table 3-11에서 보이는 바와 같이 오전에 온수를 사용했을 때보다 열량변화 및 경유사용량에 있어 큰 차이는 없지만 총 열량에서 오전보다는 약간 높게 나타난다는 결과를 얻을 수 있었다. 이는 낮 시간대에 버너나 집열기로부터 축열된 열량이 남아있기 때문이라 생각된다. 하지만 이 경우 역시 온수를 사용할 때와 온수를 사용하지 않을 때와의 경유 사용량 측면에서는 큰 변화를 볼 수 없었다.

Table 3-12 및 Fig. 3-22, 3-23은 기후조건이 청명일 때의 결과이고, Table 3-14 및 Fig. 3-24, 3-25는 맑은 날의 계산결과를 나타낸 것이다. 그리고 Table 3-14 및 Fig. 3-26, 3-27은 기후조건이 흐림일 때의 결과를 나타낸 것이다.

Table 3-6 Control condition of supply warm water temperature

	Burner on(℃)	Burner off(℃)	Supply of warm water(℃)
CASE 1	60	80	50
CASE 2	60	80	60
CASE 3	60	80	70
CASE 4	60	80	80
CASE 5	65	85	50
CASE 6	65	85	60
CASE 7	65	85	70
CASE 8	65	85	80
CASE 9	70	90	50
CASE 10	70	90	60
CASE 11	70	90	70
CASE 12	70	90	80

Table 3-7 Comparison results for the use of hot water without the collector in the morning

Q(kW) for 24hours / CASE	Total	Storage tank	Solar collector	Heat supply for heating	Hot water supply (1 hour)	Oil consumption (kg)
CASE 1	4.55	117.02	0.00	112.08	0.40	10.93
CASE 2	4.66	116.91	0.00	112.09	0.18	10.92
CASE 3	4.82	116.86	0.00	112.10	-0.05	10.91
CASE 4	4.96	116.75	0.00	112.08	-0.28	10.90
CASE 5	7.22	134.19	0.00	126.45	0.54	12.50
CASE 6	6.92	133.64	0.00	126.42	0.33	12.45
CASE 7	6.62	133.10	0.00	126.39	0.11	12.40
CASE 8	6.08	132.33	0.00	126.38	-0.12	12.33
CASE 9	7.51	149.11	0.00	140.98	0.65	13.87
CASE 10	7.58	148.95	0.00	140.95	0.43	13.85
CASE 11	7.72	148.84	0.00	140.93	0.21	13.84
CASE 12	7.84	148.73	0.00	140.93	-0.02	13.83

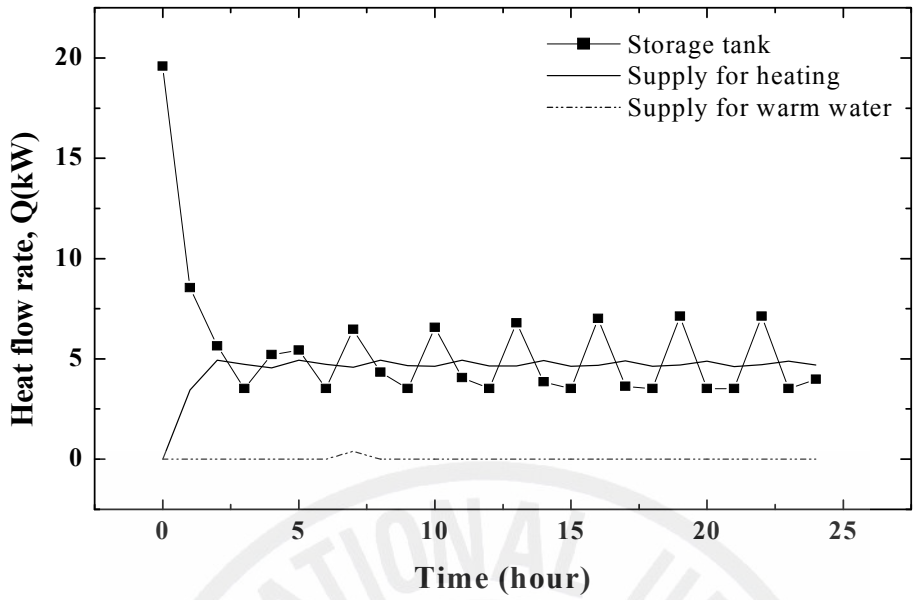

Fig. 3-12 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply on a cloudy day during the morning

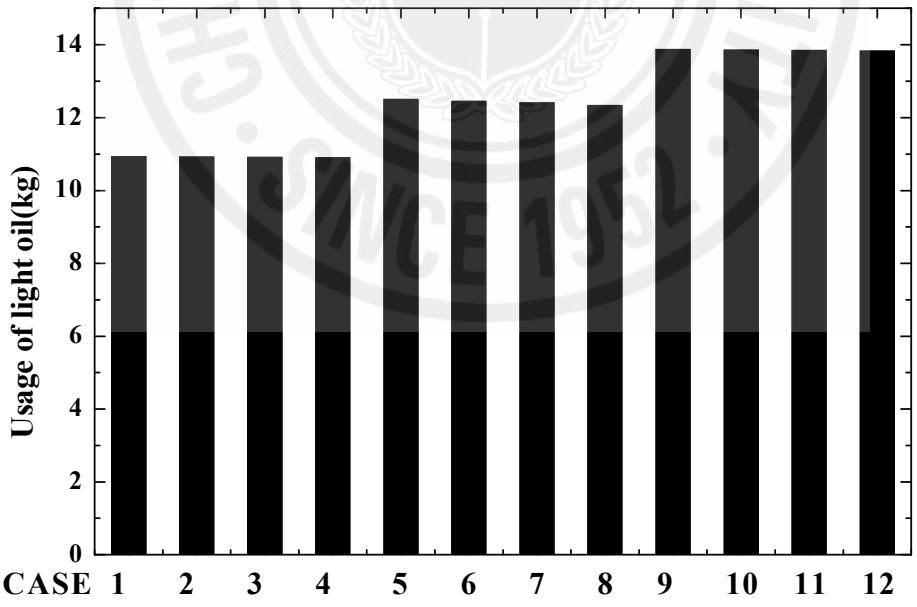

Fig. 3-13 Oil consumption of hot water supply without collector during the morning

Table 3-8 Comparison results for the use of hot water for a fair day in the morning

Q(kW) for 24hours / CASE	Total	Storage tank	Solar collector	Heat supply for heating	Hot water supply (1 hour)	Oil consumption (kg)
CASE 1	4.60	67.57	110.67	173.26	0.40	6.39
CASE 2	4.60	67.46	110.58	173.28	0.18	6.38
CASE 3	4.60	67.41	110.44	173.31	-0.05	6.37
CASE 4	4.60	67.30	110.33	173.32	-0.28	6.36
CASE 5	5.69	79.43	108.92	182.14	0.54	7.47
CASE 6	5.69	79.33	108.84	182.16	0.33	7.46
CASE 7	5.69	79.27	108.72	182.20	0.11	7.46
CASE 8	5.69	79.22	108.58	182.23	-0.11	7.45
CASE 9	5.53	90.31	107.12	191.28	0.65	8.47
CASE 10	5.53	90.20	107.03	191.30	0.43	8.46
CASE 11	5.53	90.09	106.94	191.32	0.21	8.45
CASE 12	5.53	89.99	106.85	191.35	-0.02	8.44

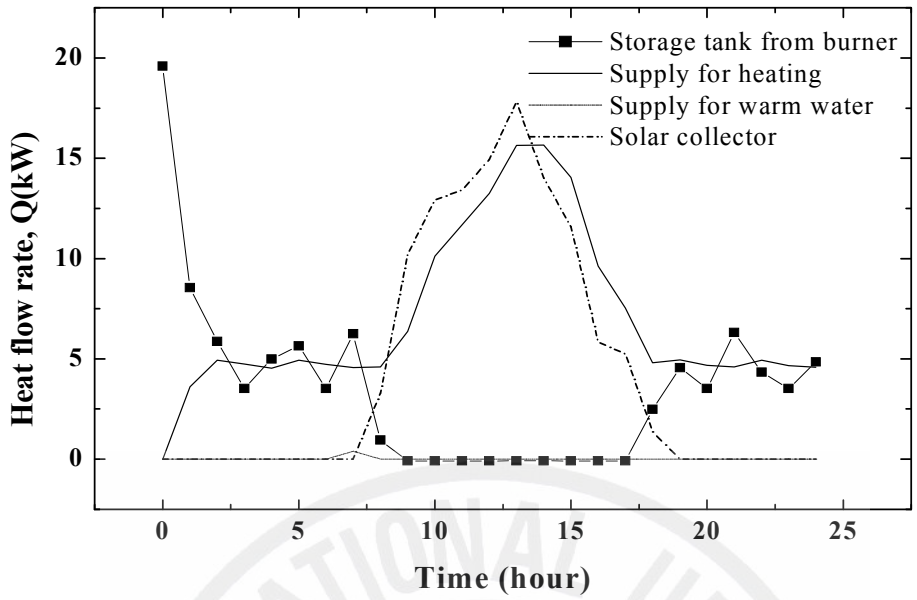

Fig. 3-14 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply on a fair day during the morning

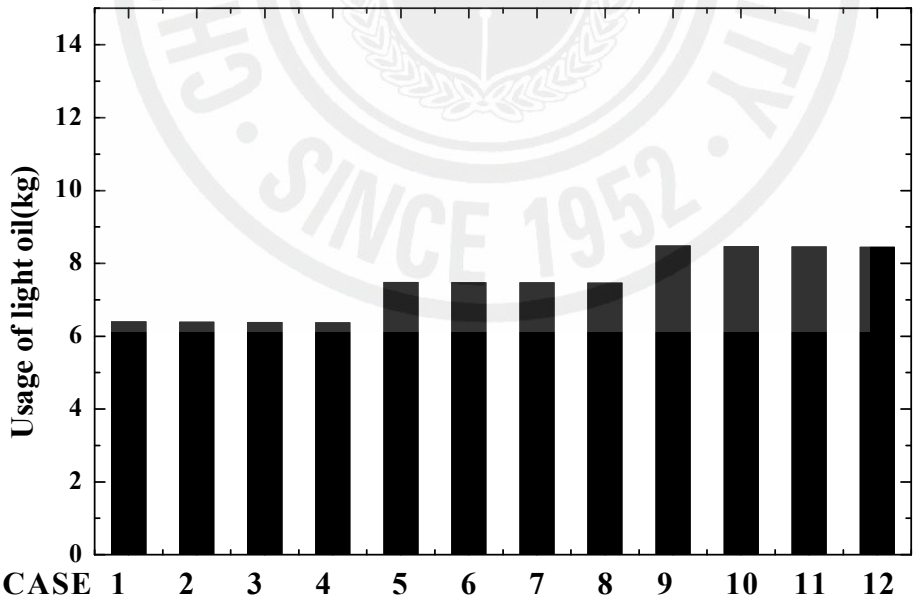

Fig. 3-15 Oil consumption of hot water supply on a fair day during the morning

Table 3-9 Comparison results for the use of hot water for a clear day in the morning

Q(kW) for 24hours / CASE	Total	Storage tank	Solar collector	Heat supply for heating	Hot water supply (1 hour)	Oil consumption (kg)
CASE 1	3.99	84.83	64.29	144.75	0.40	7.97
CASE 2	3.99	84.72	64.19	144.77	0.18	7.96
CASE 3	3.99	84.66	64.05	144.80	-0.05	7.96
CASE 4	3.99	84.55	63.94	144.81	-0.28	7.95
CASE 5	4.78	99.53	61.74	155.98	0.55	9.32
CASE 6	4.78	99.20	61.82	155.94	0.33	9.29
CASE 7	4.78	96.69	63.69	155.51	0.11	9.06
CASE 8	4.78	96.69	63.53	155.58	-0.11	9.06
CASE 9	7.29	112.27	62.25	166.62	0.65	10.49
CASE 10	7.29	112.16	62.17	166.64	0.43	10.48
CASE 11	7.29	112.05	62.10	166.68	0.21	10.47
CASE 12	7.29	111.94	62.02	166.72	-0.02	10.46

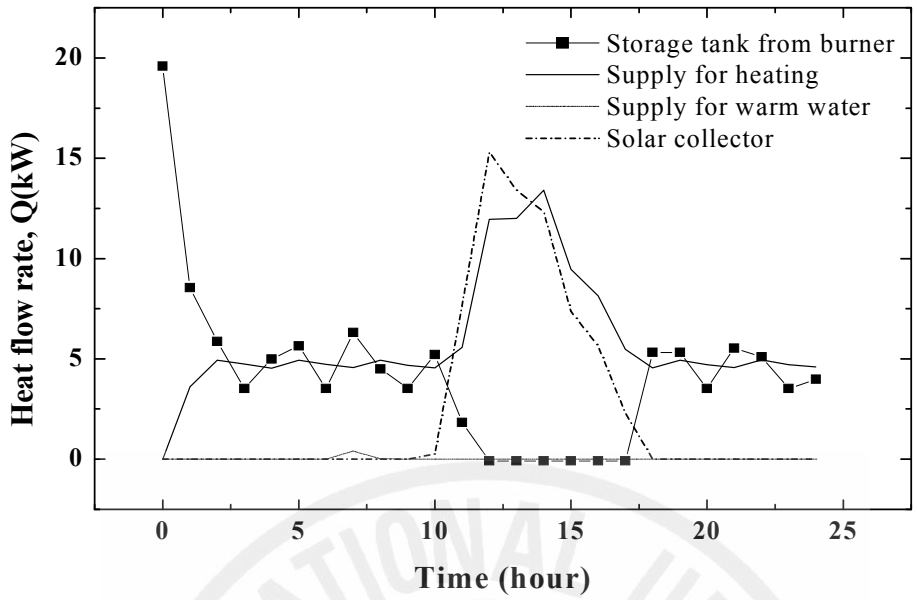

Fig. 3-16 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply on a clear day during the morning

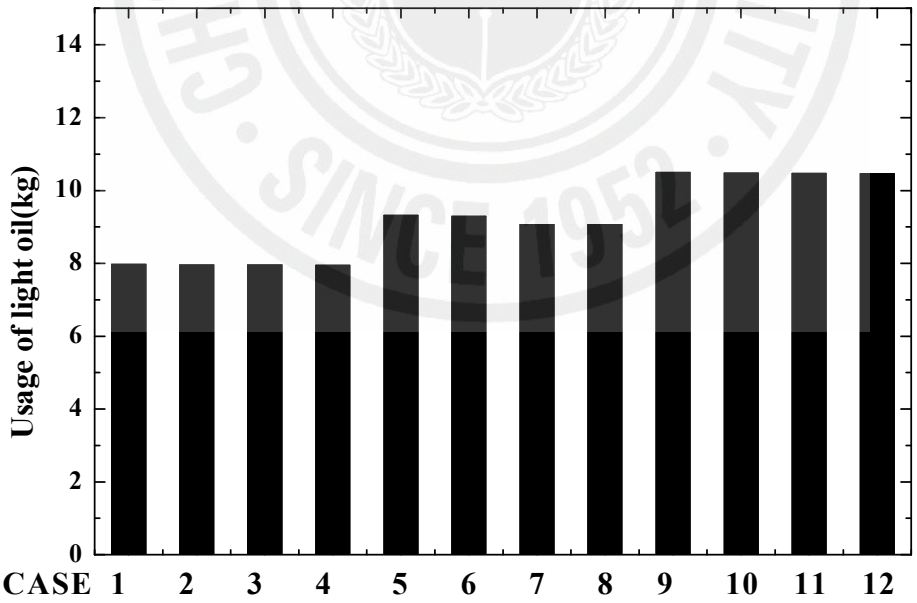

Fig. 3-17 Oil consumption of hot water supply on a clear day during the morning

Table 3-10 Comparison results for the use of hot water for a cloudy day in the morning

Q(kW) for 24hours / CASE	Total	Storage tank	Solar collector	Heat supply for heating	Hot water supply (1 hour)	Oil consumption (kg)
CASE 1	5.47	77.61	59.71	131.48	0.40	7.31
CASE 2	5.47	77.50	59.62	131.49	0.18	7.30
CASE 3	5.47	77.44	59.48	131.53	-0.05	7.29
CASE 4	5.47	77.34	59.37	131.54	-0.28	7.28
CASE 5	6.28	92.75	55.89	141.84	0.55	8.70
CASE 6	6.28	92.53	55.88	141.83	0.33	8.68
CASE 7	6.28	92.31	55.89	141.83	0.11	8.66
CASE 8	6.28	92.04	55.95	141.84	-0.11	8.63
CASE 9	7.37	102.10	57.24	151.35	0.65	9.55
CASE 10	7.37	101.99	57.16	151.37	0.43	9.54
CASE 11	7.37	101.88	57.07	151.40	0.21	9.52
CASE 12	7.37	101.77	56.98	151.43	-0.02	9.52

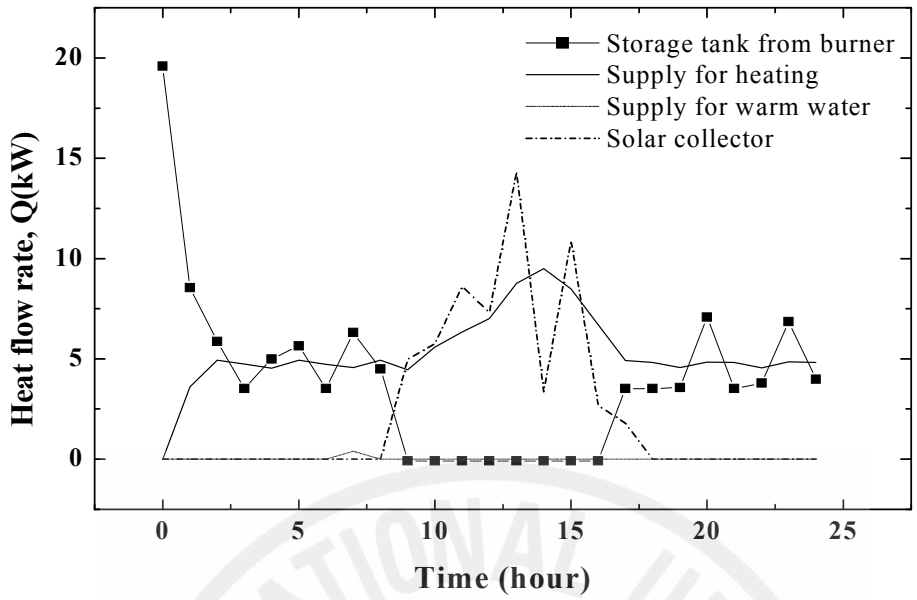

Fig. 3-18 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply on a cloudy day during the morning

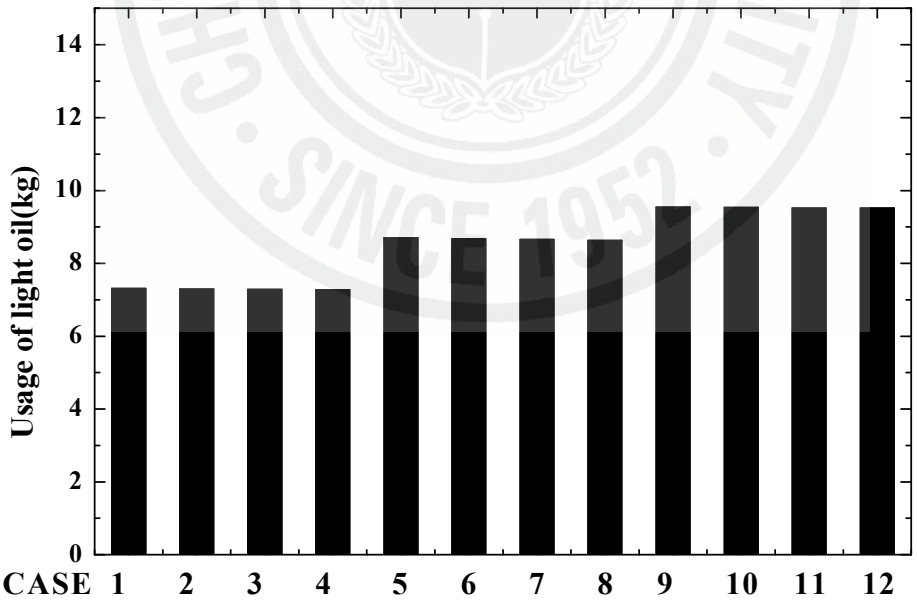

Fig. 3-19 Oil consumption of hot water supply on a cloudy day during the morning

Table 3-11 Comparison results for the use of hot water without the collector in the night

Q(kW) for 24hours / CASE	Total	Storage tank	Solar collector	Heat supply for heating	Hot water supply (1 hour)	Oil consumption (kg)
CASE 1	4.64	117.13	0.00	112.09	0.41	10.93
CASE 2	4.75	117.02	0.00	112.09	0.19	10.92
CASE 3	4.86	116.91	0.00	112.10	-0.04	10.91
CASE 4	5.00	116.80	0.00	112.09	-0.27	10.90
CASE 5	7.15	134.08	0.00	126.44	0.51	12.48
CASE 6	6.90	133.59	0.00	126.42	0.29	12.44
CASE 7	6.45	132.88	0.00	126.38	0.06	12.37
CASE 8	6.10	132.28	0.00	126.36	-0.17	12.32
CASE 9	7.32	148.95	0.00	140.99	0.66	13.85
CASE 10	7.48	148.89	0.00	140.98	0.45	13.84
CASE 11	7.68	148.84	0.00	140.95	0.23	13.84
CASE 12	7.87	148.78	0.00	140.92	0.01	13.83

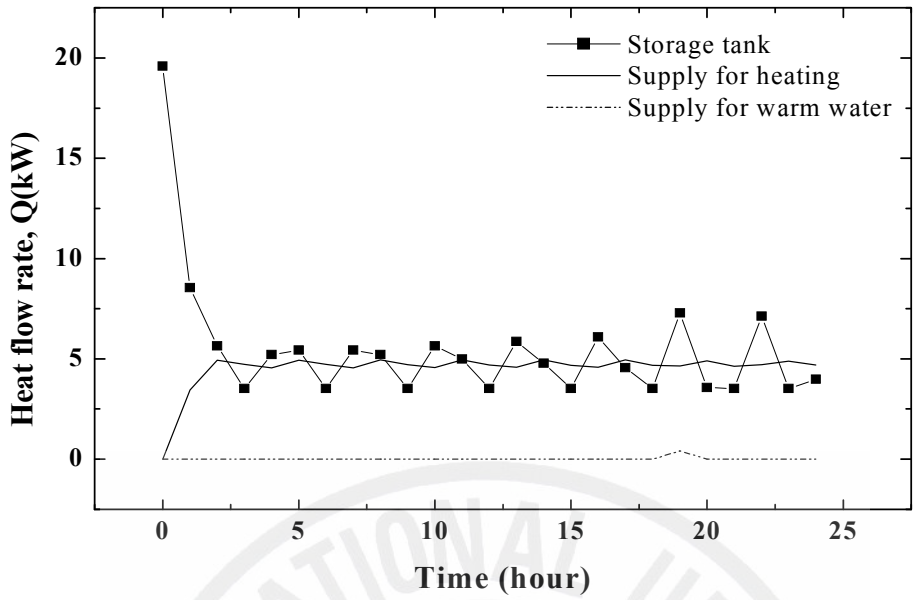

Fig. 3-20 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply without the collector during the night

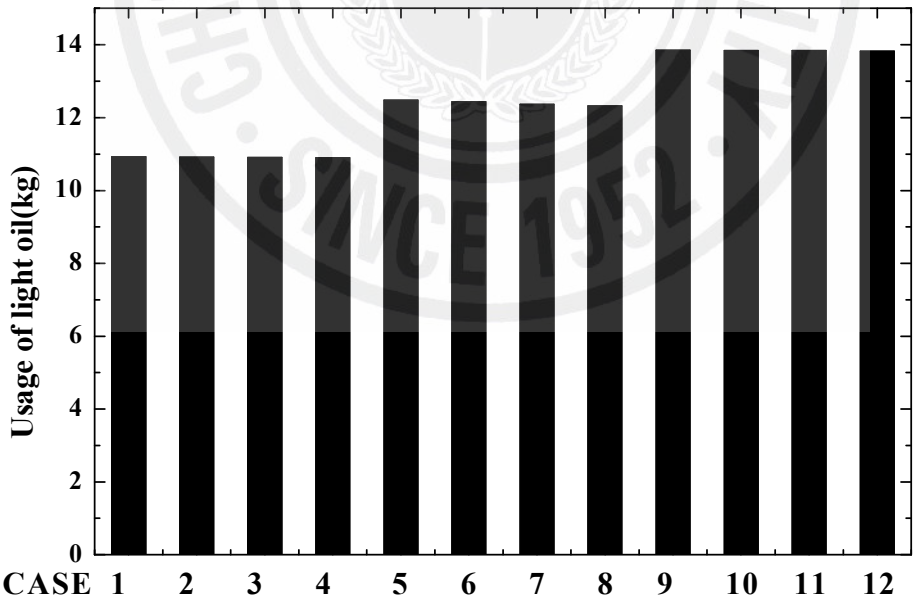

Fig. 3-21 Oil consumption of hot water supply without the collector during the night

Table 3-12 Comparison results for the use of hot water for a fair day in the night

Q(kW) for 24hours / CASE	Total	Storage tank	Solar collector	Heat supply for heating	Hot water supply (1 hour)	Oil consumption (kg)
CASE 1	5.61	68.83	110.49	173.27	0.46	6.50
CASE 2	5.15	68.17	110.49	173.28	0.25	6.44
CASE 3	4.60	67.41	110.49	173.29	0.02	6.37
CASE 4	4.04	66.64	110.49	173.32	-0.21	6.30
CASE 5	6.60	80.69	108.64	182.25	0.50	7.59
CASE 6	6.29	80.15	108.64	182.23	0.29	7.54
CASE 7	5.98	79.60	108.64	182.21	0.06	7.49
CASE 8	5.50	78.89	108.64	182.21	-0.16	7.42
CASE 9	5.49	90.53	106.87	191.28	0.66	8.49
CASE 10	5.37	90.20	106.87	191.29	0.44	8.46
CASE 11	5.45	90.09	106.87	191.32	0.22	8.45
CASE 12	5.55	89.99	106.87	191.34	-0.01	8.44

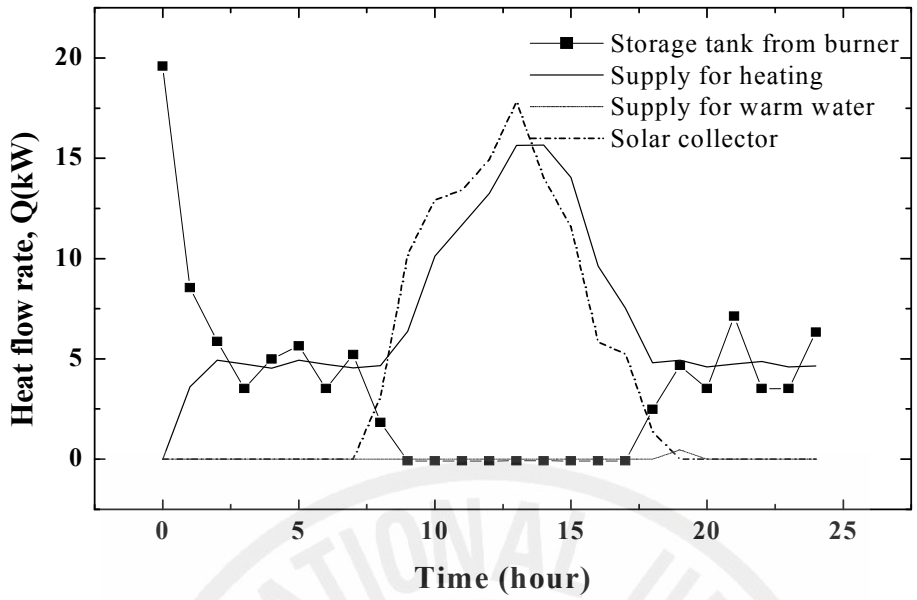

Fig. 3-22 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply on a fair day during the night

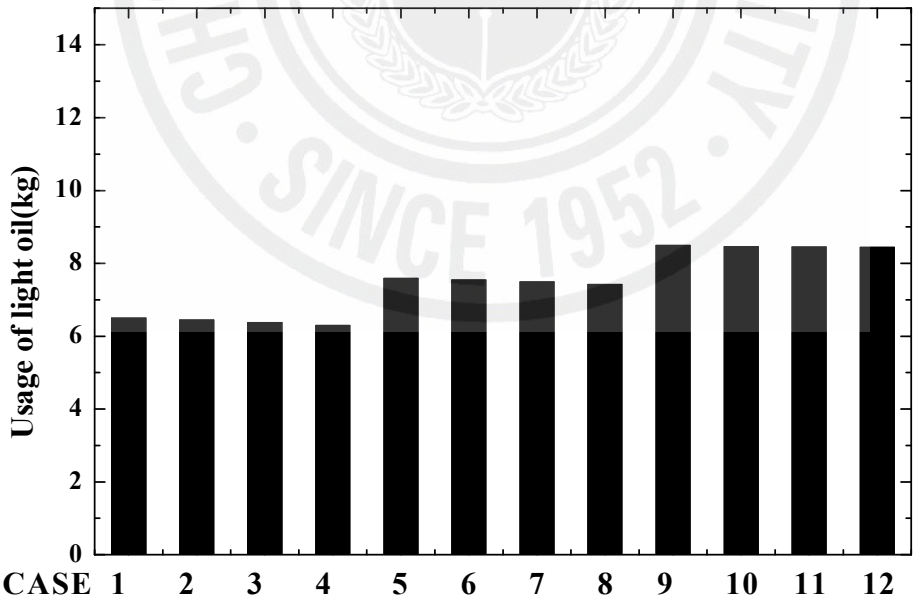

Fig. 3-23 Oil consumption of hot water supply on a fair day during the night

Table 3-13 Comparison results for the use of hot water for a clear day in the night

Q(kW) for 24hours / CASE	Total	Storage tank	Solar collector	Heat supply for heating	Hot water supply (1 hour)	Oil consumption (kg)
CASE 1	4.90	85.97	64.11	144.74	0.47	8.08
CASE 2	4.38	85.26	64.11	144.76	0.25	8.01
CASE 3	3.99	84.66	64.11	144.78	0.02	7.96
CASE 4	4.12	84.61	64.11	144.82	-0.21	7.95
CASE 5	5.37	97.78	63.59	155.51	0.51	9.16
CASE 6	4.91	97.13	63.59	155.53	0.30	9.10
CASE 7	4.72	96.74	63.59	155.55	0.09	9.06
CASE 8	4.87	96.69	63.59	155.58	-0.14	9.06
CASE 9	7.97	113.36	62.04	166.78	0.68	10.59
CASE 10	7.93	113.09	62.04	166.76	0.47	10.56
CASE 11	7.58	112.49	62.04	166.73	0.25	10.51
CASE 12	7.33	112.00	62.04	166.71	0.03	10.46

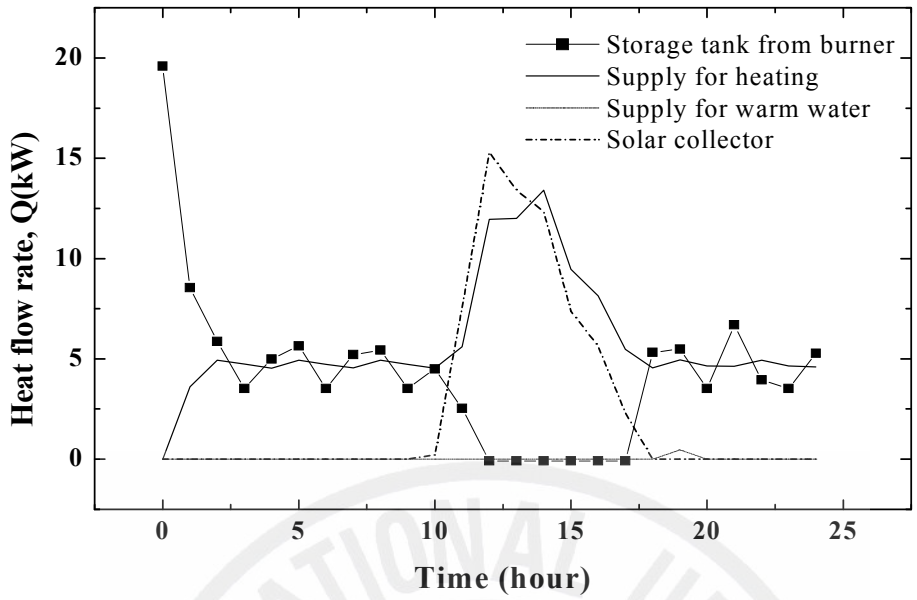

Fig. 3-24 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply on a clear day during the night

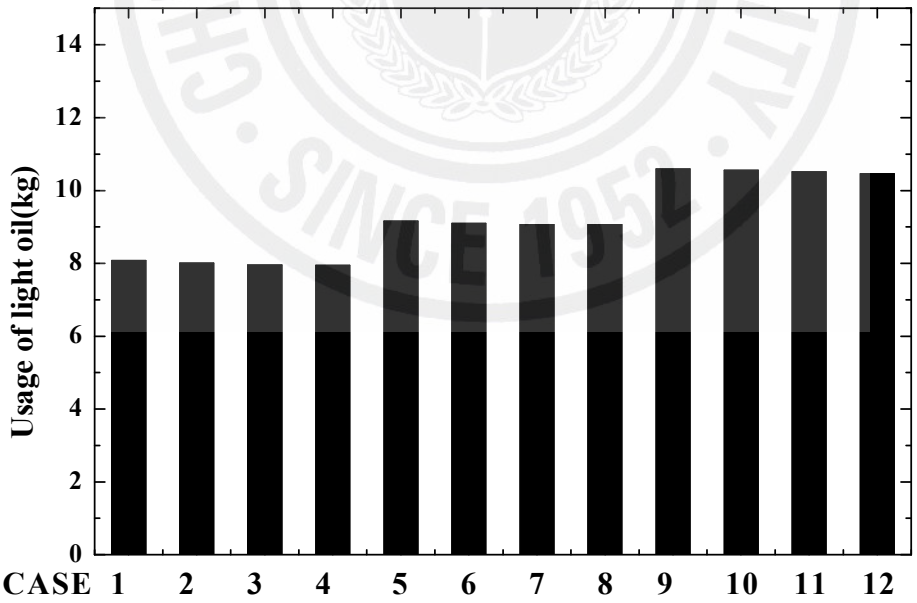

Fig. 3-25 Oil consumption of hot water supply without on a clear day during the night

Table 3-14 Comparison results for the use of hot water for a cloudy day in the night

Q(kW) for 24hours / CASE	Total	Storage tank	Solar collector	Heat supply for heating	Hot water supply (1 hour)	Oil consumption (kg)
CASE 1	5.18	77.55	59.53	131.54	0.39	7.30
CASE 2	5.36	77.50	59.53	131.53	0.17	7.30
CASE 3	5.58	77.44	59.53	131.51	-0.09	7.29
CASE 4	5.72	77.39	59.53	131.49	-0.27	7.29
CASE 5	5.89	92.37	55.91	141.84	0.57	8.66
CASE 6	6.05	92.31	55.91	141.84	0.36	8.66
CASE 7	6.16	92.20	55.91	141.84	0.13	8.65
CASE 8	6.29	92.10	55.91	141.84	-0.10	8.64
CASE 9	6.92	101.99	57.00	151.47	0.63	9.54
CASE 10	7.04	101.88	57.00	151.45	0.42	9.53
CASE 11	7.21	101.83	57.00	151.44	0.21	9.53
CASE 12	7.39	101.77	57.00	151.43	-0.01	9.52

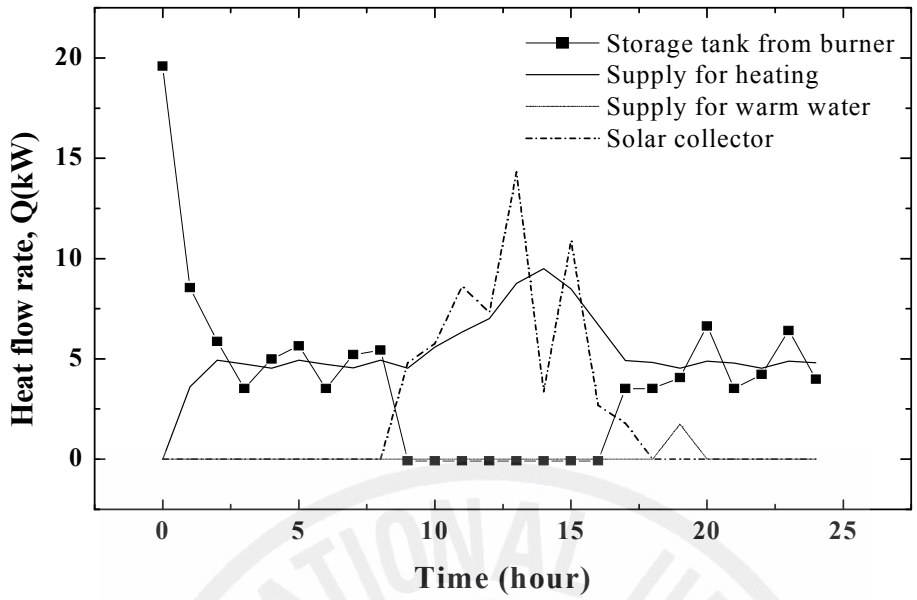

Fig. 3-26 Heat flow trend of storage tank from burner, heat supply, and hot water supply on a cloudy day during the night

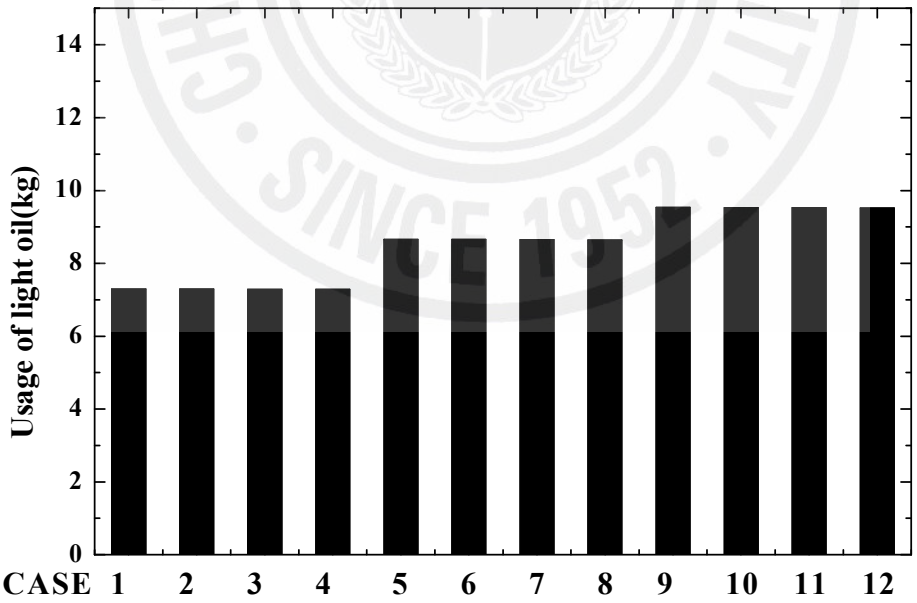

Fig. 3-27 Oil consumption of hot water supply on a cloudy day during the night

4. 결 론

본 연구에서는 태양열을 이용한 온수 및 난방일체형 복합시스템에 관한 연구로써 태양열 집열기를 사용할 경우와 집열기가 없이 보일러만을 사용할 경우 난방 및 온수시스템을 운전하는데 있어 시스템의 성능 및 에너지 절감 효과를 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 집열기로부터 축열이 되는 낮 시간동안에는 버너로부터 축열되는 열량이 0kW가 되어, 집열기만으로도 낮 시간동안 부하는 충분히 감당할 수 있다는 것을 알 수 있다. 집열기가 없을 경우 난방을 위한 온수로 방열되는 열량은 온도제어 조건에 따라 112~140kW이며, 집열기가 있는 경우 기후조건이 흐림일 때에는 130~150kW로 나타났다. 또한 온수로 사용하는 경우, 집열기의 유무에 상관없이 온수의 출탕 제어온도를 70℃까지 했을 때 온수 사용열량은 0.18~0.66kW로 나타났다.

2. 각 일사량별 경유사용량을 검토한 결과 기후조건이 흐림일 때가 맑음일 때보다 경유의 사용량이 많았으며, 집열기로부터 축열된 열량보다는 일사량이 적용되는 시간이 시스템의 성능에 미치는 영향이 크다는 것을 알 수 있다.

3. 순환펌프의 온도제어에 관하여 계산한 결과에서 집열기를 사용할 경우와 집열기를 사용하지 않을 경우에 있어서 경유사용량을 살펴보면, 집열기를 사용하였을 경우에 약 24%~41%까지 에너지 절감효과를 가져올 수 있음을 알 수 있다. 그러나 본 연구에서는 시스템이 24시간동안 계속 운전하는 경우에 대한 결과로써 이는 소비자가 원하는 난방 시간을 조절할 경우, 경유의 사용량은 더 많이 절감할 수 있을 것이다.

4. 순환펌프의 온도제어에 있어서 연료의 사용량으로 시스템을 평가했을 경우, 각 9가지의 조건에서 버너의 제어온도를 60℃~80℃로 가장 낮게 설정하였을 때

인 CASE 1과 CASE 2의 조건에서 효율이 가장 높으며, 순환펌프의 제어온도는 경유사용량에 관련해서는 큰 영향을 미치지 않는다.

5. 온수 온도제어에 관하여 시스템의 성능을 평가하였을 때 온수열량이 축열조 내로 축열되는 열량과 난방을 위해 방열되는 열량에 비해 상대적으로 작기 때문에 온수사용이 없는 난방전용 시스템과 성능차이는 크지 않다.

JEJU NATIONAL UNIVERSITY · SINCE 1952 · 제주대

참고문헌

1. Andrei TERNOVEANU, Philippe NGENDAKUMANA, 1997, “DYNAMIC MODEL OF A HOT WATER BOILER”, Belgium, Proceedings of Clime 2000 Conferance, held Brussels, August 30th to September 2nd
2. Ian Beausoleil-Morrison, Kamel Haddad, 2003, “SIMULATION FUEL-FIRED COMBINATION SPACE AND DOMESTIC WATER HEATING SYSTEMS”, IBPSA(International Building Performance Simulation Association), Eighth International IBPSA Conference, Eindhoven, Netherlands, August 11-14,PP.93-100,
3. Ki-Hwan Choi, Tea Chul Shim, Hyun Su Back, Jung Chun Lee, Myung Hwan Cho, 2003, “An evaluation of the solar heating system for apartment housings”, SAREK, Summer Annual Conference, pp.1075 ~ 1079
4. Kim, Jong Hyun, Shin, U-Cheul, Beak, Nam-Choon, Jang, Moon-Seok, 2004, "Thermal Performance of Solar Space Heating & Hot Water system in an Apartment", KSES, Spring Annual Conference, pp.98~102
5. Kim, Yong-Ki, Hwang, In-Ju, Lee, Tea-won, 2000, "A Study on the Application and design of the Heating System with a Solar Assisted Heat pump", KSES, Autumn Annual Conference, V2, pp.83~90
6. Yun-Gyu Lee, In-Ju Hwang, 2003, " A Study on the Operating Performance of Solar Assisted Hot Water System for Apartment Houses", SAREK, Transactions, Vol.15, No.11 pp.928~936
7. Bong Su Choi, Doohan Yoon, Sungsoo Km, Hiki Hong, 2006, "Proposal for Korea Solar Water Heating System", SAREK, Summer Annual Conference, pp.105~110
8. Jin Hong Kim, Yoo Won Park, Bongjin Lee, Sung Soo Kim, Hiki Hong, 2003,"Economic Analysis for Solar water heting system", SAREK, Summer Annual Conference, pp.1080~1085
9. Bong Su Choi, Bongjin Lee, Jin Hong Kim, Hiki Hong, 2004, "Optimum Design and Economic for Solar Heating System", SAREK, Summer Annual Conference, pp.1351~1356
10. Jang, H. Y., Chung, K. T., Lee, S. B., Suh, J. S., 2007, "Performance and Economic Analysis of a Low-temperature Solar Domestic Heating System in a Single-Family House of 4-household", SAREK, Summer Annual Conference, pp.1125~1130
11. Cheol Park, George E. Kelly, 1989, "A study on the performance of residential boilers for space and domestic hot water heating", National Institute of Standards and Technology, NISTIR 89-4104

12. Incropea, F.P., DeWitt, D.P., 1981, "Fundamental of heat transfer", John-Wiley
13. Kays, W.M., London, A.L., 1984, "Compact heat exchangers", Mcgraw-Hill
14. Hyun, June-Ho, Chun, Won-Gee, 2003, "A comparative analysis on the thermal performance of solar vacuum collector tubes", KSES, Journal of Korean Solar Energy Society, Vol 23, No.3, pp.15-22
15. Sung-Hwan Cho, Seong-Su Kim, Yong-Bong Kim, Hee-Hyeong Na, 2007, "Application study of the predictive pulse control for floor heating system", SAREK, Winter Annual Conference pp.167~175
16. Min-Chul Cha, Myoung-Souk Yeo, Ho-Tae Seok, 2007, "A study on the performance evaluation of recirculation system for individual hot water supply system in residential buildings", SAREK Transactions, Vol. 19, No. 12, pp.857-864

JEJU NATIONAL UNIVERSITY · SINCE 1952 · 제주대

감사의 글

막연한 기대 속에서 시작한 대학원 생활을 지금 졸업논문으로 마무리하려 합니다. 그동안 말도 많고 탈도 많았던 짧지 않은 학부, 대학원 생활을 하면서 많은 경험과 지식을 접할 수 있었고, 무사히 졸업을 할 수 있게 도와준 많은 분들께 감사의 마음을 전하고자 합니다.

.

늘 부족한 저를 지도해 주시고, 처음부터 끝까지 논문지도에 힘써주신 박윤철 지도 교수님께 깊은 감사를 드립니다. 항상 저를 챙겨주시고, 모자란 부분을 보살펴주신 교수님께 짐이 되지 않도록 노력하겠습니다. 그리고 논문이 논문형태를 갖출 수 있도록 내용과 편집을 꼼꼼하게 살펴주신 권기린 교수님과 허종철 교수님께 진심으로 감사의 마음을 전합니다.

수업시간마다 일일이 챙겨주신 김귀식 교수님, 항상 웃으시면서 대해주신 현명택 교수님, 제가 잘못을 했음에도 불구하고 밝게 웃으시면서 대해주신 정동원 교수님, 대학원 생활동안 새로운 경험을 접하게 해주신 에너지공학과 이헌주 교수님, 논문을 작성하는데 많은 도움을 주신 에너지공학과 천원기 교수님, 항상 친근한 말투로 대해주신 고경남 교수님, 이리저리 신경을 써주신 고규현 선생님, 그리고 양경조 선생님, 이창림 선생님께 감사를 드립니다.

그리고 무사히 논문을 마칠 수 있게 도와주신 대학원 생활과 함께 시작한 과제 수행책임자 (주) 강남의 류남진 부장님께 깊은 감사를 드립니다.

처음 대학에 입학하여 낯선 생활에 적응할 수 있도록 많은 도움을 준 자동차분과 동문선배님들, 대학생활을 즐겁게 만들어 주었던 ᄐᆞ래 동문선배님, 동기, 후배들, 항상 저의 편이 되어주어 저를 든든하게 지켜준 기계에너지시스템공학부 98학번 오빠들과, 01학번 동기들, 제가 어떠한 사고를 치더라도 챙겨준 학부 때와 대학원 때의 실험실 선배님들과 동기들, 후배들, 저의 졸업을 위해 애써주신 이동원 선생님, 오명범 선생님에게도 감사의 마음을 전합니다. 제가 졸업할 때까지 지켜봐주셔서 감사합니다.

저와 함께 대학원 생활을 함께하며, 많은 시간을 함께 보낸 대학원 오빠들과 산업대학원 선생님들께도 항상 행복한 앞길이 펼쳐지길 기원합니다.

그리고 미국에서까지 저에게 많은 도움을 주시고 딸처럼 아껴주신 사모님께 감사의 마음을 전하고 아이들과 함께 항상 건강하고 행복하세요.

마지막으로 저를 끝까지 믿어준 저희 가족과 큰아버지, 큰어머니께 감사드립니다.

2008년 7월 논문을 마치며…