

태양열에 의한 냉방 및 난방시스템의 성능향상(I)[†]

- TRNSYS에 의한 동적열부하 계산과 태양열 시스템의 최적화 -

Improvement of the Performance of Solar Cooling and Heating Systems(I)

- Dynamic Load Calculation Using TRNSYS and
an Optimization of Solar Systems -강 용 태*, 김 효 경**, 노 승 탁***
Y. T. Kang, H. K. Kim, S. T. Ro

ABSTRACT

This study simulates a typical solar system using the transient simulation program TRNSYS, and calculates the maximum cooling load of the model room of 50m². In this study, energy rate control method is used in calculating a maximum cooling load. On the ground of the maximum cooling load of the model room, the variables that have an effect on the solar collection performance of the solar system are made a selection. Also in this study the trend of the solar collection performance is shown as the variables change.

The results show that the variables which have an effect on the collection performance are collector area, collector mass flow rate, collector slope and the volume of storage tank, and the optimal value of Ac/Vt is not constant but varies as the collector area and the collector mass flow rate. Also the results show that for cooling system the optimal value of the collector slope is latitude minus 15° during the seasonal operations, and twenty percent of the maximum cooling load is saved with the aid of the solar energy.

기 호 설 명

A	: 면 적	S	: 무차원 축열용량
C	: 비 열	T	: 온 도
F_R	: 열제거계수	U_L	: 열손실계수
F_S	: 시스템축열계수	V	: 체 적
h_c	: 벽의대류 열전달계수	W	: 절대습도
Δh_{vap}	: 물의 잠열	α	: 집열기흡수율
I	: 단위면적당 일사량	η	: 무차원에너지
\dot{M}	: 유동질량	θ_s	: 무차원축열온도
\dot{Q}	: 열유입량	ξ	: 태양열의존율

† 이 논문은 1986년도 문교부 자유과제 학술연구 조성비에 의하여 연구되었음.

* 정희원, 서울대학교 대학원 기계공학과

** 전희장, 서울대학교 공과대학 기계공학과

*** 정희원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

< 하 침 자 >

- aux* : 보조열원
- c* : 집 열 기
- cool* : 냉 방
- env* : 외 기
- g* : 발 생 기
- infl* : 침 투 류
- lat* : 잠 열
- sens* : 현 열
- v* : 환 기 류
- z* : 실 내

1. 서 론

오늘날 전 세계적으로 컴퓨터의 S/W 개발을 통하여 건물에 대한 에너지 분석이 활발하게 진행되고 있다. 건물에 대한 에너지 분석의 가장 합리적인 방법은 초기단계에서부터 최적화 개념을 도입하여 가장 적합한 시스템을 선정하는 것이다. 따라서 건물에 대한 동적열부하의 계산은 가장 합리적인 에너지 절약방법이라 할 수 있다.

동적열부하 계산에 의한 건물의 에너지 소비량에 대한 연구는 이미 1960년대부터 미국, 일본, 유럽 등지에서 시도되어 왔는데, 이에 근거하여 최적의 열원기기 설정과 그에 이용되는 태양열 시스템의 설계조건 등에 대한 계산에 응용되어 왔다. 에너지 해석의 수학적인 모델은 크게 나누어 기상조건, 건물의 열부하 특성 및 시스템 시뮬레이션을 위한 모델은 각 프로그램에 따라 접근방법이 다르기 때문에 현재로서는 이론이 완전히 확립되어 있지 못하다. 그러나 편의상 시간별 부하계산의 여부에 따라 정해법과 간이법으로 분류될 수 있다. 현재 개발된 정해법의 가장 대표적인 프로그램은 TRNSYS(위스콘신대학), DOE-2(미국 에너지성), AIRCON-E(일본, NIT) HASP(일본) 등이 있고, 간이법으로서는 전부하 상당시간법의 CEC법(일본), VDL-2067법(서독)과 개량 BIN법의 ASHRAE 4.7 법(미국)이 있다. 본 논문에서 사용된 정해법은 컴퓨

터에 의한 연간 에너지 계산의 주류를 이루고 있으나 입력자료의 복잡성, 하드웨어의 대형화 및 사용료의 고가때문에 일반 사용자에게 보다는 연구용으로 쓰이는 경우가 많다.

본 연구에서 사용된 TRNSYS(Transient System Simulation) 프로그램¹⁾은 1975년 Wisconsin University의 Solar Energy Lab.의 S.A. Klein 등이 처음으로 개발한 것으로 모듈형태의 과정 시뮬레이션 프로그램(process simulation program)이다. 전형적인 태양열 시스템의 구성요소들을 서술하는 많은 서브루틴(subroutine)을 포함하고 있다. TRNSYS에서는 각 구성요소의 서브루틴들을 실제 시스템과 같게 연결하여 전체 시스템을 구성할 수 있다. 사용자는 원하는 구성요소에 대한 파라미터를 적절히 넣어줄 수 있으며, TRNSYS는 각 구성요소를 서술하는 대수방정식과 미분방정식을 동시에 풀면서 해를 산출하고 결과를 구성하게 된다. 한편 서로 연결되어 있는 구성요소들의 모듈시스템(module

Table 1 General TRNSYS DECK

SIMULATION CONTROL CARDS	
SIMULATION	$t_o \quad t_f \quad \Delta t$
TOLERANCES	$e_d \quad e_a$
LIMITS	$m \quad n \quad p$
CONSTANTS	n
COMPONENT CONTROL CARD	
UINT n TYPE m Comment	
PARAMETERS n	
2 .42 4.19 1000 1.44	
INPUTS n	
$u1. o1 \quad u2. o2 \quad u3. o3 \quad u4. o4$	
DERIVATIVES n	
$v1 \quad v2 \quad v3$	
TRACES $t_{on} \quad t_{off}$	
WIDTH n	
NOLIST	
LIST	
END	

system)에 대한 정보를 입력시켜야 하는데, 이것은 TRNSYS DECK에 사용자 화일(user file)을 만들어서 모든 PARAMETER와 INPUT을 입력시켜야 한다. 사용자 화일에는 CONTROL CARD와 DATA CARD가 있다. CONTROL CARD에는 시뮬레이션 시작, 종료 및 시간 간격 등의 정보가 입력되고 DATA CARD에는 구성요소들의 제원 및 특성치들이 입력된다. 개략적인 TRNSYS DECK이 Table 1에 나타나 있다.

따라서 본 연구에서는 임의의 모델 룸(model room)에 대한 동적 열부하를 TRNSYS를 이용하여 계산하고, 그 계산결과를 토대로 하여 전형적인 태양열 시스템의 성능을 지배하는 중요한 변수들에 대한 최적값을 계산하여 이것을 실제에 적용하게 함을 목적으로 한다.

2. 모델 및 이론해석

본 연구에서 시뮬레이션 대상으로 삼은 전형적인 태양열 시스템을 Fig.1에 나타내었다. 이 모델은 서울대학교내에 실제로 설치되어 있다. 또 모델 룸은 Fig.2에 나타내었다. 본 태양열 시스템에서 사용된 흡수식 냉동기가 Fig.

3에 나타나 있고, 그 제원이 Table 2에 나타나 있다. 한편 태양열 시스템을 시뮬레이션 하기 위하여 필요한 입력데이터로는 김효경²⁾의 “동적 열부하 계산용 표준 기상데이터에 관한 연구”를 이용하였다.

2.1 일사량 계산

일사량에 대한 데이터는 일반적으로 수평면에 대하여 시간별로 취해진다. 그러나 거의 모

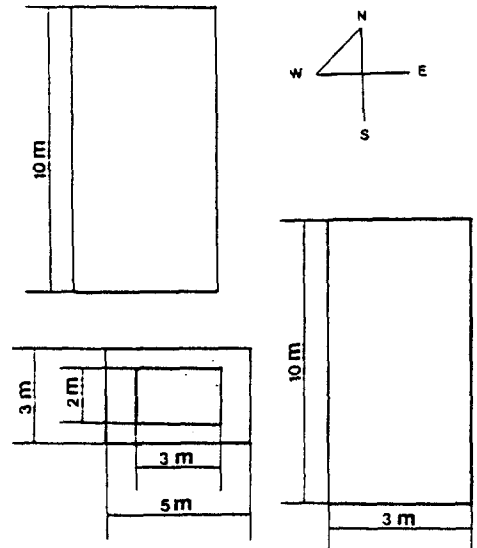


Fig. 2 A Schematic Diagram of Model Room

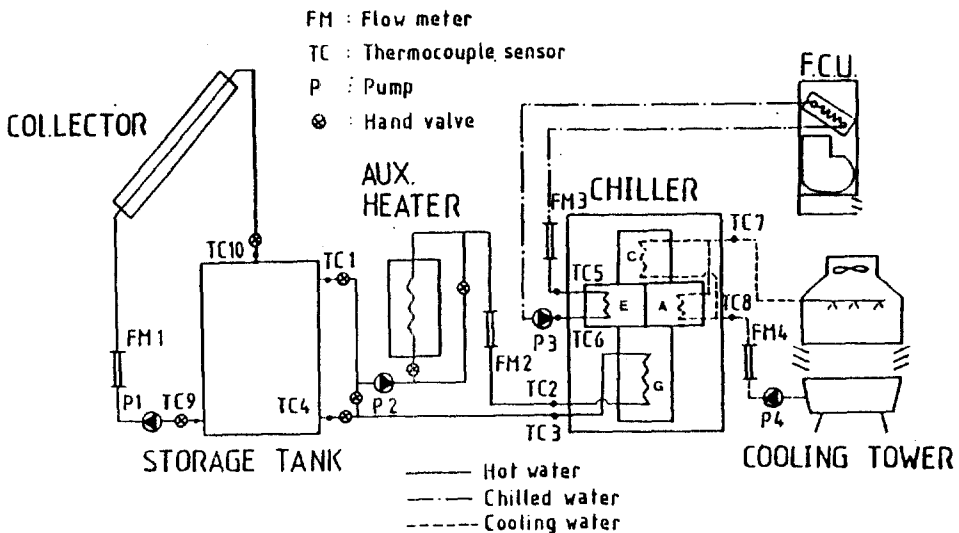


Fig. 1 A Schematic Diagram of Solar Cooling System

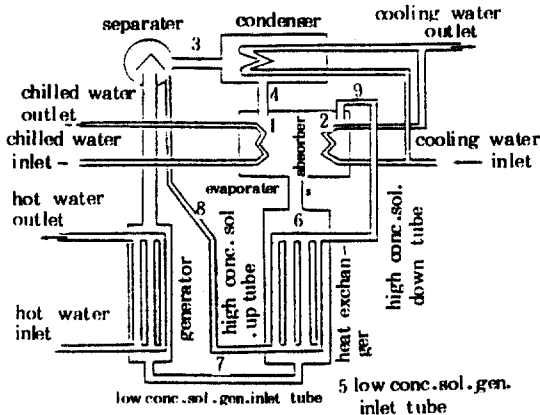


Fig. 3 A Schematic Diagram of an Absorption Cooling System

Table 2 The Operating Characteristics of the Absorption Cooling System (Yazaki Co. Model No. 600 S)

Refrigeration Capacity	6000 Kcal/hr
Chilled Water Outlet Temperature (Design)	9 °C
Chilled Water Outlet Temperature (Minimum)	8 °C
Chilled Water Flow Rate (Design)	1200 l/hr
Chilled Water Flow Rate (Minimum)	2040 l/hr
Generator Inlet Temperature (Design)	88 °C
Generator Inlet Temperature (Range)	75 - 100 °C
Generator Flow Rate	1668 l/hr
Cooling Water Inlet Temperature (Design)	29.5 °C
Cooling Water Inlet Temperature (Range)	24 - 32 °C
Cooling Water Flow Rate	3200 l/hr

은 TRNSYS 시뮬레이션에 있어서 경사면 일사량의 계산이 요구된다. TYPE 16에서는 일사량 데이터를 읽고 태양의 위치에 따른 양들을 계산하며, 고정되거나 변하는 회전축의 4면에 대한 일사량을 계산한다. 수평면에 대한 총 일사량이 주어지면 그것을 직달 일사량 (beam radiation)과 천공 일사량(diffuse radiation)으로 분리하는데, 원래의 TRNSYS 프

로그램에는 5가지 방법이 있으나, 본 연구에서의 기상자료 입력을 위해 1가지를 더 추가하였다.

mode 1, mode 2, mode 3에서는 외기 총일사량과 수평면 총 일사량이 입력된다.

한편 mode 4는 수평면 직달 일사량과 수평면 천공 일사량이 입력으로 되며, mode 5에서는 수평면 총 일사량과 법선면 직달 일사량이 입력으로 되고, mode 6에서는 법선면 직달 일사량과 수평면 천공 일사량이 입력으로 된다.

2.2 집열기

집열기의 특성을 서술하는 방법에는 선형 효율 (linear efficiency), 성능 맵 (performance map), 이론 평판형 집열기 (theoretical flat-plate collector), 집광형 집열기 (CPC collector) 등 4가지가 있다. 본 연구에서는 이론 평판형 집열기를 적용하여 서술하였다.

N개의 직열로 연결된 각 집열기에서의 집열량은 Hottel-Whiller의 식^{3,4)}에 따라서 다음으로 표시된다.

$$\dot{Q}_u = \frac{A_c}{N} \sum F_{R,j} [I_T(\tau\alpha) - U_{L,j}(T_{i,j} - T_{amb})] \quad (1.1)$$

$$F_{R,j} = \frac{NM_c C_{pc}}{A_c U_{L,j} \left[1 - \exp\left(-\frac{FU_{L,j} A_c}{NM_c C_{pc}}\right) \right]} \quad (1.2)$$

위 식에서 N은 집열기의 직열 갯수, I_T 는 수평면 총 일사량, $U_{L,j}$ 는 집열기의 총 열손실 계수를 뜻하며 나머지 기호는 기호설명에 나타난 것과 같다.

집열기의 핀 효율 인자(fin efficiency factor) F는 ASHRAE STANDARD⁵⁾에서 주어진 방법으로 결정된다. 총 열손실 계수는 집열기 구조와 작동조건에 복잡한 함수이다. Klein등⁶⁾에 의해서 개발된 다음 식이 $U_{L,j}$ 를 구하는데 사용된다.

$$U_{L,j} = \frac{3.6}{T_{p,j} \left[\frac{N_G}{\left(\frac{T_{w,j} - T_{amb}}{N_G + f} \right)^{0.33}} + \frac{1}{h_w} \right]} \quad (2)$$

$$+ \frac{\sigma(T_{av,j}^2 + T_{env}^2)T_{av,j} + T_{env} + U_{be}}{\varepsilon_p + 0.5N_G(1 - \varepsilon_p)} + \frac{2N_G + f - 1}{\varepsilon_g} - N_G$$

여기서 $h_w = 5.7 + 3.8W$ (W/m^2K),
 $f = (1 - 0.04h_w + 0.0005h_w^2)$
 $(1 + 0.091N_G)$,
 $c = 365.9(1 - 0.00883\beta + 0.0001298\beta^2)$

이며 ε_p 는 집열기 흡수판의 방사율, ε_g 는 유리면 방사율, N_G 는 유리판 갯수이고, h_w 는 바람 열전달계수이다.

한편 집열기의 출구온도는 입구온도의 함수로써 다음으로 표기된다.

$$T_{o,j} = \frac{A_c F_{R,j} [I_T(\tau\alpha) - U_{L,j}(T_{i,j} - T_{env})]}{NM_c C_{pc}} + T_i \quad (3)$$

만약 집열기 유량이 0이면, 집열기의 정체온도는 다음으로 표시된다.

$$T_p = \frac{I_T(\tau\alpha)}{U_L} + T_{env} \quad (4)$$

2.3 축열조

축열조 내부의 온도는 시간의 함수로 하고, 성층화의 영향은 고려하지 않았다. 이때 축열조 내부의 에너지 평형식은 다음과 같고 축열조의 유동은 Fig. 4에 나타내었다.

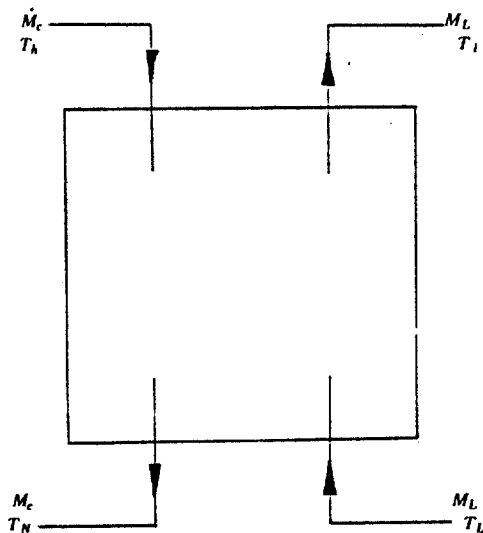


Fig. 4 A Diagram of the Flow Rate of Storage Tank

$$\dot{M}_c C_{pc} \frac{DT}{Dt} = \dot{M}_c C_{pc} (T_h - T_N) + \dot{M}_L C_{pc} (T_L - T_i) + UA_s (T_{env} - T) \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_{env} = UA_s (T - T_{env}) \quad (5.2)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{M}_L C_{pc} (T_i - T_L) \quad (5.3)$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{M}_c C_{pc} (T_h - T_N) \quad (5.4)$$

$$\Delta E = V_i \rho_f C_{pc} (T - T_o) \quad (5.5)$$

위의 식들에 사용된 기호들은 기호설명에서 나타낸 것과 같다.

2.4 흡수식 냉동기

본 연구에서는 상업적으로 이용되는 LiBr - H₂O 흡수식 냉동기(YazakiCo. ModelNo.600 S)를 사용하였다. 흡수식 냉동기의 공칭 냉동 능력은 2 RT이다. 이 모델은 에너지 제어(energy rate control)이나 온도제어(temperature level control)에 모두 적용될 수 있다. 에너지 제어에서는 냉동기가 작동조건에 따라 순간적으로 변하면서 운전되고, 온도제어에서는 냉동기의 start-up과 shut-down에 의한 변화가 고려된다. 본 모델에는 경험적인 관계식이 사용되기 때문에 여러가지 입력과 파라미터가 주어져야 한다. 냉동기의 COP와 CAPACITY는 모두 Yazaki Co.의 흡수식 냉동기 성능곡선에 대한 커브로부터 얻어진다. Yazaki Co.에서 제공한 성능곡선에 의하여 계산된 결과는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} COP &= COP(T_g, T_c) \\ &= (C_{11} + C_{12} T_c + C_{13} T_c^2) + (C_{21} + C_{22} T_c \\ &\quad + C_{23} T_c^2) T_g + (C_{31} + C_{32} T_c + C_{33} T_c^3) \\ &\quad T_g^2 \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 $C_{11} = 0.12095 \times 10^3$
 $C_{12} = 0.67937 \times 10$
 $C_{13} = -0.30490$
 $C_{21} = -0.70852 \times 10$
 $C_{22} = 0.97872 \times 10^{-1}$
 $C_{23} = 0.31577 \times 10^{-2}$
 $C_{31} = 0.76163 \times 10^{-1}$
 $C_{32} = -0.27443 \times 10^{-2}$
 $C_{33} = 0.16344 \times 10^{-4}$ 이다.

한편

$$\frac{CAP_a}{CAP_{nom}} = f_1(T_g, T_c) \\ = (B_{11} + B_{12}T_c + B_{13}T_c^2) + (B_{21} + B_{22}T_c + B_{23}T_c^2)T_g + (B_{31} + B_{32}T_c + B_{33}T_c^2)T_g^2 \quad (7)$$

여기서 $B_{11} = -0.13291 \times 10^4$
 $B_{12} = 0.50064 \times 10^2$
 $B_{13} = -0.15677$
 $B_{21} = 0.22836 \times 10^2$
 $B_{22} = -0.37447$
 $B_{23} = -0.13702 \times 10^{-1}$
 $B_{31} = -0.60597 \times 10^{-1}$
 $B_{32} = -0.44370 \times 10^{-2}$
 $B_{33} = 0.21990 \times 10^{-3}$ 이다.

2.5 동적 열부하 계산

본 연구의 시뮬레이션 대상은 Fig. 2에 나타나 있다. 단일 구역(single zone)에 대하여 냉방 부하를 계산하게 되는데, 벽, 창, 지붕, 문, 마루 등의 구성요소를 포함한다. 구역으로 출입하는 열에 대한 방정식은 행렬형태로 만들어지고, 각 시간마다 계산된다. 여러 구역에 대하여는 단일 구역에 대하여 여러번 사용하여 냉방부하를 계산할 수 있다. 구역을 서술하기 위해서는 내부공간, 벽, 창, 마루등을 서술하는 입력과 파라미터를 설정해야 하고, 특히 벽은 ASHRAE, 전달함수방법^{6,7)}을 이용해서 모델링해야 한다.

모델 룸에 대한 냉방부하를 계산하는 방법에는 에너지 제어와 온도 제어의 2가지 방법이 있다.

에너지 제어 방법에서는 먼저 난방설정온도 T_{min} (보통 21 °C)과 냉방설정온도 T_{max} (보통 26 °C)를 설정한다. 이때 실내온도 T_{zone} 가 T_{max} 보다 높거나 T_{min} 보다 낮으면 실내를 일정한 온도로 유지하기 위하여 에너지가 필요한데, 이것이 현열부하가 된다. 한편 에너지 제어에 기초하여 실내의 습도 W_{max} 와 W_{min} 을 설정한다. 이때 실내의 습도가 위의 범위 밖에 있으면 W 가 W_{max} 와 W_{min} 사이에 있고

록 하는데 필요한 에너지가 잠열부하가 된다.

온도 제어방법에서는 실내온도와 실내습도가 외기조건과 냉방장치들에 의존한다. 즉 제어하고자 하는 온도 범위만 설정하고 실내온도가 그 범위안에 속하도록 하는데 필요한 에너지속에 보조열원에 의한 항을 첨가시킨다.

여기서 두 방법의 중요한 차이점은 에너지 제어의 경우 주 열원 공급열량을 제외한 보조열원에 의한 공급열량은 단순히 부족한 열량을 충당하기 위한 양이며, 에너지 제어의 관점에서 현열부하와 잠열부하를 각각 계산하게 된다는 점이다. 그러나 실제의 보조열원이 부족한 열량을 정확하게 공급한다는 것이 현실적으로 어려운데, 이것이 에너지 제어의 단점이다. 한편 온도 제어에서는 에너지 방정식에 미리 보조열원에 의한 공급열량을 포함시켜서 현실적인 방법으로 전체계산을 수행하게 된다. 그러나 이러한 이론적인 방법이 실제장치에 적용될 경우 기기들에 대한 정확한 제어장치가 필요하다는 것이 이 방법의 단점이다.

따라서 본 연구에서는 에너지 제어의 관점에서 모델 룸에 대한 냉방부하를 현열부하와 잠열부하로 나누어서 계산하였다.

실내공기와 장치들에 대한 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$CAP \frac{T_{zf} - T_{zi}}{\delta t} = \sum h_{c,j} A_j (T_{s,j} - T_z) + \dot{Q}_v + \dot{Q}_{infl} + 0.3 \dot{Q}_{spepl} + \dot{Q}_{int} + \dot{Q}_z \quad (8)$$

위의 식중 오른쪽 식의 첫째항에서 $h_{c,j}$ 는 j 번째 벽의 대류 열전달계수이고, $T_{s,j}$ 는 j 번째 벽의 온도이다. 또 \dot{Q}_v 는 환기류에 의한 열취득이고, \dot{Q}_{infl} 은 침투류에 의한 열취득이다. 한편 실내의 사람으로부터 전달되는 에너지는 사람으로부터의 총 현열이득의 30%로 가정하였고, \dot{Q}_{int} 는 실내의 사람과 장치 이외의 것에서 발생하는 열취득이며, \dot{Q}_z 는 옆에 접해있는 구역으로부터의 열취득이다.

여기서

$$\dot{Q}_v = \dot{M}_v C_{pa}(T_v - T_z) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{infl} = \dot{m}_{infl} C_{pa}(T_{ov} - T_z) \quad (10)$$

이다. 이 때 환기유동 질량은 입력으로 들어가고, 침투유동 질량은 다음으로 결정된다.

$$\dot{m}_{infi} = \rho_a V_a [K_1 + K_2 (T_{env} - T_z) + K_3 W] \quad (11)$$

여기서 K_1 , K_2 , K_3 는 경험적인 상수로서 ASHRAE^{6,7)}에 각 구조물에 대한 전형적인 값이 주어져 있다. 따라서 에너지 제어방법에서 지정된 온도범위를 유지하기 위한 현열부하는 다음으로 표시된다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{sens} = & \dot{Q}_z + \dot{Q}_v + \dot{Q}_{infi} + 0.3 \dot{Q}_{selp} \\ & + \sum h_{c,j} A_j T_{s,j} - T_z - \frac{CAP(T_{zf} - T_{zi})}{\Delta t} \end{aligned} \quad (12)$$

한편 임의의 순간에 실내공기에 대한 습도 평형식은 다음의 비분방정식으로 표시된다.

$$\rho_a V_a \frac{DW_z}{Dt} = \dot{m}_{infi} (W_{env} - W_z) + \dot{m} (W_v - W_z) \quad (13)$$

이때 에너지 제어의 경우 실내의 습도가 주어진 범위내에 존재하도록 하는데 요구되는 에너지가 잠열부하가 된다. 만약 실내습도가 주어진 범위내에 있으면 잠열부하는 0이 되고 그렇지 않으면 잠열부하는 다음식으로 표시된다.

$$\dot{Q}_{lat} = \Delta h_{vap} [\dot{m}_{infi} (W_{env} - W_z) + \dot{m} (W_v - W_z)] \quad (14)$$

이때 전체 냉방부하는 다음의 식이 된다.

$$\dot{Q}_{cool} = \dot{Q}_{sens} + \dot{Q}_{lat} \quad (15)$$

3. 시뮬레이션의 수학적 배경

본 시뮬레이션에서는 시스템의 축열성능을 지배하는 변수들을 고찰하기 위해서 본 연구의 계산대상인 태양열 시스템에 대한 수학적 고찰을 하였다.⁹⁾

전체 시스템에서 축열조를 중심으로 한 온도 변화의 지배방정식은 다음과 같다.

$$C_s \frac{DT_s}{Dt} = F'_R [\alpha_e A_c q_s - A_c U'_L (T_s - T_{env})] - Q_l \quad (16)$$

이때 시스템의 열손실계수 U'_L 는

$$U'_L = U_L + \frac{A_s U_s}{A_c F'_R} \quad (17)$$

이다. 여기서 F'_R 은 시스템의 열제거 계수이고, U'_L 는 시스템의 열손실 계수이며 U_s 는 축열매체와 외기와의 총 열전달계수이며, U_L 는 집열기의 총 열손실계수이다.

한편 초기조건은

$$T_s(0) = T_o \quad (18)$$

이고, 시스템 작동시간동안의 축열에너지 증가는

$$H_i = C_s [T_s(t_s) - T_o] \quad (19)$$

이며, 적분변수들을 다음과 같이 정의한다.

$$H_s = A_c \int q_s dt \quad (20.1)$$

$$H_l = \int Q_l dt \quad (20.2)$$

$$\bar{\alpha}_e = \frac{A_c}{H_s} \int \alpha_e q_s dt \quad (20.3)$$

$$\bar{T}_{env} = \frac{1}{t_s} \int T_{env} dt \quad (20.4)$$

또한 무차원 변수들을 다음과 같이 정의한다.

$$\tau = \frac{t}{t_s} \quad (21.1)$$

$$\theta_s = \frac{A_c U'_L t_s (T_s - \bar{T}_{env})}{\alpha_e H_s} \quad (21.2)$$

$$\phi_s(\tau) = \frac{\alpha_e A_c q_s t_s + A_c U'_L t_s (T_{env} - \bar{T}_{env})}{\alpha_e H_s} \quad (21.3)$$

$$\phi_l(\tau) = \frac{Q_l t_s}{H_l} \quad (21.4)$$

$$\eta_l = \frac{H_l}{F'_R \alpha_e H_s} \quad (21.5)$$

$$\eta_i = \frac{H_i}{F'_R \alpha_e H_s} \quad (21.6)$$

$$S = \frac{C_s}{F'_R U'_L t_s A_c} \quad (21.7)$$

또 식 (16)의 무차원화식은

$$S = \frac{d\theta_s}{d\tau} = \phi_s - \theta_s - \eta_i \phi_i \quad (22.1)$$

$$\theta_s(0) = \theta_o \quad (22.2)$$

이고, 식 (22)을 풀면

$$\theta_s(\tau) = [\theta_o + \eta_i \phi_i(0) - \phi_s(0)] \exp\left(-\frac{\tau}{S}\right) - \eta_i \phi_i(\tau) + \phi_s(\tau) \quad (23.1)$$

이고, 여기서

$$S \frac{d\phi_s}{d\tau} + \phi_s = \phi_s(\tau) \quad (23.2)$$

$$S \frac{d\phi_i}{d\tau} + \phi_i = \phi_i(\tau) \quad (23.3)$$

이다. 식 (19)의 무차원식은

$$\eta_i = S[\theta_s(1) - \theta_o] \quad (24)$$

이며, 식 (23.1)의 θ_s 를 식 (24)에 대입하면

$$\eta_i = F_s[\alpha_s - \theta_o - \alpha_i \eta_i] \quad (25.1)$$

이다. 이때 F_s , α_s , α_i 은 다음으로 정의된다.

$$F_s = S \left[1 - \exp\left(-\frac{1}{S}\right) \right] \quad (25.2)$$

$$\alpha_s = \frac{\phi_s(1) - \phi_s(0)}{1 - \exp\left(-\frac{1}{S}\right)} + \phi_s(0) \quad (25.3)$$

$$\alpha_i = \frac{\phi_i(1) - \phi_i(0)}{1 - \exp\left(-\frac{1}{S}\right)} + \phi_i(0) \quad (25.4)$$

여기서 F_s 의 물리적인 의미는 무한대 축열 용량을 가지는 시스템에 저장되는 에너지에 대한 실제 축열용량의 비이다. 한편 F_s 는 S 만의 함수로서 시스템의 축열용량을 최적화하고 시뮬레이션 하는데 사용하는 무차원 축열 용량이다. 따라서 본 시뮬레이션에서는 시스템에 F_s 를 적용해서 다음의 식을 얻었다.

$$F_s = \frac{4.19 \dot{M}_c}{0.6 A_c + 10.35} \left[1 - \exp\left(-\frac{0.6 A_c + 10.35}{4.19 \dot{M}_c}\right) \right] \quad (26)$$

따라서 축열면을 고려하기 위해서 중요한 변수로 \dot{M}_c 와 A_c 를 선택한다. 또 부하측을 계산하기 위하여 SOLAR FRACTION ξ 를 다음과 같이 정의하고, $Q_s = f(A_c/V_f)$ 를 계산한

다.

$$\xi \equiv \frac{Q_{e.s}}{Q_{c.max}} \quad (27)$$

여기서 $Q_{e.s}$ 는 $Q_{c.max}$ 중 태양열에 의해서만 제공되는 냉방부하를 의미한다. 한편 집열기 각도가 집열량에 미치는 영향을 고려하기 위하여 $\frac{Q_u}{Q_{c.max}}$ 이 집열기 각도에 따라서 어떻게 변하는가를 고찰한다.

4. 시뮬레이션 결과 및 토의

계산기간은 8월 1일 1시부터 8월 7일 21시 까지 165 시간 동안 수행하였고, 장기운전의 경우에는 1개월, 3개월에 걸쳐서 수행하였다. 아래에 제시된 결과들은 단기운전의 결과들만 수록하였다.

1. Model Room에 대한 동적열부하 계산 결과

	($\times 10^{-4}$ kJ/h)				
	서울	목포	광주	강릉	진주
Q_{lat}	0.555	0.568	0.590	0.548	0.604
Q_{sens}	0.844	0.957	0.956	0.838	0.882
Q_{cool}	1.399	1.525	1.546	1.386	1.486

2. 한국 각 지방에서의 최대 열부하 계산 및 적당한 냉동기 선정

	($\times 10^{-4}$ kJ/h)				
	서울	목포	광주	강릉	진주
$Q_{c.max}$	1.620	1.810	1.860	1.560	1.100
R, T	1.272	1.422	1.461	1.334	1.650

3. 최대 열부하에 대한 SOLAR FRACTION ξ 의 결정

최대 열부하에 대한 SOLAR FRACTION을 ξ 라 하면 흡수식 냉동기에 있어서 COP는 다음으로 표시된다.

$$COP = \frac{\xi Q_{c.max}}{Q_s} \quad (28)$$

한편 축열조의 단열이 잘되고, 집열판에서 축열조까지의 열손실을 무시하면 $Q_s/Q_{in} \approx 1$, $Q_{in} = Q_u$ 이다. 이때 안전상수 K_m 을 다음과

같이 정의한다.

$$I_t A_c = K_m Q_{c,max} \quad (29)$$

그러면

$$\eta_c = \frac{Q_u}{I_t A_c} \quad (30)$$

이므로, 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$I_t A_c = \frac{\xi}{\eta_c COP} Q_{c,max} \quad (31)$$

이때 안전상수 K_m 은 다음의 식으로 표시된다.

$$K_m = \frac{\xi}{\eta_c COP} \quad (32)$$

본 시뮬레이션에서는 모델 룬의 면적이 50 m^2 이므로 A_c 를 50 m^2 으로 선정한다. 8월 1일 1시부터 8월 7일 21시까지의 계산 결과에서 $\eta_c = 0.55$, $COP = 0.75$, $I_t = 2.585 \times 10^6 \text{ kJ/m}^2 \text{ h}$, $\dot{Q}_{c,max} = 2.673 \times 10^6 \text{ kJ/h}$ 이다. 따라서 $\xi = 0.2$, $K_m = 0.484$ 이다. 이것은 본 시스템에서 태양열 이용시 최대 열부하에 대하여 20%의 에너지가 절감됨을 의미한다.

4. $\frac{Q_{in}}{Q_{c,max}} = f(\dot{M}_c, A_c)$ 에서 \dot{M}_c 의 결정

3에서 시스템에 대한 A_c 및 ξ 가 결정되었다. $\xi = 0.2$, $A_c = 50$ 에 대하여

$$\frac{Q_{in}}{Q_{c,max}} = \frac{\xi}{COP} = 0.267 \quad (33)$$

따라서 Fig. 6에서 $\dot{M}_c \approx 100$ 이다. 그런데 Fig. 5에서 $A_c = 50$ 일때 $\dot{M}_c = 600$ 이상에서 축열조내의 축열손실이 없으므로 \dot{M}_c 를 최대치인 600으로 선정한다.

5. V_t 의 결정

이제 ξ , A_c , \dot{M}_c 가 결정되었으므로 Fig. 7부터 Fig. 11까지는 V_t 가 결정된다. $\xi = 0.2$, $A_c = 610$, $COP = 0.75$ 이므로

$$\frac{Q_s}{Q_{c,max}} = \frac{\xi}{COP} = 0.267 \quad (34)$$

이때 Fig. 8에서 $A_c/V_t \approx 25$, $A_c = 50$ 에서 $V_t = 2.00 \text{ m}^3$ 으로 결정된다.

따라서 A_c/V_t 는 시스템에 따라서 일정한 것 ($V_t/A_c = 0.075$)⁹⁾이 아니라 \dot{M}_c , A_c 에 따라 변화한다.

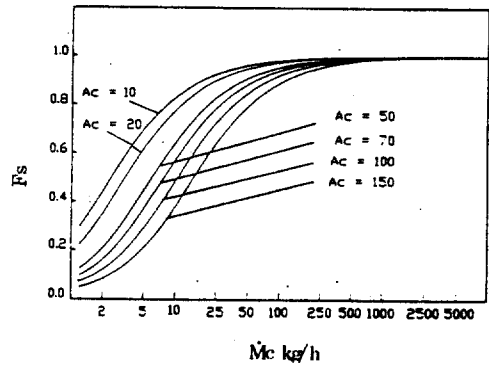


Fig. 5 A Diagram of the System Heat Storage Factor as a Function of Collector Mass Flow Rate and Collector Area

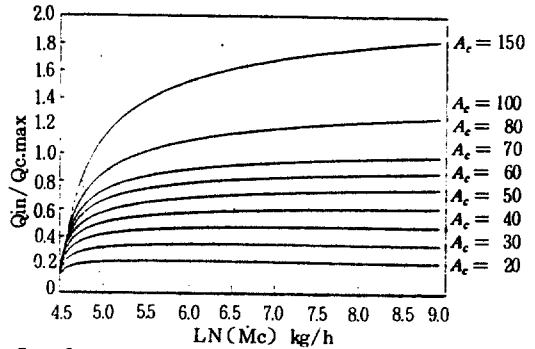


Fig. 6 A Diagram of the Rate of Energy Input to Storage Tank from Collector as a Function of Collector Flow Rate and Collector Area

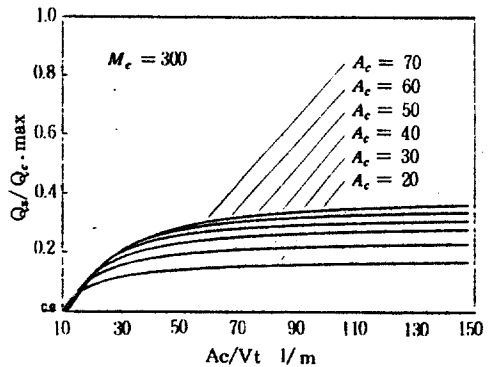


Fig. 7 A Diagram of the Rate of Energy Removal from the Storage Tank to Supply the Absorption Cooling System as a Function of Collector Area and Storage Tank Volume ($M_c = 300 \text{ kg/h}$)

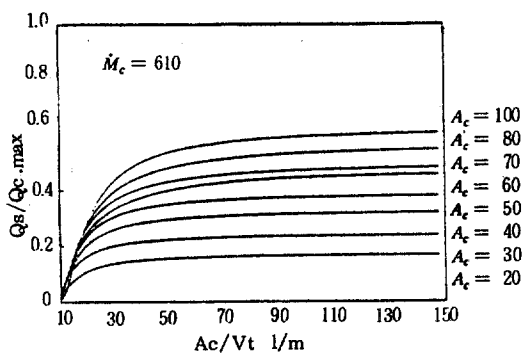


Fig. 8 A Diagram of the Rate of Energy Removal from the Storage Tank to Supply the Absorption Coolig System as a Function of Collector Area and Storage Tank Volume ($M_c = 610$ kg/h)

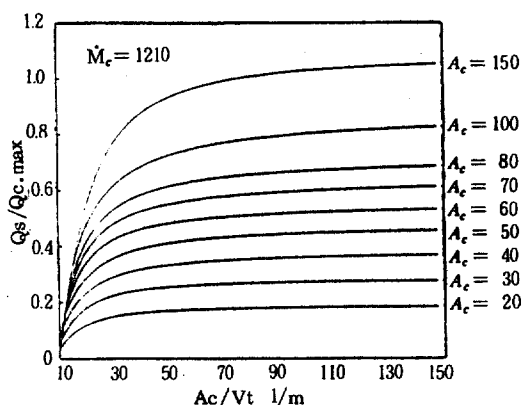


Fig. 9 A Diagram of the Rate of Energy Removal from the Storage Tank to Supply the Absorption Coolig System as a Function of Collector Area and Storage Tank Volume ($M_c = 1210$ kg/h)

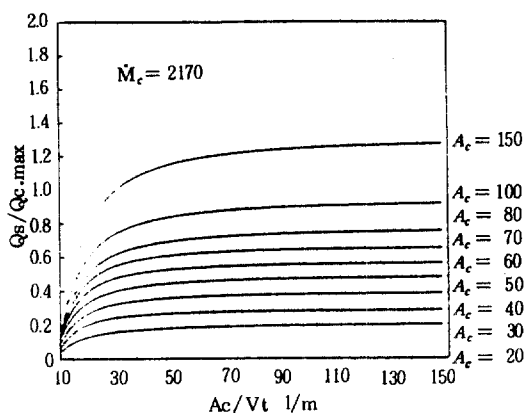


Fig. 10 A Diagram of the Rate of Energy Removal from the Storage Tank to Supply the Absorption Coolig System as a Function of Collector Area and Storage Tank Volume ($M_c = 2170$ kg/h)

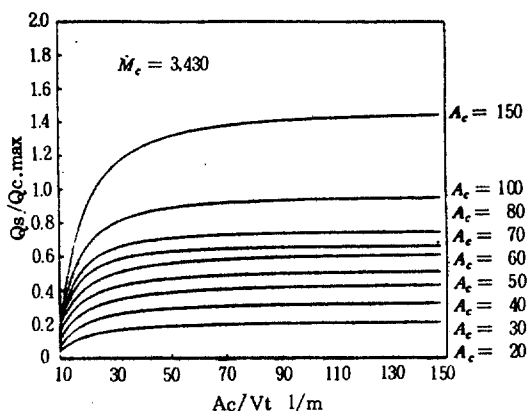


Fig. 11 A Diagram of the Rate of Energy Removal from the Storage Tank to Supply the Absorption Coolig System as a Function of Collector Area and Storage Tank Volume ($M_c = 3430$ kg/h)

6. 집열기 각도에 따른 집열량의 변화량

집열기 각도의 최적값으로 KLEIN 등¹⁰⁾ 은 태양열 난방시 장기운전의 경우 그 지역의 위도로, 단기운전의 경우 위도+15°로 제시하였고, YELLOTT 등¹¹⁾ 은 집열기 각도의 일반적인 값으로 위도±20°을 제시하였다.

본 연구에서는 태양열 난방시 Fig. 12, Fig. 13, Fig. 14에서 보듯이 다음의 결과를 얻었다.

- 1주일: 0과 20사이에서 최대
- 1개월: 약 20에서 최대
- 3개월: 20과 30사이에서 최대

따라서 냉방의 경우 장기운전에서는 위도-15°정도의 집열기 각도가 최적값이 된다. 한편 Fig. 12, Fig. 13, Fig. 14에서 보듯이 집열기 각도는 단기운전에서 보다는 장기운전에서 더 크게 영향을 준다.

7. 외기조건에 따른 냉방부하 특성곡선

서울 지방에 대한 외기조건(일사량, 외기 온도, 절대습도 등)과 그에 따른 냉방부하 특성에 대한 곡선이 Fig. 15에서 Fig. 17까지 나타나 있다. 이들 특성곡선은 8월 7일 24시간에

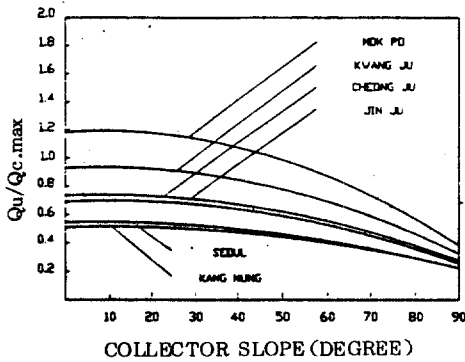


Fig. 12 A Diagram of the Rate of Energy Gain of Total Collector Array as a Function of the Collector Slope in several cities in Korea (For a Week, Oct. 1 ~ Oct. 7)

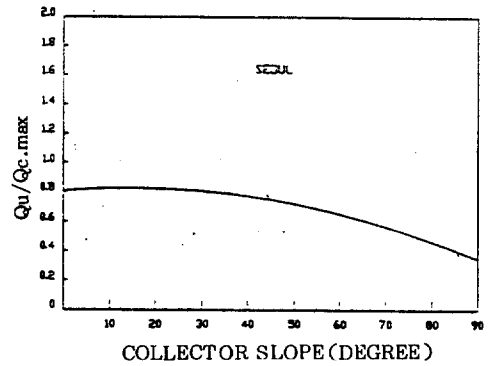


Fig. 13 A Diagram of the Rate of Energy Gain of Total Collector Array as a Function of the Collector Slope in several cities in Korea (For a Month, Oct.1 ~ Oct.31)

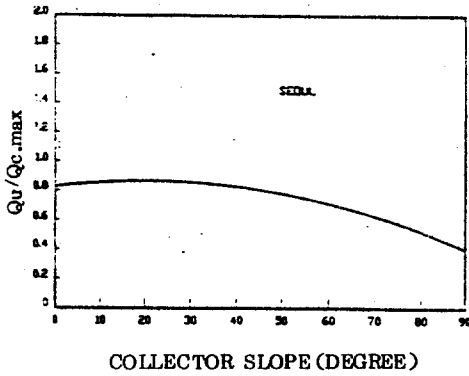


Fig. 14 A Diagram of the Rate of Energy Gain of Total Collector Array as a Function of the Collector Slope in several cities in Korea (For Three Months, Jul. - Sep.)

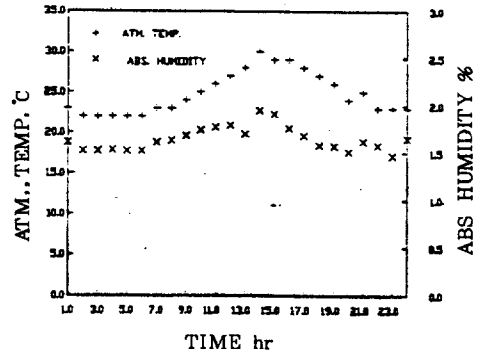


Fig. 15 A Diagram of the Atmospheric Temperature and Absolute Humidity in Seoul, Korea

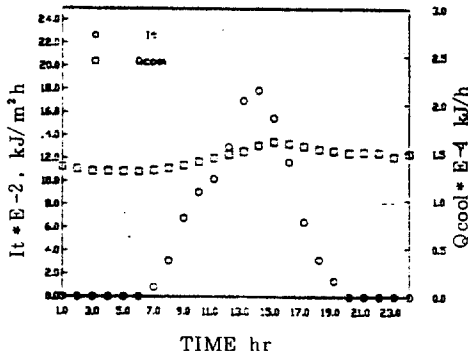


Fig. 16 A Diagram of the Total Radiation and Cooling Load in Seoul, Korea

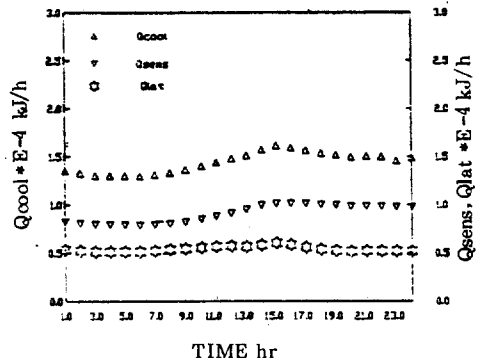


Fig. 17 A Diagram of the Sensible Load and the Latent Load in Seoul, Korea

대한 곡선들이다.

5. 결 론

태양열 시스템을 실제와 같이 운전하게 하여 시뮬레이션할 수 있는 범용프로그램인 TRNSYS를 사용하여, 50 m²의 건물에 대한 동적 열부하를 계산하고, 그에 기초하여 전형적인 태양열 시스템의 성능을 지배하는 변수를 선정 한 후 최적화 계산을 하였다. 그 결과는 다음과 같다.

1. 한국 각 지방에서의 최대 열부하 계산 및 적당한 냉동기 선정

($\times 10^{-4}$ kJ/h)

	서울	목포	광주	강릉	진주
$Q_{c,max}$	1.620	1.810	1.860	1.560	2.100
$R.T$	1.272	1.422	1.461	1.334	1.650

2. 서울의 경우 8월달에 24시간 연속운전에서 태양열을 이용할 경우 최대 열부하의 20%를 절감할 수 있다.

3. 집열기 면적이 건물의 옥상면적으로 제한될때 집열기 유량이 600kg/h 이상이면 축열손실이 없다.

4. A_c/V_f 의 최적값은 일정한 것이 아니라 집열기 유량과 집열기 면적에 따라서 변한다.

5. 태양열을 냉방에 이용할 경우 집열기 각도는 단기운전(1개월이내, 8월)의 경우 20° 정도 적당하고, 장기운전(1개월이상, 7, 8, 9월)의 경우 위도-15°가 적당하다.

REFERENCE

1. TRNSYS, "A Transient System Simulation Program", Solar Energy Lab. Rep., No.38, University of Wisconsin-Madison, 1983.
2. 김효경, "동적 열부하 계산용 표준기상데이터에 관한 연구", 한국과학재단 연구보고서, 1987.
3. S.A. Klein, "Calculation of Flat-Plate Collector Utilizability", *Solar Energy*, 21, pp.393-402, 1978.

4. J.A. Duffie, W.A. Beckman, "Solar Engineering of Thermal Processes", John Wiley and Sons, Inc., 1980.
5. ASHRAE, STANDARD 93-97, 1977.
6. ASHRAE, HANDBOOK of Fundamentals, 1981.
7. ASHRAE, HANDBOOK of Fundamentals, 1985.
8. Phillips W.F., "Integrated Performance of Liquid-Based Solar Heating Systems", *Solar Energy*, Vol.26, pp.287-295, 1981.
9. 김효경, "축열조를 이용하는 열펌프식 온방의 특성에 관한 연구", 공기조화냉동공학회지, 제 16 권제 4 호, pp. 392 ~ 405, 1987.
10. S.A. Klein, P.I. Cooper, T.L. Freeman, "A Method of Simulation of Solar Processes and Its Application", *Solar Energy*, Vol.17, pp.29-37, 1975.
11. Ideriah F.J.K., "A Method for Calculating Direct and Diffuse Solar Radiation", *Solar Energy*, Vol.26, pp.447-452, 1981.
12. Braun J.E., Klein S.A. and Mitchell J.W., "Seasonal Storage of Energy in Solar Heating", *Solar Energy*, Vol.26, pp.403-411, 1981.
13. Chang Kwei-Kwang and Minardi Antonio, "An Optimization Formulation for Solar Heating Systems", *Solar Energy*, Vol.24, pp.99-103, 1980.
14. Manes A., Ianets A., "On the Optimum Exposure of Flat-Plate Fixed Solar Collectors", *Solar Energy*, Vol.31, No.1, pp.21-27, 1983.
15. Lunde Peter J., "Prediction of the Performance of Solar Heating Systems over a Range of Storage Capacities", *Solar Energy*, Vol. 23, pp.115-121, 1979.
16. McGarity Arthur E., "Analytical Simulation Models for Solar Heating System Design", *Solar Energy*, Vol.32, No.1, pp. 85-97, 1984.