農業気象 (*J. Agr. Met.*) 42 (2): 95–101, 1986

水蓄熱式太陽熱温室

(2) 地中蓄熱方式の基礎的検討

岡野利明・山本雄二郎

(電力中研・生物研)

Water Thermal Storage Type Solar Greenhouse
(2) Basic Study on an Underground Thermal Storage System

Toshiaki OKANO and Yūjirō YAMAMOTO

(Biology Laboratory, CRIEPI
1646, Abiko-city, Chiba 270-11, Japan)

1. ま え が き

筆者らは水を蓄熱体とする内部集熱型の太陽熱暖房温室の蓄熱、暖房能力を高め、その実用化を図るため、水耕栽培と土耕栽培のそれぞれの栽培方式に適した太陽熱暖房システムの研究、開発を行っている。プラスチックフィルムを熱交換部に用いた水-空気熱交換器の開発を行い、これを用いて、水耕栽培用システムでは蓄熱槽上部を水耕ベッドとして利用する方式について検討した(岡野・山本, 1986)。土耕栽培用システムでは温室内地中に蓄熱し、温室床面に蓄熱槽を置かない方式について検討を行っている。

地中熱交換ハウスは地中埋設パイプ両端の空気出入口を除いて、構造物が温室床面に出ることはなく、温室内の作業性を損なわず、土耕栽培用の太陽熱利用システムとしては優れた構造をしている。しかし、地中熱交換ハウスでは、冬期間の蓄熱、暖房能力を確保するため、パイプの全表面積が温室の床面積と同等になるようパイプを埋設する必要があるとされている(山本, 1981)。

温室内空気と水の熱交換が効率的に行える安価な熱交換器が使用できれば、地中パイプ内の熱交換には、空气に比較して、低い流速でも大きい熱伝達率が得られる水が使用できる。また、水は蓄熱体としても機能するため、地中熱交換ハウスに比較して、パイプの埋設量が少ない地中蓄熱システムを作ることができると考えられる。

水を用いて温室内の太陽熱を回収し、地中に蓄熱する方式はRoberts *et al.* (1976), Whitcomb (1978) や長期蓄熱方式として内田・浜岡 (1979) の研究がある。また、地中の温水パイプ周辺の熱移動に関してはParker (1981) の研究があるが、温室内地中にパイプを埋設し、パイプ内に温室内空気と熱交換した水を流し、蓄熱、暖房を行うシステムに関しては、パイプ周辺の地温変動やシステム全体の熱特性など不明な点が多い。

そこで、小型のビニールハウスに、水-空気熱交換器と塩化ビニールパイプを用いて、地中パイプ内に水を流して蓄熱、暖房を行う地中蓄熱式太陽熱暖房システムを作り実験を行った。地中パイプ周辺の地温分布、熱交換器と地中パイプを組み合わせた場合の熱交換量などについて基礎的な結果が得られたので報告する。

2. システムの構造

水を地中パイプに流す地中蓄熱システムは、温室内に設置した水-空気熱交換器により、昼間は温室内空気から水へ熱を伝え、水による蓄熱と、水を地中パイプ内に循環することでパイプ周囲の土壤に蓄熱する。夜間は水と土壤の蓄熱を熱交換器により温室内へ放熱し暖房を行う。Fig. 1 に試作した地中蓄熱システムの構造を示す。

温室はビニール2重被覆であり、床面積は28.9 m² (2重被覆内床面積、特に明記していない場合はこの値を床面積の基準として用いる)で、保温比は0.43である。

熱交換器はプラスチックフィルムを熱交換部として使用した水膜式熱交換器を用いており、基本構造は水耕栽培

昭和58年4月6日 全国大会にて発表

昭和61年1月18日 受理

培用システム(岡野・山本, 1986)に用いたものと同じである。熱交換器の大きさは1.5(H)×0.52(W)×0.6(D) mで、この中に熱交換膜を20枚取付け、全有効熱交換面積を23 m²とした。これは温室の床面積の約80%に相当する。熱交換器の送風ファンには定格出力45 Wの風量型を使用した。地中のパイプと熱交換器の水の循環には定格出力160 Wのポンプを使用した。

水膜式熱交換器は熱交換部の構造から、排水は自然流下する。そこで、熱交換器下部に容量約 0.2 m³ のタンクを置き、熱交換器からの排水がタンク内に溜まるようにした。

地中に埋設したパイプは外径 48 mm、肉厚 2 mm の塩化ビニールパイプであり、これを地表面より 35 cm の深さに、35 cm の間隔をおいて 8 列平行に並べ、直列に連結した。パイプの全長は 58.45 m、パイプの全外表面積は 8.82 m² (床面積の 30.5%) である。

水は熱交換器下部のタンクからポンプでパイプ内に送られ、熱交換器を通り、タンクに戻る。タンクおよびパイプ内の全水量は 0.27 m^3 とし、循環水量は 32 l/min とした。パイプ内の平均流速はパイプ内径が 44 mm であるから 0.35 m/s と推定される。また、熱交換器の熱交換膜 1 m^2 当りの供給水量は約 2.8 l/min とした。これは熱交換膜全体に均一な水膜を形成し、熱交換能力を維持するのに十分な水量である(岡野ら、1980)。

実験は1983年2月から3月にかけて実施した。実験の目的を地中パイプ内の水と土壌の熱交換量、およびシステムの熱特性の把握においたため、温室は2重被覆で密閉とし、作物の栽培は行わなかった。実験期間中、地中パイプ周辺の土壌水分は、乾燥による土壌の熱伝導率の低下を防ぐため、灌水により82%から78%(土壌の乾燥重基準)の範囲に維持した。

口、吸い込み口の乾球、湿球温度は白金測温抵抗体を用いた通風乾湿計により測定した。

パイプ周囲の地温分布はFig. 2に示すように、温室の中央部で、パイプ上部、パイプとパイプの間、パイプの下部の3方向に合計14本の熱電対を配置して測定を行った。また、温室中央部において、床面より1 cmの深さに地中熱流板を埋め、地中伝熱量の測定を行い、床面より50 cmの所で純放射量の測定を行った。

地中パイプ壁面における熱移動量は、厚さが0.2mmで、5×5cmのガラスエポキシ樹脂を基板とした熱流板（英弘精機産業製，CN-140）をFig.2に示すようにパイプ外壁面に接着して測定した。この熱流板は絶縁処理が施されていないため、絶縁ニスを表面に塗布した。地中パイプの水の入口，中央，出口の3ヶ所に熱流板を設置した。なお，この熱流板の出力は測定する表面の温度にも依存するため，同じ場所でパイプ壁面温度も同時に測定した。データの収集はマイクロコンピュータを用い，1分間隔で行った。

1) 蓄熱，放熱能力

地中蓄熱システムのパイプ内の水（熱交換器下部のタンク内水量も含む）とパイプ周辺土壌による蓄熱量と放熱量（ Q_f : kcal/m²h, 温室の床面積基準）は、パイプ壁面を通しての熱移動量とパイプ内の水温変化より、次式より求められる。

$$Q_f = (A_p H_p + WC_w \frac{d\bar{\theta}}{dt}) / A_f \quad (1)$$

ここで、 H_p : パイプ壁面における熱移動量 ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}$, パイプ壁面基準), W : 水量 (m^3), $\bar{\theta}$: 水温 ($^{\circ}\text{C}$, 系全体を代表とする水温として熱交換器下部のタンク内水温

Table 1 Results of the heat flux measurement and the thermal characteristic of the system.

Date	SO	TC	TH	DS	NS	WS	WH	TC/SO	TH/TC	DS/TC	NS/TH
2/26	4324	451	312	673	485	0.89	1.00	0.10	0.69	1.49	1.55
2/27	4304	342	258	637	476	0.91	1.63	0.08	0.75	1.86	1.84
2/28	4157	374	321	641	503	0.85	1.11	0.09	0.86	1.71	1.57
3/ 1	3922	457	194	622	415	0.59	1.94	0.12	0.42	1.36	2.14

SO: Solar heat outside greenhouse (kcal/m² day)

TC: Total amount of solar heat stored by water inside pipes and soil surrounding pipes (kcal/m² day)

TH: Total amount of heat released from water inside pipes and soil surrounding pipes (kcal/m² day)

DS: Daytime soil heat flux (kcal/m² day)

NS: Nighttime soil heat flux (kcal/m² day)

WS: Solar heat stored by water inside pipes/ Solar heat stored by soil surrounding pipes

WH: Heat released from water inside pipes/ Heat released from soil surrounding pipes

を用いた), A_f , A_p : 温室床面積およびパイプ表面積 (m²), C_w : 水の容積熱容量 (kcal/m³ °C), t : 時間 (h)。

Table 1 に熱交換器を連続運転した場合の4日間のパイプ周辺土壌と水の蓄熱量, 放熱量, および昼間と夜間の地中伝熱量の測定値と, これらから求めたシステムの特性を表わす値を示す。パイプ周辺土壌と水の蓄熱量と屋外日射量の比(蓄熱効率, TC/SO)は0.08から0.12の範囲であった。水とパイプ周辺土壌の蓄熱量の比(WS)は0.59から0.91の範囲であり, パイプ周辺土壌と水の全蓄熱量(TC)が多くなるほど, 水による蓄熱量の比率が低下する傾向が認められた。これは, 蓄熱開始時においては, 熱交換器内の水と空気間の熱交換量が, パイプ内の水と土壌間の熱交換量より多く, 水温が上昇することで水に蓄熱が行われるが, 水温の上昇とともに, 水温と温室内部空気の温度差が小さくなり, 熱交換器内の熱交換量が減少し, パイプ内の熱交換量に近づく。従って, 日射量が多い場合には, 水温上昇による熱交換器内とパイプ内の熱交換量が早く等しくなり, パイプ周辺土壌へ流れる熱量が多くなるためであると考えられる。

水とパイプ周辺土壌の放熱量と蓄熱量の比(TH/TC)は0.42から0.86であった。また, 放熱時には, パイプ周辺土壌からの放熱よりも, 水からの放熱量の方が多くなった(WH)。

水を蓄熱体とした内部集熱型の太陽熱暖房温室で, 古在ら(1983)は1重被覆の温室を用いて0.17から0.11の蓄熱効率を得ている。これに比較して, 本システムの蓄熱効率は温

室が2重被覆であるにもかかわらず低い値であった。また, 夜間の放熱量も, 筆者らが行った水耕栽培用システム(岡野・山本, 1986)の同時期の放熱量に比較して約40%であった。

2) 地中パイプ周辺の地温

温室中央部の地中パイプ壁面より下17.5 cmまでの地温の日変化をFig. 3に示す。壁面から離れるにつれて日変化の振幅は小さくなり, 17.5 cmでの振幅は1.2°Cであった。また, 17.5 cmの地温とパイプ内水温の差は昼間で最高22.8°C, 夜間で最高6.8°Cであった。

パイプ壁面より15 cm離れたパイプとパイプの中間の地温の振幅は約2.4°Cであった。また, パイプ壁面と地

Fig. 3 Results of soil temperature measured from the pipe surface to 17.5 cm under the pipes (W: Water temperature inside the pipes).

Fig. 4 Heat transfer coefficients between the water inside the pipes and the outside pipe surface.

表面の中間（パイプ壁面より 17.5 cm 上）の地温の振幅は 6℃であり、日平均地温は 21℃と高く推移した。

パイプ周辺の地温の振幅から、地中伝熱をも含め、蓄熱体として機能している土層は、パイプ内水温が 34℃まで上昇している状態で、床面からパイプの下 17 cm 程度である。この範囲はパイプ内水温、パイプ壁面での熱移動量、土壌の熱伝導率と熱容量によって変化すると考えられる。

今回の実験では、床面からパイプまでの土層は地中伝熱とパイプ壁面からの熱流によって高温となり、主要な蓄熱部となっているのが認められた。作物を栽培していないため、Table 1 に示したように地中伝熱量が多かったこと、パイプの埋設深さが 35 cm と浅く、また、パイプ内水温が高く推移したことがこの土層の地温を高めた原因であると考えられる。

3) 地中パイプの熱貫流率

地中のパイプ壁面における熱移動量を用いて、パイプ内の水からパイプ外壁までの部分熱貫流率、およびパイプ内の水からパイプ外壁面より 17.5 cm 下の土層までの全熱貫流率を求めた。熱貫流率 (K , kcal/m²h°C) は次式より求められる。

$$K = \left| \frac{H_p}{\theta_w - \theta_s} \right| \quad (2)$$

ここで、 θ_w : パイプ内水温(℃)、 θ_s : パイプ外壁温、あるいはパイプ外壁面より 17.5 cm 下の地温(℃)。

Fig. 4 に温室中央部における測定値を用いて求めた、水からパイプ外壁までの部分熱貫流率を示す。4 日間とも 9 時と 18 時の付近で値が大きく変動しているが、こ

Fig. 5 Heat transfer coefficients between the water inside the pipes and the soil at 17.5 cm under the pipes for four days.

れは、この時間帯に、壁面における熱流の向きが反転し、水と壁面の温度差が小さく、熱貫流量が少なく測定誤差が大きくなるためであると考えられる。熱流が不安定な時間帯の値を除いた場合、熱貫流率は 53~60 kcal/m²h°C の範囲であり、夜間の放熱時の方が昼間の蓄熱時の値より平均で 6 kcal/m²h°C 高くなる傾向が認められた。

パイプ内の流速とパイプ内径より、20℃における水の物性値を用いて McAdams の式 (Pitts and Sissom, 1977) から求めたパイプ内の熱伝達率 (1299 kcal/m²h°C) と、塩化ビニールパイプの熱伝導率 (0.14 kcal/mh°C) より求めたパイプ外壁までの部分熱貫流率は 69.2 kcal/m²h°C であり、実測値はこれに近い値となった。

地温の振幅から、パイプ外壁より 17.5 cm 下の土層はパイプ壁面からの熱流の影響を受けていないと考えられる。そこで、 θ_s に 17.5 cm の地温を用いて、熱貫流率を求め、全熱貫流率とした。水温変化が安定している 0 時から 6 時までの 4 日間の全熱貫流率を Fig. 5 に示す。時

間とともに全熱貫流率は低下しており、0時10分と5時50分では約3.5 kcal/m²h℃の差が認められた。この時間帯における4日間の全熱貫流率の平均値は9.6 kcal/m²h℃であった。なお、10時から15時の昼間の全熱貫流率は、夜間の値より1.9 kcal/m²h℃大きい値となった。

熱貫流率が時刻によって変化する原因としては、パイプ周辺の地温分布が不均一な時刻ほど熱貫流率が大きな値となることから、熱流板によるH_pの測定値が、水と地温の差による熱流以外に、地温分布の不均一に基づく熱流の影響を受けているためであると考えられる。

山本(1981)は地中熱交換ハウスで、パイプ内空気からパイプ外壁までの部分熱貫流率は約12 kcal/m²h℃、パイプ内空気からパイプ外壁より12 cmの土層までの全熱貫流率は約5 kcal/m²h℃という値を得ている。これに比較して、本システムの部分熱貫流率は約5倍、全熱貫流率は約2倍の値である。なお、パイプ周辺土壌はどちらも火山灰土壌である。

全熱貫流率を用いて、円筒座標1次元の定常熱伝導の式よりパイプ周囲17.5 cmの土層のみかけの熱伝導率を推定すると0.64 kcal/mh℃となった。また、17.5 cmまでの土層を測温点を中心に5層に分割し、各層の10分間ごとの温度変化とパイプ壁面における熱移動量の値から、土層の平均容積熱容量は約490 kcal/m³℃と推定された。これらは水田土壌と有機質土壌の中間の値である(内嶋, 1974)。

4) 熱交換器—地中パイプの熱交換量

水を熱の輸送媒体とした地中蓄熱システムは地上部の熱交換器と地中のパイプの2ヶ所で熱交換を行い、太陽熱の蓄熱と暖房を行う。これを、熱交換器とパイプを水が循環する単純な閉鎖系と考え、熱交換器とパイプ壁面以外では熱の移動がないとすると、系の熱収支は(4)、(5)式で表わされる。

$$Q = A_h \alpha_h (\theta_a - \bar{\theta}) \quad (4)$$

$$Q = A_p \alpha_p (\bar{\theta} - \theta_s) + W_p C_w \frac{d\bar{\theta}}{dt} \quad (5)$$

$$\bar{\theta} = \frac{\theta_i + \theta_o}{2}$$

ここで、Q：熱交換器熱交換量、およびパイプ内の水の蓄・放熱量(kcal/h)、A_h、A_p：熱交換器およびパイプの有効熱交換面積(m²)、α_h、α_p：熱交換器熱交換部およびパイプ壁面の平均熱貫流率(kcal/m²h℃)、θ_a：温室内気温(℃)、θ_s：パイプ外壁面の下17.5 cmの地温(℃)、W_p：パイプ内水量(m³)、θ_i：熱交換器流入水温(℃)、θ_o：熱交換器流出水温(℃)、t：時間(h)、C_w：水の容積熱容量(kcal/m³℃)。

熱交換器は向流型であり、熱交換器とパイプ内の熱交換過程においては対数平均温度差を用いるべきであるが、1サイクルの間の水の温度変化が最高でも1℃と小さいため(4)、(5)式で実用上問題は無いであろう。(4)、(5)式をt=0において $\bar{\theta} = \theta_s$ の条件で解き、 $\bar{\theta}$ を消去すると(6)式ようになる。

$$Q = K A_h [1 + \phi \exp(-\phi t)] \Delta \theta \quad (6)$$

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_h} + \frac{A_h}{A_p \alpha_p} \right)^{-1}$$

$$\phi = \frac{A_h \alpha_h}{A_p \alpha_p}$$

$$\phi = \frac{A_h \alpha_h + A_p \alpha_p}{W_p C_w}$$

$$\Delta \theta = \theta_a - \theta_s$$

(6)式はθ_aとθ_sより系の熱移動量を求める式となり、Kは熱交換器の熱交換部面積を基準とした系の総合熱貫流率といえる値になる。α_hを16 kcal/m²h℃(岡野ら, 1980)、α_pを昼と夜の平均値を用い10.6 kcal/m²h℃とすると、Kは3.2 kcal/m²h℃となる。パイプの表面積を14.43 m²と温室の床面積の50%に増し、α_pに変化がないとすると、Kは4.6 kcal/m²h℃となり約1.4倍となる。

パイプの外径を79 mm(肉厚を2 mm)として床面積の50%のパイプ表面積をもつようにすると、パイプ内水量は0.258 m³となり、熱交換器下部のタンク内水量と合せ0.439 m³となる。パイプ内径の変化によりKが変化しないと仮定すると、5時間の蓄熱で758 Δθとなり、パイプ外径が44 mmの場合の約1.4倍となる。これは、パイプ表面積を温室の床面積と同じとし、パイプ内空気から土層への熱貫流率を5 kcal/m²h℃とした場合の地中熱交換ハウスの蓄熱量(721 Δθ)よりやや大きな値となる。

5) 地中蓄熱システムの特徴

(6)式より、パイプ壁面を通しての熱移動はΔθに比例して行われるが、水による蓄・放熱は時間の経過とともに急速に減少することがわかる。

Fig. 6は温室内気温が20℃以上で蓄熱を行い、12℃以下で暖房を行うよう熱交換器をON-OFF運転した場合の水とパイプ周辺土壌の蓄熱速度、放熱速度(単位時間当りの蓄熱量、放熱量)を示したものである。パイプ内の水は7時より蓄熱に転じ、10時までは熱交換器のON-OFFによって蓄熱速度が大きく変動している。10時以降、水の蓄熱速度は急速に低下し、15時で放熱に転じている。

暖房時の水の放熱速度も蓄熱時と同様に、短時間で急速に低下する傾向を示している。これに対して、パイプ周辺土壌の蓄熱速度、放熱速度は、(6)式から予想されるように水温に比例した変化を示している。

Fig. 6 Daily time course of solar heat stored by the water inside the pipes and heat released from the water inside the pipes (W), and solar heat stored by the soil surrounding pipes and heat released from the soil surrounding pipes (S), together with water temperature inside the pipes (WT) and air temperature inside the greenhouse (AT).

15時50分から17時30分の間は、温室内気温が20℃以上あり、蓄熱を行うために熱交換器が動いているにもかかわらず、水温の方が気温より高いため水からの放熱が行われている。この時間帯の放熱量は水の全放熱量の39%に達している。

蓄熱時間帯に水からの放熱が生じた原因は温室内気温だけをを用いて熱交換器を制御したためで、温室内気温と水温の差も制御の条件として、この差がある値以下の場合には、温室内気温に関係なく強制的に熱交換器を停止させることで、このような不合理な状態は避けることができる。また、これによって熱交換器ファンやポンプのむだな電力消費をなくすこともできると考えられる。

今回の実験結果から、地中蓄熱システムの特徴として、パイプ内の水は温室内気温に速やかに反応して、短時間で蓄熱、放熱を行う。一方、パイプ周辺土壌の蓄熱、放熱は水のそれに比較して遅れて起こり、長時間継続することが認められた。従って、地中蓄熱システムでは、暖房時間帯の前半の暖房熱源は水からの放熱が主体となり、後半はパイプ周辺土壌からの放熱が主体となる。水とパイプ周辺土壌それぞれからの放熱量が暖房負荷を満すような、パイプ内水量、パイプ埋設量、埋設深さを決定するための検討が必要であるが、本システムは蓄熱体に水だけをを用いたシステムより水量が少なく、地中熱交換ハウスよりパイプ埋設量が少なくてすむ太陽熱暖房温室になると考えられる。

5. あとがき

水を蓄熱体と熱の輸送媒体とする地中蓄熱式の太陽熱

利用温室について基礎的な検討を行った。地中蓄熱システムは温室内の作業性の観点より、内部集熱型の太陽利用方式としては優れた構造をしていると思われる。地中を蓄熱部とする太陽熱利用方式の代表的な形としては地中熱交換ハウスがあり、本システムも地中熱交換ハウスと同等な太陽熱利用能力を発揮させることが当面の目標となる。そこで、本報告では水を熱媒体として地中のパイプ内に流した場合の水から土壌への熱貫流率などについて検討を行い、地中熱交換ハウスと同等な能力をもつのに必要なパイプ埋設量について推定を行った。今後は、システムに

適した環境調節方式、産業排熱との併用による暖房効率の上昇などに関して検討を進めたいと考えている。

引用文献

- 古在豊樹・武内英雄・岡崎誠司・渡部一郎・林 真紀夫・志田憲一, 1983: 内部集熱型水蓄熱方式による太陽熱暖房温室の熱的性能, 農業気象, **38**, 361-369.
- 岡野利明・山本雄二郎・青木 清, 1980: 水蓄熱式太陽熱暖房温室に関する研究 — 低温水用乾式熱交換器の開発 —, 電力中央研究所報告, No. **479012**, 21 p.
- 岡野利明・山本雄二郎, 1986: 水蓄熱式太陽熱温室(1) 水耕栽培用システムの熱特性, 農業気象, **42**, 19-27.
- Parker, J. J., 1981: Simulation of Buried Warm Water Pipes Beneath a Greenhouse, *Trans of the ASAE*, **24** (2), 442-449.
- Pitts, D. R. and Sissom, L. E., 1977: Heat Transfer, McGRAW-HILL Book Co., 160-175.
- Roberts, W. J., Simpkins, J. C. and Kamdall, P., 1976: Using Solar Energy to Heat Plastic Film Greenhouse, *Proc. Solar Energy Fuel-Food Workshop*, Univ. of Arizona, Tucson, 142-159.
- 内田多賀生, 浜岡 尊, 1979: ソーラーグリーンハウス・地中長期蓄熱の方法, 農林水産技術研究ジャーナル, **3** (7), 180-187.
- 内嶋善兵衛, 1974: 土壌の物理, 新編農業気象ハンドブック, 養賢堂, 163-165.
- Whitcomb, C. E., 1978: A Self-Contained Solar-Heated Greenhouse, *Hortscience*, **13** (1), 30-31.
- 山本雄二郎, 1981: 地中熱交換温室, 太陽エネルギー, **7** (4), 21-27.

Summary

An underground heat storage system with water as a heat transport and storage medium of solar heat inside a greenhouse was studied to develop a highly efficient and inexpensive solar greenhouse.

The system was designed and installed in a small experimental greenhouse used for basic research. The greenhouse was plastic double covered and the floor area was 28.9 m². The heat exchanger, which had 23 m² of effective heat transfer area and was made of a polyethylene film, and which had been developed for a greenhouse heating with moderate heat sources was installed to transfer heat between water and air inside the greenhouse. PVC pipes (diameter of 48 mm, wall thickness of 2 mm, and total length of 58 m) were buried under the greenhouse floor at 0.35 m deep and 0.35 m apart to store heat in the soil around the pipes. The pipes and a tank under the heat exchanger were filled with 0.27 m³ of water, the water was circulated through the pipes and heat exchanger to transport heat and also to store heat in itself. No crop was cultivated in the greenhouse.

The storage efficiency of solar heat (daily solar storage/daily ambient solar heat) ranged from 0.08 to 0.12. The water contributed 37 to 48% of all the heat storage. The heat released for night-time heating ranged from 42 to 86% of the solar storage.

The heat transfer coefficient from the water inside the pipes to the outside pipe surface was 53–60 kcal/m²h°C (based on the outside pipe surface), this value agreed with the theoretical value. From the temperature distributions around the pipes, the soil which acted as the heat storage layer was within 17.5 cm. As a consequence of the result, the heat transfer coefficient between the water and the soil at 17.5 cm under the pipes (Ks) indicates the total heat flow rate of the underground pipe system, and was 10.6 kcal/m²h°C on the average except for times when the direction of the heat flow at the pipe surface reversed.

The overall heat transfer coefficient between the air inside the greenhouse and the soil at 17.5 cm under the pipes (Kt) was defined by using the heat transfer coefficient of the heat exchanger, 16 kcal/m²h°C (Okano et al., 1980), and Ks. Kt was 3.2 kcal/m²h°C (based on the heat transfer area of the heat exchanger), and was predicted to increase to 4.6 kcal/m²h°C when the surface of the pipes was extended in 14.43 m² (half of the floor area) by extending the diameter of the pipes to 87 mm. The system is thus assumed to achieve performance similar to an underground heat exchange system equipped with the same pipe surface as a greenhouse floor area, and having the common heat transfer coefficient (5 kcal/m²h°C, Yamamoto, 1981) between the air inside the pipes and the soil around the pipes.