

潜熱蓄熱方式による太陽熱暖房温室に関する研究 (3)

実用規模温室での暖房実験

誌名	農業氣象
ISSN	00218588
著者名	仁科,弘重 高倉,直
発行元	養賢堂
巻/号	40巻4号
巻号補足	
掲載ページ	p. 313-321
発行年月	1985年3月

農林水産省 農林水産技術会議事務局筑波産学連携支援センター

Tsukuba Business-Academia Cooperation Support Center, Agriculture, Forestry and Fisheries Research Council
Secretariat



農業気象 (*J. Agr. Met.*) 40 (4): 313–321, 1985

潜熱蓄熱方式による太陽熱暖房温室に関する研究

(3) 実用規模温室での暖房実験

仁科弘重・高倉 直

(東京大学農学部)

Studies on Solar Greenhouses with Latent Heat Storage Systems.

(3) Heating Experiment in a Greenhouse

Hiroshige NISHINA and Tadashi TAKAKURA

(College of Agriculture, University of Tokyo)
(Yayoi, Bunkyo-ku, Tokyo 113, Japan)

1. ま え が き

第一報(仁科・高倉, 1983)では, 3つの異なった集・蓄熱方式によって小型のガラス温室の暖房実験を行い, それらの集・蓄熱方式の比較, 検討を行った。その結果, 蓄熱効率, 経済性などの点から, 空気集熱方式(温室内に潜熱蓄熱槽を設置して, 昼間温室内部と蓄熱槽の間で空気を循環させて温室内部空気から集・蓄熱する)が最もよい集・蓄熱方式であることを明らかにした。

次に, 第二報(仁科ら, 1984)では, 新しく開発された融点 20~23℃, 凝固点 17~20℃の潜熱蓄熱材(PCM)を用いて, 空気集熱方式によって模型温室の暖房実験を行い, 夜間の温室内部気温を 12℃以上に保つことができることを明らかにした。

そこで今回は, 第二報と同じ潜熱蓄熱材を用いた蓄熱槽を実用規模のトマト栽培の温室に設置して暖房実験を行い, 潜熱蓄熱方式による太陽熱暖房温室の実用化の可能性の検討を行った。今回の実験は神奈川県園芸試験場, 松下技研株式会社との共同実験であるが, 測定は3者それぞれ独立的にを行い, 主として松下技研(株)は潜熱蓄熱材の開発・改良を, 神奈川県園芸試験場は暖房性能とトマトの生育の調査(佐々木ら, 1983)を, 筆者らは温室の熱収支解析と蓄熱槽の蓄熱・放熱特性の解析を行った。

2. 実験装置および方法

2.1 実験装置

実験は, 神奈川県二宮町にある神奈川県園芸試験場内にあるフェンロー型ガラス温室(床面積 352 m², 外表面積 560 m², 保温比 0.63)で, 1983 年 1 月初めから 3 月初めまで行った。この温室の保温カーテンは, 天井は塩ビフィルム(上), 不織布(下)の 2 層であるが, 側壁は塩ビフィルム(上), 不織布(下)の 1 層である。供試作物はトマトで, 1982 年 9 月 16 日播種, 10 月 22 日定植であった。

今回用いた潜熱蓄熱材は, 松下技研株式会社によって温室暖房用に開発された蓄熱材で, 硫酸ナトリウム 10 水塩(Na₂SO₄・10H₂O)–炭酸ナトリウム 10 水塩(Na₂CO₃・10H₂O)–塩化ナトリウム(NaCl)の 3 元系共融混合物を主体とし, これにゲル化(安定化)剤(架橋型ポリアクリル酸 Na 塩)と過冷却防止剤を混合したものである。比重は 1.4 g/cm³, 融解熱は 40 cal/g (56 cal/cm³), 固相および液相時の比熱は 0.5 cal/g℃である。Fig. 1 に, この蓄熱材の各温度における融解熱も含めたみかけ上の比熱を示す。21~23℃にピークがあるが, 16℃から 24℃までの広い範囲にわたって融解熱が分布していることがわかる。なお, Fig. 1 の分布曲線は融解過程のもので, 凝固過程における蓄熱材の結晶化速度があまり大きくないために, 凝固時にはみかけ上 Fig. 1 の温度より 1~3℃低い温度で相変化する。耐久性については, 融解, 凝固を 1000 回繰り返した後も融解熱はほとんど変化しなかったことから, 10 年以上の使用にも十分耐えられ

昭和 58 年 4 月 6 日 全国大会にて発表

昭和 59 年 7 月 30 日 受理

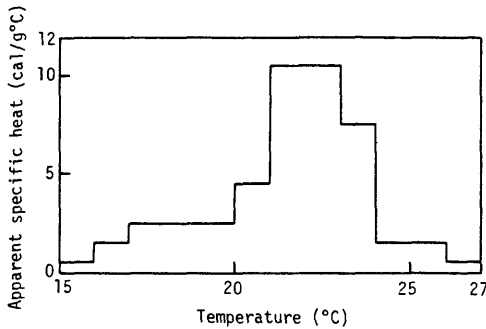


Fig. 1. Distribution of latent heat of fusion in melting process: Apparent specific heat includes both sensible heat and latent heat of fusion.

ると考えられる(町田ら, 1983)。

この蓄熱材 62 kg を、厚さ 1.8 cm、幅 30 cm、長さ 90 cm の平板型のアルミラミネートポリエチレンフィルム製の容器に封入した。これを横に 2 枚並べたものを 1 段とし、空気流路として 1.7 cm の間隔をあけて(1 段 3.5 cm) 25 段積み重ねた。さらに、この 25 段積み重ねたものを空気の流れ方向に 4 つ並べ、外側をベニヤ板で覆い、送風用の有圧ファン(3 相 200 V、400 W)を取り付けて、蓄熱槽とした(Fig. 2)。蓄熱槽の大きさは、外法で高さ 0.9 m、幅 0.6 m、長さ 4.7 m であった。この蓄熱槽を温室内南側に 2 台設置した。蓄熱槽の空気流出口にはポリエチレンフィルムのダクトを取り付け、蓄熱槽から流出する空気が温室中央まで戻るようにした。蓄熱材の総重量は 2500 kg で、潜熱量は 1000×10^3 kcal であるが、10°C 分の顕熱も含めた蓄・放熱可能量は 1125×10^3 kcal である。

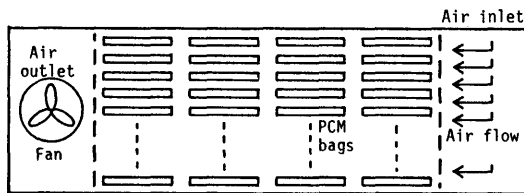


Fig. 2. Schematic diagram of the heat storage unit.

2.2 実験方法

測定事項は、温室外では温湿度(地上 1.5 m)、水平面全天日射量、純放射量である。温室内では、温湿度(温室中央、地上 1.5 m)、水平面全天日射量(群落上)、地中伝熱量(2 点)、地表面温度(2 点)、葉温である。蓄熱槽については、蓄熱材容器表面温度(3 点、1 台の蓄熱槽の流入口付近・中央・流出口付近)、蓄熱槽流入・流出空気温度、送風ファン消費電力、送風ファン運転状態、蓄

熱槽を通過する空気の風量である。

温湿度の測定には、自作の通風式温度計と塩化リチウム式露点計(横河北辰電機(株)、6131)を用いた。日射量の測定にはネオ日射計(英弘精機産業(株)、MS-42)と太陽電池式日射計(英弘精機産業(株)、MS-100)を、純放射量の測定にはフンク型放射計(英弘精機産業(株)、CN-11)を用いた。地中伝熱量は、熱流板(英弘精機産業(株)、CN-9L)を地表面下 1 cm に埋設して測定した。葉温の測定には赤外線放射温度計(松下通信工業(株)、ER-2007)を用いた。また、蓄熱槽の送風ファンの消費電力は電力トランスデューサ(横河北辰電機(株)、2285-21)で測定し、蓄熱槽を通過する空気の風量は熱線風速計(日本科学工業(株)、24-6111)を用いて測定した。なお、温度の測定にはすべて 0.3 mmφ の銅-コンスタンタン熱電対を用い、上記の記録には打点式記録計(横河北辰電機(株)、ER180)を用いた。

昼間の蓄熱は、温室内気温が 22°C 以上の時に、2 台の蓄熱槽の送風ファンを運転することによって行った。また、内気温が 28°C 以上の時、天窓を開放して換気を行った。夜間の暖房は、内気温が設定温度より低い場合に、2 台の蓄熱槽の送風ファンを運転して行った。設定温度は積算日射量対応変夜温管理により、例えば晴天日の場合は 17~21 時 12°C、21~23 時 11°C、23~8 時 8°C とした。また、朝 9 時から 9 時 30 分まで内気温が 15°C 以上の時、天窓を開放して換気を行った。保温カーテンは、塩ビフィルムは朝 8 時 30 分に開き夕方 16 時に閉じ、不織布は 8 時に開き 17 時に閉じるようにしたが、1 月 26 日以降は塩ビフィルムのための 1 層とした。これらの各種の制御には、温室環境制御用マイクロコンピュータ(山武ハネウエル(株)、W8060A1000)を用いた。また、補助暖房機は用いなかった。

3. 実験結果および考察

実験結果の日付は、その日の朝 8 時から翌日の朝 8 時までを 1 日と定義したものである。

概ね晴天の日の供試温室の積算全天日射量に対する透過率は、大体 70~75% であった。

蓄熱槽を通過する空気の風量は蓄熱槽 1 台あたり 72 m³/min で、2 台の蓄熱槽の間での差はほとんどなかった。また、蓄熱槽流入・流出空気の温度差も 2 台の蓄熱槽の間ではほとんど差がなかったため、2 台の蓄熱槽の蓄・放熱量は同じであると仮定して、1 台の蓄熱槽の蓄・放熱量から 2 台分の蓄・放熱量を求めた。蓄熱槽内の風速は 4.7 m/s であった。また、蓄熱槽の送風ファンの消費電力は、1 台あたり 490 W であった。

今回のような空気集熱方式では、昼間温室内の高温多

湿の空気が蓄熱槽に流入してくるために、蓄熱材容器の表面に水蒸気が凝結する。したがって、蓄熱槽の蓄・放熱量の計算にあたっては、蓄熱槽を通過する空気から蓄熱材容器表面への顕熱伝達と潜熱伝達の両方を考えなくてはならない。一方、蓄・放熱量の計算方法には、蓄熱槽流入・流出空気の温湿度と風量と送風ファン運転時間とから求める方法と、蓄熱材の温度変化から求める方法とがあるが、前者では顕熱伝達量と潜熱伝達量とを分けて求められるが、後者では顕熱伝達量と潜熱伝達量の合計が求められる。

今回の実験では、蓄熱槽流入・流出空気の湿度を測定しなかったために、蓄・放熱量の計算は蓄熱材の温度変化から行った。ただし、Table 3 では、顕熱伝達量と潜熱伝達量の割合を求めるために、蓄熱槽流入・流出空気の温度差から顕熱伝達量を求めた。また、Fig. 3 では、各時間ごとの蓄・放熱量を蓄熱材の温度変化から求めると温度変化が小さいために精度が低下すると考えられるので、どの時間帯でも蓄・放熱量中の顕熱伝達量と潜熱伝達量の割合は一定であると仮定して、蓄熱槽流入・流出空気の温度差すなわち顕熱伝達量から蓄・放熱量を推定して求めた。

また今回は、蓄熱材容器の気密性保持のために、蓄熱材自体の温度は測定せずに蓄熱材容器表面の温度を測定したが、蓄熱槽の送風ファンが運転されていない時は、蓄熱材容器表面の温度は蓄熱材の温度とほとんど等しいと考えられる。したがって、蓄熱材の蓄・放熱量の計算に必要な蓄熱材の蓄熱前最低温度・蓄熱後最高温度・放熱後最低温度などは、送風ファンが停止している時の蓄熱材の温度であることから、この時の蓄熱材容器表面の温度を蓄熱材自体の温度とみなして扱った。

3.1 晴天日の日変化

Fig. 3 に、晴天日の外気温、温室内気温、蓄熱材容器表面温度(蓄熱槽中央)、蓄・放熱量、地中伝熱量の日変化の例(1983年1月23～24日)を示す。この日の温室外積算全天日射量は 2990 kcal/m^2 であった。

朝9時から9時30分まで天窓を開放して換気を行ったために、内気温が 22°C 以上になり蓄熱が始まったのは10時過ぎであった。蓄熱は15時30分過ぎまで送風ファンの連続運転で行われたが、15時過ぎの蓄熱量は少なかった。最高内気温は 25.6°C 、蓄熱材最高温度は 22.6°C であった。蓄熱材の温度変化から蓄熱量を求めると $874 \times 10^2 \text{ kcal}$ となり、一方、蓄熱槽流入・流出空気の温度差から顕熱伝達量を求めると $426 \times 10^2 \text{ kcal}$ となる。したがって、これらの差 $448 \times 10^2 \text{ kcal}$ が水蒸気の凝結による潜熱伝達量と考えられ、蓄熱量中の顕熱伝達量と潜熱伝達量の割合は約半分ずつであった。この 448×10^2

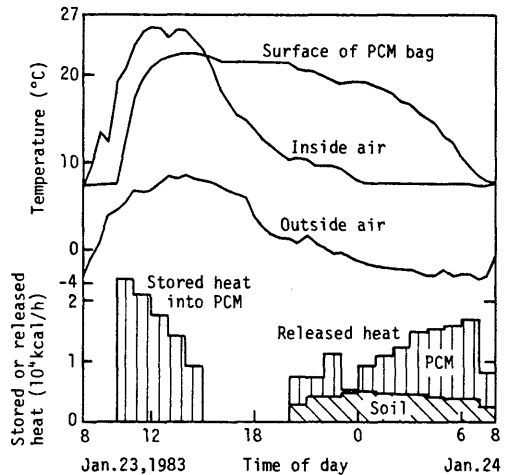


Fig. 3. Diurnal changes in temperatures of the outside and inside air and the surface of PCM bag, together with stored heat into PCM and released heat from PCM and soil on a fine day.

kcalは約75 lの水の凝結の潜熱に相当することから、約75 lの水が蓄熱槽内に凝結したと考えられる。

夜間の放熱は20時30分頃から始まり、6時までは蓄熱槽の送風ファンはON・OFF運転であったが、それ以降は連続運転となった。また、変夜温管理によって23時に設定内気温が 11°C から 8°C に低下したために、23時から0時の間は放熱はほとんど行われなかった。蓄熱材容器表面の温度は 21°C から徐々に低下しており、一見潜熱蓄熱というより顕熱蓄熱のような温度変化を示しているが、これは、Fig. 1 でもわかるように融解熱がかなり広い範囲に分布していること、凝固時にはFig. 1 で示した温度より $1\sim3^\circ\text{C}$ 低い温度で相変化する、さらに、測定したのが蓄熱材自体の温度ではなく蓄熱材容器表面の温度であったことなどのためと考えられる。24日早朝の最低外気温は -3.5°C 、最低内気温は 7.5°C 、蓄熱材最低温度は 7.5°C であった。蓄熱材の温度変化から求めた放熱量は $857 \times 10^2 \text{ kcal}$ で、蓄熱槽流入・流出空気の温度差から求めた顕熱伝達量は $378 \times 10^2 \text{ kcal}$ であった。したがって、これらの差 $479 \times 10^2 \text{ kcal}$ が潜熱伝達量と考えられ、これから約80 lの水が蓄熱槽から蒸発したと考えられる。これらの各熱量は、昼間の蓄熱におけるそれらの値とほぼ等しかった。

地中伝熱量は平均で $12 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ 、夜間全体で $493 \times 10^2 \text{ kcal}$ であった。また、蓄熱槽の送風ファンの電力消費による発熱量は $31 \times 10^2 \text{ kcal}$ であった。蓄熱材の放熱量、地中伝熱量、送風ファンの消費電力の合計は $1381 \times 10^2 \text{ kcal}$ であり、換気伝熱量を零とすれば、これは貫流

熱量に等しいと考えられる。一方、この夜の暖房デグリーアワーは115℃hであったので、これからこの夜の熱貫流率を計算すると、 $2.1 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ となる。ここで、地中伝熱量と暖房デグリーアワーは、暖房が始まった時刻(20時15分)から朝7時45分までの時間帯で定義した。

温室内の相対湿度を気温と露点温度から計算したところ、概ね昼間は80～90%、夜間は95～100%で、昼間集・蓄熱によって換気回数が少なくなっているために、昼間の相対湿度は太陽熱の内部集熱を行っていない普通の温室より若干高目であったが、地中熱交換方式(佐々木ら, 1981)とは同等であった。

3.2 各点の温度、蓄・放熱量の経日変化

Table 1に、昼夜とも概ね晴天で夜間の外気温も比較的低かった日の、温室外積算全日射量、夜間の保温カーテンの数、最低外気温、最低内気温、蓄熱材最高・最低温度(蓄熱槽中央)、蓄熱量、放熱量を示す。蓄熱量・放熱量の下括弧の中の数値は、蓄熱量・放熱量の蓄・放熱可能量 $1125 \times 10^2 \text{ kcal}$ に対する割合である。

夜間の温室内気温は、昼間概ね晴天であれば、保温カーテンが1層の場合でも、ほぼ設定温度を維持できた。また、曇天日は、昼間の蓄熱が少ないために夜間の設定温度維持困難も予想されたが、昼間曇天の場合は夜間も曇天であり冷え込まないことが多いために、昼間曇り

がちで夜になって晴れて翌朝の外気温が -6°C まで低下した1月22日(最低内気温 5°C)を除いて、設定温度をほぼ維持できた。

蓄熱材の最高温度は2月5日を除いて $22.5 \sim 22.9^\circ\text{C}$ であり、これは、蓄熱材がまだ融解過程の途中で蓄熱が終了してしまったことを示している。蓄熱量は大体 $600 \times 10^2 \sim 800 \times 10^2 \text{ kcal}$ 、蓄熱量の蓄熱可能量に対する割合は大体55～75%で、必ずしも蓄熱材が有効に利用されているとは言えない。これは、本実験を行った冬季が若干暖冬であったために夜間の放熱量が少なく、そのために日々の蓄熱量もあまり多くならなかったこと、本実験に用いた蓄熱材の融点空気集熱方式にはまだ2～4℃高く、蓄熱材の最高温度からもわかるように、 23°C 以上に分布している融解熱をあまり蓄熱できなかったことなどのためと考えられる。放熱量は $800 \times 10^2 \sim 900 \times 10^2 \text{ kcal}$ で、蓄熱量より多くなっているが、これは、Table 1には夜間冷え込んで放熱量も比較的多かった日を中心に示したためである。

蓄熱効率、すなわち、蓄熱材の蓄熱量の温室外積算全日射量に対する割合は6～9%で、決して高い値ではなかったが、これは、蓄熱が不十分であったというわけではなく、この程度の熱量を蓄熱しておけば夜間の暖房負荷を賄えたということである。

Table 1. Daily minimum outside and inside air temperatures, maximum and minimum temperatures of PCM, stored heat into PCM and released heat from PCM, together with integrated global solar radiation outside the greenhouse and number of layers of thermal screens in the nighttime: Values in parentheses under the stored or released heat are the ratio of the stored or released heat to the potential value of heat to be stored or released.

Date 1983	Integrated global solar radiation (kcal/m^2)	Number of thermal screens in the nighttime	Minimum outside air temperature ($^\circ\text{C}$)	Minimum inside air temperature ($^\circ\text{C}$)	Maximum temperature of PCM ($^\circ\text{C}$)	Minimum temperature of PCM ($^\circ\text{C}$)	Stored heat (10^2 kcal)	Released heat (10^2 kcal)
Jan. 21	2080	2	-3.0	8.0	22.5	16.9	539 (48%)	672 (60%)
23	2990	2	-3.5	7.5	22.6	7.5	874 (78)	857 (76)
Feb. 5	2470	1	-1.0	7.5	25.1	19.2	495 (44)	800 (71)
13	3080	1	-4.0	7.5	22.9	8.5	702 (62)	972 (86)
14	2800	1	-1.5	7.5	22.6	14.8	872 (78)	791 (70)
20	3350	1	-3.5	7.5	22.6	13.3	769 (68)	864 (77)
21	3510	1	-4.5	7.0	22.7	7.4	872 (78)	943 (84)

3.3 夜間の熱収支

Table 2 に、Table 1 に示した日の夜間の熱収支各項など(保温カーテンの数、蓄熱材の放熱量、蓄熱槽の送風ファンの電力消費による発熱量、地中伝熱量、全放熱量、暖房デグリーアワー、熱貫流率)を示す。全放熱量は、各放熱量(蓄熱材の放熱量、送風ファンの消費電力、地中伝熱量)の和であり、各放熱量の下括弧の中の数値は、各放熱量が全放熱量の中で占める割合である。ここで、地中伝熱量と暖房デグリーアワーは、その日暖房が始まった時刻から朝 7 時 45 分までの時間帯で定義し、また、換気伝熱量は零とした。

蓄熱材の放熱量および地中伝熱量が全放熱量の中で占める割合は、保温カーテンが 2 層であるか 1 層であるかによって若干異なり、保温カーテンが 2 層の場合は蓄熱材の放熱量が 62～69%，地中伝熱量が 30～36% であるのに対し、1 層の場合は蓄熱材の放熱量が 54～59%，地中伝熱量が 40～45% で、保温カーテンが 1 層の場合の方が地中伝熱量の占める割合が大きくなっている。これは、蓄熱材の放熱量は保温カーテンが 1 層になっても若干増えただけであるが、地中伝熱量は、2 層の場合が $300 \times 10^2 \sim 490 \times 10^2$ kcal であったのに対し、1 層の場合は $580 \times 10^2 \sim 770 \times 10^2$ kcal とかなり多くなったためである。これをフラックスで比較してみると、保温カーテンが 2 層の場合が平均 $12 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ であったのに対し、

1 層の場合は $17 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ であった。内気温、外気温および内外気温差は保温カーテンが 2 層のときも 1 層のときも平均としてはほとんど同じであったことから、この地中伝熱量の違いは、地表面における純放射量が不織布によって減少させられたことが主な原因と考えられる。また、蓄熱槽の送風ファンの消費電力が全放熱量の中で占める割合は、1～2% と小さかった。

熱貫流率は、保温カーテンが 2 層の場合が平均 $2.5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ 、1 層の場合が平均 $3.0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ で、ほぼ妥当な値であった。

この 7 日間の蓄熱材の放熱量の平均は 843×10^2 kcal で、これは、温風暖房による A 重油からの発熱量を $7000 \text{ kcal/l} (\div 8700 \text{ kcal/l} \times 0.8)$ とすると、A 重油約 12 l 分の発熱量に相当する。

3.4 蓄熱槽の蓄熱・放熱特性

本節では、蓄熱槽の蓄熱・放熱特性を温度効率と有効利用率とによって検討する。

蓄熱槽の温度効率 ϕ は次式で定義した。

$$\phi = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{PCM}}$$

ここで、 T_{in} ：流入空気温度($^\circ\text{C}$)、 T_{out} ：流出空気温度($^\circ\text{C}$)、 T_{PCM} ：蓄熱材容器表面平均温度($^\circ\text{C}$)。蓄熱槽の風量は現実にはある程度以上には大きくできないので、夜間の温室内気温の維持のためには、蓄熱槽流入・流出

Table 2. Heat balance in the nighttime: Released heat from PCM, ventilating fans and soil and total released heat, together with heating degree hour, over-all heat transfer coefficient and number of layers of thermal screens in the nighttime: Values in parentheses are the ratio of the released heat from PCM, ventilating fans or soil to the total released heat.

Date 1983	Number of thermal screens in the nighttime	Released heat (10^2 kcal)				Heating degree hour ($^\circ\text{C h}$)	Over-all heat transfer coefficient ($\text{kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$)
		PCM	Fans	Soil	Total		
Jan. 21	2	672 (69%)	10 (1%)	296 (30%)	978	59	3.0
23	2	857 (62)	31 (2)	493 (36)	1381	115	2.1
Feb. 5	1	800 (57)	11 (1)	583 (42)	1394	72	3.5
13	1	972 (55)	35 (2)	769 (43)	1776	129	2.5
14	1	791 (54)	12 (1)	649 (45)	1452	89	2.9
20	1	864 (59)	20 (1)	584 (40)	1468	84	3.1
21	1	943 (55)	39 (2)	730 (43)	1712	112	2.7

空気の温度差はできるだけ大きいことが望まれる。したがって、ここで定義した温度効率 ϕ は、夜間の温室内気温の維持能力の1つの指標と考えられる。一方、蓄熱材の蓄・放熱能力がどの程度利用されているかを表すために、蓄熱槽の有効利用率を、実際の蓄・放熱量の蓄・放熱可能量に対する割合で定義した。ここでは、この有効利用率を蓄熱槽全体についてだけでなく、蓄熱槽を空気の流れ方向に流入口付近・中央・流出口付近の3つの部分に分け、それぞれの部分についても求めた。各部分の蓄・放熱可能量は $375 \times 10^3 \text{ kcal}$ 、全体では $1125 \times 10^3 \text{ kcal}$ である。

Fig. 4 に、晴天日の昼間の蓄熱過程における蓄熱槽の流入空気温度、流出空気温度、流入・流出空気の温度差、蓄熱材容器表面温度(流入口付近・中央・流出口付近)、温度効率の経時変化を示す。蓄熱槽に流入する空気の温度は、蓄熱開始時には 20°C 位であるが、11時30分には 25°C を超えている。蓄熱槽流入・流出空気の温度差は、蓄熱開始直後には 10°C 近くもあったが、蓄熱材容器表面温度の上昇とともに急速に小さくなって11時頃には 5°C になり、その後は徐々に小さくなり、蓄熱終了直前にはほとんど 0°C であった。温度効率は大体 $0.75 \sim 0.80$ で、

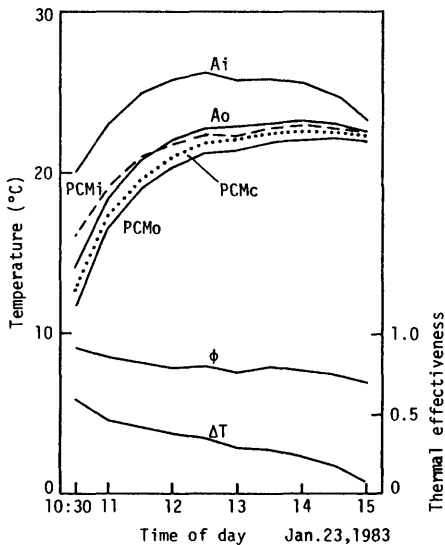


Fig. 4. Changes with time during heat storing process in temperatures of the air flowing into the heat storage unit (A_i) and the air flowing out of the heat storage unit (A_o); air temperature difference between the inlet and the outlet (ΔT); temperatures of the surfaces of PCM bags near the air inlet (PCM_i), at the center (PCM_c) and near the air outlet (PCM_o); and thermal effectiveness of the heat storage unit (ϕ).

高い値を示した。なお、蓄熱開始後1時間位の温度効率が他の時刻より若干高くなっているのは、この時刻には流入口付近と流出口付近の蓄熱材容器表面温度の差が大きいためと考えられる。

夜間については、23時以前(設定内気温 $12 \sim 11^\circ\text{C}$)は流入空気温度が $9 \sim 11^\circ\text{C}$ と高いために、流出空気温度も $16 \sim 18^\circ\text{C}$ と高くなっている。23時以降(設定内気温 8°C)は、流入空気温度は $7 \sim 8^\circ\text{C}$ であまり変化しないが、流出空気温度は初めは $15 \sim 16^\circ\text{C}$ であるが、その後徐々に低下し、放熱量が多く潜熱を完全に放出した場合は、朝7時頃の流出空気温度が $8 \sim 9^\circ\text{C}$ まで低下した日もあった。

次に、蓄熱槽の有効利用率を、蓄熱槽の各部分(実線)および蓄熱槽流入口からその部分まで(破線)について求めた結果を、Fig. 5 に示す。ここで、有効利用率の計算に必要な実際の蓄・放熱量としては、Table 1 に示した7日間の蓄熱量・放熱量の平均を用いた。蓄熱槽全体の有効利用率は70%であるが、蓄熱槽各部分の有効利用率は、流入口付近が80%を超えているのに対し、流出口付近は60%以下である。Fig. 4 からわかるように昼間の蓄熱材の最高温度は流入口付近、中央、流出口付近であり差がないが(例えば、流入口側から 22.9°C 、 22.6°C 、 22.2°C)、Fig. 1 に示したように 22°C から 23°C の間には融解熱が 10 cal/g も分布しているために、有効利用率で考えるとこのような大きな差になる。

蓄熱槽全体の有効利用率75%以上を1つの指標と考えると、今回と同じ蓄熱槽であれば、Fig. 5の破線から蓄熱槽の空気の流れ方向の長さは今回の蓄熱槽の2/3程度にし、蓄熱槽の台数を増やした方がよいことがわかる。しかし、蓄熱槽の長さを短くすれば、蓄熱槽流入・流出

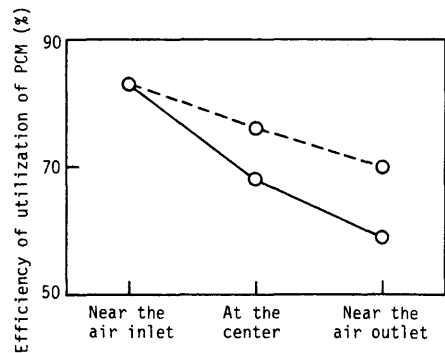


Fig. 5. Efficiency of utilization of PCM defined as the ratio of the stored or released heat to the potential value of heat to be stored or released: Solid and broken lines indicate the efficiency of utilization of PCM at that part and from the air inlet to that part in the heat storage unit, respectively.

空気の温度差が小さくなることから、一概に蓄熱槽の長さを短くした方がよいとは言えない。したがって、蓄熱槽の最適設計を行うためにも、蓄熱槽に関するパラメータ(蓄熱材の融点、流入空気温度、風量、蓄熱槽の長さなど)と蓄熱槽の蓄熱・放熱特性(温度効率、有効利用率など)との関係を、理論的かつ実験的に詳細に解析することが望まれる。

Table 3に、蓄熱量・放熱量中の顕熱伝達量と潜熱伝達量を示す。括弧の中の数値は、顕熱伝達量と潜熱伝達量が蓄熱量・放熱量の中で占める割合である。これから、蓄・放熱量中の顕熱伝達量と潜熱伝達量の割合は約半分ずつで、蓄熱・放熱にあたっては蓄熱材容器表面における水の凝結・蒸発が大きな役割を果たしていることがわかる。夜間には55～80 lの水が蓄熱槽から蒸発し、温室内で植物体や保温カーテンなどに凝結して顕熱化していると考えられるが、このことは、温室内の湿度管理の面から考えると決して好ましいことではない。したがって、昼間蓄熱材容器表面に凝結した水を、夜間の放熱開始時まで蓄熱槽の外にできるだけ除去するような方策をとることが望まれる。

最後に、今回の実験において昼間の蓄熱にマイナスの影響を及ぼした、換気のための天窓開放について述べる。日射量が多くなった1月下旬以降の晴天日には、昼間11時頃から15時頃まで30分に1回位7～10分間天窓が開放されて換気が行われた。今回供試した温室はフェンロー型のガラス温室で、屋根面に多くの天窓をもち天窓面積も大きいために、天窓が開放されると多量の外気が温室内に流入し、内気温は急速に低下する。一方、温室環境制御用マイクロコンピュータの内気温測定用センサーは通風されていなかったために、正確な温度を感知するまでにかなりの時間遅れがあり、内気温が27～28℃から

23～24℃に低下するまで天窓は開放されたままであった。そのために、蓄熱槽流入空気温度も低下し、蓄熱槽流入・流出空気の温度差も小さくなり、極端な場合には、流出空気温度の方が流入空気温度より高くなり、むしろ放熱気味になることもあった。これは、天窓面積が大きいフェンロー型ガラス温室に特有な現象とも考えられるが、より多くの蓄熱量を確保するためにも、換気時における外気の取り入れ方法に工夫をしたり、内気温測定用のセンサーに通風するなどの対策を施すことが望まれる。今回の実験でもこのような対策を行っていれば、換気設定温度が同じであっても、1月下旬以降の晴天日における蓄熱量を20～30%増やすことは、十分可能であったと考えられる。

4. む す び

1983年1月初旬から3月初旬まで、神奈川県園芸試験場内にある床面積352 m²のトマト栽培のフェンロー型ガラス温室に、融点20～23℃、凝固点17～20℃の潜熱蓄熱材2500 kgを用いた蓄熱槽を設置して、暖房実験を行った。その結果、補助暖房を全く用いずに、温室内気温をほぼ設定温度(8℃)以上に維持することができ、潜熱蓄熱方式による太陽熱暖房温室の実用化への見通しが得られた。また、次のような点が明らかになった。

(1) 概ね晴天の日の蓄熱材の蓄・放熱量は、大体600×10²～900×10² kcalであった。蓄熱材の最高温度は22～23℃で、23℃以上に分布している融解熱はあまり蓄熱できなかった。蓄熱槽の有効利用率は平均で、蓄熱槽全体では70%であったが、蓄熱槽各部分については、流入口付近は80%を超えているのに対し、流出口付近は60%以下であった。

(2) 蓄・放熱量中の顕熱伝達量と潜熱伝達量の割合は

Table 3. Sensible and latent heat transfer in the stored or released heat: Values in parentheses are the ratio of the sensible or latent heat transfer to the stored or released heat.

Date 1983	Stored heat (10 ² kcal)			Released heat (10 ² kcal)		
	Sensible heat transfer	Latent heat transfer	Total	Sensible heat transfer	Latent heat transfer	Total
Jan. 21	216 (40%)	323 (60%)	539	291 (43%)	381 (57%)	672
23	426 (49)	448 (51)	874	378 (44)	479 (56)	857
Feb. 20	449 (58)	320 (42)	769	501 (58)	363 (42)	864
21	486 (56)	386 (44)	872	618 (66)	325 (34)	943

約半分ずつで、蓄熱・放熱にあたっては蓄熱材容器表面における水の凝結・蒸発が大きな役割を果たしていることがわかった。昼間蓄熱槽内に凝結し、夜間蓄熱槽から蒸発した水は、55～80 l と推定された。

(3) 蓄熱槽の温度効率は大体 0.75～0.80 で、高い値を示した。

(4) 蓄熱材の放熱量および地中伝熱量が全放熱量の中で占める割合は、保温カーテンが 2 層の場合は蓄熱材の放熱量が 62～69%，地中伝熱量が 30～36% であったのに対し、1 層の場合は蓄熱材の放熱量が 54～59%，地中伝熱量が 40～45% であった。地中伝熱量は保温カーテンが 1 層のときの方が大きかった。

(5) 概ね晴天の日の蓄熱効率は 6～9% であった。

(6) 温室内の相対湿度は、トマトの栽培条件下において、概ね昼間は 80～90%，夜間は 95～100% で、昼間の相対湿度は、太陽熱の内部集熱を行っていない普通の温室より若干高目であったが、地中熱交換方式とは同等であった。

今回の実験では 2500 kg の蓄熱材を設置して、補助暖房を全く用いずに蓄熱材からの放熱だけで暖房を行ったが、潜熱蓄熱方式が実用化された場合には、現在地中熱交換方式でも見られるように、補助暖房機も設置されと考えられる。したがって、節油率を高めることのみを目標とするのではなく、節油率は 70～80% にとどめて不足分は補助暖房で供給することとし、設備費、運転経費、石油代の合計が最も小さくなるように、設置する蓄熱材の量を決定することが必要である。さらに、今回 23℃ 以上に分布している融解熱をあまり蓄熱できなかったことからわかるように、蓄熱材の融点としては今回用いたものより 2～4℃ 低い方が、より効率的な蓄熱ができると考えられる。

したがって、今後の課題としては、

- (1) 融点が 17～20℃ で、融点と凝固点の間のヒステリシスが小さい潜熱蓄熱材の開発。
- (2) 蓄熱材容器表面における水の凝結・蒸発も含めた蓄熱槽の蓄熱・放熱特性の解明、および蓄熱槽の最適設計。

(3) 潜熱蓄熱方式による太陽熱暖房温室のシミュレーションモデルの開発、および補助暖房も含めた最も経済的な蓄熱材設置量の決定。

(4) 蓄熱材容器表面に凝結した水の蓄熱槽外への排出方法の検討。

などが考えられる。

謝 辞

本実験を行うにあたって温室の使用を御快諾下さり、多大な御援助を賜った神奈川県園芸試験場の板木利隆場長、佐々木皓二主任研究員に謹んで感謝の意を表する。また、本実験で用いた潜熱蓄熱材を提供して下さいた松下技研株式会社の竹田武司博士、町田育彦主任研究員にも感謝の意を表する。なお、本研究は、農林水産省グリーンエネルギー計画の委託研究費によって行った。関係諸氏に謝意を表する。

引用文献

- 1) 町田育彦・池谷和俊・工藤康夫・竹田武司・仁科弘重・高倉 直・佐々木皓二・板木利隆, 1983: 温室用潜熱蓄熱材の開発および実証試験, 日本太陽エネルギー学会第 9 回研究発表会講演論文集, 49-52.
- 2) 仁科弘重・高倉 直, 1983: 潜熱蓄熱方式による太陽熱暖房温室に関する研究(1)潜熱蓄熱材の特性試験と小型温室における暖房実験, 農業気象, **39**, 201-211.
- 3) 仁科弘重・高倉 直・竹田武司・町田育彦, 1984: 潜熱蓄熱方式による太陽熱暖房温室に関する研究(2)空気集熱方式による模型温室の暖房実験, 農業気象, **39**, 311-314.
- 4) 佐々木皓二・板木利隆・高橋 基, 1981: 地中熱交換方式による施設暖房の実用化に関する研究(第 3 報)二層カーテンおよび複合環境制御方式を用いた場合の暖房特性について, 神奈川県園芸試験場研究報告, **28**, 39-49.
- 5) 佐々木皓二・高橋 基・板木利隆, 1983: 潜熱蓄熱方式による施設暖房の実用化に関する研究(第 1 報)低融点蓄熱材を用いた装置の暖房性能, 温度特性および蓄熱材の熱特性について, 神奈川県園芸試験場研究報告, **30**, 46-53.

Summary

Using a newly developed phase change material (PCM) which has a melting point of 20-23°C, a freezing point of 17-20°C and a heat of fusion of 56 cal/cm³ (40 cal/g) (Fig. 1), an experiment of solar heating was carried out in a Venlo type glasshouse in Kanagawa Horticultural Experiment Station from January through March 1983. The floor and surface areas of the greenhouse were 352 m² and 560 m² respectively, and two layers of thermal screens were furnished for heat insulation in the nighttime.

Batches of PCM weighing 6.2 kg each were encapsulated in bags made of aluminum laminated polyethylene film. The thickness, width and length of a bag were 1.8 cm, 30 cm and 90 cm, respectively. Two bags were put side by side, and twenty-five pairs of bags vertically separated by 1.7 cm spaces for the passage of air composed a heat storage box. Four boxes were lined up in the direction of the air flow, composing the total heat storage unit (Fig. 2). The height, width and length of the heat storage unit were 0.9 m, 0.6 m and 4.7 m, respectively. A ventilating fan provided 72 m³/min of air. The inside air was sucked into the heat storage unit, exchanged heat with the PCM and was returned into the greenhouse through a polyethylene film duct. Two identical heat storage units were installed in the greenhouse. The total amount of the PCM was 2,500 kg, and the potential value of heat to be stored or released was 1125×10^2 kcal.

In the daytime, the two ventilating fans of the heat storage units were operated to store heat when the inside air temperature was above 22°C. The roof ventilators were opened when the inside air temperature was above 28°C. In the nighttime, the ventilating fans were operated to release heat when the inside air temperature was below the set points: 12°C from 17:00 to 21:00, 11°C from 21:00 to 23:00 and 8°C from 23:00 to 8:00, according to a blueprint for fine days. No auxiliary heating system was needed during the experimental period, and tomatoes were grown in the greenhouse.

As the results, the inside air temperature was kept above the set point during almost the entire experimental period (Fig. 3 and Table 1). In addition to this, the following results were made clear. In the present paper, a day is defined from 8:00 to 8:00 the next day.

(1) Daily stored heat into the PCM and released heat from the PCM on fine days ranged on the whole between 600×10^2 kcal and 900×10^2 kcal (Table 1). The efficiency of utilization of the PCM was on the average 70%. The efficiency of utilization of the PCM near the air inlet was above 80%, while that near the air outlet was below 60% (Fig. 5).

(2) The amount of heat due to latent heat transfer from the air flowing through the heat storage unit to the surfaces of the PCM bags was about the same that due to sensible heat transfer (Table 3). It is considered that between 55 and 80 liters of water condensed in the daytime and evaporated in the nighttime at the surfaces of the PCM bags.

(3) The thermal effectiveness of the heat storage unit was about 0.75–0.80 (Fig. 4).

(4) The ratios of the released heat from the PCM and the soil to the total released heat in the case of two layers of thermal screens were 62–69% and 30–36% respectively, while those in the case of one layer of thermal screen were 54–59% and 40–45% respectively (Table 2).

(5) The efficiency of heat storage, defined as the ratio of the stored heat into the PCM to the integrated global solar radiation outside the greenhouse, was 6–9% on fine days.

(6) The relative humidity of the inside air was on the whole 80–90% in the daytime and 95–100% in the nighttime.