

# 温室におけるヒートポンプ利用

## (1) 暖房システム

林 真紀夫・古在豊樹・中村 潤・渡部一郎

(千葉大学園芸学部)

Applications of a Heat Pump in Greenhouse  
Environmental Control.

(1) Heating System

Makio HAYASHI, Toyoki KOZAI, Jun NAKAMURA and  
Ichiro WATANABE

(Faculty of Horticulture, Chiba University,  
Matsudo, Chiba 271)

### 1. はじめに

ヒートポンプは、一般建築用空気調和機器としてかなり以前から利用されている。しかし、温室の環境制御に関しては、石油価格高騰後の省エネルギー的暖房機として、さらに、湿度制御が重要視されるようになってきたため、その制御機として、近年になってようやくその利用が検討されはじめたところである(道下・沢田, 1975; Damrath, 1978; 岩崎, 1979; 古在・林, 1980; 小国, 1982など)。

ヒートポンプは、低温側(蒸発器)から高温側(凝縮器)に圧縮機と冷媒を用いて熱をくみ上げる装置である。ヒートポンプの冷媒の流れる方向を逆にすると、凝縮器と蒸発器の機能が互いに入れ換わるので、ヒートポンプは暖房機としてだけでなく、冷房・除湿機としても利用し得る。更に、ヒートポンプの成績係数(冷媒圧縮に要するエネルギーに対する、高温側で得られるエネルギーの比率)は、通常の装置では3~5程度であり(牛田, 1965)、安定した良質の熱源さえ存在すれば、ヒートポンプ暖房の運転費は、重油暖房のそれより安価となり得る。

筆者らは、省エネルギー的かつ高度な環境制御を目的とした、ヒートポンプの多目的・周年利用に関する一連の実験的研究を進めつつある。本稿では、その一環として、内部集熱型太陽熱利用暖房システムへのヒートポンプ利用について検討した。本システムでは、ヒートポンプを暖房時のみ運転し、昼間の温室内余剰熱は空気-水熱交換器を利用して蓄熱水槽に蓄熱する。この運転

方式は集熱時にヒートポンプを運転する方式(古在・林(1980)や小国(1982)など)に比べ、昼夜の蓄熱水槽水温が比較的低温であり、蓄熱水槽の断熱をほとんど必要としない点に特徴がある。本システムの熱的性能の解析結果は、地下水を熱源としたヒートポンプ暖房システムの熱的性能を、特に、水温との関係において推定するのに適用することができる。

本システムの運転を冬期約2ヶ月間行ない、温室暖房へのヒートポンプ利用および内部集熱型太陽熱利用暖房温室の設計資料に役立つと思われる結果がいくつか得られたので、その概要を報告する。ヒートポンプを利用した夏期の夜間冷房に関しては、続報で述べる予定である。

### 2. 材料および方法

#### 2.1 システムの概要

##### (a) 供試温室

床面積96 m<sup>2</sup>、外壁面積201 m<sup>2</sup>、保温比0.48、硬質ポリエステルフィルム被覆の南北単棟温室である(Fig.1)。夜間は上層を透明ポリエチレンフィルム、下層をアルミ粉末混入ポリエチレンフィルムの二層可動カーテンで保温する。側壁カーテンは透明ポリエチレンの固定二層張りである。温室内ではキュウリの水耕栽培を行なっている。なお、水耕栽培用の養液タンク内には、養液加温のために、合計1 kWの電気ヒーターを設置してある。

##### (b) ヒートポンプおよび熱交換器

Fig.1の一点鎖線で囲まれた部分は、試作したヒートポンプと空気-水熱交換器であり、この二つが一体化され箱形のケースに収められている。ヒートポンプの冷媒は、凝縮器側では空気と、蒸発器側では水と熱交換する、

昭和57年5月12日 全国大会にて発表

昭和57年9月24日 受理

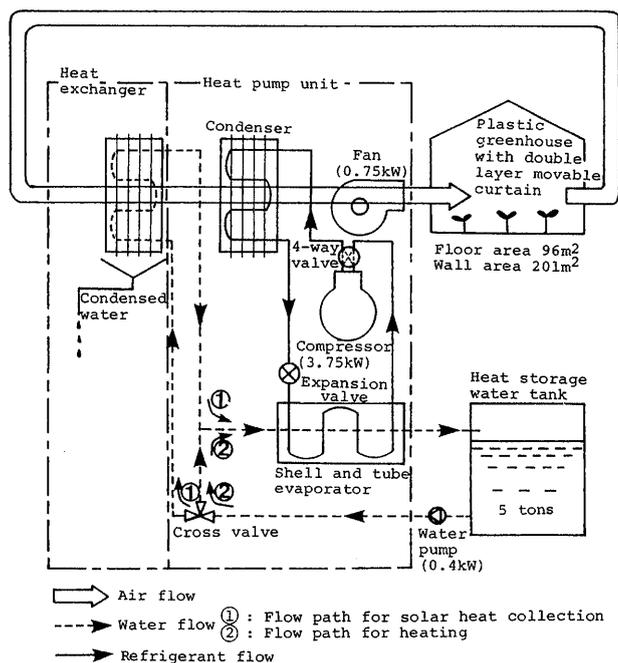


Fig. 1. Schematic diagram of the heating system using surplus solar heat in the greenhouse as a heat source.

いわゆる、水-空気方式である。実線の矢印は本実験における冷媒の流れを示し、4方弁の切り替えて冷媒の流れる方向を逆にもできる。この場合、同図の凝縮器の部分が蒸発器に、蒸発器の部分が凝縮器となり、温室を冷房・除湿することになる。

ヒートポンプのコンプレッサーおよび送風ファンの定格出力は、それぞれ、3.75 kWおよび0.75 kWである。このヒートポンプおよび空気-水熱交換器は、作物体に影ができないように、温室北妻面内側に設置した。

温室空気は、空気-水熱交換器およびヒートポンプの凝縮器を通過後、温室に設置したポリエチレンダクトを通り南妻面へ排出されて、室内を循環する。

### (c) 蓄熱水槽および水循環ポンプ

温室北側に設置した、水量5 tの蓄熱用パネル水槽の外側は厚さ10 cmの断熱材で覆ってある。ヒートポンプに送水するための水循環ポンプの定格出力は0.4 kWである。

## 2.2 運転方式

本実験でのシステムの運転方式を以下に示す。

本方式では、夜間の温室空気温度が設定値(11~13℃)以下になると、温室に設置したサーモスタットによりヒートポンプコンプレッサー、水循環ポンプおよび送風機が作動し、蓄熱水槽水の保有熱を熱源としたヒートポンプによる温室暖房を行なう。本実験の暖房開始設定室温は、測定時期により11~13℃の範囲で変更した。暖房運転が停止する室温は、サーモスタットに動作すき間が

あるため、暖房開始室温よりも2~3℃高くなる。暖房運転時の蓄熱水槽の水は、三方弁によりFig.1の②の矢印のように流し、空気-水熱交換器側には流さない。蓄熱水槽水温が約3℃まで下がると、水槽水がヒートポンプの蒸発器通過時に氷結する危険があるため、室温が暖房設定室温以下であっても、水槽内に設置した保護用サーモスタットにより暖房運転を停止する。この場合、ヒートポンプ暖房開始設定室温よりも室温が約2℃低下すると、灯油ボイラーによる温湯暖房が行なわれるようになっている。

昼間は、温室空気温度が設定値(測定時期により22~25℃の範囲で変更した)を越えた場合、送風機および水循環ポンプを運転する。水槽水はFig.1の①の矢印のように流れ、空気-水熱交換器により温室内の余剰熱を、夜間に冷却された水槽水と熱交換し、この熱を水槽に蓄熱する。この場合、水槽水温が室内空気の露点温度以下であれば、空気-水熱交換器のフィン上に凝結が生じ、温室空気湿度の除湿が行なわれ、この時生じる潜熱の大部分は蓄熱水槽に蓄熱される。

この運転方式は、本システムの基本運転方式である。この場合、蓄熱水槽水温がおおよそ3~20℃の範囲内にあり、通常、外気温に近いことから、水槽壁面や配管から外部への放熱が比較的少ない。

1982年1月から2月にかけて、上記運転方式による実験を行なった。ただし、後述する水槽水温とヒートポンプの熱的性能の関係を調べるために水槽水温を高める必要性が生じたので、昼間は集熱を行ない、夜間のヒートポンプ暖房は行なわなかった日がある。

また、被覆方法による集熱量の違いを見るために、昼間の集熱を固定一重被覆の場合だけでなく、一層透明ポリエチレンカーテンを閉じた場合についても行なった。

## 2.3 測定法

温室内乾湿球温度(温室中央、高さ1.4 m)および屋外気温(高さ1.4 m)は熱電対で、通風して測定した。蓄熱水槽水温は熱電対を並列に接続し、10点の平均値が得られるようにした。

日射量はソーラーメーター(英弘精機(株)、MS-100型)で測定した。

ヒートポンプの消費電力量は積算電力計(三菱電機(株)MWO型)で、稼働時間はアワーメーター(松下電工(株)TH2345型)でそれぞれ測定し、集熱運転および暖房運転の前後に目読した。

## 2.4 熱的性能の算定法

本システムの熱的性能を評価するため、以上に示すような諸効率を1日単位で求めた。

(a) システムの成績係数(C. O. P.)

1日の集熱および暖房運転に要する、システムの全消費電力量( $Q_e$ , 以下では消費電力量  $\text{kW}\cdot\text{hr}/\text{day}$ の単位を  $\text{kcal}/\text{day}$  に換算して示す)に対するヒートポンプ凝縮器の放熱量( $Q_h$ ), すなわち、暖房に利用される熱量, の比率( $\epsilon_s$ , 以下, システムの *C. O. P.* と呼ぶ)を次式より求めた。

$$\epsilon_s = \frac{Q_h}{Q_e} \doteq \frac{Q_{th} + Q_c}{Q_c + Q_f + Q_p} \quad (1)$$

ここで,  $Q_{th}$  はヒートポンプ運転時の蓄熱水槽水温変化に水量と比熱を乗じた値で, 水槽からの放熱量である。水槽水温は外気温に近く, 水槽壁面や配管系からの放熱量は, 水槽からの全放熱量に比べ無視できる程度であると試算されたので, ヒートポンプ蒸発器での吸熱量は  $Q_{th}$  に等しいとみなした。 $Q_c$  は暖房運転時のコンプレッサーの消費電力量であり,  $(Q_{th} + Q_c)$  は凝縮器の発熱量にほぼ等しいとした。 $Q_f$  および  $Q_p$  は, それぞれ, 1日(集熱時と暖房時)の送風ファンおよび循環ポンプの消費電力量である。各消費電力量は, 積算電力計で測定した。

#### (b) ヒートポンプの成績係数 (*C. O. P.*)

ヒートポンプの熱的性能を評価するために, ヒートポンプコンプレッサーの消費電力量に対する凝縮器の放熱量の比率と定義される, ヒートポンプの *C. O. P.* ( $\epsilon_h$ ) を次式から求めた。

$$\epsilon_h = \frac{Q_h}{Q_c} = \frac{Q_{th}}{Q_c} + 1 \quad (2)$$

ここで用いた記号は式(1)と同じである。

#### (c) 集熱効率

屋外水平面日積算全天日射量( $S$ , 単位は  $\text{kcal}/\text{m}^2/\text{day}$ )に対する温室床面積当りの集熱量(地中伝熱量は含めない, 単位は  $\text{kcal}/\text{m}^2/\text{day}$ )の比率を集熱効率( $\eta$ )と呼ぶことにし, 次式より求めた。

$$\eta = \frac{Q_{tc}}{S} \quad (3)$$

ここで  $Q_{tc}$  は集熱運転時の蓄熱水槽への蓄熱量である。

### 3. 結果および考察

#### 3.1 運転結果の概要

測定は1982年1月13日から2月28日まで連日行なった。代表日における集熱時および暖房時の測定結果を, それぞれ, Table 1 および Table 2 に示す。ただし, Table 1 の最下段の平均値は, 全運転期間47日間の平均である。Table 2 の平均値は, ヒートポンプ暖房を行なった32日間の平均値であり, 蓄熱水槽水温を高める目的で, ヒートポンプ暖房を行なわなかった15日間分は除外してある。

空気-水熱交換器による集熱時間, すなわち送風機お

よび循環ポンプの日中の稼働時間は, 1月では0~6.6時間で平均2.3時間, 2月では0~6.7時間で平均2.9時間となり, 1月よりは2月の平均集熱稼働時間の方が若干長くなっている。昼間曇天であったために室温が設定値に達せず集熱できなかった日は47日間で6日間あった。天窓換気設定室温は, 約28℃としたが, 測定期間中換気は一度も行なわれなかった。集熱運転時の日平均室温は19.9~26.3℃の範囲にあった。また, 集熱時の日最高室温は, 数日を除いて26℃以下であり, 集熱開始設定室温より2~4℃高くなる程度であった。このことから, 温室内の余剰熱の大半は集熱できたと考えられ, 集熱装置の容量はほぼ適当であったと考えられる。集熱効率に関しては後述する。

集熱運転時の空気-水熱交換器での除湿量を, 熱交換器から滴下する水量として求めたところ, 0~30  $\text{kg}/\text{day}$ , 平均6.9  $\text{kg}/\text{day}$ であった。単位床面積当りに換算すると0~0.31  $\text{kg}/\text{m}^2/\text{day}$ , 平均0.07  $\text{kg}/\text{m}^2/\text{day}$ であった。また, 全集熱量に対する潜熱集熱量の比(=除湿量×蒸発潜熱/ $Q_{tc}$ )は0.19であった。小国(1982)は, トマト栽培温室で, 9時から18時30分までヒートポンプを連続運転して除湿量および集熱量を測定した。これを換算すると, 除湿量は0.43  $\text{kg}/\text{m}^2/\text{day}$ であり, 集熱量のほぼ100%が潜熱によるものとなっている。本実験での集熱量に対する潜熱集熱量の比が, 小国らの値よりかなり小さかったのは, 第1に, 集熱器となる空気-水熱交換器の水温(熱交換器へ送られる水槽水温は3~20℃の範囲であった)が, ヒートポンプ集熱の場合に集熱器となる蒸発器の冷媒温度よりも比較的高温であったとみられること, 第2に栽培されているキュウリが実験期間を通じて摘芯前(12月31日に定植し, 2月16日まで一回目の栽培を行なった。2月16日における草丈は122 cm,  $LAI$  は0.94であった。2月16日に2回目の定植を行なった)であり, また床面土壌が乾燥しており, 温室内での蒸発散量が比較的少なかったためと考えられる。集熱時の温室内の相対湿度の日平均はほぼ50~80%の範囲であった。固定一重被覆の場合よりも一層カーテンを閉じた日の相対湿度が高くなる傾向がみられた。

夜間の暖房時の平均室温は13.5℃であった。夜間の暖房のためのヒートポンプ作動時間は, 最高6.4時間, 平均で3.6時間であった。外気温が最低となる最大暖房負荷時においてもヒートポンプの稼働率は60%前後の断続運転であったことから, ヒートポンプの暖房能力には余力があると考えられた。

#### 3.2 蓄熱量および集熱効率

##### 1) 蓄熱量と節油率

1日の蓄熱量および集熱効率をTable 1に示す。蓄熱

Table 1. Results of daytime measurements during heat collecting operation.

Date	Daily solar radiation outside $S$ (kcal/m <sup>2</sup> /day)	Operating hours for heat collection (hr/day)	Mean outside air temp. (°C)	Mean inside air temp. (°C)	Mean inside R.H. (%)	Water temp. in heat storage tank		Amount of energy stored $Q_{tc}$ (×10 <sup>8</sup> kcal/day)	Amount of condensed water (kg/day)	Collection efficiency $\eta = \frac{Q_{tc}}{S}$
						(°C)				
						Min.	Max.			
1982										
Jan. 13	1950	1.6	9.6	23.1	58	6.0	8.8	14.0	4.4	0.08
14	1530	0.6	7.6	22.9	57	4.1	5.4	6.5	0.0	0.04
17*	2320	2.1	5.9	19.9	—	4.1	7.4	16.5	3.6	0.07
18	2250	3.5	6.4	21.4	79	3.4	8.5	25.5	4.5	0.12
22*	2490	5.7	10.2	22.9	71	7.2	15.2	40.0	18.0	0.17
24*	2140	3.0	9.0	22.6	78	10.2	13.7	17.5	7.3	0.09
29	3080	0.4	3.4	21.6	53	6.4	7.2	5.0	0.0	0.02
Feb. 1	2490	3.2	8.5	22.9	67	7.7	12.0	21.5	4.0	0.09
5*	2810	4.4	5.1	22.9	73	3.1	11.7	43.0	24.0	0.16
11	3190	5.1	7.7	24.3	65	3.4	12.5	45.5	20.1	0.15
15*	3340	5.7	7.7	24.6	83	6.4	16.2	49.0	30.0	0.15
18	3370	6.7	9.0	25.8	58	4.4	13.0	43.0	11.0	0.13
19	2070	2.3	9.0	24.1	68	9.7	12.7	15.0	2.4	0.08
22*	3400	4.9	10.0	23.4	73	5.7	13.5	39.0	14.7	0.12
Average **	2440	2.7	7.1	22.5	66	6.1	10.8	20.5	6.9	0.08

\*Clear polyethylene curtain was closed throughout the day.

\*\*Averages throughout the experimental period.

Table 2. Results of nighttime measurements during heating operation.

Date	Operating hours of heat pump for heating (hr/day)	Mean outside air temp. (°C)	Mean inside air temp. (°C)	Mean inside R.H. (%)	Water temp. in heat storage tank		Energy released from heat storage tank for heating $Q_{th}$ (×10 <sup>8</sup> kcal/day)	Electrical energy input to the heat pump compressor $Q_c$ (×10 <sup>8</sup> kcal/day)	C.O.P. of the heat pump $\frac{Q_h}{Q_c}$ $\epsilon_h$	C.O.P. of the system* $\frac{Q_h}{Q_e}$ $\epsilon_s$
					(°C)					
					Max.	Min.				
1982										
Jan.13-14	4.0	4.9	14.4	67	8.8	4.1	23.5	12.3	2.9	1.9
14-15	2.8	0.3	13.0	78	5.4	2.8	13.0	13.8	1.9	1.5
17-18	3.1	-1.0	13.0	73	7.4	3.6	19.0	14.6	2.3	1.7
18-19	4.9	0.3	13.7	78	8.5	3.1	27.0	16.0	2.7	1.7
22-23	0.8	4.4	12.7	92	15.2	13.0	11.0	2.5	5.4	1.7
24-25	3.2	0.8	12.7	82	13.7	8.2	27.5	9.9	3.8	2.3
Feb. 1-2	5.0	1.3	12.2	81	12.0	4.4	38.0	15.3	3.5	2.3
5-6	6.4	0.1	13.6	88	11.7	3.1	43.0	19.6	3.2	2.0
11-12	5.2	2.6	14.0	82	12.5	5.1	37.0	16.5	3.2	2.0
15-16	3.3	2.1	14.0	85	16.2	8.5	38.5	11.1	4.5	2.5
18-19	2.0	4.9	13.7	88	13.0	9.7	16.5	6.5	3.5	1.7
19-20	2.6	6.4	13.7	93	12.7	9.0	18.5	8.5	3.2	2.0
22-23	3.5	4.1	15.0	78	13.5	7.7	29.0	11.2	3.6	2.1
Average **	3.6	1.7	13.5	83	11.8	6.4	27.0	12.8	3.3	1.9

\*C.O.P. of the system,  $\epsilon_s$ , is defined as the ratio of daily electric energy input for heat collection and heating to  $Q_h (=Q_{th} + Q_c)$ .

\*\*Averages throughout the experimental period.

量は測定期間を通して0~50,000 kcal/dayと各日でもかなり変動した。しかし、全体的には2月よりも1月の方が蓄熱量の少ない日が多かった。これは、1月の日射量が比較的少なく、外気温も低く、温室内余剰熱が少なかったことによると考えられる。測定期間47日間のうち室温が集熱設定値以上に上昇せず、まったく集熱できなかった日も含めた平均蓄熱量は20,500 kcal/dayであった。本実験では、全暖房熱量の測定がされなかったため

に、内部集熱による節油率は不明である。しかし、前年の1月に、本供試温室の隣に建てられている同型の温室で暖房負荷の実測がなされている(古在ら, 1981)。暖房負荷が測定された温室の測定条件は、本実験時のそれに近いものであり、また、暖房負荷測定期間中の夜間(16時30分から翌朝6時30分)の平均外気温は1.4°C、本実験時のそれは2.5°Cと両測定時の外気温条件も近いものであったので、内部集熱による節油率の概略値を得た

めに両実験の結果を比較してみる。1981年1月に測定された15日間の平均暖房負荷は48,000 kcal/dayであった。したがって、節油率の推定値は、およそ45% $(=20,500 \text{ kcal/day} \div 48,000 \text{ kcal/day} \times 100)$ となる。なお、本実験期間中、集熱量が上記の平均暖房負荷48,000 kcal/dayを上回った日は、2月に1日あったのみである。

Table 2において、暖房に使われた蓄熱水槽からの放熱量の平均値が27,500 kcal/dayであり、Table 1の集熱量の平均値20,500 kcal/dayより多くなっている。この理由は、集熱運転は行なって、夜間のヒートポンプ暖房は行なわなかった日が15日間あり、集熱運転を行なった日数よりもヒートポンプ暖房運転を行なった日数の方が少なく、15日間の集熱量が他日に回されたためである。上記蓄熱水槽放熱量27,500 kcal/dayに、ヒートポンプ平均消費電力量12,800 kcal/dayを加えた40,300 kcal/dayが、ヒートポンプ暖房による平均暖房熱量である。この他にも、養液加温のため1 kW(860 kcal/hr)の電気ヒーターが、夜間、常時入っていた。このためヒートポンプ暖房を行なった32日間で、蓄熱水槽水温が約3°Cまで低下し、ヒートポンプ暖房が行なえずに、途中からボイラーによる温湯暖房が入ったのはわずか4日間であった。

上記の結果から、集熱日数とヒートポンプ暖房日数が同じと仮定した場合の、ヒートポンプ消費電力量を暖房熱量に含めた、ヒートポンプ暖房による平均暖房熱量は約27,400 kcal/day $(=40,300 \text{ kcal/day} \times 32 \text{ 日} / 47 \text{ 日})$ と推定される。なお、この場合の節油率は平均で約57% $(=27,400 \text{ kcal/day} \div 48,000 \text{ kcal/day} \times 100)$ と推定される。

## 2) 集熱効率

### (a) 一重被覆の場合

一重被覆の場合の集熱試験は39日間行なった。(3)式から求めた集熱効率 $\eta$ は0~0.19の範囲にばらつき、平均は0.07であった。屋外日積算全天日射量 $S$ は、最低480 kcal/m<sup>2</sup>/day、最大4,140 kcal/m<sup>2</sup>/day、平均2,390 kcal/m<sup>2</sup>/dayであった。 $S$ が1,500 kcal/m<sup>2</sup>/day以下となった日が8日間あった。そのうち6日間は、室温が集熱開始設定室温まで上昇せず $\eta$ は0となった。残り2日間の $\eta$ も0.01および0.04と低い値であった。

キュウリ栽培の地中熱交換ハウスで求めた集熱効率は0.13~0.16〔佐々木ら(1980)、室内到達日射量に対して求めている値を屋外日射量基準に換算した〕との報告があり、これに比べ本システムの集熱効率の平均値は0.07と比較的低くなっている。この理由として、佐々木らの実験での集熱設定室温が20°Cと本実験でのそれより2~5°C低いこと、本実験の供試温室の保温比が0.48

と地中熱交換ハウスの保温比0.64に較べ小さく、日射の入射床面積に対する放熱壁面積の比が大きいことなどが考えられる。この他にも集熱装置の容量不足によって $\eta$ が低下することが考えられる。しかし本実験においては、前述のごとく、集熱設定室温での温室内の余剰熱の大半は集熱できたと見られ、集熱装置の容量不足による $\eta$ の低下は比較的小さかったと考える。集熱設定室温をさらに下げた場合には、 $\eta$ は増大すると考えられるが、集熱容量の増大が必要となるであろう。また、保温比が本供試温室よりも大きい温室では床面積当りの被覆面放熱量が減少することから、余剰熱は増大すると見られ、 $\eta$ は本実験でのそれよりも大きくなると予想される。

集熱効率は屋外日射量や集熱時の温室内外気温差、温室保温比などによって変わりうるもので、実測値を用いて集熱効率とこれらの関係を検討し、これらの数値によって実際の集熱効率を予測しうるかをみると、集熱効率 $\eta$ は熱収支関係から次式のように示される(古在, 1981)。

$$\eta = a - (h \cdot DH_d / \beta + H_{s0}) / S \quad (4)$$

ここで $a$ は屋外全天日射に対する温室内の日射吸収率、 $h$ は壁面の放熱係数(kcal/m<sup>2</sup>/hr/°C)、 $DH_d$ は日出から日没までの温室内外気温差の積算値(°C·hr/day)、 $\beta$ は保温比、 $H_{s0}$ は日出から日没までの地中伝熱量(kcal/m<sup>2</sup>/day)、 $S$ は屋外水平面全天日射量(kcal/m<sup>2</sup>/day)である。 $H_{s0}$ は床面積当りに換算した壁面放熱量 $h \cdot DH_d / \beta$ と比較すれば一般にはかなり小さいとみられることから、 $H_{s0}$ を0と仮定すると、(4)式は、

$$\eta = a - h \left( \frac{DH_d}{\beta \cdot S} \right) \quad (5)$$

と表わすことができる。屋外日射に対する温室吸収率 $a$ と放熱係数 $h$ の値が一定値であれば、(5)式は $h$ を $DH_d / (\beta \cdot S)$ の係数、 $a$ を定数項とする一次式となるはずである。本実験での $DH_d$ 、 $\beta$ 、 $S$ 、 $\eta$ の実測値を用いて、 $\eta$ と $DH_d / (\beta \cdot S)$ の関係を示したのがFig.2である。ここで用いた $DH_d$ の積算時間は7時30分から16時30分までとした。

実験期間が1~2月であったために、 $DH_d$ が小さい場合の測定値が得られず $DH_d / (\beta \cdot S)$ の範囲は0.7~3.0  $\times 10^{-1} \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{hr} / \text{kcal}$ であった。図中の●印は一重被覆の場合である。 $DH_d / (\beta \cdot S)$ がおよそ $2 \times 10^{-1} \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{hr} / \text{kcal}$ 以上で集熱効率 $\eta$ は0となっている。 $DH_d / (\beta \cdot S)$ が小さくなるにしたがって $\eta$ が大きくなる傾向は見られたものの、 $DH_d / (\beta \cdot S)$ が0.7~1.4  $\times 10^{-1} \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{hr} / \text{kcal}$ の範囲で $\eta$ の値が上下にかなりばらつき、相関の高い一次回帰式は得られないことが示された。この原因としては、 $h$ の値が変動していること、 $a$ が一定でないこと、 $H_{s0}$ を0と仮定したことなどが考えられるが、 $a$ や

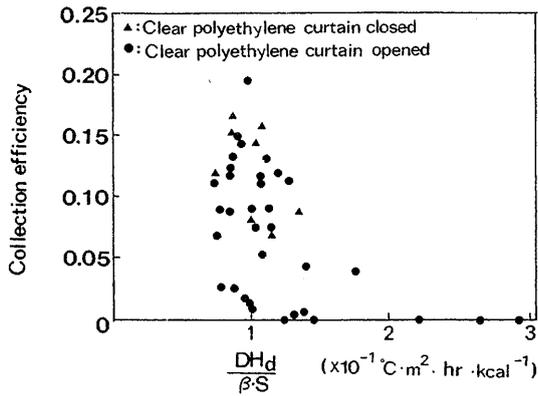


Fig. 2. Effect of  $DH_d/(\beta \cdot S)$  on collection efficiency.  $DH_d$ ,  $\beta$ , and  $S$  denote the integrated air temperature difference between inside and outside of the greenhouse in the daytime, area ratio of floor surface to covering surface, and daily integrated outside solar radiation, respectively. Collection efficiency is defined as the ratio of amount of stored energy per unit floor area of the greenhouse to  $S$ .

$H_{s0}$  が実測された日が少なかったため、いずれの影響が大きいかはっきりした結論は得られなかった。今後、さらに詳細に測定する必要がある。

(b) 一重一層カーテンの場合

一層ポリエチレンカーテンを閉じた場合の集熱は8日間行なった。集熱効率 $\eta$ は0.07~0.17の範囲で、平均は0.12であった。この時の屋外日積算全天日射量 $S$ は2,140 kcal/m<sup>2</sup>/dayから3,400 kcal/m<sup>2</sup>/dayの範囲にあり、平均2,710 kcal/m<sup>2</sup>/dayであった。

$\eta$ の平均値が一重被覆の場合よりもかなり高くなった理由は、主として、カーテンを閉じた場合の測定が $S$ が2,000 kcal/m<sup>2</sup>/day以上の晴天日に多く行なわれたためと考えられる。そこで $S$ も考慮されたFig.2において両者の $\eta$ の比較を行なう。

Fig.2において、 $DH_d/(\beta \cdot S)$ が $0.7 \sim 1.3 \times 10^{-1} \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{hr} / \text{kcal}$ 付近で透明ポリエチレンカーテンを閉じた場合の $\eta$ が一重被覆時の $\eta$ よりも高い傾向が見られた。(5)式において、 $a$ はカーテンを閉じることによって一重被覆時よりも小さくなるが同時に $h$ も小さくなるはずである。したがって、一重被覆の場合とカーテンを閉じた場合の $\eta$ と $DH_d/(\beta \cdot S)$ の関係が、それぞれの場合において、(5)式の $a$ と $h$ を一定値とする一次式で示されるとすると、二つの式が交差する $DH_d/(\beta \cdot S)$ の値が求まり、 $DH_d/(\beta \cdot S)$ の値による一重被覆の場合の $\eta$ とカーテンを閉じた場合の $\eta$ の大小関係が示されるはずである。しかし、本実験では、前述のように、同じ $DH_d/(\beta$

$\cdot S)$ の値での $\eta$ がかなり上下にばらつき、また、カーテンを閉じた場合に得られた $DH_d/(\beta \cdot S)$ の値の範囲も限られたため、上記の明確な関係は示されなかった。

今後、保温比や被覆法を考慮に入れた内部集熱方式の集熱可能量に関する詳細な熱収支的解析が必要であると考えられる。

3.3 システムのC.O.P.

(1)式から求めたシステムのC.O.P.( $\epsilon_s$ )はTable 2に示されている。1日のC.O.P.は1.4~2.5の範囲で、平均は1.9となった。

システムのC.O.P.は、日によってばらついているが、これは、後述するように、暖房時のヒートポンプのC.O.P.が蒸発器側通過水温によってかなり変動すること、集熱時において循環ポンプおよび送風ファンの単位消費電力量当りの集熱量が水-室温差の大小により変動すること、さらには各日において、昼間の集蓄熱量と夜間暖房に使われる熱量が等しくないことによると考えられる。

本システムと同様の内部集熱型の地中熱交換方式でのシステムC.O.P.は8~12との報告があり(佐々木ら, 1979),これに較べて本システムのC.O.P.はかなり低くなっている。システムのC.O.P.( $\epsilon_s$ )は(1), (2)式よりヒートポンプのC.O.P.( $\epsilon_h$ )と

$$\epsilon_s = \epsilon_h \cdot Q_c / (Q_c + Q_f + Q_p) \quad (6)$$

の関係があり、 $Q_c / (Q_c + Q_f + Q_p) < 1$ であるからシステムのC.O.P.がヒートポンプのC.O.P.以上になることはあり得ない。上式よりシステムC.O.P.を高めるためには、ヒートポンプのC.O.P.( $\epsilon_h$ )を高めるか、 $Q_c / (Q_c + Q_f + Q_p)$ を大きくする、すなわち、コンプレッサー入力以外の( $Q_f + Q_p$ )を小さくする必要がある。 $(Q_f + Q_p)$ が全消費電力量( $Q_c + Q_f + Q_p$ )に占める割合は約3割程度であり、残りの約7割がコンプレッサー消費電力量であることから、 $(Q_f + Q_p)$ が半分になったとしても、システムのC.O.P.は約1割程度高くなるにすぎない。システムのC.O.P.には、ヒートポンプのC.O.P.がより関係しているとみられる。本実験でのヒートポンプのC.O.P.の平均値は3.3であった(Table 2)。後述するように、ヒートポンプのC.O.P.は、蓄熱水槽水温が高いほど大きくなる。したがって、本実験の場合よりも高い蓄熱水槽水温で運転を行なえば、ヒートポンプのC.O.P.は上昇する。他方、蓄熱水槽水温が上昇するほど、集熱時の室温と蓄熱水槽水温との差は縮まるので、空気-水熱交換器での集熱速度は低下する。このため、温室余剰熱の大半を蓄熱するためには、熱交換器の熱交換面積あるいは送風量の増大などの改良が必要となる。したがって、蓄熱水槽水温の上昇による、ヒートポンプのC.O.P.の上昇と集熱部容量あるいは集熱時の消費電力量の増大を考慮

して、システムのC.O.P.を最大にするための運転時の蓄熱水槽水温が決定される必要がある。仮に、蓄熱水槽水温が15°C前後で運転されるとすると、後述するように、ヒートポンプのC.O.P.は約4.5が期待できる。この場合の集熱時の送風ファンの消費電力量が、本実験でのその1.3倍になったとすると、システムのC.O.P.は約2.5になるものと推定される。ただし、蓄熱水槽水温の日変化は、本実験の場合、最大で約10°Cであったが、蓄熱水量をさらに大きくすれば、運転時の水温の日変化をもっと小さくすることができる。

今後さらに、運転時の蓄熱水槽水温の検討や、装置の改良等が行われるならば、システムのC.O.P.を3程度まで引き上げることは十分可能であろう。運転経費からみて、システムのC.O.P.が3以上になれば、実用性は十分あると思われる。

今後さらに、システムのC.O.P.を高める運転方式についても検討を要する。

### 3.4 ヒートポンプのC.O.P.

(2)式から求めたコンプレッサー消費電力量に関するヒートポンプのC.O.P.をTable 2に示す。ヒートポンプのC.O.P.は2~5とかなり変動した。この変動は、主として蒸発器に送られる水槽水温に起因するものであった。Fig.3に単位時間当りのヒートポンプコンプレッサー消費電力量、凝縮器からの放熱量およびヒートポンプのC.O.P.を水槽水温との関係で示した。水槽水温は暖房運転時に除々に低下していくので、一晩の平均値をとっている。この時、凝縮器側に送られる室内空気温度はヒートポンプのON-OFFによる変動はあるものの、ほぼ12~15°Cの範囲内であった。本実験においては、蒸発器側を通過する一晩の平均蓄熱水槽水温が5~20°Cの範囲では水温上昇によるヒートポンプの単位時間消費電力量はほとんど変化しなかったものの、凝縮器の放熱量はかなり増大した。その結果、水槽水温が4~5°Cの時にヒートポンプのC.O.P.は2程度で、15°Cでは約4.5となり、水温の上昇に伴ってヒートポンプのC.O.P.がかなり上昇した(Fig.3)。水温5°C付近で入力やや高い場合があるが、これは、水槽水温が低下し、氷結防止用の保護サーモスタットによりコンプレッサーのON-OFFが頻繁に行なわれたことによると考えられる。ここでのヒートポンプのC.O.P.の計算には送風ファンと循環ポンプの消費電力量を含めていない。送風ファンと循環ポンプの消費電力量を考慮したC.O.P.はFig.3のおよそ0.75倍となる。以上は内部集熱方式の本システムの結果である。

最近、一部で実用化されている地下水を熱源としたヒートポンプ暖房システムの場合には、昼間の集・蓄熱は不

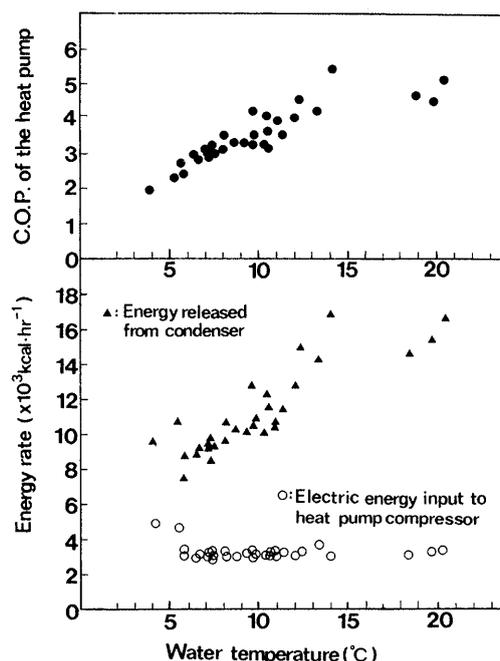


Fig. 3. Operating characteristics of the water-to-air heat pump. Energy released from the condenser is the sum of energy from the heat storage water tank and the electric energy input to the heat pump compressor.

用となる。また、地下水水温は通常15°C前後であり、この時のヒートポンプのC.O.P.は、上述のように、4~5程度が期待できる。したがって、本実験の結果から、地下水利用のヒートポンプ暖房システムの実用性はきわめて高いことが示される。というのは、火力発電の発電時の熱効率(重油の保有エネルギーに対する電力となったエネルギーの比率)は通常0.35程度(たとえば、川井, 1980)といわれている。ヒートポンプのC.O.P.を4.5とすると重油の利用効率は1.58(=0.35×4.5)となり、エネルギー利用の観点からみて従来の重油暖房に比べ重油の保有する熱エネルギーの利用効率が約60%向上するばかりでなく、暖房費も大幅に低下するからである。

## 4. 摘 要

昼間の温室内余剰熱を空気-水熱交換器を用いて蓄熱水槽に蓄熱し、夜間はこれを熱源にしてヒートポンプで暖房する内部集熱型太陽熱利用暖房システム(Fig.1)を試作し、その熱的性能の試験を行なった。昼間の集熱開始設定室温を22~25°C、暖房開始設定室温を11~13°C(暖房時の平均室温は13.5°Cであった)として運転した時の測定結果をまとめると以下ようになる。

1) (3)式から求めた一重被覆の場合の集熱効率の平均は0.07、曇天日では0、晴天日では最大で0.19であった。透明ポリエチレン一層カーテンを閉じた場合のそれ

は0.07~0.17の範囲で、平均は0.12であった。全測定期間の平均値は0.08と比較的低かった(Table 1)。これは実験温室の保温比が0.48と小さく温室内吸収日射量に対する被覆面からの放熱量の比が比較的大きいことによると考えられる。

2) 昼間の集熱量は、夜間の室温を11~15°Cに維持するために必要な暖房熱量のおよそ45%であったと推定される。この比率が低いのは昼間の集熱効率が低く、また、暖房時の床面積当りの壁面放熱量が比較的大きかったことによると考えられる。保温比が増大すれば集熱効率および暖房の節油率はさらに高くなるものと予想される。

3) (2)式より求めたヒートポンプのC.O.P.はヒートポンプ運転時の蓄熱水槽水温により変化し、平均水温が5~20°Cの範囲では水温上昇に伴って2から5へと増大した(Fig.3)。

水温15°Cの時のC.O.P.は約4.5であるので、水温15°C前後の地下水が得られれば地下水を熱源としたヒートポンプ暖房はかなり実用性が高いと考えられる。

4) (1)式より求めた本システムのC.O.P.は平均1.9と比較的低かった(Table 2)。平均して1日の全消費電力量の約7割をヒートポンプのコンプレッサーで占めていることから、システムのC.O.P.は、ヒートポンプのC.O.P.の影響を大きく受けているとみられる。蓄熱水槽水温を15°C前後で運転するようにすれば、システムのC.O.P.は約2.5に上昇するものと推定される。

### 謝 辞

本研究の一部は科学研究費エネルギー特別研究、および園芸松島振興財団研究奨励金によるものであることを付記する。

また、装置の試作に多大な協力をいただいた東辰機設株式会社菊井利孝氏、さらに測定に協力いただいた研究室専攻生諸氏に深甚の謝意を表わす。

### 引用文献

- 1) Damrath, J., 1978: Greenhouse heating with sun energy, *Acta Horticulturae*, **76**, 181-184.
- 2) 岩崎正男, 1979: 温室における湿度調節の事例, 昭和54年度農業気象学会大会講演要旨, 14.
- 3) 川井一之, 1980: 省エネルギーと農業, 明文書房, 216 pp.
- 4) 古在豊樹, 1981: 内部集熱技術の問題点, 日本農業気象学会施設園芸研究部会, 第1回研究集会省エネルギー温室へのアプローチ, 25-38.
- 5) 古在豊樹・林 真紀夫, 1980: 温室における省エネルギー的温・湿度複合制御のためのヒートポンプ利用, 日本生物環境調節学会大会講演要旨, 83-84.
- 6) 古在豊樹・吉井美保・林 真紀夫, 1981: 温室の期間暖房負荷, 昭和56年度日本農業気象学会全国大会講演要旨, 69.
- 7) 道下数一・沢田泰二, 1975: 施設園芸におけるヒートポンプ利用に関する研究(第1報), 温水循環による土壌の熱拡散について, 中国電力技研時報, **47**, 159-164.
- 8) 道下数一・沢田泰二, 1975: 施設園芸におけるヒートポンプ利用に関する研究(第2報), 冷水循環による床土の冷却について, 中国電力技研時報, **47**, 165-180.
- 9) 小国研作, 1982: 温室用ヒートポンプに関する研究, 農業気象, **37**, 317-322.
- 10) 佐々木皓二・板木利隆, 1979: 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1報), ハウス内環境特性, 熱収支, およびトマトの生育, 収量について, 神奈川園試研報, **26**, 26-34.
- 11) 佐々木皓二・板木利隆・高橋 基, 1980: 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2報), 温風暖房機併用における暖房性能重油節減効果, およびキュウリの生育, 収量について, 神奈川園試研報, **27**, 35-44.

### Summary

A solar heating system of the greenhouse, using a heat pump, was developed and its thermal performances were tested. The whole system consists of a water-to-air heat pump, air-to-water heat exchanger, a heat storage water tank, and a plastic greenhouse with the double layer movable thermal screen (Fig. 1). In this system the surplus solar heat in the greenhouse, when inside air temperature was above 22-25°C, was collected by the air-to-water heat exchanger and was stored in the heat storage water tank. The heat stored was used for heating with the water-to-air heat pump when the inside air temperature was below 11-13°C. Measurements were carried out during the period from January 13 to February 28 in 1982.

Results are as follows:

- 1) Collection efficiency, defined as in equation (3), of the greenhouse with a clear polyethylene

thermal screen open was 0.07 on the average, with a minimum of 0.0 under overcast conditions and a maximum of 0.19 under clear sky conditions. Collection efficiency of the greenhouse with the thermal screen closed was 0.12 on the average, with a minimum of 0.07 and a maximum of 0.17.

- 2) The heat released from the storage tank accounted for about 45% of the total nighttime heating load.
- 3) The *C.O.P.* of the heat pump was increased from 2 to 5 with increasing the water temperature in the storage tank from 5 to 20°C (Fig. 3).
- 4) The *C.O.P.* of the system was as low as 1.9 on the average (Table 2). It would be improved as high as 2.5 if the system was operated at a water temperature of around 15°C of the heat storage water tank.