

## トマト栽培温室における空気熱源式ヒートポンプの冷房運転の 動作特性とマルチによる夜間冷房負荷軽減効果

川嶋 浩樹\*・高市 益行・安場 健一郎

(平成 22 年 10 月 12 日受理)

### Performance of Air-to-Air Heat Pump for Tomato Greenhouse Cooling and Reduction of Night-time Cooling Load by Mulch to Control Soil Heat Flux

Hiroki Kawashima\*, Masuyuki Takaichi and Ken-ichiro Yasuba

#### I 緒 言

トマトの施設栽培では周年にわたって安定的に生産できる環境制御技術が不可欠であり、特に高温期における暑熱対策技術の開発が必要とされている。近年、施設栽培における省エネルギー暖房装置として導入が進んでいるヒートポンプは、暖房のみならず冷房装置としても機能するため、夏期の高温対策技術としての利用が期待されている(馬場, 2006; 福井, 2010; 岡野, 1999; 田中, 2008)。ヒートポンプによる温室冷房は、日射による負荷が大きい昼間には経済的に不向きであるが、夜間冷房であれば十分な実用性があると考えられている(林, 2009)。トマトなど施設野菜での利用はまだ少ないものの、バラなどでは品質向上や増収効果があり経済的にもヒートポンプの導入効果が認められている(田中, 2008)。

ヒートポンプによる冷房技術に関する研究は、林ら(1983)のヒートポンプによる夏期夜間冷房に関する報告、古在ら(1985 a, b; 1986)による冷房負荷に関する報告などがある。古在ら(1985 a)は二層カーテンの展張により冷房負荷を 35%軽減でき、貫流伝熱と隙間換気伝熱はカーテンを張ることにより負荷を相当程度軽減できると報告している。林ら(1983)は、夏期夜間冷

房の定常時において、隙間換気伝熱量と地表伝熱量が全冷房負荷に対してそれぞれ 40~60%と 10~30%を占めると報告している。すなわち冷房負荷の抑制には隙間換気伝熱量を抑えることが最も効果的とした上で、地表伝熱量の抑制についてもそれに次ぐ効果があるとしている。さらに、林ら(1983)は、敷わら等で断熱して地表伝熱を半分程度に抑えることができれば冷房負荷は 5~15%減少すると推察している。また古在ら(1986)は温室内の床面に断熱材(発泡スチロール板)と反射資材(アルミ粉サンドウィッチ PE フィルム)を敷くことで地表伝熱がマルチのみの場合の約 15 分の 1 になったと報告する一方でコストなどの課題があるとしている。しかし、それ以降はヒートポンプ利用技術や冷房負荷に関する研究は少ないのが現状である。

一方、周年にわたって安定生産をはかる手段として、完全閉鎖型ないしは半閉鎖型温室の利用が見直されている。オランダにおいては、課題は残されているものの、閉鎖型温室とヒートポンプや蓄熱槽などからなる長期蓄熱システムを利用して、夏の太陽エネルギーを冬に利用するなどにより年間を通した投入エネルギーの削減効果があるとして、省エネルギー型栽培技術としての研究が進められている(石黒, 2007)。閉鎖型温室の利点のひとつは、二酸化炭素濃度の制御が可能になることであり、

〒470-2351 愛知県知多郡武豊町南中根 40-1

高収益施設野菜研究チーム

\* 近畿中国四国農業研究センター中山間傾斜地域施設野菜研究チーム

二酸化炭素施用による増収が期待できる。しかし、大きな資本投入が必要で、収益性に関するデータが不十分であるなどの欠点があるため、現在検討され始めているのは半閉鎖型システムである（高倉，2008）。通常の温室においても閉鎖時間をできるだけ延長することで半閉鎖空間を形成することにより二酸化炭素施用効果を高める効果が期待できる。しかし、二酸化炭素施用が必要なのは日中であり、温室内の昇温を回避するため、ヒートポンプ利用による冷房や冷房負荷を軽減するための手段が必要となる。

そこで本研究では、地表伝熱の抑制効果が期待されるマルチが冷房負荷とヒートポンプによる夜間冷房動作特性に及ぼす影響を明らかにする。さらに、半閉鎖型システムにおける環境制御技術の基礎的知見を得るために、日中の半閉鎖環境におけるヒートポンプの冷房動作特性を明らかにする。

## II 材料および方法

### 1 実験施設と装置の概要

野菜茶業研究所（愛知県武豊町）に設置した間口9m×長さ18m、軒高4mの南北棟温室（PO系フィルム被覆鉄骨ハウス）を供試した。供試した温室の床面積は162m<sup>2</sup>、温室表面積は421m<sup>2</sup>、容積は879m<sup>3</sup>とした。屋根面は2連構造で各棟に天窓開閉装置を装備し、温室の側面部に巻き上げ式の側窓を設置した。地表面には黒色防草シート（アグリシート，日本ワイドクロス社）を敷設した。

温室には、ヒートポンプ（FDUXP 1402 HM 改，三菱重工空調システム社）と温風暖房機（KA-325，ネポン社）を設置し、ヒートポンプによる冷房運転およびヒートポンプと温風暖房機によるハイブリッド暖房方式（川嶋ら，2008）による暖房運転を行った。ヒートポンプの暖房と冷房能力はそれぞれ14.0と11.0kW、吹出風量は48m<sup>3</sup>・min<sup>-1</sup>であった。ヒートポンプは温室の南西角に設置して室内機本体上部の吹出口から東方向と北方向へ直接吹き出すようにし、2台の循環扇（エアビーム AB 353 a，フルタ電機社）を常時運転した。温風暖房機にはダクトを設置して地上配管により配風した。なお、これらの環境制御はユビキタス環境制御システム（UECS）（Hoshiら，2004）を使用して行うとともに、UECSの機能を用いて機器の動作を1分間隔で記録した。

### 2 環境データの測定と解析方法

#### a マルチの敷設がヒートポンプの夜間冷房運転に与える影響

実験は、2008年7月11日から8月16日に実施し、地表伝熱、温室内の温湿度環境を測定した。7月11日から16日と24日から30日はマルチを敷設しない対照区とした。7月16日から24日は反射性と透湿性を有する白色不織布（タイベック 700 AG，デュボン社）を、7月30日から8月8日は白黒ダブルマルチ（ツインホワイト，積水フィルム社）をそれぞれ敷設した（以下、それぞれTy区，WB区とする）。各処理期間中は設定温度を22℃、運転時間帯を20時から翌日5時としてヒートポンプで夜間冷房を行った。8月9日から16日は黒色防草シートの上にマルチを敷設せず、冷房運転を停止した状態とした（以下、HPなし区とする）。なお、Ty区とWB区ではマルチを黒色防草シートの上に重ねて敷設し、対照区とHPなし区の場合にも黒色防草シートは敷設したままとした。また、処理期間中の運転時間帯（HPなし区においても同じ時間帯）における天窓と側窓は全閉とした。

実験期間中、温室内外と外気およびヒートポンプの吹出口と吸入口における温湿度を自記温湿度計（RTR-53，ティアンドディ社）により2分間隔で記録した。計測した温湿度から室内外およびヒートポンプ吹出口と吸入口から流出入する空気のエンタルピを算出した。温室内外の日射量を日射センサー（JSS-200，日本オペレーター社）で、温室内の地表から深さ1cmにおける地表伝熱を熱流束計（MF-180 M，英弘精機社）で、地表から深さ10cmにおける地温をT型熱電対でそれぞれ計測して1分間隔で記録した。なお、地表伝熱は地中から温室内外へ向かう熱流を正符号とした。また、地表伝熱と地温の測定位置は、温室の中央付近の通路中央とした。ヒートポンプの消費電力は、電力量計（PPMCFBR 2-M，富士電機システムズ社）で計測し5分間隔で記録した。実験期間中、温室内外では（約2,222株・10a<sup>-1</sup>）の栽植密度でロックウール栽培によりトマトを栽培中であった。トマトはハイワイヤー誘引され、生長点が誘引高さ3.3mに達してつり下ろしが繰り返されている状態であった。

絶対湿度とエンタルピは、記録した温湿度と湿り空気に関連する諸量の計算式（林，1997；高市，2001）により算出した。解析には、10分ごとに平均した値を用いた。

エンタルピをh（kJ・kg<sup>-1</sup>）とすると、

$$h = C_{pa} \times t + (\gamma + C_p \times t) \times x \quad (1)$$

である。ここで、C<sub>pa</sub>（=1.005 kJ・kg<sup>-1</sup>・℃<sup>-1</sup>）は空気

の、 $C_p (=1.846 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$  は水蒸気の定圧比熱、 $\gamma (=2501 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$  は水の蒸発潜熱であり、それぞれ  $0^\circ\text{C}$  を基準とした値を用いた。また、 $t$  は実測温度 ( $^\circ\text{C}$ )、 $x$  は絶対湿度 ( $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$ ) で、乾燥空気  $1 \text{ kg}$  当たりの水蒸気量 (気象学でいう混合比) である。なお、(1) 式右辺の第 1 項は顕熱を、第 2 項は潜熱を表すことになる (三原, 1980)。潜熱割合  $L_a$  (%) は、エンタルピに対する潜熱の割合とした。

$$L_a = \{(\gamma + C_p \times t) \times x\} / h \times 100 \quad (2)$$

ヒートポンプの冷房性能を表す指標を COP として、ヒートポンプによるエンタルピの変化量と消費電力量を用いて以下のように算出した。ヒートポンプの吸込口と吹出口におけるエンタルピ ( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ) をそれぞれ  $h_1$  と  $h_2$ 、比容積 ( $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ) をそれぞれ  $v_1$  と  $v_2$  とし、1 時間あたりに除去されるエンタルピ量  $\Delta h'$  ( $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$ ) を、

$$\Delta h' = \{(h_1/v_1) - (h_2/v_2)\} \times V_{\text{blow}} \times 60 \quad (3)$$

とした。ここで、 $V_{\text{blow}}$  はヒートポンプ吹出口からの吹出風量 ( $=48 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ ) である。さらに、冷房時成績係数を COP (Coefficient of performance) とし、

$$\text{COP} = \Delta h' \times 0.2778 \times 10^{-3} / E \quad (4)$$

で求めた。すなわち COP は、ヒートポンプの吹出口と吸込口それぞれにおけるエンタルピとヒートポンプの吹出風量を乗じて、そのエンタルピ差の平均値をヒートポンプの平均電力で除した値である。なお、 $E$  は消費電力量 (kwh) である。

さらに、各測定日の 22 時から翌日 0 時にヒートポンプにより除去されたエンタルピ量と地表伝熱とを比較するために、単位面積当たりのエンタルピ量  $Q_{\text{hp}}$  ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ) を、

$$Q_{\text{hp}} = \Delta h' / A_s / 3,600 \quad (5)$$

として算出した。ここで、 $A_s$  は温室の床面積 ( $\text{m}^2$ ) である。

### b 日中における温室内環境の変化がヒートポンプの冷房運転に与える影響

実験は、2008 年 11 月 29 日から 12 月 9 日に実施した。環境制御は、ヒートポンプによる冷房動作の設定時間を 8 時から 16 時の間とした。その間の室温が  $23^\circ\text{C}$  以上に達すると冷房運転を開始し、 $27^\circ\text{C}$  以上になると冷房運転を停止した。冷房運転停止後は、気温  $23^\circ\text{C}$  を維持するように換気窓の閉開で管理した。なお、換気窓は全閉を 0、全開を 10 とした時に 1 分間に 1 ずつ段階的に開放するように設定した。暖房の設定温度は  $13^\circ\text{C}$  とし、ハイブリッド運転方式による暖房運転を行った。なお冷房動

作の設定時間であっても室内温度が  $13^\circ\text{C}$  を下回る場合には暖房運転を優先するように設定した。その他の計測条件は実験 1 の通りであった。

## III 結 果

### 1 マルチの敷設がヒートポンプの夜間冷房運転に与える影響

夜間冷房時の温室内外の温湿度、地表伝熱、エンタルピ、絶対湿度およびヒートポンプの消費電力の推移を図-1 に示す。室内温湿度とエンタルピは冷房運転開始後約 1~1.5 時間で急速に低下後、徐々に低下した。室内温湿度が徐々に低下する状態では、ヒートポンプの消費電力はほぼ一定の値で推移した。この間、室内温度の低下は地温の低下より大きく、地中から温室内へ向かう地表伝熱も大きくなった。

夜間冷房開始直前および夜間冷房開始 2 時間後の温室内外の環境を表-1 に示す。夜間冷房開始直前の室内温度、地温は、Ty 区が最も低く、次いで WB 区、対照区の順に高かった。地表伝熱は Ty 区が最も小さく、WB 区、対照区、HP なし区の順に大きくなった。地温と室内温度との温度差は Ty 区が最も小さかった。温室内の相対湿度と絶対湿度は対照区で低い傾向があった。夜間

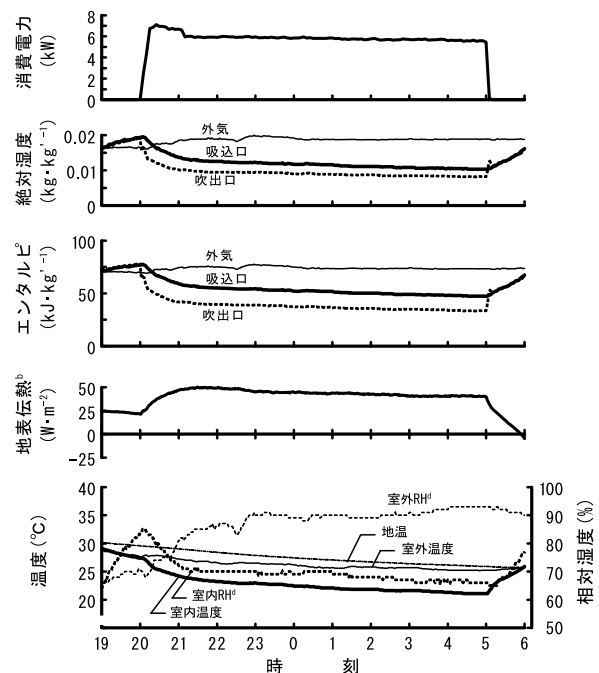


図-1 温室内外環境とヒートポンプの消費電力の推移

- a: 値は 2008 年 7 月 13 日から 14 日 (対照区) の測定値。
- b: 地中から温室へ向かう地表伝熱をプラスとする。
- c: 地表面から下 10 cm における地温。
- d: RH は相対湿度。

冷房開始約2時間後には、室内温度はそれぞれの処理区で23℃前後に低下した。地温は運転開始直前からそれぞれの処理区で1.0~1.7℃低下した。冷房運転開始2時間後(22:00)における室内の相対湿度と絶対湿度はTy区が最も高く、WB区が最も低かった。

ヒートポンプがほぼ定常運転となった22時から翌日0時における温室内外環境を表-2に示す。HPなし区と比べると対照区、Ty区およびWB区の室内温度は平均で4.7~5.5℃、地温は1.7~4.5℃それぞれ低く、いずれもTy区が最も低かった。地表伝熱は対照区が最も大きかった。Ty区とWB区との差は小さかったが、22時から翌日0時の間の変化量(表-2の( )内の数字)はWB区が最も大きかった。室内エンタルピは冷房運転による処理間の差は小さかったものの、減少幅はWB区が最も大きかった。相対湿度と絶対湿度の減少幅も同様にWB区が最も大きかった。

定常運転時におけるヒートポンプの運転状況を表-3に示す。ヒートポンプの吹込口と吹出口におけるエンタルピ差と絶対湿度の差(以下、それぞれ $\Delta h_{hp}$  (kJ·

kg<sup>-1</sup>)と $\Delta x_{hp}$  (g·kg<sup>-1</sup>)とする)はTy区が最も大きく、対照区、WB区の順に小さかった。ヒートポンプの吹込口と吹出口との温度差(以下、 $\Delta T_{hp}$  (°C)とする)はTy区が最も小さかった。 $\Delta h_{hp}$ 中の潜熱割合、除湿度および消費電力はTy区が最も大きかった。COPはWB区が最も小さかった。このときの温室全体で見た床面積当たりの熱の変化を表-4に示す。Ty区とWB区では、対照区と比べて $Q_s$ (地表伝熱)と $Q_s/Q_{hp}$ が小さかった。

22時から翌日0時における温室内外温度差の積算値(冷房デグリーアワー)と室内のエンタルピ(以下、それぞれDH (°C·h)と $h_{in}$  (kJ·kg<sup>-1</sup>)とする)、 $\Delta T_{hp}$ および $\Delta h_{hp}$ と消費電力との関係を図-2に示す。消費電力は、DHと $\Delta T_{hp}$ に対して負の相関関係が、 $h_{in}$ と $\Delta h_{hp}$ に対しては正の相関関係が認められた。次に、 $\Delta T_s$ と地表伝熱との関係を図-3に示す。両者の間には正の相関関係が認められた。

日中における日射量と地表伝熱との関係を図-4に示す。日中は、温室内から地中へ向かう地表伝熱が観測され、

表-1 夜間冷房開始直前と開始2時間後における温室内外環境

処理	温度(°C)			湿度(%)		エンタルピ(kJ·kg <sup>-1</sup> )		絶対湿度(g·kg <sup>-1</sup> )		地表伝熱 <sup>a</sup> (W·m <sup>-2</sup> )	日射量 <sup>b</sup> (W·m <sup>-2</sup> )
	室外	室内	地温	室外	室内	室外	室内	室外	室内		
夜間冷房開始直前(20:00)											
対照区	28.7	28.6	30.7	68.6	73.7	71.78	75.18	16.8	18.2	29.26	325.8
Ty区	28.0	26.7	27.1	76.4	87.5	74.38	76.16	18.1	19.3	8.63	338.2
WB区	28.7	27.7	29.7	76.1	85.3	76.82	78.68	18.8	19.9	14.99	332.1
HPなし区	28.3	28.5	32.0	76.8	81.7	76.30	80.15	18.7	20.2	36.38	347.2
夜間冷房開始2時間後(22:00)											
対照区	27.1	23.4	29.0	77.3	69.9	71.69	55.61	17.4	12.6	58.97	-
Ty区	26.9	22.6	26.1	84.7	77.3	75.41	56.60	19.0	13.3	41.64	-
WB区	27.4	23.5	28.6	86.0	67.6	78.40	54.71	19.9	12.2	42.90	-
HPなし区	27.7	28.1	30.6	83.3	95.0	77.62	86.99	19.5	23.0	19.54	-

a: 地中から温室へ向かう地表伝熱(フラックス)をプラスとする。

b: 一日の平均日射量。

表-2 ヒートポンプが定常運転となった22~0時における温室内外環境

処理	温度(°C)			エンタルピ(kJ·kg <sup>-1</sup> )		相対湿度(%)		絶対湿度(g·kg <sup>-1</sup> )		地表伝熱(W·m <sup>-2</sup> )
	室外	室内	地温	室外	室内	室外	室内	室外	室内	
対照区	26.9	23.0	28.7	72.14	54.17	79.41	69.22	17.7	12.2	57.25
	(-0.8)	(-1.4)	(-1.0)	(-0.09)	(-19.57)	(8.6)	(-3.8)	(0.60)	(-5.55)	(5.05)
Ty区	26.8	22.5	25.9	75.58	55.64	85.69	76.23	19.1	13.0	40.56
	(-0.4)	(-0.6)	(-0.7)	(1.03)	(-19.56)	(8.3)	(-10.2)	(0.86)	(-6.03)	(2.18)
WB区	27.3	23.3	28.3	78.31	53.10	86.58	65.28	19.9	11.7	40.13
	(-0.5)	(-0.6)	(-0.6)	(1.59)	(-23.97)	(9.9)	(-17.7)	(1.12)	(-7.71)	(8.20)
HPなし区	27.6	28.0	30.4	77.70	86.86	83.93	95.57	19.3	23.0	18.83
	(-0.3)	(-0.4)	(-0.5)	(1.32)	(6.84)	(6.4)	(13.3)	(0.80)	(2.84)	(2.51)

a: 数値は22時から翌日0時における平均値。

b: ( )内は22時から翌日0時の間の変化量。



表-3 定常運転時におけるヒートポンプの運転状況

処理	(吸込)-(吹出)差 <sup>a</sup>				除湿 量 <sup>b</sup> (L)	消費 電力 <sup>a</sup> (kW)	COP <sup>a</sup>
	温度 $\Delta T_{hp}$ (°C)	絶対 湿度 $\Delta x_{hp}$ (g·kg <sup>-1</sup> )	エンタ ルピ <sup>c</sup> $\Delta h_{hp}$ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	潜熱 割合 (%)			
対照区	7.8	2.76	15.02	47.6	18.1	5.08	2.55
Ty区	6.9	3.22	15.28	54.4	20.1	5.19	2.54
WB区	8.4	2.36	14.61	41.8	16.0	5.14	2.43

a: 数値は22時から翌日0時における平均値.

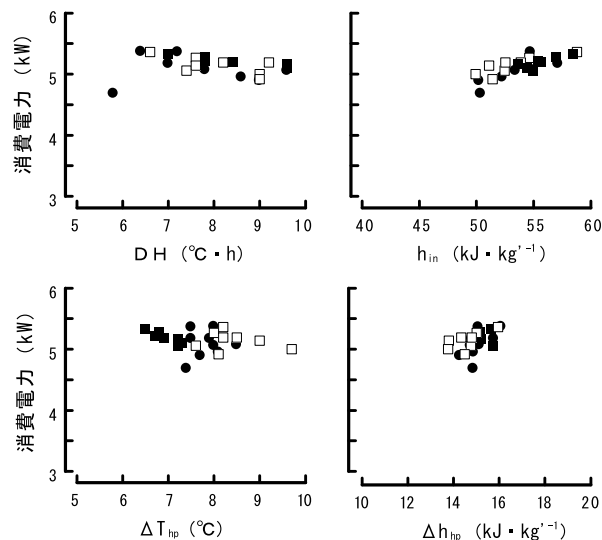
b: 2時間の除湿量.

表-4 定常運転時における温室内の熱収支

	エンタルピ <sup>b</sup>	地表伝熱	$Q_s/Q_{hp}$ (%)
	$Q_{hp}$ (W·m <sup>-2</sup> )	$Q_s$ (W·m <sup>-2</sup> )	
対照区	79.78	57.25	71.6
Ty区	81.45	40.56	49.9
WB区	77.17	40.13	52.4
HPなし区	0.00	18.83	—

a: 数値は22時から翌日0時における平均値.

b: ヒートポンプにより除去されたエンタルピ量.

図-2 冷房デグリーアワー (DH<sup>a</sup>), 温室内のエンタルピ ( $h_{in}$ ), ヒートポンプ吹出口と吸込口との温度差<sup>b</sup> ( $\Delta T_{hp}$ ) およびエンタルピ差<sup>b</sup> ( $\Delta h_{hp}$ ) と消費電力との関係

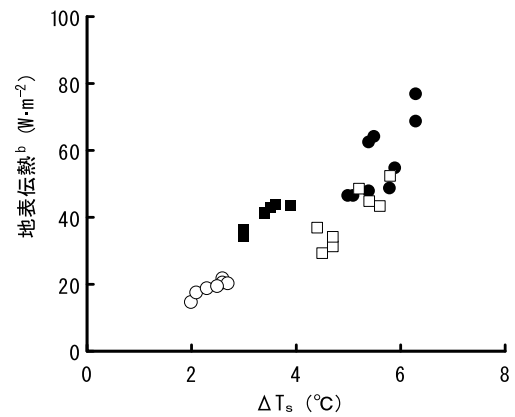
●: 対照区, ■: Ty区, □: WB区

a: DHは22時から翌日0時における内外温度差の積算値.

b: ヒートポンプの吸込口と吹出口との差.

c: DHを除く値はいずれも22時から翌日0時における平均値.

マルチがない場合には日射量の増加に伴い地中へ向かう地表伝熱が増加する関係があった。一方、マルチがある場合 (Ty区とWB区) の地表伝熱は日射量が増加してもほぼ一定であり、またWB区よりTy区が小さかった。

図-3 マルチの違いによる地温-室内温度差 ( $\Delta T_s$ ) と地表伝熱との関係

●: 対照区, ■: Ty区, □: WB区, ○: HPなし区

a: 値は各測定日における22時から翌日0時の平均値.

b: 地中から温室内へ向かう地表伝熱をプラスとする.

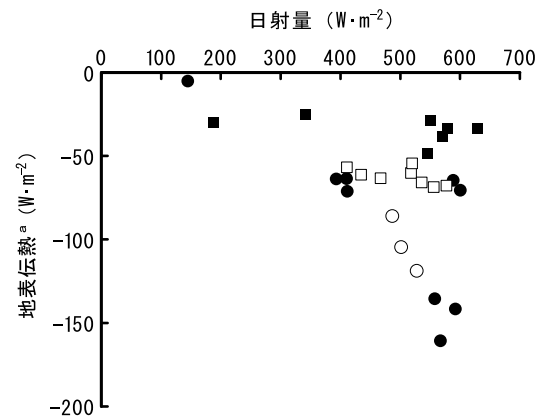


図-4 日中における日射量とマルチ条件の違う地表伝熱との関係

●: 対照区, ■: Ty区, □: WB区, ○: HPなし区

a: 地中から温室内へ向かう地表伝熱 (フラックス) をプラスとする

b: 値は各測定日における10時から14時の平均値.

## 2 日中における温室環境の変化がヒートポンプの冷房運転に与える影響

日中の温室内外の温湿度, 日射量, エンタルピおよびヒートポンプの消費電力の推移を図-5に示す。12月2日は晴天日の例を示しており, 7時30分ごろまで暖房運転が行われた後, 9時ごろからヒートポンプの冷房運転が始まった。その後, 室内温度が約27°Cに達した11時40分ごろには冷房運転が停止するとともに換気が行われ, 室内の温度, エンタルピおよび湿度は低下した。ヒートポンプの消費電力は約3.2kWで定常運転となった後, 約4.6kWに上昇し, 約4.5kWに低下して運転終了後まで徐々に上昇しながら推移した。一方, 12月6

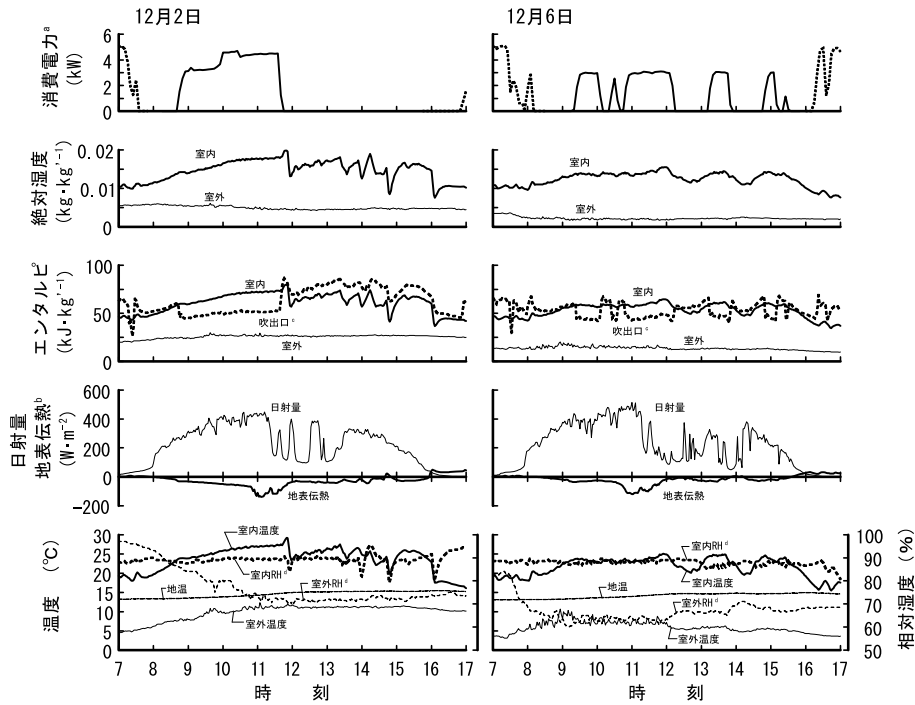


図-5 日中の温室内外環境と消費電力の推移

- a: 実線は冷房運転時, 点線は暖房運転時の消費電力を示す.
- b: 地中から温室へ向かう地表伝熱(フラックス)をプラスとする.
- c: ヒートポンプの吹出口におけるエンタルピ.
- d: RHは相対湿度.
- e: 地表面から下10cmにおける地温.

日は日中を通して温室内温度が27°Cに達しなかった日の例である. ヒートポンプは約3.0kWの消費電力で冷房運転と休止を繰り返した.

地表伝熱と日射量と室内温度, 室内エンタルピおよび地温との関係を図-6に示す. 冷房設定温度の23°Cに達するまでは, 地中へ向かう地表伝熱と日射が大きくなるにつれて室内温度は上昇した. 連続運転中には地表伝熱と日射量がそれぞれおよそ $-20 \sim -40 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ と $260 \sim 330 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ の間, 室内温度は約23°Cに保たれた. この間室内エンタルピは約 $58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ であった. 地中へ向かう地表伝熱と日射がそれ以上に大きくなると室内温度は上昇し, 冷房運転が停止される27°C付近でほぼ一定となった. 室内エンタルピについても約 $71 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ でほぼ一定となった. 約27°Cに達したとき, 地表伝熱と日射量はそれぞれおよそ $-60 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ と $360 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ であった. 日中も冷房運転が断続的に運転された日には, 室内温度と室内エンタルピはそれぞれおよそ23°Cと $58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 以下であった. 地温は室内温度と比較して変化が小さかった.

冷房運転中におけるヒートポンプの $\Delta h_{hp}$ および $\Delta x_{hp}$ と室内エンタルピおよびヒートポンプの消費電力

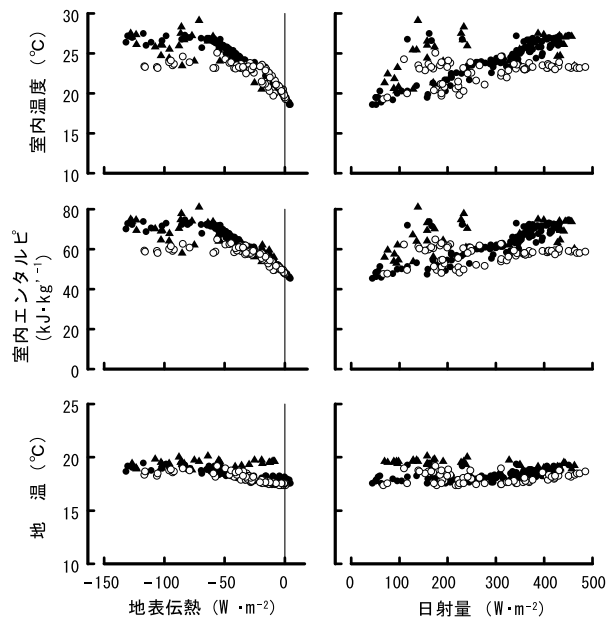


図-6 地表伝熱および日射量と室内温度、室内エンタルピおよび地温との関係

- : 冷房運転開始~連続運転中, ▲: 連続運転停止後,
  - : 冷房運転開始~断続運転時(12月1, 6および7日の測定値).
- 測定値は8時(冷房運転開始時間)から12時までとし, 暖房運転時は除いた.

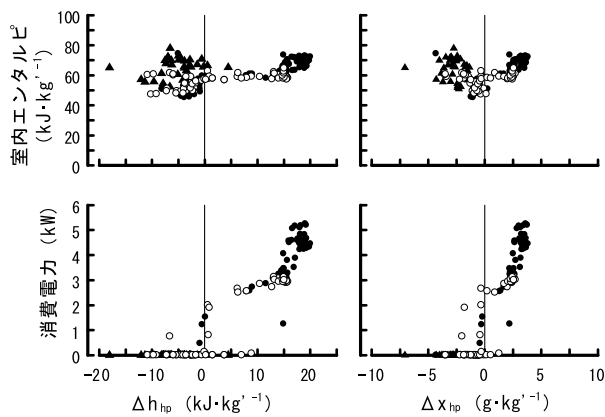


図-7 エンタルピー差<sup>a</sup> ( $\Delta h_{hp}$ ) および絶対湿度差<sup>a</sup> ( $\Delta x_{hp}$ ) と室内エンタルピーおよび消費電力との関係

- ：冷房運転開始時間～連続運転中
  - ▲：連続運転停止後
  - ：冷房運転開始時間～断続運転時（12月1, 6および7日の測定値）
- a：ヒートポンプの吸込口と吹出口における差。  
b：測定値は8時（冷房運転開始時間）から12時まで10分ごとの平均値とし、暖房運転時は除いた。

との関係を図-7に示す。ヒートポンプの冷房運転中、すなわち消費電力が0 kWより大きい時、 $\Delta h_{hp}$ が約14  $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ になるまで室内エンタルピーは約58  $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ でほぼ一定であり、 $\Delta h_{hp}$ がそれ以上になると室内エンタルピーは約71  $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ まで上昇した。 $\Delta h_{hp}$ は最大で約20  $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ であった。ヒートポンプの消費電力は、 $\Delta h_{hp}$ の増加とともに緩やかに上昇し、 $\Delta h_{hp}$ が約14  $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 以上になると急激に上昇した。 $\Delta x_{hp}$ に対しても同様の関係があり、 $\Delta x_{hp}$ は最大で約7  $\text{g} \cdot \text{kg}^{-1}$ であった。 $\Delta h_{hp}$ と $\Delta x_{hp}$ がほぼ一定に推移した時、ヒートポンプは消費電力約2.6～3.0 kWで運転していた。

#### IV 考 察

ヒートポンプによる冷房時には除湿や蒸発による潜熱伝達が起るため、マルチの透湿性の有無は地表伝熱などに影響を及ぼすと考えられる。古在ら（1985b）は、水-空気熱交換器における吸熱量の13～45%が除湿による潜熱負荷であり、冷房時の付随的結果として生じる除湿が潜熱負荷を増し、それだけ冷房負荷を増大させると指摘している。但し、温室全体の冷房負荷を考えた場合、温室内で生じる蒸発散（顕熱→潜熱）は温室内で再び凝結する（潜熱→顕熱）ため、この部分の見かけ上の冷房潜熱負荷は0となる（林, 1986）。夜間冷房が始まると、室内エンタルピーとともに室内の湿度も低下し、マ

ルチの有無にかかわらず1.5時間程度でヒートポンプはほぼ定常運転となった（図-1, 表-1）。この間、室内温度の低下が地温の低下より大きく、地中から室内へ向かう地表伝熱もそれにつれて大きくなった（図-1, 3）。Ty区では室内エンタルピーは他の処理とほぼ同程度だったものの、ヒートポンプによる $\Delta h_{hp}$ 、 $\Delta x_{hp}$ 、潜熱エンタルピーの割合および除湿量が大きく、定常運転時にも同様であった（表-2, 3）。これは、エンタルピーが温度の比例項である顕熱と絶対湿度の影響を受ける潜熱から成り（(1)式）、ヒートポンプが除湿に関わる潜熱の除去、すなわち潜熱負荷がTy区で大きかったことを反映していると考えられた。白色不織布では、除湿が行われても地表からの蒸発が続くために、白黒ダブルマルチよりも湿度とエンタルピーの減少が緩やかになったと考えられる。白黒ダブルマルチでは蒸発が小さくなったことで潜熱より顕熱の影響が温度変化の差に表れたと考えられる。一方、対照区では夜間冷房開始直前にはすでに湿度が小さく、また地温もTy区とWB区と比べて大きくなっていった。土壌表面は土耕のように灌水されることがないため、対照区では土壌表面が日射にさらされて水分蒸発が進み、夜間冷房開始直前には潜熱が小さくなっていったと推察される。このため、対照区では潜熱より顕熱の影響が大きくなり地表伝熱量もTy区とWB区より大きくなったと考えられる。

ヒートポンプが定常運転の時、DHおよび $\Delta T_{hp}$ とヒートポンプの消費電力との関係は負の相関関係を示す一方、 $h_{in}$ および $\Delta h_{hp}$ と消費電力との関係は正の相関関係が認められた（図-2）。これは、ヒートポンプへの負荷として顕熱より潜熱の影響が大きいことを示すものと考えられる。ヒートポンプの負荷としては、顕熱より潜熱を除去する方が消費電力に対する効率が良いと考えられ、潜熱負荷が小さいWB区において、COPが最も小さくなったと推察された（表-2, 3）。このとき、対照区では夜間冷房開始直前にはWB区より高かった湿度が冷房中はWB区より高くなっており、冷房中は土壌中の水分が表面へ移動して蒸発が続いていたものと推察された。このため、対照区ではWB区と比べて潜熱割合が高くなりCOPも大きくなったと考えられる（表-1, 2, 3）。なお、本実験に用いたヒートポンプの暖房時におけるCOPは約3.5であった（川嶋ら, 2008）。冷房時COPは暖房時COPより1小さくなるため、本実験におけるヒートポンプの冷房運転も正常に動作していたといえる。

一方、高温期の日中における観測では、マルチを敷設

することで室内から地中へ向かう地表伝熱と地温の上昇が抑制された(図-4)。また、この傾向は夜間冷房開始直前においても同様であった(表-1)。室内温度はマルチを使用した方が低く、特に冷房運転開始直前におけるTy区では地温と室内温度との差と地表伝熱が最も小さかった。反射マルチは日射を反射して地温上昇を抑制する効果がある(小寺, 2003)。樋江井と菅沼(2002)は、紙マルチによる地温上昇抑制機構を解析し、紙マルチの透湿性が地温上昇を抑制する主因子であると報告している。Ty区で供試した白色不織布では反射性に加えて地表からの蒸発(潜熱伝達)の効果が加わるため、地温や室内温度の上昇を抑制する効果が白黒ダブルマルチより高かったと推察される。反射マルチの利用は夜間における冷房負荷の抑制というよりはむしろ日中の地中への蓄熱を抑制することで夜間の地温と気温の上昇が抑えられ、冷房負荷を抑制する効果が得られていると考えられた。同様の方法として、遮光剤を温室の被覆資材表面へ塗布する方法があり、日中の地温上昇を抑制することで夜間冷房時の冷房効率を高める効果があるとされている(福井, 2010)。しかし、この方法では遮光率が上がるため、光線透過に影響しない反射マルチ利用の方がトマト栽培にとって有効である。また反射光の補光効果による光合成促進も期待できる。

光合成が盛んな時間帯に温室を閉鎖して二酸化炭素濃度を維持する管理法は、二酸化炭素施用を効率化し、トマトの収量性を向上させる効果が期待できる。しかし、日中の温室内では温室の被覆面を透過した日射の17%が顕熱化され温室内の温度を上昇させる(高倉, 1980)。このため、閉鎖環境で上昇する温度あるいはエンタルピをヒートポンプにより下げながら環境を維持することになる。ヒートポンプの冷房運転では、室内エンタルピが冷房負荷となる。エンタルピの上昇を抑える方策を考えると、まず遮光は光合成に必要なエネルギーを減じることになるため、二酸化炭素施用中はできるだけ避けるべきと考えられる。一方、冷房による室内温度と地温との温度差により地中から温室へ向かう地表伝熱の増加と日射の増加により室内エンタルピは上昇する。このため、地表面の反射マルチにより地中からの地表伝熱あるいは地中への伝熱を軽減することで、室内エンタルピの上昇を抑え、冷房負荷を軽減できると考えられる。

地表伝熱負荷は地温や土壌条件によって変動幅が大きく、冷房負荷算定の基準数値を提示することは難しいとされている(古在, 1985a, 1986; 林, 2009)。本実験では表-4で示したように、ヒートポンプの冷房運転に

おいて、マルチの敷設により冷房時の地表伝熱負荷を減じられることを示すことができた。また、夜間冷房負荷に対するマルチの効果としては、日中は反射マルチによる昇温抑制を、夜間冷房時には不透湿性のマルチによる潜熱増加と地表伝熱負荷の抑制を図ることであると考えられた。しかし、実際の利用場面において、日中と夜間でそれぞれ機能の異なるマルチを入れ替えて使用することは不合理である。このため、不透湿性の反射マルチの常時敷設が現実的な方策であり、例えば白黒ダブルマルチを使用すれば低コストである程度の冷房負荷軽減効果が期待できると考えられる。

早朝に冷房運転を行った場合、冷房負荷が増してもヒートポンプはしばらく定常運転が行われたが、ある水準以上になると消費電力が急増し、その後若干低下して定常運転となる推移を示した(図-5)。 $\Delta h_{hp}$ と室内エンタルピとの関係では、 $\Delta h_{hp}$ が約 $14 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ までは室内エンタルピはほぼ一定に保たれた。エンタルピがそれ以上に増えると、ヒートポンプの消費電力とともに $\Delta h_{hp}$ は増加したが、 $\Delta h_{hp}$ と室内エンタルピはそれぞれ最大で約 $20 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ と $71 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ であった(図-7)。すなわち、この範囲が本試験で使用したヒートポンプの冷房能力であると考えられた。日射量、温度および湿度などの温室内環境状態をモニターし、暖房機、冷却器および換気扇などを制御する複合環境制御が検討されているが(関山, 1975)、ヒートポンプの制御法は、冷房運転では室内温度を、除湿運転では相対湿度を設定する方法が一般的である。安場(2010)は、UECSを用いて取得した環境データから容易にエンタルピ計算をできるようにした上で、エンタルピを指標に換気と細霧の噴霧とを組み合わせる温湿度を調節する手法、二酸化炭素施用およびヒートポンプ冷房とを組み合わせる環境調節がトマトの収量性向上に有効であったと報告している。本手法は潜熱に関わる環境制御手法であり、ヒートポンプの制御にも拡張して温湿度環境を総合的に制御できる可能性がある。

ヒートポンプにおけるインバータ制御は、負荷が軽いときには能力を落として運転し、負荷が増すと能力高めて運転するが、設定温度に達しなくても能力を下げた運転するなどの可変制御により、on-off制御より高い省エネ効果を実現している(高倉, 2009)。本実験においても、インバータ制御が行われていることが消費電力の推移から確認できた(図-5)。しかし、日中も冷房負荷が小さい条件では、on-off制御のように頻りにon-offを繰り返す動作がみられた(図-5)。こうした場合には



エネルギー効率が低下することになるため、負荷に応じて最適に制御できる設定を検討する必要がある。

## V 摘 要

温室における夜間冷房負荷を軽減するため、マルチ敷設による地表伝熱や温室環境の変化が、空気熱源式ヒートポンプの夜間冷房における動作特性に与える影響と、日中の半閉鎖環境におけるヒートポンプの冷房動作特性を解析した。夜間冷房開始後約1~1.5時間でヒートポンプは定常運転状態となり、冷房開始2時間後の室内温度は23℃前後まで低下した。定常運転時の室内温度と地温は白色不織布でマルチしたTy区が最も低かった。マルチの敷設により、地表伝熱は小さくなった。定常運転中の2時間における地表伝熱、エンタルピ、絶対湿度および相対湿度の減少幅は白黒ダブルマルチをしたWB区が最も大きかった。この時のヒートポンプの吸込口と吹出口におけるエンタルピ差と絶対湿度差はTy区>対照区>WB区であり、温度差はWB区>対照区>Ty区であった。夜間冷房開始直前の地温と地表伝熱は、対照区>WB区>Ty区であり、またTy区とWB区の地表伝熱は日中の日射量に関係なくほぼ一定であった。マルチの敷設により、日中の地温上昇が抑制されることで、夜間の室内へ向かう地表伝熱が抑制され冷房負荷を軽減できると考えられた。日中における冷房運転時のヒートポンプの消費電力は、エンタルピ除去量( $\Delta h_{hp}$ )の増加とともに緩やかに上昇し、 $\Delta h_{hp}$ が約14 kJ・kg<sup>-1</sup>以上になると急激に上昇した。連続運転中には、地表伝熱と日射量がそれぞれおよそ20~40 W・m<sup>-2</sup>と260~330 W・m<sup>-2</sup>の間、室内温度は設定温度の23℃に保たれた。この時の室内エンタルピは約58 kJ・kg<sup>-1</sup>でほぼ一定であった。換気が始まる室内温度が27℃の時、室内エンタルピは約71 kJ・kg<sup>-1</sup>でありこの範囲が本実験で使用したヒートポンプの冷房能力と考えられた。

## 引用文献

- 1) 馬場勝 (2006)：ヒートポンプヤコー (トリ) ジェネレーター利用技術。フレッシュフードシステム 2006 秋号, 42-46.
- 2) 林真紀夫・古在豊樹・渡部一郎 (1983)：温室におけるヒートポンプ利用 (2) 夏期夜間冷房。農業気象 39, 181-189.
- 3) 林真紀夫 (1986)：暖冷房負荷の算定法 (2) 夜間冷房負荷算定法。農及園 61 (12), 1443-1448.
- 4) 林真紀夫 (1997)：湿度の測定。新訂農業気象の測器と測定法, 日本農業気象学会編, 59-89, (助)農業技術協会, 東京.
- 5) 林真紀夫 (2009)：暖冷房負荷計算と容量選定方法。施設園芸におけるヒートポンプの有効利用, 林真紀夫編, 44-49, 農業電化協会, 東京.
- 6) 樋江井清隆・菅沼健二 (2002)：紙マルチによる地温上昇抑制の機構。愛知農総試研報 34, 73-78.
- 7) Hoshi T., Hayashi Y. and Uchino H. (2004)：Development of a decentralized, autonomous greenhouse environment control system in a ubiquitous computing and internet environment. Proc. of 2004 FITA/WCCA Joint Congress on IT in Agriculture, 490-495.
- 8) 福井博一 (2010)：ヒートポンプの総合活用 (暖房, 冷房, 除湿)。最新農業技術花卉 vol.2, 農山漁村文化協会編, 277-287, 農山漁村文化協会, 東京.
- 9) 石黒康平 (2007)：オランダにおける新たなエネルギー対策の展開。施設と園芸 138, 51-56.
- 10) 川嶋浩樹・高市益行・馬場勝・安井清登・中野有加 (2008)：空気熱源式ヒートポンプを利用したハイブリッド暖房方式による投入エネルギーおよびCO<sub>2</sub>排出量の削減効果。野菜茶研研報 7, 27-36.
- 11) 小寺孝治 (2003)：マルチ・べたがけ資材と利用。五訂施設園芸ハンドブック, 日本施設園芸協会編, 75-84, 園芸情報センター, 東京.
- 12) 古在豊樹・権在永・林真紀夫・渡部一郎 (1985 a)：温室の夜間冷房負荷に関する研究 (1) 夏期夜間の負荷特性。農業気象 41, 121-130.
- 13) 古在豊樹・林真紀夫・児玉友孝・権在永・渡部一郎・大沢英夫 (1985 b)：温室におけるヒートポンプの利用 (3) 夏期夜間冷房システムの運転特性。農業気象 41, 231-240.
- 14) 古在豊樹・権在永・林真紀夫・渡部一郎・新古忠之・樋口春三 (1986)：温室の夜間冷房負荷に関する研究 (2) 夜間冷房負荷の軽減について。農業気象 41, 351-357.
- 15) 三原義秋 (1980)：湿り空気。温室設計の基礎と実際, 三原義秋編著, 6-9, 養賢堂, 東京.
- 16) 岡野利明 (1999)：農業におけるヒートポンプと蓄熱利用の実際, p 1-220, 農業電化協会, 東京.
- 17) 関山哲雄 (1975)：複合環境調節装置の校正と動作について。農業気象 31 (2), 95-101.
- 18) 高市益行 (2001)：湿度制御。五訂施設園芸ハンドブック, (社)日本施設園芸協会編, 158-169, 園芸情報センター, 東京.
- 19) 高倉直 (1980)：温湿度環境。温室設計の基礎と実際, 三原義秋編著, 64-71, 養賢堂, 東京.
- 20) 高倉直 (2008)：オランダ施設園芸の長期戦略 (2) 完全閉鎖型温室を中心にして。農及園 83 (11), 1511-1516.
- 21) 高倉直 (2009)：温室のヒートポンプ暖房を正しく理解するために。農及園 84 (7), 692-696.
- 22) 田中要 (2008)：施設園芸へのヒートポンプ利用。農業電化 2008 別冊特集号, 40-44.
- 23) 安場健一郎 (2010)：水の潜熱を利用した根圏および地上部冷却による施設生産における作物生育環境の改善に関する研究。野菜茶研研報 9, 211-270.

# Performance of Air-to-Air Heat Pump for Tomato Greenhouse Cooling and Reduction of Night-time Cooling Load by Mulch to Control Soil Heat Flux

Hiroki Kawashima, Masuyuki Takaichi and Ken-ichiro Yasuba

## Summary

We tested the performance of an air-to-air heat pump (HP) for both daytime and night-time cooling of a tomato greenhouse, and we investigated the effect of mulch on the night-time cooling load. After 1-1.5 h, when the power consumption of the HP became constant, the inside and soil temperatures were lowest in the treatment with flash-spun mulch (Dupont Tyvek), as the mulch decreased the soil heat flux ( $Q_s$ ). The range of reductions in  $Q_s$ , enthalpy ( $h_{in}$ ), absolute humidity, and relative humidity were largest in the white-black mulch (WB) treatment when the HP power consumption had stabilized. The differences in the enthalpy ( $\Delta h_{hp}$ ) and the absolute humidity between the outlet and inlet of the HP decreased in the order of Tyvek > white-black mulch (WB) > control, but the difference in the inside temperature decreased in the order of WB > control > Tyvek. Before cooling started, the soil temperature and  $Q_s$  decreased in the order of Tyvek > WB > control.  $Q_s$  was almost constant during the daytime in the mulch treatments. The mulch seemed to stop the daytime rise in soil temperature and the night-time  $Q_s$  from the soil to the greenhouse, thus reducing the night-time cooling load. The power consumption of the HP during cooling rose moderately as  $\Delta h_{hp}$  increased and rose sharply when  $\Delta h_{hp}$  exceeded about  $14 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ . Under continuous operation of the HP, the inside temperature and  $h_{in}$  were maintained at about  $23^\circ\text{C}$  (cooling set point) and  $58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ , respectively, when  $Q_s$  was between about  $-20$  and  $-40 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$  and solar radiation was between about  $260$  and  $330 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ . The inside enthalpy was about  $71 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$  when the inside temperature was  $27^\circ\text{C}$  (set point for ventilation).