

空気—空気型ヒートポンプによる温室暖房

佐々木 皓 二

Koji SASAKI

Greenhouse heating by air to air type heat pump

I 緒 言

石油燃焼によらない暖房装置として、これまで地中熱交換方式やウォーターカーテン方式等いくつかの装置が開発、実用化されてきた。さらに近年はこれらに加えてヒートポンプの研究が進められ(1, 6, 12)一部ではすでに経済温室への導入がはかられている(8, 9)。ヒートポンプはフロン22などの冷媒を介して低温熱源側から高温側へ熱を汲み上げる装置であり、温室利用の場合暖房だけではなく冷房、除湿と多様な機能を有しており、年間を通した総合的な環境制御機器として注目を集めている。

一般にヒートポンプはその熱源により水熱源型と空気熱型とに分けられ、現在普及しているタイプは大部分が地下水を熱源とする水熱源型である。地下水利用の場合、その温度の年変化が極めて小さいので常に安定した性能が望める反面、地域的な制限があり、さらに本県のように汲み上げ規制区域の多いところでは広範な普及は期待できない。これに対し、空気熱源型は、その熱源は無限であり、空気汚染の心配もなく、広い地域で利用が可能である。また装置のシステムをごく単純化できる長所もある。それにもかかわらず空気熱源型ヒートポンプの実用化が進まなかったのは、暖房必要時の屋外気温が低くしかも最大暖房負荷出現時に最も屋外気温が低下するのでその利用は得策ではないと考えられていたためである。しかし、この点を十分認識したうえで、空気—空気型機種種の暖房試験を実施したところ、高い実用性を認め、また本機種に合った運転管理法を明らかにすることがで

きた。ここに、1983年から3か年にわたる成績について報告する。

本稿は、神奈川県農業総合研究所板木利隆所長にご校閲を賜わり、貴重なご助言をいただいた。記して謝意を表す。

II 材料及び方法

1. 供試ヒートポンプの仕様

本試験に供試したヒートポンプは三菱重工KKK製の空気—空気型機種で基本構造を第1図に、また装置の主な仕様を第1表に示した。本ヒートポンプは室外機と室内機から構成されており、室外機は、蒸発器、圧縮器、膨張弁、四方弁及び熱交換ファンから成り、また室内機は凝縮器、熱交換ファン及び温風吹出口から成っている。圧縮器の定格出力は7.5KWである。室外機内の四方弁を切り換えて冷媒の流れを逆にすることにより、室外機と室内機の機能を変えて温室を冷房することができ、また暖房運転時に室外機表面に付着した霜を取り除くことができる。

ヒートポンプの室内機は温室中央部に設置し、吹出口から温室内にダクトを配列した。

補助暖房は用いなかった。

2. 試験温室、供試作物

試験温室は、床面積311㎡(間口11.8m, 奥行26.3m)保温比0.64の硬質ポリエステルフィルムを被覆した単棟温室で、内部保温カーテンは天井部一層、側壁部二層とし、いずれも塩ビフィルム(0.05mm)を用いた。

供試作物は、1983～'84年および1984～'85年はキュウリ（品種‘女神2号’）また1985～'86年はトマト（品種‘瑞秀’）を用いた。各年度における耕種概要は第2表のとおりである。

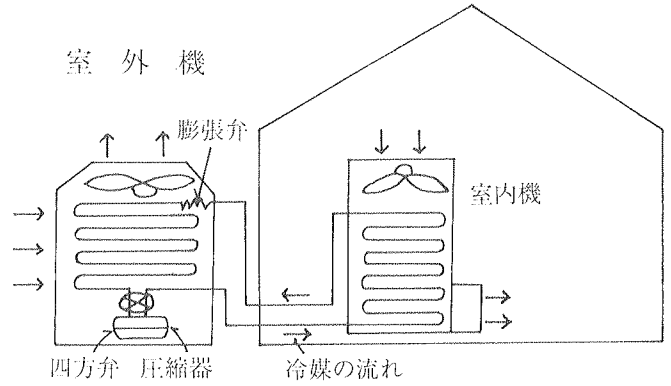
3. 暖房設定温度

キュウリの場合、暖房設定温度は15℃、13℃、11℃の恒夜温管理と16℃（17～21時）-13℃（21～24時）-11℃（24～8時）の変夜温管理を一定日数ずつ交互に繰り返した。また、トマトでは10℃、8℃の恒夜温管理と15℃（17～21時）-12℃（21～24時）-6℃（24～8時）の変夜温管理をキュウリと同じく一定日数ずつ交互に繰り返した。

4. 測定法

温度測定点は、室内中央、室内機ダクト吹出口及び屋外気温の3点である。なお、室内中央の測定点は室内機ファン吸入口の位置に相当する。これらの温度測定には、測温抵抗式自記温度計（1983～'84年）及び熱電対自記温度計（1984～'86年）を用いた。

ヒートポンプの消費電力は圧縮器とファン2基を含む装置すべての電力量を、積算電力計により毎日計測した。室内機から放出される風量は、ダクト先端部の風速をアネモマスターで計測し、その容積量を求めた。本ヒートポンプから得られる放熱量は、風量・空気比熱・室内機入口-出口の温度差及び運転時間との積から算出した。成績係数（COP）は、消費電力を熱量換算（1KW=860kcal）し、放熱量との比で表わした。



第1図 ヒートポンプの基本構造

第1表 ヒートポンプの主な仕様

項目	室内ユニット	室外ユニット
電源	3相 200V 50/60HZ	
能力	冷房	24,000/26,000 kcal・h ⁻¹
	暖房	26,000/28,000 kcal・h ⁻¹
	除湿	5/5.5 l・h ⁻¹
圧縮器	全密閉型	
圧縮器定格出力	7.5KW	
空気熱交換器	銅パイププレートフィン式	
送風機風量	75/90m ³ min ⁻¹	200/240m ³ min ⁻¹
送風機定格出力	1.5KW	0.35KW

III 成績

1. 風量

ダクトの配置方法は第2図のように、1年目と2年目以降とで異なった。このため風量は1年目は70m³・min⁻¹、2年目以降は65m³・min⁻¹と測定された。

2. 温風温度

室内機の凝縮器から熱交換されて得られる温風温度は屋外気温及び室温の影響を受けた。第3図は暖房設定温度が15℃で、屋外気温が-5～-8℃まで低下した日を選び、それぞれの日を2時間単位に区切って屋外気温と温風温度の関係をみたものである。屋外気温が0℃以

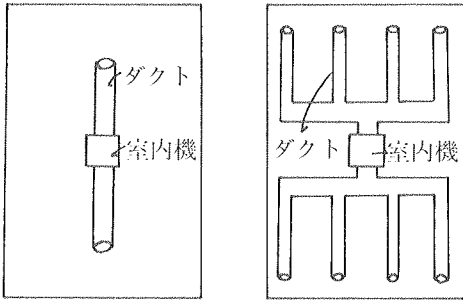
第2表 試験年次と供試作物

試験年次	供試作物	は種	定植	備考
第1年	キュウリ	12月10日	1月9日	台木クロダネ土耕
第2年	〃	11月22日	12月19日	〃
第3年	トマト	9月12日	10月30日	ロックウール栽培

上では、36～38℃の温風を得ているが、屋外気温の低下に伴って温風温度も次第に低下し、屋外気温-8℃では28℃内外の温風温度となっている。

3. 暖房性能

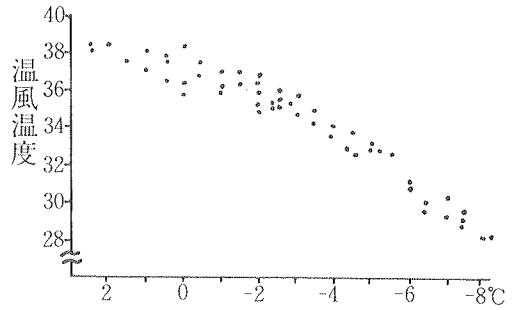
第3表に比較的屋外気温が低下した日を選び、各年次



1983~'84

1984~'86

第2図 ダクトの配置方法



屋外気温

第3図 屋外気温と温風温度

における暖房設定温度と最低外気温、室温及び内外気温差を示した。また、第4図に暖房設定温度が15°C及び13°Cの場合における屋外気温と室温との関係を示した。暖房設定温度が15°Cの場合、屋外気温が-2°Cまでなら設定値をほぼ確実に保持でき、-2~-3.5°Cとなると保持できない日が出現し、-4°C以下では保持できた日はごくまれとなった。しかし、-5°C以下の日でも室温は10°C以上は保持し、試験実施中の最低極温である-9.5°Cを記録した日においても室温は9.5°Cを保った。内外気温差は最大19~20°Cに達した。暖房設定温度が13°Cの場合では、屋外気温が-4°Cまでなら設定値を保持でき、-4~-6°Cの低下時でも設定値より0.5°C程度低かっただけであり、内外気温差は最大18~19°Cであった。暖房設定温度が11°C以下の場合では、屋外気温が相当地に低下しても設定値は容易に保持できるが、室温が低いと熱交換されて吹き出される温風温度も低下するため、設定値を0.5~1°C程度下回る日が数日認められた。

第3表 暖房設定温度と最低外気温、室温

試験年次	設定温度	月日	最低外気温	最低室温	内外気温差
	°C		°C	°C	°C
第1年	15	1.12—13	-4.8	15.5	20.3
	〃	13—14	-3.5	15.0	18.5
	〃	2.6—7	-9.5	9.5	19.0
	13	1.26—27	-3.5	12.5	16.0
第2年	〃	27—28	-5.5	12.5	18.0
	〃	2.8—9	-7.5	11.5	19.0
	11	10—11	-5.7	11.0	16.2
	〃	28—29	-4.6	11.0	15.6
第3年	〃	29—31	-5.0	11.0	16.0
	15	15.23—24	-4.5	13.5	18.0
	〃	25—26	-6.0	12.5	18.5
	〃	27—28	-3.5	15.0	18.5
第4年	13	1.21—22	-4.0	13.0	17.0
	〃	22—23	-3.0	13.5	16.5
	〃	25—26	-6.2	12.3	18.5
	11	1.16—17	-4.3	11.0	15.3
第5年	〃	17—18	-4.5	11.0	15.5
	〃	2.24—25	-4.0	11.5	15.5
	10	1.18—19	-3.5	10.0	13.5
	〃	22—23	-5.5	9.5	16.0
第6年	〃	24—25	-4.5	9.0	13.5
	8	12.17—18	-5.5	8.5	14.0
	〃	18—19	-4.0	8.5	12.5
	〃	20—21	-3.2	8.5	11.7

第4表 変温管理法と暖房性能

月日	17—21時		21—24時		24—8時		内外気温差
	外気温	室温	外気温	室温	外気温	室温	
	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
1.29—30	0.0	15.5	-3.2	12.5	-3.7	11.0	15.7
30—31	1.3	16.0	2.0	13.0	0.8	11.0	14.7
2.2—3	0.3	16.0	0.5	13.0	-2.5	11.0	12.5
3—4	-1.0	15.5	-4.0	12.5	-8.0	9.5	17.5
4—5	-0.5	15.5	-1.0	12.5	-3.8	10.5	14.3
26—27	1.5	16.0	1.0	13.0	-1.7	11.0	12.7
3.11—12	0.5	16.0	-2.5	13.0	-4.2	11.0	15.0

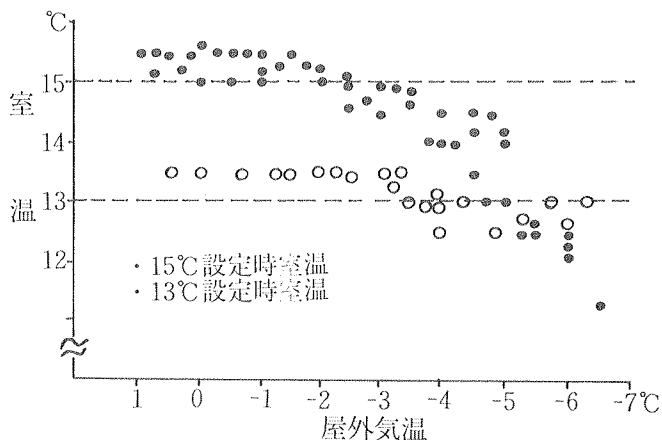
第4表に1年目の変夜温管理における屋外気温と室温を時間帯別に示した。前夜半(17—21時)の設定温度は16°Cであるが、この時間帯は屋外気温がまだ比較的高いので設定値の保持は容易であり、また13°Cの時間帯もほぼ確実に保たれ、後夜半(24—8時)では、屋外気温が-8°Cまで低下した日を除き、設定値の11°Cは保持された。

暖房設定温度が15°Cの場合、室温が設定値以下になる要因として、屋外気温の低下に伴う暖房負荷の増大と除霜運転があった。暖房運転途中室外機表面に着霜を認めると室外機と室内機の機能が切り換って(すなわち室内は一時的な冷房となる)除霜運転がなされ、そのひん度は屋外気温が低いほど高くなった。第5図は後夜半設定値を保持できなかった日の屋外、室温経時変化と除霜運転の状況を示した例で、室温が設定値まで上昇する以前にたびたび除霜運転され、設定値の保持が困難となっている。しかし、設定温度が13°C以下の場合には、第6図に示したように除霜運転回数が多くてもほぼ設定値は維持された。

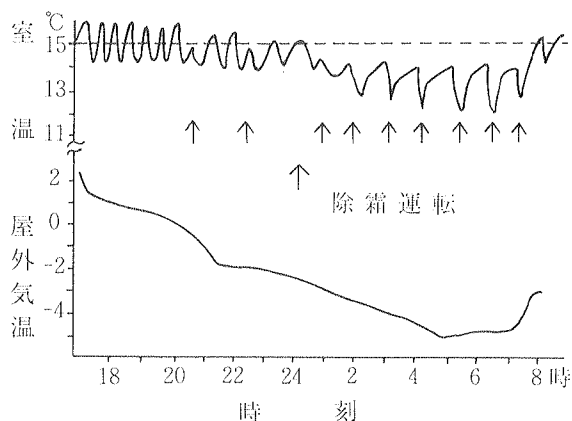
4. 成績係数(COP)

第5表に3年間ににおける主要な日の一夜の放熱量、消費電力とその熱量換算値およびCOPを暖房設定温度別に示した。この表では最低外気温が0°C以下の日だけを示しているが、ほとんどの日でCOPは3を越える高い値を得た。恒夜温管理の場合、暖房設定温度とCOPとの間の一定の傾向は認められないが、第2年次の成績では屋外気温が高いほどCOPはすぐれる傾向を示し、また最低外気温に対し恒夜温管理よりも変夜温管理でCOPはすぐれる結果となった。

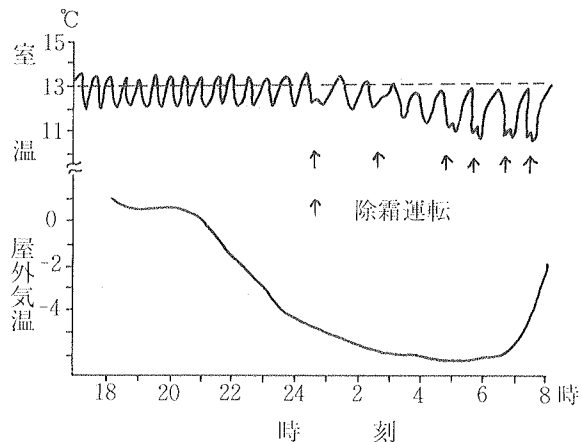
第7図は、第2年次において暖房設定温度を13, 15°Cとした日のCOPを3~4時間毎に求め、この値と平均外気温(30分毎の屋外気温の平均)との関係を表わしたものである。平均外気温が2°C付近ではCOPは3.6前後の値を示しているが、屋外気温の低下に伴ってCOPは次第に低下していき、両者の間に $r = 0.89$ の相関が認められた。また、この図から、設定温度が13, 15°Cの場合、C



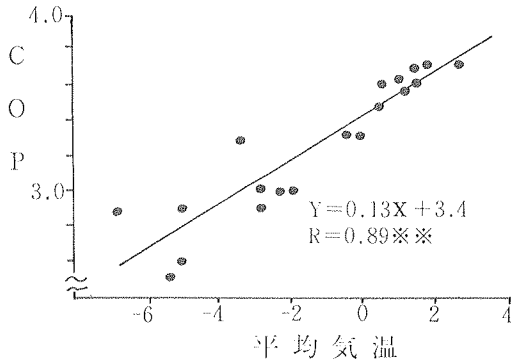
第4図 屋外気温と室温との関係



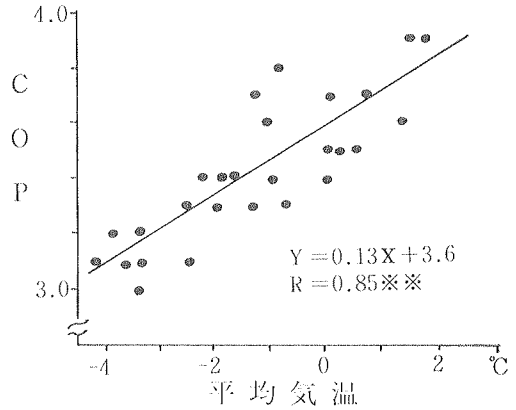
第5図 屋外気温、室温変化と除霜運転 (設定温度15°C, 1984~85年12月31日~1月1日)



第6図 屋外気温、室温変化と除霜運転 (設定温度13°C, 1985年1月30~31日)



第7図 平均外気温とCOP
(設定温度13—15°C)



第8図 平均外気温とCOP
(設定温度8—10°C)

OPを3以上に確保できる平均外気温は-3°C前後にあった。同様にして暖房設定温度を8, 10°Cとした場合における平均外気温とCOPの関係を求めてみると第8図のようになり、第7図とはほぼ同一の回帰直線が得られ、

相数関係も $r=0.85$ と高く、本ヒートポンプのCOPは暖房設定温度にかかわらず屋外気温の影響を強く受けることが明らかであった。

5. 運転経費

第5表 設定温度と最低外気温及びCOP

試年	験次	設温	定度	月日	最低外気温	放熱量	消費電力	同左熱量値	COP
			°C		°C	万kcal	kw	万kcal	
第一年		15		1.11—12	-4.0	20.77	78	6.71	3.1
		〃		12—13	-4.7	26.60	91	7.83	3.4
		13		1.22—23	-3.0	19.29	63	5.42	3.6
		〃		23—24	-2.8	19.64	67	5.76	3.4
		11		2.18—18	-3.5	8.28	28	2.41	3.4
		〃		28—29	-4.6	14.73	50	4.30	3.4
		変*		2.4—5	-3.8	24.53	83	7.14	3.4
	〃		26—27	-1.7	22.89	69	5.93	3.9	
第二年		15		12.25—26	-6.0	25.89	107.1	9.21	2.8
		〃		1.7—8	-3.2	21.74	78.5	6.75	3.2
		13		1.25—26	-6.2	23.26	86.3	7.42	3.1
		〃		23—24	-1.2	14.17	45.2	3.89	3.6
		変*		1.14—15	-8.5	26.91	101.1	8.69	3.1
	〃		9—10	-2.5	18.84	61.2	5.26	3.6	
第三年		10		1.2—3	-4.5	21.82	81.0	6.97	3.1
		〃		3—4	-1.0	15.73	47.2	4.06	3.9
		8		12.17—18	-5.6	17.67	66.9	5.75	3.1
		〃		27—28	-3.2	14.21	46.1	3.97	3.6
		変*		1.10—11	-6.2	26.64	83.6	7.19	3.7
		〃		11—12	-6.0	22.17	80.6	6.93	3.2

*: 変夜温管理

第2年次及び第3年次における本ヒートポンプの運転経費と本ヒートポンプで得た放熱量を重油だき温風暖房機で得ようとした場合の必要推定重油量及びその重油代金を第6～7表に示した。なお、これらの数値の算出にあたっては、電力料金は1KW=30円、重油発熱量8,770kcal/l⁻¹、暖房機熱効率0.8として求めた。電力料金と重油代金を比較してみると、重油の単価60円・l⁻¹では明らかに電力料金の方が高額となり、80円・l⁻¹で両者はほぼ同一か電力料金の方がやや安くなると試算された。

6. キュウリ、トマトの生育、収量

キュウリの生育は2か年とも順調であった。暖房設定温度が15℃の場合、後夜半設定値を保てない日があったが、短時間でありまた10℃以下に低下することはなかった。生育に対する影響はほとんど認められなかった。キュウリの収量は第8表に示したように本作型では標準的な値であった。

第6表 運転経費及び温風暖房機との比較 (1984～'85年)

月 日	設定温度	放熱量	消費電力	電力料金	必要重油量	重油料金 a	
						60円	80円
	℃	千kcal	kw	円	l	円	円
12. 25-26	15	258.93	107.1	3.213	36.9	2.214	2.952
1. 7- 8	15	217.39	78.5	2.355	31.0	1.860	2.480
1. 25-26	13	232.56	86.3	2.589	33.1	1.986	2.648
1. 23-24	13	141.72	45.2	1.356	20.2	1.212	1.616
1. 14-15	変	269.12	101.1	3.033	38.4	2.304	3.072
1. 9-10	変	188.37	61.2	1.836	26.8	1.608	2.144

a 1 l 当り (第7表も同様)

第7表 運転経費及び温風暖房機との比較 (1985～'86年)

月 日	設定温度	放熱量	消費電力	電力料金	必要重油量	重油料金	
						60円	80円
	℃	千kcal	kw	円	l	円	円
12. 17-18	8	176.65	66.9	2.007	25.2	1.512	2.016
18-19	8	171.85	58.3	1.749	24.5	1.470	1.960
25-26	8	155.00	48.0	1.440	22.1	1.326	1.768
27-28	8	142.09	46.1	1.383	20.3	1.218	1.624
1. 2- 3	10	218.23	81.0	2.430	31.1	1.866	2.488
3- 4	10	157.27	47.2	1.416	22.4	1.344	1.792
5- 6	10	263.02	97.0	2.910	37.5	2.250	3.000
6- 7	10	250.70	93.5	2.805	35.7	2.142	2.856

トマトも設定温度がほぼ確実に保たれたので、生育は順調であり、第9表に示したように6.3kg/株の収量を得た。

IV 考 察

ヒートポンプを利用した温室の環境制御装置として、除湿機が知られており、室内の多湿環境改善に一定の効果をおいている(4)。また養液栽培における培養液冷却装置があり、実験施設では果菜類に対して高い冷却効果を認め(2, 10)、ミツバ栽培ではすでに実用段階に入っている(3)。暖房装置としては地下水を熱源とする機種が全国各地に相当数稼働している(6)。これに対し、空気熱源機種は、夜間の屋外気温を熱源にするため暖房能力や成績係数に高い値を期待できないと考えられていたため利用事例はほとんど認められなかった。しかし、本機種を含め空気—空気型ヒートポンプがいくつか市販されるようになって、その利用に対する関心は次第に高まり、暖房特性に関する試験報告も認められるようになってきた(5)。

本試験は1983年秋より開始し、3年間にわたってキュウリ、トマトを供試作物として暖房性能や成績係数の把握、本機種に適した合理的な運転方法及び運転経費について検討を行ない、これまで多様化をはかってきた石油燃焼によらない暖房方式の1つに加えようとしたものである。

第8表 キュウリの収量 (20株当り)

年 度	総 収 量		良果率	良果重
	本 数	重 量		
	本	kg	%	kg
1978～'79	1,419	146.10	76	110.6
1979～'80	1,210	133.45	72	96.0

第9表 トマトの重量 (20株当り)

品 種	総 収 量		良果収量		良果率
	個数	重 量	個数	重 量	
	個	kg	個	kg	%
瑞 秀	697	125.33	492	92.63	74
瑞光102	555	127.33	441	98.70	78

本ヒートポンプの暖房性能は室内機から吹き出される温風温度に左右され、その温風温度は屋外気温の影響を強く受けた。暖房設定温度が15°Cの場合、屋外気温2°C前後では温風温度は38~39°Cとなるが、屋外気温の低下に伴って温風温度も次第に低下していった。しかし、屋外気温が-6°Cの時ににおいても30°Cの温風を得ることができ、夜間の気温低下にもかかわらず高い暖房性能を示した。屋外気温と室温との関係は、設定温度15°Cにおいては屋外気温が-2°Cまで、また設定温度が13°Cでは屋外気温-4°Cまでの低下であれば設定値は確実に保持された。内外気温差は最大18~20°Cを得た。一般に温室の暖房負荷は、 $Qg=Aq \cdot ht (\theta_{in}-\theta_{out}) (1-fr) As \cdot qso$ (Qg : 暖房必要熱量 $kcal \cdot h^{-1}$, Aq : ハウス表面積 m^2 , ht : 熱慣流率 $kcal \cdot m^{-2} \cdot hr^{-1} \cdot ^\circ C$, θ_{in} : 室内気温, θ_{out} : 室外気温 $^\circ C$, fr : 保温被覆の熱節減率, As : ハウス床面積 m^2 , qso : 地中伝熱量 $kcal \cdot m^{-2} \cdot h^{-1}$) で表わされ、またヒートポンプの放熱量は、 $Hp=a \cdot c \cdot (P_1-P_2)$ (Hp : 放熱量 $kcal \cdot h^{-1}$, a : 空気比熱 $kcal \cdot m^{-3} \cdot ^\circ C$, c : 風量 $m^3 \cdot h^{-1}$; P_1 : 室内機出口気温 $^\circ C$, P_2 : 同入口気温 $^\circ C$) の式で表わされる。ここで各項の数値を、 $Aq=486$, $ht=5.5$, $\theta_{in}=15$, $fr=0.4$, $As=311$, $qso=-5$, $a=0.3$, $c=4,200$, $P_2=15$ として、両者が一致する屋外気温 θ_{out} を求めてみると $\theta_{out}=-2^\circ C$ が得られる。(この場合、 $Qg=25,710kcal$, $Hp=25,200kcal \cdot h^{-1}$ となる)。すなわち、暖房設定温度を15°Cとした場合、本温室の保温条件下では本ヒートポンプのもつ室温保持能力は屋外気温-2°Cが限界であることを示しており、実測値と一致した。

従って、屋外気温が-2~-4°C以下に低下すると暖房設定温15~13°Cは保てなくなるが、通常設定値以下となってもその時間は朝方最大3時間程度にとどまった。

ヒートポンプの性能に影響を与える要因として、暖房負荷の増大だけではなく、屋外気温の低下に伴う除霜運転があった。室外機内の蒸発器は大気中の熱を奪う役割を果たしているが、運転中屋外気温が著しく低下すると室外機表面に霜が付着し、機器の性能を低下させる。このため本機種は着霜を認めると自動的に室外機(蒸発器)と室内機(凝縮器)の機能が切り換わり、室外機の温度を上昇させる。この働きは空気熱源型機種の大きな特徴である。暖房運転途中、室温が設定値まで上昇する以前に除霜運転が度々なされると設定値の保持が困難になった。しかし、除霜運転によって設定値が保持されなくなるのは設定温度が15°Cと高い場合の朝方で、13°C以下では除霜運転はされるものの温度保持に大きく影響を与え

るほどではなかった。

このように本ヒートポンプの性能は屋外気温に左右されるところが大きいことから、温度管理法としては恒夜温管理法よりも変夜温管理法が合理的な運転方法となる。すなわち、恒夜温管理法では屋外気温が最も低下する早朝の時間帯に最大暖房負荷が出現し、また除霜運転のひん度が高まって空気熱源型ヒートポンプでは、その性能は最も低下する。これに対し、変夜温管理法は屋外気温がまだ比較的高い前夜半は設定温度を高く保ち、その後屋外気温の低下に伴って設定温度も低くする方法であり、早朝の時間帯は恒夜温管理法の場合ほど内外気温差を高く保つ必要はないので室温の保持は容易となる。本来、変夜温管理法は作物の光合成生産物の転流促進及び呼吸抑制に関する作物生理の研究から提唱された管理法であり、さらに省エネルギー効果も認められて広く普及するに至っているが、この方法はまた空気熱源型ヒートポンプの最適管理法ともいえる。

本ヒートポンプのCOPは暖房設定温度にかかわらず1晩のそれは概ね3以上の値を得、この点からも高い実用性を認めた(4)。しかし、COPの値はやはり屋外気温によって変動し、屋外気温が高い程優れた。暖房運転中の夜間を一定時間に区切って、30分ごとの平均外気温とCOPの関係をみると、暖房設定温度が13~15°Cの場合では、平均外気温が1~2°Cでは、COPは3.6~3.8の高い値を示すが、屋外気温の低下とともにCOPも低くなり、両者に高い相関を認めた。またCOPが3以下となる平均外気温は-3°C付近にあった。暖房設定温度が8~10°Cの場合においてもほぼ同様な関係が認められ、COPが3以下となる平均外気温は-5°C前後にあった。また、変夜温管理法を採用すれば後夜半屋外気温が相当に低下しても恒夜温管理法の場合よりもCOPは低下せず、この点においても合理的な運転法といえる。本ヒートポンプのCOPが屋外気温に左右される最大の要因は、温風温度にあり、屋外気温が高い程高い温風温度が得られるので、室内機入口-出口の温度差が大きくなって放熱量が増大し、消費電力に対する比(COP)は大きくなる。空気熱源型ヒートポンプのCOPの調査については小酒井ら(5)の報告があり、COPは屋外気温が低下する程低くなって、本試験と同様の傾向を認めているが、その数値自体は2.3~2.6(室温11°C, 外気温-2~-7°C)の範囲で必ずしも高い値を得ていない。本試験とのCOPの差については、供試温室の規模、使用台数また機種の違い等が考えられるがはっきりした理

由は今のところ明らかではない。

このように、大気を熱源とするヒートポンプは暖房性能とともにCOPも屋外気温が高い程優れるので、その適用地域は先の結果から夜間の平均外気温が $-3 \sim -5^{\circ}\text{C}$ 以上の温暖地となろう。日本海側の地域でも日照量は問題としないので気温低下が著しくなければ利用可能と考えられる。

本ヒートポンプは夜間だけの運転であるが、主に圧縮器の出力に多量の電力を消費し、本温室の条件下で暖房設定温度を 15°C とした場合には1日最大100KWを越えることがあり、また $8 \sim 10^{\circ}\text{C}$ の設定温度においても最大70~80KWとなり、同一規模の地中熱交換装置の4~5倍(1)の電力量を必要とする。運転経費の評価については本ヒートポンプで得た放熱量を重油だき温風暖房機で得ようとした場合の重油量及びその必要代金との比較で試みた。その結果、電力料金を1KW=30円とするなら重油の単価が $1 \text{ l} = 70$ 円前後で両者はほぼ同一になると試算された。従って、1982~'83年時のように重油価格が $80 \text{円} \cdot \text{l}^{-1}$ 越えた場合にはヒートポンプの経済性を見出すことは可能になるが、現状の石油価格が低落傾向にある時には、温風暖房機を利用するよりも有利であるとはいえない。逆に先の試算値から、重油単価 $1 \text{ l} = 60$ 円としてこれに見合う電力料金の単価を求めてみると1KW=25円前後となる。すなわち現在よりも約16%安価になればよいことになる。小酒井ら(5)は、ヒートポンプと石油暖房機とのランニングコストの比較を、COPの値と電力料金の価格をいくつかに設定して検討しているが、それによるとCOPが3で電力料金を1KW=30円とすると、石油単価 $1 \text{ l} = 80$ 円で両者のランニングコストが等しくなり、また石油単価 $1 \text{ l} = 60$ 円とすれば電力料金の単価が1KW=23円前後で両者のランニングコストが見合うとしており、本報告とほぼ同様な結果を示している。

なお、先の試算値は運転経費だけの比較であり、装置の償却費を含めた総合的な比較検討は今後の課題である。またヒートポンプとしての評価は当然冷房機能も含めて検討が必要などころである。

以上、本ヒートポンプの暖房特性についていくつか述べたが、空気—空気型タイプのすぐれた特徴として、シスラムがきわめて単純なことがあげられ、装置は室内機と室外機だけを備えればよい。水熱源ヒートポンプについて、吉在(7)はいくつかの構成事例をあげているが、一般にヒートポンプの容量を小さくしようとすると蓄熱槽や熱交換機を必要とし、装置は複雑化する。空気熱源

型においても日中の高い温度の空気を利用するシステムが考えられるが、この場合やはり蓄熱槽が必要になるので現状ではこのまま空気—空気型を利用した方が得策と思われる。

暖房機能に限って見た場合、現状の石油価格のもとでは直ちにヒートポンプが広く普及するという可能性は小さい。しかし、今後石油価格や電力料金(特に夜間電力)の動向によっては温暖地域で利用がはかれる場面は十分想定される。この場合、これまで実用化された省石油暖房方式はトマトを主体とした比較的低温性の作物に限定されたのに対し、ヒートポンプは補助暖房を必要とせず高温性作物まで適用できる点において、その利用価値は高いと考えられる。

V 摘 要

1983年から1986年の3年間にわたり、空気—空気型ヒートポンプの暖房性能、成績係数、運転管理法及び運転経費について検討を行った。

1. 供試ヒートポンプは大気を熱源とする温風暖房方式で、装置は室外機と室内機から構成されている。圧縮器の定格出力は7.5KWである。

2. 供試施設は床面積 311 m^2 の硬質ポリエステルフィルムを被覆した単棟温室で、保温カーテンは天井一層、側壁部二層被覆とした。供試作物は1983~'85年はキュウリ、1985~'86年はトマトを用いた。

3. 暖房設定温度はキュウリの場合、 15°C 、 13°C 、 11°C 及び 16°C (17—21時) — 13°C (21—24時) — 11°C (24—8時)、トマトは 10°C 、 8°C 及び 15°C (17—21時) — 12°C (21—24時) — 6°C (24—8時)とし、これらの設定温度を一定日数ずつ交互にくり返した。

4. 室内機から吹き出される温風気温は、屋外気温が 0°C の場合 $36 \sim 38^{\circ}\text{C}$ であるが、屋外気温の低下に伴って次第に低下し、 -6°C では 30°C となった。

5. 暖房設定温度が 15°C の場合、屋外気温が -2°C まで、また設定温度が 13°C では -4°C までの低下であれば設定値は確実に保持された。内外気温差は最大 $18 \sim 20^{\circ}\text{C}$ を得た。

6. 変夜温管理法は屋外気温が高い時設定値を高く保ち、屋外気温の低下に従って設定値を下げる方法であり、室温の保持は容易で、本機種的好適制御法と認められた。

7. 暖房設定温度が 15°C で屋外気温の低下が著しい場合、度々除霜運転がなされ、室温保持が困難になること

があった。

8. 本ヒートポンプのCOPは暖房設定温度にかかわらず、おおむね3以上の値を得たが、屋外気温が高い場合はCOPも高く、屋外気温の低下に伴ってCOPも低下し、両者の間に高い相関を認めた。

9. 運転経費を重油だき温風暖房機の重油代金と比較したところ、重油単価1 l = 70円前後ではほぼ電力料金に等しくなると試算された。

引用文献

1. 林真紀夫・古在豊樹・中村潤・渡辺一部(1983). 温室におけるヒートポンプ利用 (1) 暖房システム 農業気象, 38 : 379—387
2. 板木利隆・佐々木皓二(1977). 養液栽培における夏期の地下部温度調節に関する試験(第1報)地下部の冷却温度とトマトの生育反応 昭和52年度園芸学会秋季大会研究発表要旨
3. 板木利隆・佐々木皓二・宇田川雄二(1985). 養液栽培の実際, 農業電化協会
4. 岩崎正男(1983). 除湿装置—キュウリ 施設と園芸 No. 40 : 35—40
5. 小酒井一嘉・上原毅(1986). 空気熱源ヒートポンプによる温室暖房試験 農業電化 39 (6) : 16—20
6. 古在豊樹(1985). 施設園芸の環境調節新技術 日本施設園芸協会 : 159—168
7. ———・林真紀夫(1986). ヒートポンプ(2) システム構成の種類と特徴 農及び園 61 (6) : 779—78
8. 中島雅弥(1986). ヒートポンプを利用したメロン栽培 東京近郊そ菜技術研究会編 野菜の新技術と新資材 : 108—109
9. 小沢和英(1986). ヒートポンプを導入したカーネーション栽培 施設と園芸 No. 52 : 45—50
10. 佐々木皓二・板木利隆(1978). 夏作キュウリにおける地下部冷却効果について 昭53年度神奈川県試果菜試験成績書 : 15—16
11. ———・———(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 神奈川県試研報 26 : 26—34
12. 瀬古龍雄・日水英一・小田切文明・小野長英・倉島裕(1985). ヒートポンプの施設園芸への導入に関する研究 (第1報) 太陽熱内部集熱方式との有機的結合による新システムの開発と実用化 昭60年度園芸学会春季大会研究発表要旨 : 240—241

Summary

From 1983 to 1986, experiments were carried out to investigate heating effect coefficient of performance(COP), efficient operation method and economic effect of air to air type heat pump.

1. The heat pump consists of the indoor instrument and outdoor instrument, and output of the heat pumps compressor is 7.5kw.

2. The indoor instrument of the heat pump was installed in greenhouse of 314m² that was covered with the rigid plastic film, and was provided with a layer overhead thermal screen and double side screens. In this greenhouse, cucumbers were grown in 1983-'85 and tomatoes in 1985-'86.

3. The inside temperature at night was designed at 15°C, 13°C, 11°C and 16°C(17.00-21.00)-13°C(21.00-24.00)-11°C(24.00-8.00) in case of cucumbers, and the temperature was repeated alternately for certain terms. In case of tomatoes, the inside temperature was set at 10°C, 8°C and 15°C(17.00-21.00)-12°C(21.00-24.00)-6°C(24.00-8.00), and the temperature was repeated alternately similar as the case of cucumbers.

4. The wind temperature gained from the indoor instrument was 36~38°C when outside air tempera-

ture was 0°C. But, when outside air temperature fell to -6°C the wind temperature fell to 30°C.

5. The inside temperature was maintained at the designed degree 15°C or 13°C, when outside air minimum temperature was not lower than -2°C or -4°C. The maximum difference of temperature between inside and outside of the greenhouse was 18~20°C.

6. When the varying night temperature management was applied, inside air temperature was easily maintained at the designed degree. Therefore the varying night temperature management was the best temperature control method of air to air type heat pump.

7. When outside air temperature declined sharply, the heat pump was operated frequently to exclude the frost of the outside instrument, that is to say air cooling operation. Inside temperature could not maintain at designed degree 15°C in case of high frequency of the defrost operation.

8. There was a high correlation between outside air temperature and COP of the heat pump. The COP almost showed above the value of 3 in spite of the designed degree.