農業気象 (*J. Agr. Met.*) 41 (3): 273–280, 1985

地中熱交換温室

山 本 雄二郎

(電力中央研究所・生物研究所)

Greenhouses with Underground Heat Exchange System

Yujiro YAMAMOTO

(Biology Lab., CRIEPI, Abiko-city, Chiba 270-11)

1. ま え が き

1973年の石油ショック以来、農業生産分野においても省エネルギーが強く要請されるようになった。特に、施設園芸においては石油依存率が高いことから、省エネルギーの必要性が叫ばれてきた。なかでも、冬期の温室暖房に対する見直しが行われ、太陽熱や排熱の利用による代替エネルギーの開発、あるいは、保温性強化によるエネルギー節減技術が開発されてきた。これら温室暖房に関する省エネルギー技術の一部は、今日、すでに小規模な実験システムから生産施設への適用化の検討を経て、実用技術として採用されつつある。とくに、地中熱交換温室は研究への着手が早く、構造も簡単なため、他の省エネルギー施設に比較してシステムとしての完成度が高く、わが国で最も実用化が進んでいる施設である。

地中の熱を暖房に利用しようとした試みは古くからあるが(例えば守安, 1956; 高志, 1961), これを温室暖房に利用しようとした研究は著者(1966)が最初であった。温室の省エネルギーを目的として開発した地中熱交換温室(山本, 1966, 1969, 1973, 1977)は、石油ショック以来多くの関心を集め、この温室の性能に関する研究(例えば森, 1977; 佐々木ら, 1979, 1980, 1981, 1982; Kozai, 1985)と設計に関する研究(例えば内嶋, 1980; 高倉ら, 1981; 大原ら, 1981 a, 1981 b; 岡野ら, 1982; Kurata et al., 1985; 斉藤ら, 1985)が多くなされるに至った。

本報告は、著者の研究を中心にしながら地中熱交換温室の概要を紹介すると共に、今後の問題点を整理することに目的をおいたものである。

2. 原理と特徴

地中熱交換温室は温室自体を太陽熱のコレクター、温室内の土壌を蓄熱体として利用するセミパッシブタイプの太陽熱利用温室である。この温室は地中に埋設したパイプに温室内空気を送風することで、空気からパイプ周辺土壌へ、あるいは土壌から空気へ熱を移動させ、蓄熱と暖房を可能とした。

太陽熱の蓄熱体には、最も一般的なものとして水があり、水を蓄熱体としてパイプを水中に布設する方が蓄放熱性能に関するかぎり地中熱交換温室よりもすぐれた太陽熱温室となろう。しかし、地中熱交換温室には次のような利点がある。

- ① 蓄熱水槽を設ける必要がない。
- ② 薄肉のパイプが使える。
- ③ 熱交換パイプの接続部にすきまがあってもあまり問題にならない。
- ④ 浮力対策がいらない。
- ⑤ 保守管理がほとんどいらない。
- ⑥ 不照日が数日続いてもある程度の暖房効果が得られる。

①と⑤が最も大きな利点であるが、水中に布設する場合に比べて多数のパイプが必要となるなどの欠点もある。

3. 地中熱交換温室の構造

本報告で使用したデータは、主として当所(千葉県我孫子市)の2基の地中熱交換温室によって得られたものである。

図1は1号地中熱交換温室を示したものであり、内径115 mm(外径120 mm)のアルミパイプを地中50 cmに36 cm間隔(中心から中心)で並列に16本埋設した。パ

図1 供試地中熱交換温室の構造(1号)

パイプの両端はピットに開口し、温室内空気は換気扇(2台)によって矢印方向へ循環する。温室はアルミ構造ガラス室で、内側にビニルフィルム(0.1mm)を被覆した。温室の方位は東西で、諸元等は次のとおりである。

1 重床面積: 126.0 m² (ピット面積 9.2 m² を含む)

2 重床面積: 111.7 m² (ピット面積 9.1 m² を含む)

表 面 積: 260.0 m²

パイプの総長: 275.5 m

パイプの総内壁面積: 99.5 m²

パイプの総外壁面積: 103.8 m²

平均風速, 風量: 4.6 m/s, 45.8 m³/min

また、2号地中熱交換温室は図示していないが、埋設パイプの一端(出口)はピットに開口せず、バンドを用いて地上に立ち上がらせたものである。温室はパイプ構造で外側に0.15 mmのビニルフィルム、内側に0.075 mmのビニルフィルムを被覆した。温室の方位は東西で、諸元等は次のとおりである。

1 重床面積: 78.3 m²

2 重床面積: 69.7 m²

表 面 積: 138.7 m²

パイプの総長: 209.3 m (立ち上がり部分は含まない)

パイプの総内壁面積: 67.7 m² (立ち上がり部分は含まない)

パイプの総外壁面積: 69.7 m² (立ち上がり部分は含まない)

平均風速, 風量: 4.8 m/s, 31.8 m³

4. 地中熱交換温室の温度と熱交換特性

地中熱交換温室の温度と熱交換特性を正しく理解するには、温室内空気がパイプを通過する際の状態変化を正確に把握する必要がある。しかし、空気の状態変化を計算によって求めるのは繁雑で、空気線図(正しくは湿り空気線図という)の利用が便利である。

空気線図は、図2のとおり乾球温度と湿球温度から相対湿度、絶対温度、エンタルピー、比容積、露点温度などの空気の状態量を知ることができ、空調の分野では欠かすことができない。地中熱交換温室における地中熱交換

○パイプ入口 } 1981. 1. 30 13:00
●パイプ出口 }

図2 湿り空気線図上の状態点

量の決定などにも、これを利用すると便利である。

空気の状態量のうちで乾球温度、湿球温度、相対湿度は一般的であるが、エンタルピー、比容積については、なじみが薄い。しかし、地中熱交換量の算定には絶対的に必要な状態量であり、とくに説明しておきたい。

エンタルピー

湿り空気の保有する顕熱と潜熱の和を指す。同じ空気でも湿った空気ほどエンタルピーは大きい。地中熱交換量は、パイプ通過前後のエンタルピー差に基づいて決定される。パイプ通過前後の乾球温度だけを測定しても地中熱交換量は決定できず、必ず湿球温度を測定しておく必要がある。

エンタルピーの単位は kcal/kg' で表わされる。ここで kg' は湿り空気中の乾き空気 1 kg を指す。同様に絶対湿度の単位は kg/kg' で、乾き空気 1 kg と同居している水分の重量を表わしている(気象の分野では、混合比とよ

ばれている)。

比容積

空気 1 kg の占める体積 (m^3) を比容積という。乾球温度 20℃, 絶対湿度 0.007 kg/kg' の空気の比容積は 0.84 m^3/kg' で, この空気を 27℃ まで暖めると比容積は 0.86 m^3/kg' となる。

空気の体積は温度によって変化するが, 重量は温度によって変化しないので, 地中熱交換量の決定に必要な風量を重さで表示しておけば温度変化に伴う影響を考えなくて済む。比容積は体積で示された風量を重さに換算するような場合に, 一種の換算係数として用いられる。

地中熱交換量 (q , kcal/h) は次の式によって求められる。

$$q = V_w \times (E_i - E_o) \quad (1)$$

V_w : 1 時間に流れる空気の重量 (kg/h)

E_i : パイプ入口空気のエンタルピー (kcal/kg')

E_o : パイプ出口空気のエンタルピー (kcal/kg')

V_w については, 風量 (m^3/h) を比容積 (風量を測定した位置の) で除して求める。

以上の知識に基づいて, 地中熱交換量を空気線図から求めてみよう。ただし, 前記の 1 号地中熱交換温室によって得られた次のデータを使用する。

パイプ入口空気 { 乾球温度 29.5℃
湿球温度 28.3℃ } 1981 年 1 月 30 日
パイプ出口空気 { 乾球温度 26.8℃
湿球温度 26.5℃ } 13 時

図 2 の空気線図 (空気調和ハンドブック (井上, 1977) の付図による) から, 各々の空気のエンタルピーと絶対湿度は次のとおりである。

パイプ入口空気 { エンタルピー 21.8 kcal/kg'
絶対湿度 0.0241 kg/kg' }

パイプ出口空気 { エンタルピー 19.6 kcal/kg'
絶対湿度 0.0217 kg/kg' }

熱交換パイプ (115 mmφ) 1 本あたりの風量 171 m^3/h (パイプ出口の風速から計算) を比容積で除すと 194.3 kg/h となる。したがって, 地中熱交換量は 427 kcal/h である。また, パイプ内壁面への凝結量は 0.466 kg/h となる。

次に図 3 は図 1 の地中熱交換温室における温度と温室外日射量の推移を 1980 年 12 月 31 日～1981 年 1 月 4 日, 1981 年 2 月 27 日～3 月 3 日について示したものである。ここで, パイプ間地温とは, 入口と出口の中央で北側から 8 番目と 9 番目のパイプ間の中点 (パイプ外壁より 12 cm) で測定した。

図 3 地中熱交換温室内外気温などの推移

図3によると、12月31日～1月4日における温室内気温の最高は28.2℃であるが、2月28日～3月3日においては35℃に達している。これは、外気を導入せずに換気扇を連続運転した場合の結果であり、2月28日～3月3日の温度パターンは実用の地中熱交換温室ではあり得ない。すなわち、実用の地中熱交換温室では、特殊な作物を栽培しないかぎり30℃を大きく越えないように管理する必要があるので、35℃の空気がパイプを通過することはない。したがって、当地中熱交換温室の実用上の蓄放熱性能に基づく温度パターンは12月31日～1月4日に代表されているものと考えられる。

5. 地中熱交換パイプの構造

(1) 埋設の深さ

パイプの適切な埋設深さに関する理論的解析はきわめて困難であるが、前述のとおり地中熱交換温室が土壌を1日周期の蓄熱体として利用するものである以上、深く埋設するほど蓄放熱性能がよくなるというものではない。しかし、あまり浅い層に埋設しても耕うん機などの運行の障害になるばかりでなく、蓄放熱性能がそこなわれるものと考えられる。そこで、筆者は地面からの地中伝熱量の影響がほとんどなくなる深さに、パイプからの熱流の影響がほとんどおよばない距離を加えた深さが、適切な埋設深さと考えた。したがって、直径が100～120 mmのパイプを使用する場合には施工の難易を考慮すれば、40～50 cm (地面からパイプの中心まで)の深さへの埋設が適切である。

蔵田ら(1984)、Kurata and Takakura (1985)は、非定常3次元モデルを用いて埋設深さを30、40、50 cmにした場合の蓄熱特性を検討し、それぞれの特性はほぼ同様であったと報告している。さらに、斉藤ら(1985)もこれに近い結論を導いている。

(2) パイプの径

熱交換パイプの適切な直径に影響をおよぼすファクターは、パイプ内壁面と空気との熱伝達率、通風抵抗が指摘されるが、実際にはパイプの強度とコストも十分考慮する必要がある。熱伝達率(K , kcal/m²h℃)は、20℃に対する空気の動粘性係数(0.156×10^{-4} m²/s)、プラントル数(0.71)を用いると風速を V m/sとして、

$$K = 3.1 \frac{V^{0.8}}{d^{0.2}} \quad (2)$$

と表わせる。すなわち、 K は内径が同じであれば風速の0.8乗に比例する。

表1は(2)式に基づいてパイプ径を風速2～10 m/sについて示したもので、同じ径における風速の増大が K におよぼす影響は大きい、同じ風速におけるパイプの径の増大が K の減少におよぼす影響は、あまり大きくないといえる。さらに図4は風速を5 m/sとして、熱伝達率、後述の通風抵抗におよぼすパイプ径の影響を示したものである。これらの関係から適切なパイプ径を決定することはなお困難であるが、75 mm以下のパイプは熱伝達率の上昇よりも通風抵抗の増大の方がはるかに大きいので、ごく小規模地中熱交換温室以外には適さない。

一方、塩化ビニル製の150 mm程度のパイプは、管厚3 mm以下での製造が困難であるばかりでなく、これを地下50 cm付近に埋設すると土圧で変形する恐れがあることを認めた。さらに、内径が120 mmで管厚が2.5 mmのパイプを地下50 cmに埋設し、地上を大型トラック(重量未確認)で数回走行した後の変形を調べたところ最短径の平均は98 mmであった。ただし、実験は地上部を撤去後4年半経過した地中熱交換温室の跡地で行った。この事例から内径が120 mm前後で管厚が2.5 mmの塩化ビニルパイプは、地中熱交換パイプとして十分な強度をもっているものと認められる。次に内径が100 mmで管厚が1.5 mmの塩化ビニルパイプについて調べたところ、埋めもどしの初期に細心の注意を払えば強度的には問題のないことがわかった。前述の120 mmパイプの管厚が

表1 パイプ内壁面の空気に対する熱伝達率 (kcal/m²h℃)

パイプ径 (mm)	風 速 (m/s)								
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
50	9.8	13.6	17.1	20.4	23.6	26.8	29.8	32.7	35.6
75	9.1	12.5	15.8	18.8	21.8	24.7	27.5	30.2	32.8
100	8.5	11.8	14.9	17.8	20.6	23.3	25.9	28.5	31.0
125	8.2	11.3	14.2	17.0	19.7	22.3	24.8	27.3	29.6
150	7.9	10.9	13.7	16.4	19.0	21.5	23.9	26.3	28.6
175	7.6	10.6	13.3	15.9	18.4	20.8	23.2	25.5	27.7
200	7.4	10.3	13.0	15.5	17.9	20.3	22.6	24.8	27.0

図4 熱伝達率と通風抵抗におよぼすパイプ径の影響

2.5 mmで、100 mmパイプの管厚が1.5 mmであるから、パイプの径が100 mmから120 mmになると管厚を1.5 mmから2.5 mmにする必要があるといえる。

以上の経験から実用的な地中熱交換パイプの内径は、100～130 mmで各々の管厚は目安として、次のような値が推論される。

内径 100～110 mm	管厚 1.5 mm
“ 110～120 mm	“ 2.0 mm
“ 120～130 mm	“ 2.5 mm

もちろん、あくまでも目安であり、塩化ビニルの原料の性質などによっても多少変わると思われる。

高倉・山川(1981)は、定常1次元のシミュレーションモデルを用いて、80～150 mmパイプの温室内気温におよぼす影響を検討し、110 mmパイプが最も良かったという結果を得ている。今後のパイプ選定の参考にすべきものと思う。

(3) パイプの材質

熱交換パイプの材質は伝熱特性から熱伝導率の大きい金属が好ましいが、金属製パイプはコスト高と腐蝕をうけ易い性質を考慮すると実用化困難である。パイプをとりまく土壌の熱伝導率は、土壌の種類と水分状態などによって相違するが、粕淵(1973)は洪積土壌、沖積土壌、火山灰土壌について熱伝導率と水分含量との関係を求めている。これによると、土壌の種類によって熱伝導率は大きく相違する一方で水分がふえると直線的に増大し、熱伝導率の最大値は1.38 kcal/m h℃(洪積土)で最低は0.11 kcal/m h℃(火山灰土)である。塩化ビニルの熱伝導率は0.14 kcal/m h℃で、土壌の最大熱伝導率の約1/10となっている。

パイプ材質の熱伝導率が土壌のそれよりも大きい場合は、土壌－空気熱交換を全くきまたげないが、逆に小さい場合は、その熱伝導率と厚さに応じてきまたげられる。しかし、前掲の高倉・山川(1981)はパイプ材質が温室内気温に及ぼす影響を検討し、塩化ビニル、ポリエチレン、鋼鉄の間では0.2℃程度の差しかないことを明らかにしている。

(4) パイプの所要量

地中熱交換温室にかぎらず内部集熱型の太陽熱温室の集熱量は、温室内気温をある温度に維持するとき除去しなければならない熱量で、換気による排出熱量と一致する。すなわち、パイプの所要量は適当な季節の余剰熱量の最大を蓄熱する能力を与えることによって決定される。温室の余剰熱量は関東地域を例にとれば、冬期間中でも冬至前後の日射量、気温が低い時期を最少とし、暖房を必要とする期間にかぎると、3月上旬頃が最大となる。しかし、暖房必要期間中の余剰熱量の最大を蓄熱する能

力に基づいてパイプの所要量を求めると、莫大になるばかりでなく、ほかの時期には十分機能しなくなり、過剰設備になる恐れがある。

図3に示した温度パターンが上述のことを示しており、目安として次の条件を満たす蓄熱能力を与えるのが適切な設計といえる。

屋外の水平面日射量：8 kcal/m²min

ハウスの日射透過率：70%

ハウス内気温：28℃

外気温：10℃

上述の条件下で蓄熱にまわせる熱量がきまると、空気－土壌の熱貫流率を適用すれば所要パイプの量が求まるが、実際の地中熱交換パイプでは全熱交換量の半分は潜熱交換である。そこで、図1の1号地中熱交換温室について次式によって13時の熱貫流率を求め図5に示した。

$$h_{\text{t}} = \frac{V_{\text{v}} (E_{\text{i}} - E_{\text{o}})}{A_{\text{p}} \left(\frac{\theta_{\text{i}} - \theta_{\text{o}}}{2} - \theta_{\text{s}} \right)} \quad (3)$$

E_{i} : パイプ入口空気のエントルピ (kcal/m³)

E_{o} : パイプ出口空気のエントルピ (kcal/m³)

V_{v} : 風量 (m³/h)

θ_{i} : パイプ入口空気温度 (℃)

θ_{o} : パイプ出口空気温度 (℃)

θ_{s} : パイプからある距離の土壌温度 (℃)

A_{p} : パイプの総内表面積 (m²)

13時を選んだのは余剰熱の日最大量が13時を中心に出現することによる。図5でパイプ中間基準は(3)式の θ_{s} としてパイプ間の中点(パイプ外壁より12 cm)の温度をとり、外壁面基準は径5 mmの測温体をパイプの外面に接触させて測定した温度をとった。この結果によると、パイプ中間基準の熱貫流率は5 kcal/m² h℃前後で比較的安定している。もちろん、パイプを通した空気－土壌の熱貫流率は、土壌の熱的性質の影響を大きくうけるので、どんな土壌にも適用できる熱貫流率を求めるには、土壌の熱的性質を考慮したシミュレーションモデルによる数値実験の必要があるが、かりに5 kcal/m² h℃を適

図5 パイプ通過空気から土壌への熱貫流率

用すると、前述の条件を満たす蓄熱能力を与えるには、ハウス床面積とほぼ1対1の対応をなすような総内壁面積を有するパイプを埋設する必要がある。

なお、パイプ所要量のもめ方については、内嶋(1980)や高倉・山川(1981)の研究がある。

6. 換気扇の容量と設置方法

地中熱交換温室は、送風のための消費電力の熱量換算値(Q_e)と地中熱交換量(Q_g)との関係が重要で、 Q_g/Q_e 比をできるかぎり大きくするような設計が要望される。

普通のハウスの高温抑制に用いられる換気扇は、外気の導入口を十分に大きくとるかぎり通風抵抗はごく小さいので、消費電力あたりの風量が大きい風量形換気扇が利用できる。しかし、地中熱交換温室の換気扇は、かぎられた数のパイプに空気を通過させる必要があるので、圧力型とよばれる換気扇が適用されることになる。

表2は、鉄板製パイプに標準空気を通す場合のパイプ1mあたりの通風抵抗(mmAq)を示したものである。塩化ビニルパイプのような鉄板製パイプよりも滑らかな内壁面を有するパイプについては、風速5m/sに対して0.92の補正係数をかけるが、これは直径が1mのときで、これより小さくなると補正係数は大きくなるので、地中熱交換パイプ(内径100~130mm)の場合には補正の必要はない。表2にない中間径パイプの通風抵抗は、75mm以上について比例配分して求めればよい。すなわち、110mmパイプに5m/sで通風する場合の通風抵抗は、 $0.414 - (0.414 - 0.312) \times 10/25 = 0.373 \text{ mmAq/m}$ となる。

以上によって直パイプの通風抵抗は容易に求められるが、実用の地中熱交換温室では、換気扇の反対側がピットでなく、ベンド(曲り管)を用いて地上に立ち上がらせている場合が多い。この場合、ベンドの通風抵抗は、それと等しい通風抵抗を生じる直パイプにおきかえ、局部抵抗の相等長と呼ばれており、直径100mmのパイプを90°ベンドで接続すると、1.7mの直パイプの通風抵抗

が加算されることになり、両端ピット方式、一端立ち上り方式のいずれについても全通風抵抗を見積ることができる。

また、高倉・山川(1981)は、プレナムダクトの表面の粗さが圧力損失に大きな影響を与えることを明らかにしている。今後は、この圧力損失の定量化を図り、設計に考慮していくことが必要となろう。

400Wの圧力型換気扇でカバーできる地中熱交換温室の面積は、高々150 m^2 であり、大規模地中熱交換温室では数台の換気扇を導入する必要がある。しかし、換気扇の台数をふやしても風量は比例的に増大せず、1台あたりの風量は低下することがある。

図6は、佐々木ら(1979)による神奈川園芸試験場の地中熱交換温室(長さ13.5mで内径100mmのポリエチレンパイプ34本使用)における換気扇(400W)の台数と風量との関係を示しているが、1台あたりの風量と平均風速は次のようになる。

1台の場合	110 m^3/min	3.4 m/s
2台の場合	88 "	5.5 "
3台の場合	70 "	6.6 "
4台の場合	58 "	7.2 "

次に、神奈川県藤沢市で実用に供されている図7の地

図6 換気扇の台数と風量との関係
(佐々木, 1979)

表2 パイプの通風抵抗(Aq/m)

風速m/s 直径mm	2	3	4	5	6	7	8	9	10
50	0.186	0.388	0.661	1.001	1.410	1.887	2.431	3.043	3.723
75	0.110	0.231	0.393	0.597	0.841	1.126	1.451	1.817	2.223
100	0.076	0.160	0.273	0.414	0.584	0.781	1.008	1.262	1.545
125	0.057	0.120	0.205	0.312	0.440	0.589	0.760	0.952	1.166
150	0.045	0.095	0.163	0.248	0.350	0.468	0.604	0.757	0.927
175	0.037	0.078	0.134	0.204	0.288	0.386	0.498	0.624	0.764
200	0.031	0.066	0.113	0.172	0.243	0.326	0.421	0.528	0.647

中熱交換温室は、内径 100 mm のポリエチレンパイプが深さ 50 cm と 80 cm の 2 段に埋設されている。パイプの長さは 18.3 m であるが、ベンドの相等長を加えると 20 m になる。風量は換気扇 3 台で 188 m³/min、2 台で 150 m³/min が得られている。したがって、平均風速は 3 台について 5.5 m/s、2 台について 4.4 m/s となる。さらに、通風抵抗については 3 台で 11 mmAq、2 台で 7.5 mmAq と推定される。

- ① 換気扇の静圧－風量曲線をよく検討し、稼動風量が最大風量の70%を切らない範囲で、10mmAqを越えない静圧(通風抵抗)をきめる。
- ② 風速をきめた上で、上記の通風抵抗に一致するようパイプの径と長さをきめる。
- ③ 通風抵抗に対応する風量が得られるようにパイプの本数をきめる。

7. 地中熱交換温室の適用地域

地中熱交換温室は、外気温が低くても日射量が一定の水準に達している地域では、昼間の設定温度を下げることによって、所定の蓄熱量を確保し、これを夜間に放出させれば外気温に対する所定の暖房効果が得られよう。しかし、得られた温度条件で経済栽培が可能な作物があるかどうかが問題となる。

地中熱交換温室は、ピーマン、ナスなどの高温性作物の栽培には向いていないといえる。その理由は、地中熱交換温室は空気と土壌との低温度差熱交換に基づくシステムで、暖房温度として18～20℃が要求されれば、パイプを取り巻く土壌温度を常時25℃以上に維持する必要がある、その場合には昼間の蓄熱ができなくなるからである。

地中熱交換温室の適用地域別の効果については、大原・内藤(1981)の蓄熱デグリーアワーに関する報告があり、各地の気温、日射量を詳細に検討した上で決定する必要があるが、果菜類の中でも要求温度が比較的低いトマトでは、北関東以西の太平洋側の地域(山間地域を除く)において、若干の補助熱源を導入することによって栽培できるものと推定される。もちろん、これより東に位置する地域でも真冬をさける栽培をとれば十分可能であろう。

8. あとがき

地中熱交換温室は内部集熱型の太陽熱暖房温室として、構造が単純で堅固なところが施設園芸家の関心を呼び普及するに至った。しかし、パイプ埋設などに要するコストと最近の石油価格の安定、暖房能力などから新たな施工は少ないようである。その後、内部集熱型の太陽熱暖房温室用として岡野ら(1981)によって開発された低温熱源水用の水膜式熱交換器と蓄熱水槽を組み合わせたシステムの方が、温度調節範囲が広いばかりでなく全体のコストも地中熱交換温室よりも低減できる可能性があるようである。しかし、地中熱交換温室は自然状態の土壌を蓄熱体としているので、不照日が続いた後に冷えこんでも壊滅的被害を受ける室温低下を回避できるという捨てがたい特徴をもっている。今後、地中熱交換温室は次の事項を解明し、実現することによって、炭酸ガス施用を前提とした温度調節機能を有する温室として利用されることと思われる。

- 279 —

引用文献

- 井上宇一, 1977: 空気調和ハンドブック, 丸善, 1-301.
- 粕淵辰昭, 1973: 土壌の熱伝導機構に関する諸問題, 農業気象, **29**, 201-207.
- Kurata K. and T. Takakura, 1985: Simulation of climate within a solar greenhouse equipped with underground heat storage units, Proc. of the International Symposium on Thermal Application of Solar Energy, 521-526.
- Kozai T., 1985: Thermal performance of a solar greenhouse with an underground heat storage system, Proc. of the International Symposium on Thermal Application of Solar Energy, 503-508.
- 守安虎治, 1956: 地熱の利用, 衛生工業協会誌, **30**, 305-314.
- 森 俊人, 1977: 地中熱交換方式による冬季ハウストマト栽培の実用性, 農業及び園芸, **52**, 41-45.
- 日本農園芸資材研究会, 1981: 太陽熱の地中-熱交換ハウスの記録, 1-43.
- 岡野利明・山本雄二郎・青木 清, 1981: 水蓄熱式太陽熱暖房温室に関する研究, 電力中央研究所報告 480013, 1-18.
- 岡野利明・山本雄二郎・青木 清, 1982: 地中熱交換温室の熱的性質に関する非定常シミュレーションモデルの開発, 電力中央研究所報告 482011, 1-27.
- 大原源二・内藤文男, 1981: 温室用太陽熱暖房システムの設計と問題点(1), 農業及び園芸, **56**, 741-746.
- 大原源二・内藤文男, 1981: 温室用太陽熱暖房システムの設計と問題点(2), 農業及び園芸, **56**, 997-1002.
- 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(1)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.
- 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(2)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.
- 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(3)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, 神奈川園試研報, **28**, 39-49.
- 佐々木皓二・板木利隆・高橋 基, 1982: 地中熱交換方式による施設暖房の実用化に関する研究(4)現地大型施設における暖房性能, 室内環境特性, トマトの生育収量および経済効果について, 神奈川園試研報, **29**, 29-38.
- 斉藤彬夫・宇高義郎・渋谷幸生, 1985: 三次元シミュレーションによる家庭用地中蓄熱温室の熱特性, 太陽エネルギー, **11**, 21-31.
- 高志 勤, 1961: 熱ポンプの熱源としての地下熱利用の再検討, 冷凍, **37**, 1-17.
- 高倉 直・山川健一, 1981: 地中熱交換ハウスの設計
1. 定常一次元モデルによる解析, 農業気象, **37**, 187-196.
- 内嶋善兵衛, 1980: 暖房高能率施設園芸施設計画, 設計基準に関する成果, 農林水産技術会議事務局, 348-372.
- 山本雄二郎, 1966: 地中-空気熱交換の応用例, 農業気象, **22**, 77-79.
- 山本雄二郎, 1969: 地中-空気熱交換ハウスの研究 I. 地中-空気熱交換ハウスの温度および熱特性, 農電研究所所報, **10**, 25-38.
- 山本雄二郎, 1973: 地中熱交換ハウスの温度環境および熱特性, 農業気象, **29**, 11-15.
- 山本雄二郎, 1977: 地中熱交換方式による栽培用ハウスの暖房に関する研究, 電力中央研究所報告 476007, 1-67.