

温室における太陽エネルギー 土中蓄熱の最適化に関する研究

(第2報 シミュレーションによるシステムパラメータの影響の検討)

STUDY ON OPTIMIZATION OF THE GROUND THERMAL STORAGE IN THE GREENHOUSE
(Part 2, Evaluation of System Parameter Using the Simulation Program)

鄭 明 傑*¹
Minjie ZHENG

中 原 信 生*²
Nobuo NAKAHARA

Abstract

This paper reports calculation results about the influence of greenhouse shape, the forms, depth and quantities of the buried ducts, thermal properties of the soil on the solar heat received, ground heat storage and various performance regarding the heat storage of the greenhouse with ground storage using the simulation model introduced in Part 1. According to the calculation results, the oval shaped greenhouse showed the best property. As to the duct, the grid type duct gave the best property for storing heat since it has bigger inner surface. Since the distance which is affected by the duct surface temperature is within 16cm, the utilization ratio of solar energy reaches the maximum when the distance between outer surfaces of two adjacent ducts is 0.35m. The more deeply the duct being buried, the more is the heat quantity released, and the more effectively is the terrestrial heat made use of. The thermal diffusivity also have a large effect on the heat quantity released.

Key Words: Solar Energy, Greenhouse, Ground Heat Storage, Environment Simulation

1. まえがき

前報では太陽エネルギー土中蓄熱温室について、太陽エネルギー・温室・土壌を含むシステム全体のシミュレーションモデルの詳細を報告した。シミュレーション結果と実験結果の比較により、そのモデルはこの種の温室の温度環境を十分に高い計算精度を持って予測できることを検証した。本報では、すでに報告したシミュレーションモデルをもとに、温室の形状、土中ダクトの形状・埋めこみ深さ・数量および土壌の熱的性質が土中蓄熱温室の温度環境と土中蓄熱性及び各種蓄熱関係の効率に及ぼす影響について検討する。

原稿受付 平成4年9月11日

1 吉林工業大学, 名古屋大学工学部共同研究員(同2)

*2 名古屋大学工学部(〒464名古屋千種区不老町)

記号説明

A_c	ダクトの対流換熱表面積 [m^2]
$A_{c,d}$	田の字型のダクトの対流換熱表面積 [m^2]
$A_{c,r}$	長方形のダクトの対流換熱表面積 [m^2]
COP _d	ダクトの成績係数
COP _g	土中蓄熱温室の成績係数
C_p	土壌の比熱 [$kJ/kg \cdot ^\circ C$]
d	ダクトの相当直径 [m]
d_d	田の字型のダクトの相当直径 [m]
d_r	長方形のダクトの相当直径 [m]
$F_{c,0}$	壁面が天空に対する全形態係数
$F_{c,e}$	壁面が外地面に対する全形態係数
K	減衰係数
N	壁面の屈折率
Q_g	地中伝熱量 [$kJ/m^2 \cdot h$]

- Q_c 地中蓄熱システムの顕熱蓄・放熱量[kJ/m²・h]
- $Q_{c,d}$ 田の字型のダクトの顕熱蓄・放熱量[kJ/m²・h]
- $Q_{c,o}$ 長方形のダクトの顕熱蓄・放熱量[kJ/m²・h]
- t_c 壁体温度 [°C]
- t_a 室内空気の温度[°C]
- t_w ダクト内表面の平均温度 [°C]
- $t_{w,d}$ 田の字型ダクトの平均内表面温度 [°C]
- $t_{w,o}$ 長方形ダクトの平均内表面温度 [°C]
- $t_{s,o}$ 土中1m深度のところの温度 [°C]
- V_w ダクト内の風速 [m/s]
- $V_{w,d}$ 田の字型ダクト内の風速 [m/s]
- $V_{w,o}$ 長方形ダクト内の風速 [m/s]
- α 土壌の熱拡散率 [m²/h]
- δ_c 壁厚さ[m]
- λ_s 土壌の熱伝導率 [kJ/m・h・°C]
- ρ_s 土壌の密度[kg/m³]
- $\tau_{i,d}$ 鉛垂壁面の直達日射透過率
- $\tau_{i,p}$ 屋根面の直達日射透過率
- $\tau_{i,s}$ 温室の全直達日射透過率

2. シミュレーションの前提条件

2.1 計算の季節

本研究の主目的は寒地の初春・晩秋時に無加温で温室の野菜栽培期間を延ばすための、土中蓄熱温室の最適化利用であるが、前報で記述した吉林工業大学での実験期日は10月10~20日であり、これは計算季節として適切であるのでこれを採用した。なお、計算日とする10月15日の室外気象条件は表1の通りとする。

2.2 温室の方位

温室の床面に受ける日射量の大きさと分布が温室の方位の影響を受ける。まず図1b)の小屋根型の温室に対して長手方向は南北、東西の2つの温室の床面に受ける日射量をシミュレーションにより計算した。結果は直達日射と全日射に対し南北：東西がそれぞれ1:0.92、1:0.94である。これより、以下の検討では日射量が大きな南北方位の温室とする。

表1 計算期日の室外気象条件 1987年10/15, 長春(晴)

Time(h)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Air Temperature(°C)	4.8	4.0	3.7	3.0	2.5	3.3	4.5	6.8	9.6	11.6	13.4	14.9
Total Heat Insolation (Horigontae)(kJ/m ² ・h)	0	0	0	0	0	0	21,	402	975	1674	2126	2403
Time	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Air Temperature	16.5	17.2	16.2	14.8	12.7	9.4	8.4	7.4	6.8	5.6	4.9	4.4
Total Heat Insolation (Horigontae)	2365	1884	1335	1000	674	42	0	0	0	0	0	0

2.3 温室の壁面, 土壌, 蓄熱システムなどの材料
各材料の物性値はすでに第1報の表2に記載したが、温室屋根・壁面材料である塩化ポリエチレンフィルムは厚さ $l_d=0.1mm$, 減衰係数 $k=5.5$, 屈折率 $N=1.468$ とする。

2.4 システムの運転条件

本報の検討では蓄・放熱用ファンの運転制御は単純に、室内気温20°C以上と10°C以下の時にファンがon, そのほかのときにoffとする。

2.5 計算の時間ステップ

屋根型式に関するシミュレーションにおいては計算時間ステップを5分, 助走計算を2日としたが; その他では計算時間を節約するために、計算時間ステップを30分, 助走計算を5日とした。

2.6 ファンの規格

ファンは定格消費電力が600wである軸流ファンで、その風量-圧力特性がプログラム化されている。4のダクトの形状に関するシミュレーションにおいてはこの特性を用いている。

3. 屋根型状が温室の環境特性に及ぼす影響

温室形状が地中蓄熱温室の床面日射量・室内気温・地中蓄熱量に及ぼす影響を把握するために、図1に示す3型式の屋根を持つ温室のシミュレーションを行った。

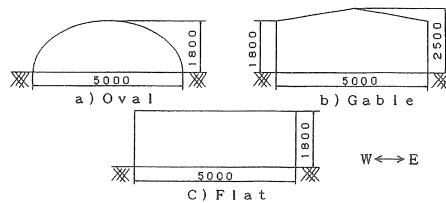


図1 3型式の温室の見取り図

3.1 床面太陽受熱量の比較

表2は3型式の温室の床面に受ける直達日射量, 天空日射量, 反射日射量, 全日射量の計算結果を示す。大きな差はないけれども、これにより、直達日射量は平屋根型式が一番大きく、反射日射量は小屋根型式が一

一番大きく、天空日射量は楕円型式が一番大きいことがわかる。直達日射量は温室の外壁表面積の大きさが影響を及ぼすし、とくに入射角及び透過率が大きな影響を及ぼすからである。天空日射量と反射日射量とは外壁表面積によるほか、外壁外表面が天空及び外地面に対する全形態係数 F_{oc} , F_{sc} にもよる。

表2 温室の床面日射受熱量の比較 $\text{kJ/m}^2 \cdot \text{day}$

Roof Style	Oval	Gable	Flat
Direct	7879	7811	7982
Dtffuse	2721	2446	2483
Reflect	412	600	575
Total	11012	10857	11040

表3は3形式の温室における F_{oc} , F_{sc} の値を示す。これにより、小屋根型温室の外表面積はほかの両形式の温室より大きく、楕円型式温室の F_{oc} が一番大きいことがわかる。故に、楕円型式温室は外壁面積が小さくても、 F_{oc} が大きいから床面に受ける天空日射量が一番大きくなった。

表3 3形式の温室の外壁面積と全形態係数の比較

Roof Style	Oval	Gable	Flat
Wall Area	95.7	123.5	121.2
F_{oc}	0.82	0.74	0.75
F_{os}	0.18	0.26	0.25

図2は3形式の温室床面の全日射量の平均値の経時変化を示す。小屋根型式と平屋根型式との温室では正午に受ける日射量は谷のようになって却って減少することがわかる。

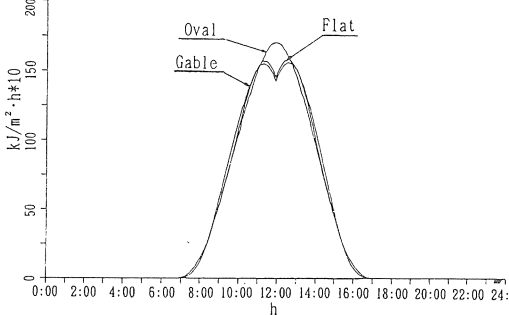


図2 床面全日射量の平均値の経時変化の比較

3.2 直達日射透過率の比較

図3は3形式温室が持つ鉛直壁面の直達日射透過率(τ_{id})の経時変化の計算結果を示す。これにより、10月中旬ごろ北緯 $43^{\circ}55'$ の长春市では、南壁面の直達日射の透過率は1日中高く、東・西壁面のは太陽の方位角により大きく変化し、正午前後に極端に小さくなる。東西面の鉛直壁の無い楕円型屋根はこの影響が無い。図4は各種屋根面の直達日射透過率(τ_{id})の経時変化のシミュレーション結果を示す。これにより、平屋根の直達

日射透過率は一番大きい。楕円型屋根は東西鉛直壁の相当分を含んだ形になるので、総合透過率が小さくなる。小屋根の東・西斜面は傾斜角があるので、直達日射の透過率は午前7時半以前と午後4時半以後に0になることがわかる。図5は3形式温室の各壁面を総合した全直達日射透過率(τ_{id})の平均値の経時変化を示す。3形式の温室の屋根と側壁が異なるので直達日射透過率に対する総合効果もまた異なる。そのため小屋根と平屋根型式温室の全直達日射透過率は正午付近に谷があ

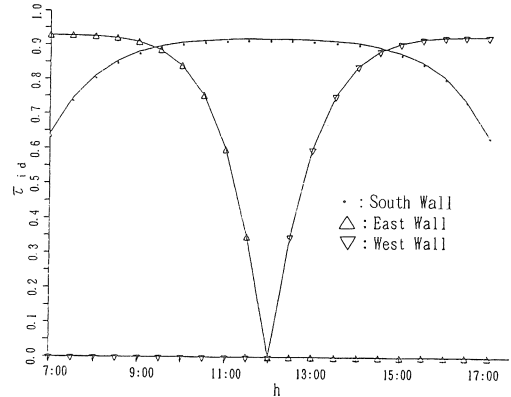


図3 各方位鉛直壁面直達日射透過率の経時変化の比較

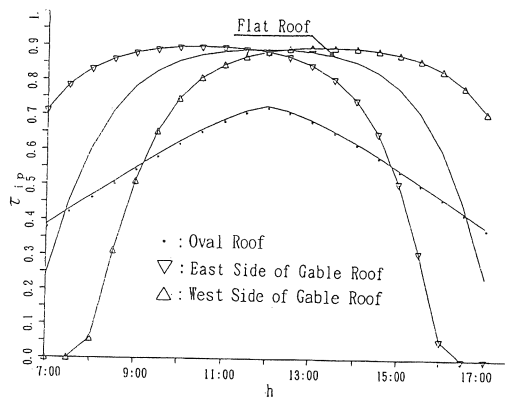


図4 屋根の直達日射透過率の経時変化の比較

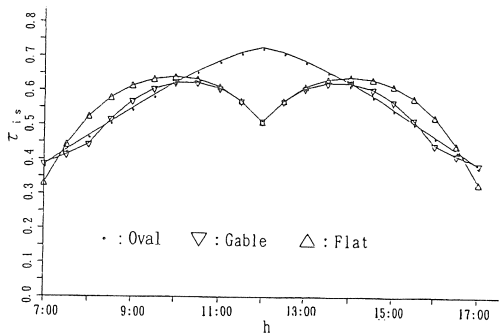


図5 全直達日射透過率の経時変化の比較

る。これこそ図2における正午付近に小屋根型式と平屋根型式温室の床面平均全日射量が小さい原因である。

3.3 床面に受ける直射日射量の分布

図6, 7, 8はそれぞれ楕円型式, 小屋根型式, 平屋根型式の温室床面に受ける直達日射量の分布を示す。これらにより, 楕円型式の方はほかの型式の温室より直達日射量の分布が一番均一であることがわかる。小屋根型式は平屋根型式と比較してみると1.8~2.5mの部分が多量にあるので, 床面に受ける日射量の中にこの部分からの反射があるから, 温室の中部に受ける直達日射量は大きくなる。

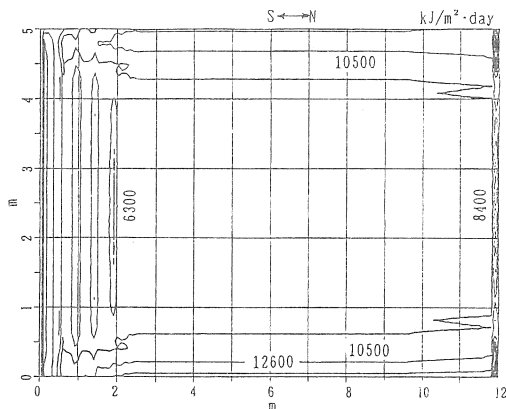


図6 楕円型式温室の床面日射量の分布

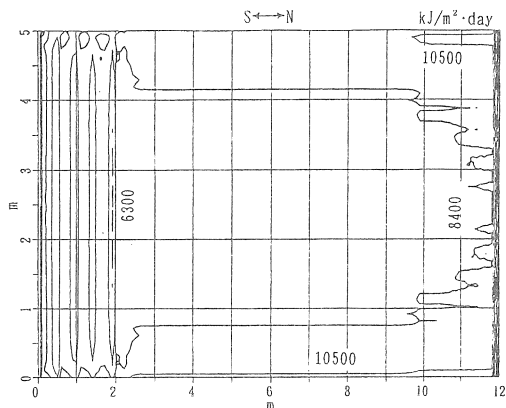


図7 平屋根型式温室の床面日射量の分布

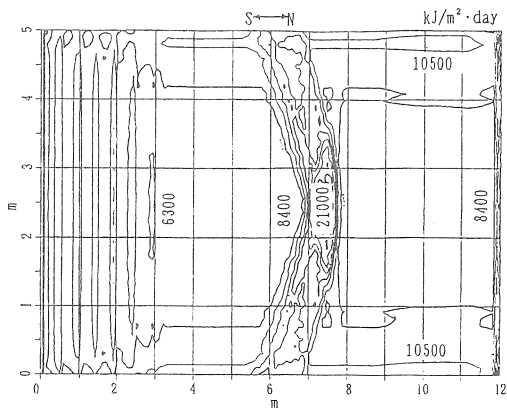


図8 小屋根型式温室の床面日射量の分布

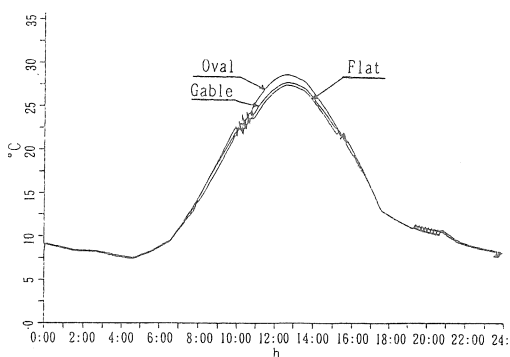


図9 床面温度の比較

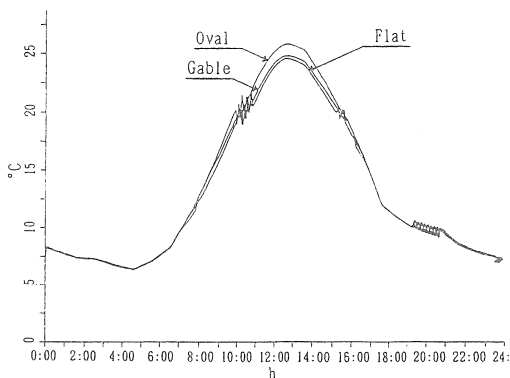


図10 室内気温の比較

表4 3型式の温室の蓄熱量と蓄熱関係の効率の比較

Roof Style		Heat Storage	Heat at Floor Surface	Electric Power	Solar Heat at Floor Surface	Discharge Rate	Charge Rate	Utilization Rate	COP.	COP.
			(kJ/m ² ·day)							
Oval	Charge	1585	1542	189	11012	0.43	0.144	0.062	1.78	4.87
	Discharge	678	1965	435						
Gable	Charge	1452	1509	185	10857	0.46	0.134	0.061	1.76	4.82
	Discharge	664	1903	438						
Flat	Charge	1371	1525	184	11040	0.48	0.124	0.060	1.76	4.85
	Discharge	661	1934	441						

3.4 床面温度と室内気温

図9, 10はそれぞれ3型式の温室の床面温度, 室内気温の計算値を示す。これらにより, 昼間楕円型の方は床面温度, 室内気温がほかの両型式の温室よりやや高いことがわかる。その原因は, 昼間は楕円型式の温室の全日射量が多いからである。室内気温が10℃と20℃のときに, 室内気温と床面温度が振動するのはファンのon-offによるものである。

3.5 地中蓄熱量と蓄熱関係の効率

表4は3型式の温室の蓄熱量と蓄熱関係の効率などの計算結果を示す。ここで, 蓄熱量はダクトの送風空気からダクト表面を通過して, 地中に流れる熱量, 放熱量はダクトへ地中から取り入れる熱量, したがってファンがoffのときは, 何れも0と計算される。各種蓄熱関係の効率を次のように定義する。COP₀は参考値である。

$$\text{放熱率} = (\text{ダクトの放熱量}) / (\text{ダクトの蓄熱量})$$

$$\text{蓄熱率} = (\text{ダクトの蓄熱量}) / (\text{入射太陽熱量})$$

$$\text{利用率} = (\text{ダクトの放熱量}) / (\text{入射太陽熱量})$$

$$\text{ダクトの成績係数(COP}_d\text{)} =$$

$$\frac{(\text{ダクトの放熱量} + \text{放熱時ファンの入力}) / \text{日}}{\text{ファン駆動入力/日}}$$

$$\text{土中蓄熱温室の成績係数(COP}_s\text{)} =$$

$$\frac{(\text{ダクトと床面の放熱量} + \text{放熱時ファンの入力}) / \text{日}}{\text{ファン駆動入力/日}}$$

これにより, 蓄熱量は楕円型式の方がやや多く, 放熱量は3型式の温室とも大体同じであることがわかる。この点は図9, 10に示したことと一致する。蓄熱率は楕円型式の温室がやや高いが, 太陽エネルギーの利用率とCOP₀, COP₀は3型式の温室がほとんど同じである。

以上のシミュレーション結果により, 楕円型式の温室の性能が良いと言えよう。

4. ダクトの形状が室温, 蓄熱量および各種蓄熱関係の効率に及ぼす影響

実用的なダクトを取り上げて, 形状などの蓄熱性能への影響を検討してみる。計算用の3種類の煉瓦ダクト

の形状と寸法を図11に示す。3種類のダクト中心の埋めこみ深さを同じ地面下52cmとし, また計算域も同じ領域(1m*0.27m)として比較する。

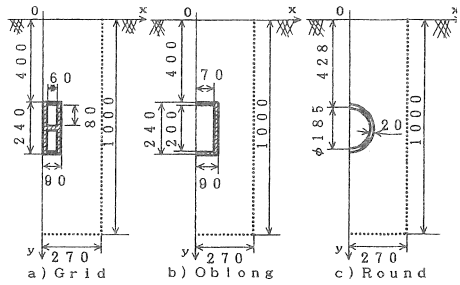


図11 3種類ダクトの形状の見取り図

表5は3種類ダクトの風速, 相当直径および対流換熱面積の値を示す。風速が異なるのはファンダクトの風量-圧力特性からきまるからである。

表5 3種類ダクトの計算用特性値の比較

Duct Style	V _v m/s	d m	A _g m ²
Grid(田)	3.8	0.077	98.6
Oblong(□)	6.6	0.185	59.8
Round(○)	6.5	0.185	51.5

4.1 蓄熱量と蓄熱関係の効率

表6は3種類ダクトに対する蓄熱量と放熱量の計算値を示す。表5, 6により, 相当直径が同じである長方形ダクトと円型ダクトとの蓄・放熱性能はほとんど同じである。田の字型ダクトと長方形ダクトとの外形寸法が同じであるが, 田の字型ダクトの蓄・放熱量及び成績係数COP₀は大きいことがわかる。床面の地中伝熱量の作用も考慮すると田の字型ダクトを持つ温室の成績係数COP₀は4.87になり, ほかの両種のものより0.9大きい。

4.2 内部仕切りの部分の影響

文献⁽¹⁾の表1によって, ダクトの顕熱蓄・放熱量(Q_e)の計算式は次の式である。

$$Q_e = 4.73A_g V_v^{0.8} / d^{0.2} (t_v - t_w) \quad (1)$$

田の字型ダクトの顕熱蓄・放熱量をQ_{e0}と定義し, 長方形ダクトのをQ_{e1}と定義すると, 両種類ダクトの顕熱

表6 3種類のダクトの蓄熱量と蓄熱関係の効率の比較

Duct Style	Heat Storage	Heat at Floor Surface	Electric Power (kJ/m ² ·day)	Solar Heat at Floor Surface	Heat at Discharge Rate	Charge Rate	Utilization Rate	COP ₀	COP ₀
Grid(田)	Charge	1499	1542	189	11012	0.43	0.136	0.058	1.72 4.87
	Discharge	640	1965	435					
Oblong(□)	Charge	1360	1541	283		0.33	0.124	0.041	1.23 3.94
	Discharge	449	1942	435					
Round(○)	Charge	1300	1544	283		0.33	0.118	0.039	1.20 3.90
	Discharge	427	1937	435					

蓄・放熱量の計算式は式(2),式(3)のようになる.

$$Q_{g,d}=4.73A_{g,d}V_{v,d}^{0.8}/d_d^{0.2}(t_a-t_{s,d}) \quad (2)$$

$$Q_{g,o}=4.73A_{g,o}V_{v,o}^{0.8}/d_o^{0.2}(t_a-t_{s,o}) \quad (3)$$

表5により, $A_{g,d}/A_{g,o}=1.6488$, $V_{v,d}/V_{v,o}=0.5758$, $d_d/d_o=0.4162$ である. これらの値を式(2)~(3)に代入すると,

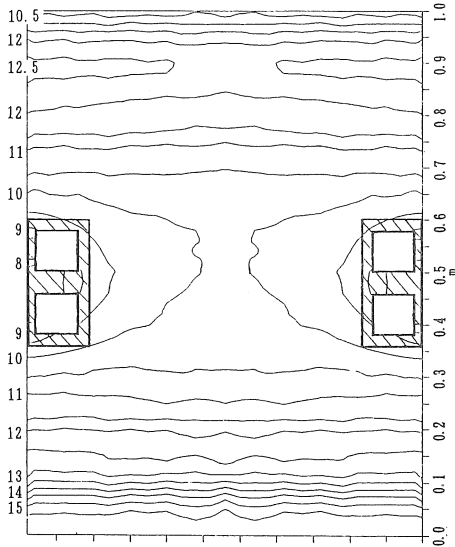
$$Q_{g,d}/Q_{g,o}=1.26(t_a-t_{s,d})/(t_a-t_{s,o}) \quad (4)$$

になる. 後述の図16により, ダクトの型式が室内温度に及ぼす影響が 1°C 以内であり, $t_{s,o}$ の変動が小さいと仮定すれば, $Q_{g,d}/Q_{g,o}>1$ と考えられる. ゆえに, 式(4)により田の字型式のダクト内の風速が小さいにもかかわらず,

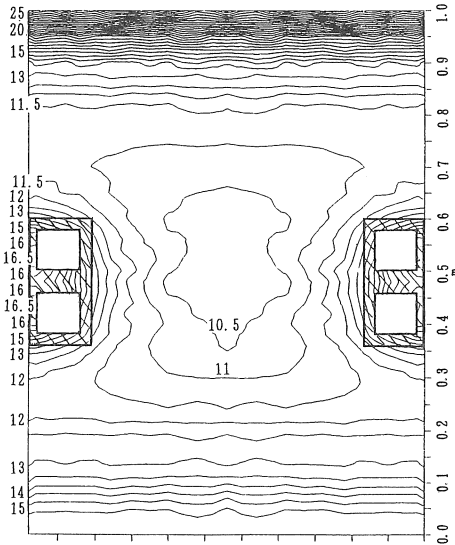
対流換熱面積が大きいので結果的に田の字型ダクトの方が伝熱量が, したがって蓄熱性能が大きいことがわかる. さらに, 内部仕切りの部分の熱容量もいくらかの寄与をしていると思われる.

4.3 土中温度の影響範囲

図12は田の字型ダクトの, 図13は長方形ダクトの, そして図14は円型ダクトの早朝5時と午後2時における土壌温度場を示す. これらにより, 午後2時に田の字型ダクトの周囲の温度勾配は他のより高いことがわかる. 地表面からの地中伝熱の温度の影響範囲が各ダクト種類とも約15cm以内で, ダクトの蓄・放熱による温度の

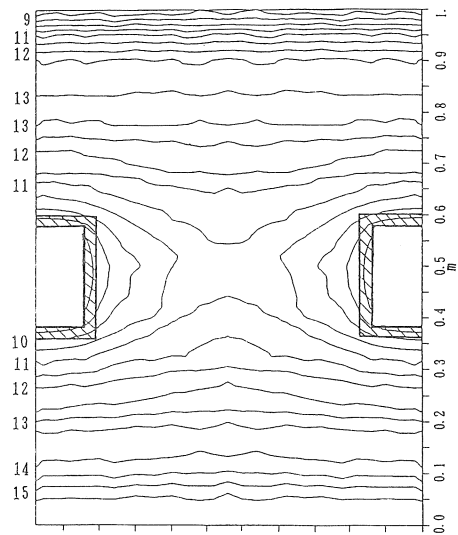


(a)5 AM

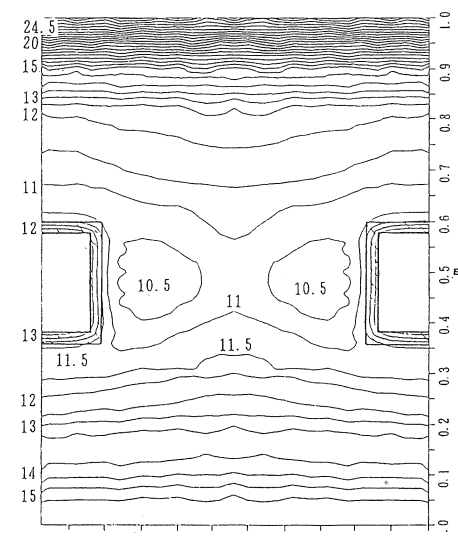


(b)2 PM

図12 田の字型ダクトの土壌温度場等温線図

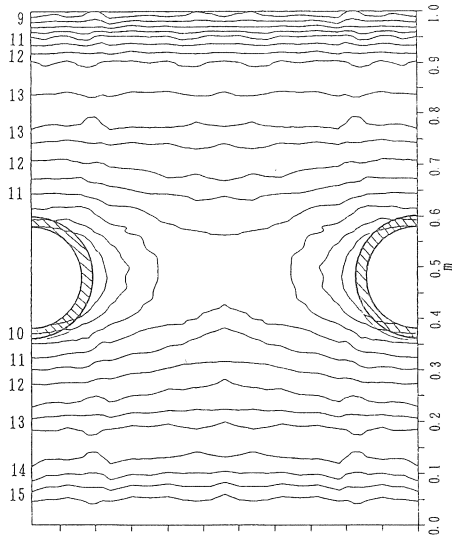


(a)5 AM

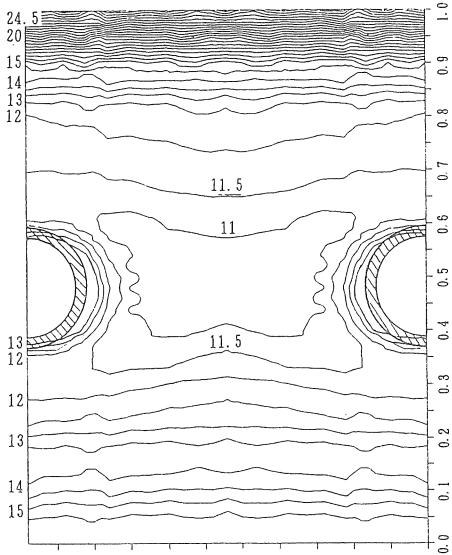


(b)2 PM

図13 長方形ダクト土壌温度場等温線図



(a) 5 AM



(b) 2 PM

図14 円型ダクトの土壌温度場等温線図

影響範囲(ダクト外表面からは円型と長方形が約10cm以内、田の字型は約16cm以内で最大であることがわかる。図15は田の字型ダクトの外表面(M点)および水平方向に外表面から5cmと15cmとのN, P点(文献⁽¹¹⁾の図2を参照)の温度の経時変化を示す。これにより、M点の温度変化幅が一番大きく(約6°C)、M点、N点の温度最大値の出現時刻は2時間の差があることがわかる。これらからダクトでの土壌の熱利用状況が判る。

4.4 室内気温

図16はこれら3種類のダクトに対して室温の計算結果を示す。田の字型ダクトの場合は他に較べて午後の

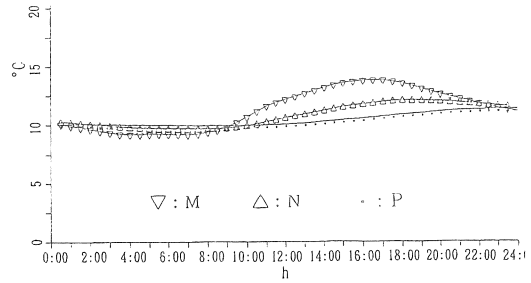


図15 田の字型ダクトのM, N, P点温度の経時変化

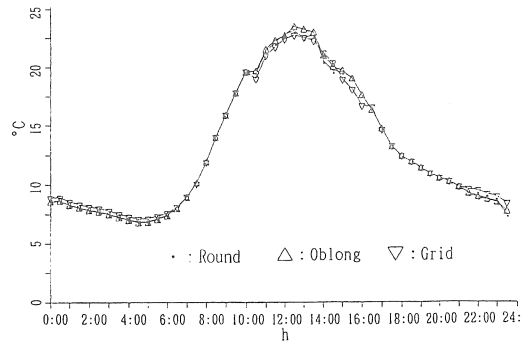


図16 室温への影響

室温はやや低く(約1°C)夜から午前にかけての室温はやや高い値(約0.5°C)示している。

以上の計算結果により、田の字型のダクトの蓄・放熱効率が一番よいことがわかる。これが望ましい形であろう。

5. ダクト数量の蓄熱量に及ぼす影響

ダクトの数量が蓄熱システムの風速と風量に及ぼす影響を計算するために、まず、そのシステムの圧力損失の算出が必要である。圧力損失関係の計算式は文献⁽¹⁰⁾を引用した。ダクトの圧力損失は直管部分の抵抗、吸入口、吹出口、プレナム部より各ダクトへの流入部および吹出口近くのわん曲部の局部抵抗を考慮した。各種ダクト数量の場合に風速の計算値を表7に示す。

ダクトの数量が蓄熱量及び各種蓄熱関係の効率に与える影響を調べるために、それぞれダクトの数量を4, 6, 8, 12, 16, 20として、田の字型のダクトを持つ地中蓄熱温室に対して計算を行った。表7と図17は計算結果を示す。これらにより、当然のことであるが、ダクトの数量が多い方が蓄熱量も多いが、あるところで蓄熱量が飽和してしまう。計算した中では田の字型ダクトの数量が12、すなわちダクトの外表面の間の距離が0.35mであるときに、太陽熱の利用率と成績係数が一番大きい値を示した。この点は前述のダクトの温度影響範囲が16cmぐらいであることと一致する。

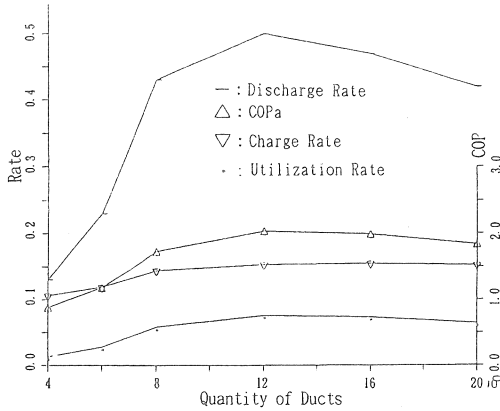


図 17 ダクトの数量の影響

6. ダクトの埋めこみ深さが蓄熱量に及ぼす影響

6.1 蓄熱量及び各種蓄熱関係の効率に及ぼす影響

ダクトの埋めこみ深さは土中蓄熱システムの経済性に大きい影響があるので、今回は埋めこみ深さがそれぞれ0.32, 0.52, 0.72mに対して計算した。表8は計算結

果を示す。これにより蓄熱量は浅いほど多いが、これに対して放熱率は深いほど大きくなる。これは長春市では10月中旬地表面から深いほど暖かくなるので、埋めこみ深さが浅いと昼間蓄熱の時にはダクト内を通過する温風とダクトの周囲の土壌の温度差が大きいため蓄熱量は多くなり、夜間放熱の時には埋め込み深さが深いと、土中深部の暖かい土壌からダクトへの流入熱量が大きくなるからである。埋めこみ深さが0.52mの場合にCOP_aは一番小さいが、植物の根系が必要な深さは0.4mぐらいであり、また埋めこみ深さが深すぎると、施工費が高くなるので、ダクトの実際の埋設深さはこれらの要素を考えなければならない。

6.2 土中温度の影響範囲

図18, 19はほかの2種の埋設深さのダクト周囲の土壌温度場の二つの時刻の計算結果を示す。これにより、ダクトの温度影響の範囲はダクトの下の方向に向かって、深さ0.32mである場合には16cm以内、深さ0.72mの場合には14cm以内であり、ダクトの上の方向に対しては、何れも6cm以内にあることがわかる。

表 7 ダクトの数量の影響

Quantity of Ducts		Heat Storage	Electric Power (kJ/m ² ·day)	Solar Heat at Floor Surface	Heat at Surface	Discharge Rate	Charge Rate	Utilization Rate	COP _a
4 Vv=4.29	Charge	1159	220	11012		0.13	0.105	0.013	0.88
	Discharge	144	435						
6 Vv=4.05	charge	1308	189			0.23	0.119	0.028	1.18
	Discharge	303	435						
8 Vv=3.8	Charge	1499	189			0.43	0.136	0.058	1.72
	Discharge	640	435						
12 Vv=3.03	Charge	1680	189			0.50	0.153	0.076	2.03
	Discharge	832	435						
16 Vv=2.79	Charge	1690	189			0.47	0.154	0.073	1.98
	Discharge	801	435						
20 Vv=2.5	Charge	1669	189			0.42	0.152	0.064	1.83
	Discharge	705	435						

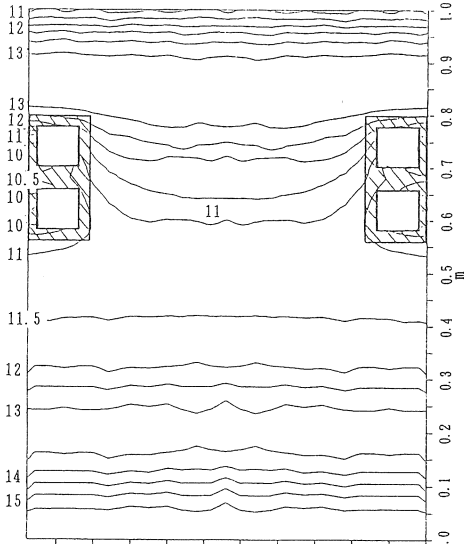
表 8 ダクトの埋め込み深さの影響

Depth of Ducts		Heat Storage	Electric Power (kJ/m ² ·day)	Solar Heat at Floor Surface	Heat at Surface	Discharge Rate	Charge Rate	Utilization Rate	COP _a
0.32m	Charge	1920	252	11012		0.36	0.175	0.062	1.82
	Discharge	685	277						
0.52m	Charge	1499	189			0.43	0.136	0.058	1.72
	Discharge	640	435						
0.72m	Charge	1460	189			0.52	0.133	0.070	1.92
	Discharge	765	435						

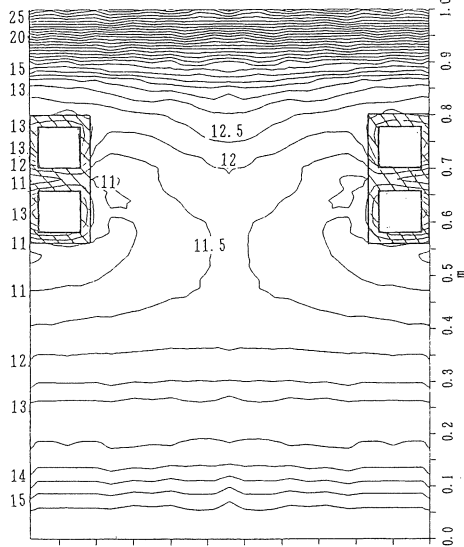
7. 土壌の熱的性質がダクトの蓄熱量に及ぼす影響

以上の計算で $C_p \rho$ (土壌の容積比熱 [$\text{kJ}/\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$]) と λ (土壌の熱伝導率 [$\text{kJ}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$]) は実測に合わせて、2595

と1.938を用いた。これらの熱物性値がダクトからの蓄・放熱量に及ぼす効果を示すために、もう一組 $C_p \rho = 1997$, $\lambda = 3.625$ を与え、これらから4つの組合を求めた。 $\alpha = \lambda / C_p \rho$ (熱拡散率 [m^2/h]) を用いて整理すると、 $\alpha * 10^8 = 1.8(3.625/1997)$, $1.4(3.625/2595)$,

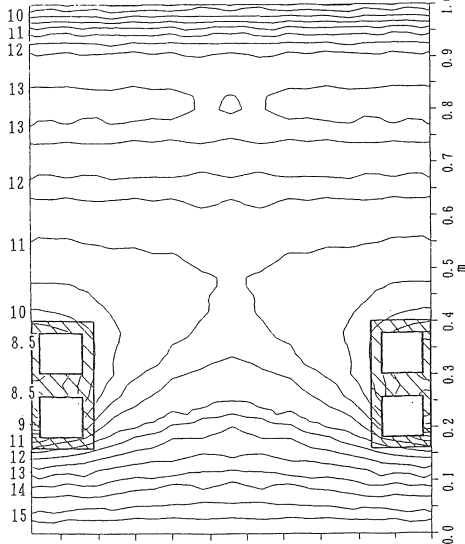


(a)5 AM

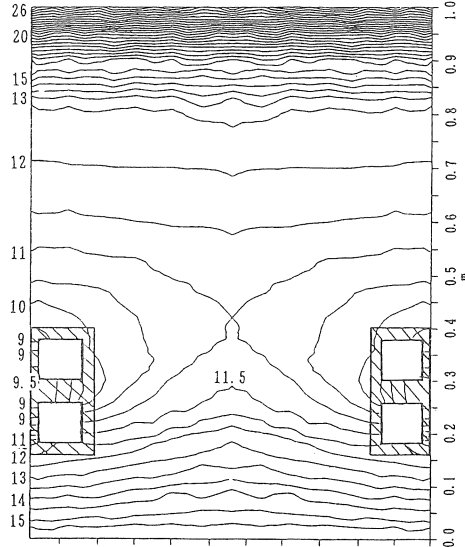


(b)2 PM

図18 埋め込み深さ0.32mのダクト周囲の土壌温度場



(a)5 AM



(b)2 PM

図19 埋め込み深さ0.72mのダクト周囲の土壌温度場

表9 土壌の熱性質が蓄熱量に及ぼす影響の比較

λ ($\text{kJ}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$)	1.938	3.625						
		Charge	Discharge	Discharge Rate				
$C_p \cdot \rho$ ($\text{kJ}/\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$)	$\alpha * 10^8$ (m^2/h)	Charge	Discharge	Discharge Rate	$\alpha * 10^8$ (m^2/h)	Charge	Discharge	Discharge Rate
2595	0.75	1499	640	0.43	1.4	1491	1141	0.61
1997	1.0	1453	726	0.49	1.8	1489	1255	0.86

1.0(1.938/1997), 0.75(1.938/2595)の4種類となる。表9は計算の結果を示す。

これにより昼間のダクトから土中への蓄熱は常にほぼ等しく、夜間の土中からダクトへの放熱量は α が大きいほど大きくなっていることがわかる。ただし夜間の放熱量の熱源は室内のダクトからの蓄熱量 Q_s のほかに、床面からの地中蓄熱量 Q_g があること、および地下1mのところ16°C定温境界面からの流入熱量が存在するという事に注意を要する。図20は温室の床面日射量、地中伝熱量、蓄放熱量および地下1mのところの流入熱量の計算値の経時変化を示す。図20の中に熱量の正值は熱が計算区域に流入し、負値は計算区域から流出することを表示する。これにより、一日中地下1mのところから159[kJ/m²・h]の熱量が計算区域に流入することがわかる。また、地中伝熱量はいつでもダクトにおける土中蓄・放熱量より大きいことも判る。

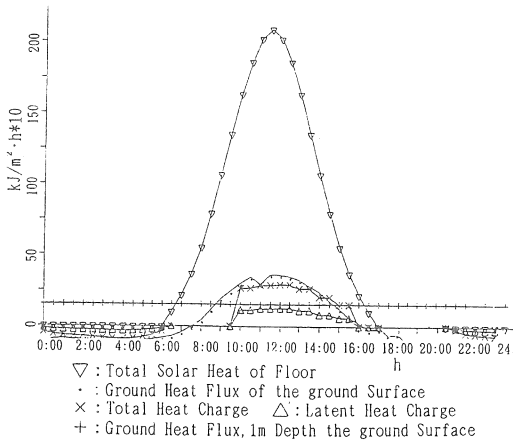


図20 温室の床面日射量、地中伝熱量、蓄放熱量、地下1mのところから流出する熱量の計算値の経時変化

8. 結論

(1) 温室屋根の形状については、楕円型式温室が外壁外表面が天空に対する全形態係数が一番大きく、床面に受ける日天空日射量は最大である。

(2) 小屋根型式と平屋根型式の温室のトータル直達日射透過率は正午の時に谷を示すが、これと異なり、楕円型式の温室には谷がなく、床面に受ける直達日射量は最も均一であり、蓄熱量もやや多く、野菜の育成に望ましいと思われる。構造的にも作り易い。

(3) 今回試算したような同程度の大きさのダクトでは内部仕切りの部分により対流換熱面積が大きくなる田の字型ダクトは温度影響範囲一番大きく、また成績係数も大きくよい蓄熱性能が与えられる。

(4) 同じ類型のダクトに対して、数量が多い方が蓄熱量も大きいのは当然であるが、田の字型ダクトの温度影響範囲は16cm以内にあるので、外表面の間の距離は0.35mである場合に、太陽熱の利用率が一番良い。

(5) 長春市のような寒地では10月中旬ごろダクトの埋め込み深さは深いほど放熱量が大きくなる。これは地中温度分布により地下1m以下の部分から流入熱量があるからである。

(6) 夜間の放熱量(熱取得量)は土の熱拡散率が大きな影響を与える。

本報では温室屋根とダクトの形状などを中心に土中蓄熱性能の検討を行い、一定の指針を得た。次報ではもう一つの重要な要素であるファンの運転、温室の設定温度に関連する最適運転制御について考察する。

本研究の研究費の一部は平成3年度文部省科学研究費(地球環境保全型建築・都市の環境・エネルギーシステムに関する研究 研究代表者:中原信生)ならびに日本太陽エネルギー学会産学協力部会ソーラーハイブリッドシステム研究分科会からの補助によるものである。

9. 文献

- (1) T. Boulard and A. Baille, 1986, Simulalysis of Soil Heat Storage Systems for a Solar Greenhouse. I. Analysis, Energy Agriculture, 5(1986), 175
- (2) T. Boulard and A. Baille, Simulation and Analysis of Soil Heat Storage Systems for a Solar Greenhouse. II. Simulation, Energy in Agriculture, 5(1986), 285
- (3) T. Mori, Utilization of Solar Energy for Winter Cropping Greenhouse Tomato, Acta Horticulturae, 87(1978), 321. Potential Productivity in Protected Cultivation
- (4) T. Takakura and H. Nishina, A Solar Greenhouse with Phase Change Energy Storage and a Microcomputer Control System, Acta horticulturae, 115(1981), 583. Energy in Protected Cultivation
- (5) A. Nir · A. Amiel · J. Krant and M. Epstein, Solar Heat Supply for Greenhouses with Stratified Soil Heat Storage: Data Collection and Feasibility Study, Acta horticulturae, 115(1981), 591. Energy in Protected Cultivation
- (6) 鄭 明傑・中原信生・謝綺琦・張德駿, 野菜栽培ハウスにおける太陽エネルギー土中蓄熱の最適化に関する研究, 日本建築学会東海支部研究報告集, 29(1991-2), 349. 名古屋
- (7) 鄭 明傑・中原信生・謝綺琦, 温室における太陽エネルギー土中蓄熱のシステムパラメータの最適化に関する研究, 平成3年度日本太陽エネルギー学会・風力エネルギー協会合同研究発表講演論文集, (1991-9), 225. 北見
- (8) 鄭 明傑・中原信生, 野菜栽培ハウスにおける太陽エネルギー土中蓄熱の最適化に関する研究(続報), 日本建築学会東海支部研究報告集, 30(1992-2), 361. 名古屋
- (9) J. Kreider, Medium and High Temperature Solar Processes, (1979), 49. Academic Press, Inc, New York
- (10) 空気調和衛生空学会, 空気調和衛生空学便覧Ⅰ(改訂第11版)基礎篇, (1987), オーム社, 東京
- (11) 鄭 明傑・中原信生・謝綺琦・張德駿, 温室における太陽エネルギー土中蓄熱の最適化に関する研究(第1報 シミュレーションモデルの開発と検証), 太陽エネルギー, 18-6(1992)
- (12) 竹園 尊, 断熱透過層利用ソーラグリーンハウスの研究, 北海道農試報, 128(1980), 37