

地中埋設スパイラル管による蓄熱特性

Characteristics on the Heat Storage of Underground Spiral Pipes

今井 勲*¹
Isao IMAI福田 隆典*²
Takanori FUKUDA清水 正則*³
Masanori SHIMIZU多賀 正夫*³
Masao TAGA

Abstract

The soil temperature distributions around underground spiral heat exchange pipes were measured on typical models in order to check the results of numerical calculations. The performances of heat storage in the cases of several system variables were calculated numerically by using the finite element method. Its variables include: thermal diffusivity of soil, spiral diameter, spiral pitch, pipe diameter.

Calculated results were generalized by the relationship between the dimensionless heat flux and the dimensionless time which is defined by the spiral diameter. This spiral diameter significantly affects the characteristics of heat storage. Consequently, the characteristics of heat storage were discussed in comparison with straight pipes. And the optimum spiral diameter required for the arrangement of underground pipes was obtained. Furthermore, concerning the performances of the spiral pipes were profitably compared with those of straight pipes.

Key Words : Soil Heat Storage, Solar Energy, Solar Storage Greenhouse, Spiral Heat Exchange Pipes, Optimum Pipe Arrangement

1. 緒言

太陽エネルギーを有効利用するために、地中蓄熱や採熱を行う際、地中に埋設された熱交換パイプの蓄熱、採熱特性を解明することはきわめて重要なことである。

従来、農業用の地中熱交換型温室では、昼間の日射による余剰熱を温室地下に蓄熱しておいて、これを夜間の暖房に利用している⁽¹⁾。この場合地下の熱交換パイプには通常、直径100mm程度の直管を用いるが、本論文では、これをスパイラル管とした場合の研究結果を報告する。このような限定された広さの土壌領域に直管を水平に配列して日周期的蓄熱を行う場合の伝熱特性、パイプの配置等については、すでに斉藤⁽²⁾の研究がある。また、埋設パイプからの熱伝導に関しては、抜山⁽³⁾、守安⁽⁴⁾らのパネルヒーティングとか、ボイラー水冷炉壁の場合を対象とした埋設水平直管の定常

熱伝導に関する研究、A. Gemant⁽⁵⁾の無限領域内の埋設直管の非定常伝熱の理論解析等の研究を初めとして、含水土壌中での伝熱を含む多くの基礎的研究^{(6)・(7)}が行われてきた。さらに、実用上の研究として、太陽エネルギー有効利用のための地中蓄熱、ヒートポンプ熱源として利用するための土壌採熱およびパッシブソーラーシステム用の土中クールチューブ等に関連して、埋設パイプ周りの温度分布の実測および数値計算結果が多数発表^{(8)・(9)・(10)}されている。

しかし、これらの研究における埋設管は、そのほとんどが直管であり、スパイラル管が用いられた場合の研究は非常に少ない。スパイラル管は直管にくらべ、限定された領域での蓄熱、採熱性能が良い。A. Nir, C. DoughtyおよびC. F. Tsang⁽¹¹⁾はスパイラル直径1mのスパイラル管を地下12mに垂直に埋設し、季節蓄熱を行う場合の地中温度の変化を解析し、その性能を解明している。また、O. J. SvecおよびJ. H. L. Ralmer⁽¹²⁾はスパイラル直径0.3mのスパイラル管を地下15m深さに垂直に埋設して、地中採熱した場合のヒートポンプ熱源としての効果を議論している。わが国では、長野、落藤がスパイラル直径0.8mのものを地下1m付近に水平に埋設した

*原稿受付 平成9年12月24日

*1 呉工業高等専門学校 (〒737-0004 呉市阿賀南2-2-11)

*2 西日本テクノス (〒532-0011 大阪市淀川区西中島7-16-116)

*3 近畿大学工学部 (〒737-0112 呉市広古新開5-1-3)

場合の土壤採熱の測定結果を発表^(1,3)している。

しかしながら、これらの研究では、一定寸法のモデルの場合での結果が示されているだけで、実際の設計に必要な各種寸法、境界条件の影響は明らかにされていない。そこで、本研究は、まず、基礎的な研究として、スパイラル直径、スパイラルピッチ、スパイラルパイプ直径および土壤の温度伝導率が周囲土壤中之への伝熱特性に与える影響を実験および数値計算によって系統的に調べ、その特性を明らかにした。ただし、本計算では、スパイラル管は周囲を断熱された一定領域の土壤中に埋設されているものとした。従って、これは一定温度の土壤中に埋設された図1.1のような管群中の各一本の管の伝熱特性を示したことになる。計算結果から、管群の設計に際して最適寸法が存在すること、およびスパイラル管が直管より有利であることが明らかにされた。なお、外気温度、地中温度の変化および土中水分の影響も大きいので、これらに関しては、採熱の場合の特性と共に続いて研究中である。

2. モデル実験

基礎的な研究として、まず、代表的モデルのスパイラル管に温水を流動させた場合の周囲土壤温度の分布とその時間的な変化を測定した。図2.1はその室内実験装置の概略図である。土箱は縦700mm、横800mm、奥行き850mmの直方体で、その周囲は断熱されている。この土箱の中央に図2.2に示すような外径10mm、内径8mmの銅パイプで作製したスパイラル管を埋設した。試供土壤には、粒径がほぼ一定で圧縮性の小さい乾燥鋳物砂（山川工業株式会社製）を使用した。土壤内中央部の図2.2の●印の位置の土中の水平方向8箇所とスパイラル管の入口、出口に温度センサーが設置されていて、その測定結果がパソコンによりデータ処理される。実験は初期土壤温度を20℃とした後、パイプ中に30℃および40℃の温水を流量2l/minおよび5l/minで50hr強制循環させ、土壤内の温度分布の時間的な変化を測定した。図2.3はその実験結果を次の無次元表示で例示したものである。

$$T = (t - t_b) / (t_s - t_b) \quad (1)$$

$$R = r / r_s$$

ここで、

T : 無次元温度

t : 測定土壤温度 °C

t_b : 初期土壤温度 °C

t_s : 循環水温度 °C

R : 無次元距離

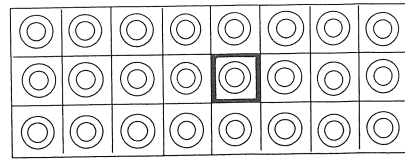
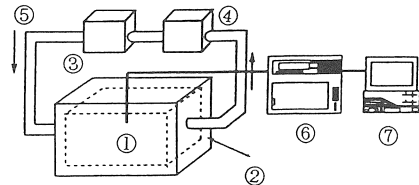


図1.1 多数列、多段の管配列



- ① Soil ② Insulator ③ Pump ④ Heater
⑤ Warm water ⑥ Thermometric recorder
⑦ Personal computer

図2.1 実験装置概略図

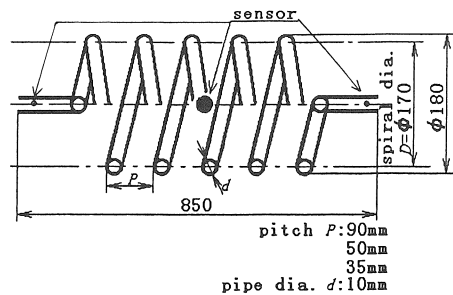
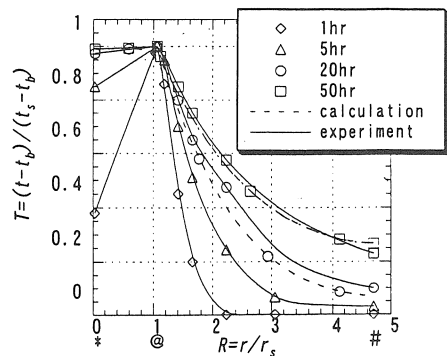


図2.2 熱交換用パイプ



*Center of the spiral @Position of the pipe
#Adiabatic wall
図2.3 無次元温度の実験結果および計算結果
($p = 35\text{mm}$, $r_s = 85\text{mm}$, $t_s = 40^\circ\text{C}$, $t_b = 20^\circ\text{C}$)

- r : スパイラル管中心から水平方向の測定点までの距離 mm
 D : スパイラル直径 mm
 r_s : スパイラル半径 ($r_s = D/2$) mm

実験結果(実線)の各測定点温度はパイプ中心位置の $R=1$ から離れるほど、また、時間が経過するほど低下している。ただし、スパイラル内側の $R<1$ の領域では、経過時間20hr後には、 $T \approx 1$ の一定値となり、スパイラル内側は全体が $t=t_s$ となる。従って、それ以後は $R>1$ の外方向への伝熱のみとなっている。

3. 数値解析

スパイラル管から土壌への伝熱特性はパイプ直径 d mm, スパイラル直径 D mm, スパイラルのピッチ P mmおよび周囲土壌の境界条件である断熱壁間距離 L mmとその温度条件等の多くの因子に支配される。実験のみによってこれらの影響を調べることは容易でない、ここでは有限要素法による土壌内温度分布の数値計算によって各種条件の影響を求め、その伝熱、蓄熱特性を解明した。

3.1 計算モデルおよび計算方法

土壌内熱伝導の基礎微分方程式は次式である。

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

ここで、

- τ : 時間 hr
 t : 土壌内の任意の点(x, y, z)における温度 $^{\circ}\text{C}$
 a : 土壌の温度伝導率 m^2/hr

計算に際して、境界条件は次のように与えた。

スパイラル軸方向距離 $L_z=1000\text{mm}$ の範囲の管内流水の温度降下は、計算した一例によれば、初期には 0.64°C 程度であるが、数時間経過後には 0.2°C 以下となるので、管内流水温度 t_s は一定と仮定した。流水から土壌への伝熱に関しては流量 5l/min の場合の熱伝達率を各 D, d の寸法に応じて算出し⁽¹⁴⁾、これに管壁厚さによる熱抵抗値を加味して算出した値の $2.695 \times 10^3 \sim 2.187 \times 10^4 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ で、水から直接土壌へ伝熱するものとした。すなわち、管壁内での熱伝導計算のかわりに総合的熱伝達率を仮定し、周囲壁面は断熱の境界条件と

し、初期土壌温度を一定の t_b として計算した。

まず、図3.1に示す2種類のスパイラル形状の計算モデルに対して土壌内温度分布を計算した。モデル1はパイプを部分的に直方体に分割するが、これらを組み合わせて三次元的立体をなすもので、モデル2はこれを簡略化して二次元的リング状構造とみなしたものである。

その一例として $D=170\text{mm}$, $P=35\text{mm}$, $d=10\text{mm}$, $t_s=40^{\circ}\text{C}$, $t_b=24^{\circ}\text{C}$, 流量 5l/min の場合に両モデルで計算した結果、20hr付近で最も誤差が大きくなり、その蓄熱量を比較すると両者の差異は3%以内の誤差で、ほとんど差異は認められなかった。

従って、スパイラルをリングとみなした簡略なモデル2で十分であることが確認できた。従って、以下の解析はモデル2を用いて、土箱の寸法 $\{L_x=L_y=L=700\text{mm}, L_z=1000\text{mm}\}$ で周囲の壁面が断熱されている場合について行った。ただし、実際の計算は図3.2に示す斜線の計算領域のみである。表3の条件で $\lambda=0.46\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ を用いた数値計算の結果は図2.3中の経過時間20hrと50hrの場合の破線が示すように実験値と、ほぼ一致することが確認された。ただし、この場合は土箱を実験と同じ寸法 $\{L_x=800\text{mm}, L_y=700\text{mm}, L_z=850\text{mm}\}$ として計算した。

なお、 $D=170\text{mm}$ の場合において、管内流水温度に関しては、実験では $t_s=30^{\circ}\text{C}$, 40°C , 計算では $4 \sim 50^{\circ}\text{C}$ の範囲で、初期土壌温度は $t_b=0 \sim 30^{\circ}\text{C}$ の範囲で各種の条件を用いて計算を試みた。しかし、各条件での結果は式(1)

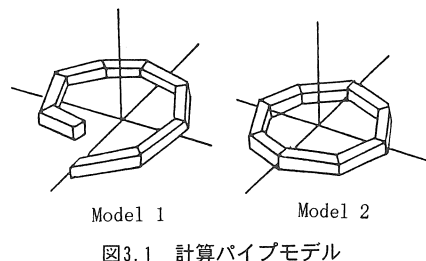


図3.1 計算パイプモデル

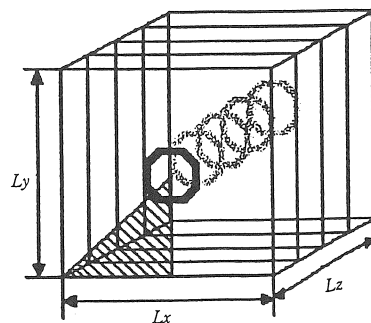


図3.2 計算領域

表3 数値計算に用いた物性値と寸法

Ther. Conduc.	Specific Heat	Density
λ [W/(m·K)]	C [kJ/(kg·K)]	ρ [kg/m ³]
Soil 0.41, 0.46, 0.56	1.53	1500
0.79, 1.10		
Ther. Conduc.	Kine. Viscos.	Vol. Flow
λ [W/(m·K)]	ν [mm ² /sec]	Vf [l/min]
Water 0.668 (40°C)	0.653 (40°C)	2, 5
0.569 (0°C)	1.790 (0°C)	
Pipe Dia.	Pipe Pitch	Spiral Dia.
d [mm]	P [mm]	D [mm]
Pipe 5, 10, 15, 16	35, 50, 70, 90	100, 170, 200
30, 40, 50		300, 400, 500
		600, 695

(L=350mm, 700mm, 1050mm)

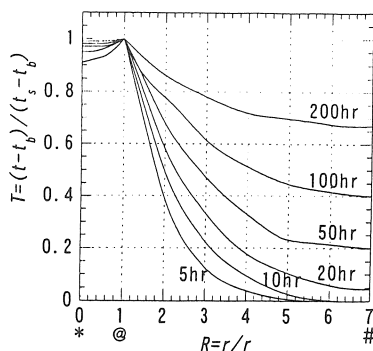
のような無次元温度で表わせば同一となった。循環水流量は $V_f=2\text{l/min}$ と 5l/min について実験および計算を試みたが、その温度分布特性に与える影響はほとんど現れなかった。これは循環水とパイプ内壁面との間の熱抵抗の値が、それぞれ $3.302 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, $1.586 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ であるのに対して、1m厚さの土壌の熱抵抗の値が $2.44 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ のように非常に大きい。従って、流速の影響は無視できるからである。

従って、以下の計算は管内流水温度 $t_s=40^\circ\text{C}$ 、管内流水量 5l/min 、初期土壌温度 $t_b=24^\circ\text{C}$ の条件の場合のみに関して行った。

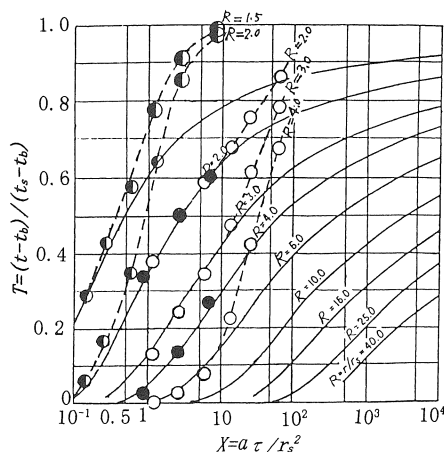
3.2 温度分布特性

図3.3に計算結果の一例として $D=100\text{mm}$, $L=700\text{mm}$ の $D/L=0.143$ で、 $P=35\text{mm}$, $d=10\text{mm}$ の無次元温度分布を示す。図2.3の実験結果の $D/L=0.213$ の場合に比べて、スパイラル直径が小さいので、スパイラル内部の温度はさらに短時間で t_s の一定温度となる。従って、このようなスパイラル直径の小さい場合は、あたかも直径 D の単一直管が埋設されている場合と同様の温度分布となる。

図3.4は無限広さ ($L=\infty$) の土壌域中に埋設された単一直管の場合のA. Gemantの理論解析⁽⁵⁾による計算結果とスパイラル管の本計算結果とを比較した図である。図では、横軸に $X=a\tau/r_s^2$ なる無次元時間をとっている。図示のように、○印の $D/L=0.143$ では、スパイラル直径が小さいので、 X の小さい範囲では単一直管のGemantの曲線とほぼ一致している。しかし、 X が大きい場合は図中の破線のように、 T の値は単一直管よりかなり大きくなっている。これは本研究では土壌領



* Center of spiral @ Position of the pipe
Adiabatic wall
図3.3 計算結果の無次元温度分布



— : A straight pipe in infinite region (Gemant)
--- : Spiral pipes
 $D/L=0.143$ (○), $D/L=0.429$ (●)

図3.4 Gemantの無次元温度分布とスパイラル管との比較

域が断熱壁間隔 L で限定されている、すなわち、複数のスパイラル管が間隔 L で隣接している場合に相当するので、時間 τ が経過して X が大きくなると、領域内が熱的に飽和してくるためである。なお、図中の●印はA. Nirら⁽¹⁰⁾の $D=1\text{m}$, $L=6\text{m}$ のスパイラル管での実験結果である。この場合も $D/L=0.167$ であるので、その特性はほぼ単一直管と同様である。しかしながら、図中の●印の $D/L=0.429$ のように、スパイラル直径の大きい場合は単一直管のGemant曲線とはかなり異なった温度分布となる。本研究はこのような周囲を断熱された領域内でのスパイラル管の特性を解明することが目的であり、以下に各因子の伝熱、蓄熱特性におよぼす影響を解明した計算結果を示す。

3.3 スパイラル直径 D の蓄熱特性に与える影響

スパイラル管の蓄熱特性に対しては、パイプ直径 d とピッチ P の寸法が表3に示す本研究の範囲内であればスパイラル直径 D の影響が支配的である。図3.5は、 $L=700\text{mm}$ 、 $P=50\text{mm}$ 、 $d=10\text{mm}$ の場合について、蓄熱開始から各経過時間ごとの D/L に対するスパイラル軸方向単位長さ当たりの蓄熱量 Q (kJ) の関係を示す。ここで最大蓄熱量は十分な経過時間後 $L=700\text{mm}$ の正方形断面で奥行き 1000mm の土壌領域全体が管内循環水温度と同一となり熱的に飽和状態に達したときの蓄熱量であり、この値は $t_b=24^\circ\text{C}$ 、 $t_s=40^\circ\text{C}$ で $D=100\text{mm}$ の場合は 17.8MJ である。図示のように時間の経過とともに、蓄熱量は大きくなり、 D/L の影響は次第に小さくなる。十分な時間が経過した極限においては、図中の500hrの場合のように、土壌領域が熱的に飽和するため、 Q の値が D/L に関係なく、ほぼ一定となる。なお、この飽和に達する時間は $L=700\text{mm}$ のこの例の場合は500hrであるが、 L が小となるほど短くなる。この極限の時間以前の経過時間の場合には、各曲線は $D/L=0.8$ で Q の値が最大となる。

この理由は次のように考えられる。蓄熱が開始されると、スパイラルの内部および外部方向に伝熱が行われ、 D/L の値が小さいときは、図3.6(a)に示すように短時間でスパイラル内部に熱コアが形成される。そして、その後に外部領域に蓄熱が行われる形となる。一方 D/L の値が1に近いときは、スパイラル管の外部領域が先に高温部となり、その後内部領域に蓄熱される(図3.6(b)参照)。最適値 $D/L=0.8$ の場合は、スパイラル円の面積が辺 L の正方形の面積を2等分する円の直径 D の場合である。すなわち、スパイラル管の内部、外部の等面積の2つの領域に対して伝熱が最も効率良く行われて、その結果、蓄熱量が最大をとるものと考えられる。

3.4 蓄熱特性の無次元関係

蓄熱量 Q とこれに対する最大影響因子の D/L との関係、3.2節で述べた無次元時間 $X=a\tau/r_s^2$ とスパイラル軸方向単位長さ当たりの伝熱量を表す次式の無次元熱流束

$$Y=(dQ/d\tau)/\{\lambda(t_s-t_b)Lz\} \quad (3)$$

との関係で一般化する。

ここで、

λ : 土壌熱伝導率

$W/(m \cdot K)$

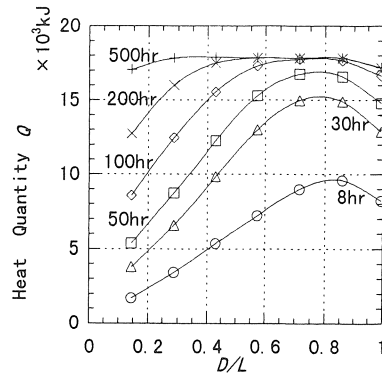


図3.5 スパイラル直径 D の蓄熱特性に与える影響

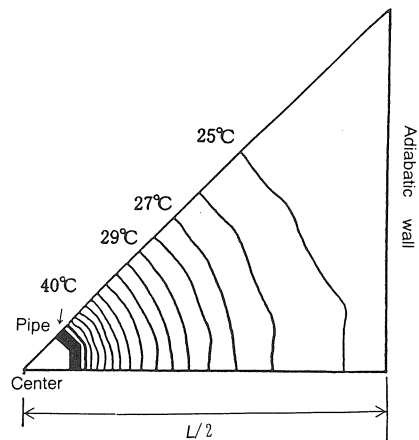


図3.6(a) $D/L=0.143$ の場合、 $\tau=50\text{hr}$ 経過時の $1/8$ 円領域内の等温線 ($D=100\text{mm}$)

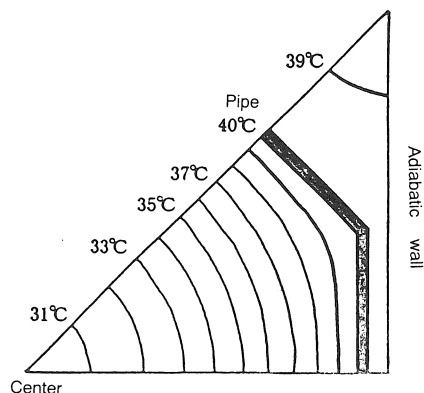


図3.6(b) $D/L=0.929$ の場合、 $\tau=30\text{hr}$ 経過時の $1/8$ 円領域内の等温線 ($D=650\text{mm}$)

L_z : スパイラル軸方向長さ m
 t_s : 管内流水温度 °C
 t_b : 初期土壌温度 °C

まず、幾何学的に相似形で、 D/L が同一であれば、無次元化した関係が L, D 等の寸法には無関係に同一であることを図3.7に示す。図3.7中の[1][2][3]の場合条件は次のようである。

- [1] : $\{L=350\text{mm}; D=200\text{mm}; P=50\text{mm}; d=5\text{mm}\}$
- [2] : $\{L=700\text{mm}; D=400\text{mm}; P=50\text{mm}; d=10\text{mm}\}$
- [3] : $\{L=1050\text{mm}; D=600\text{mm}; P=50\text{mm}; d=15\text{mm}\}$

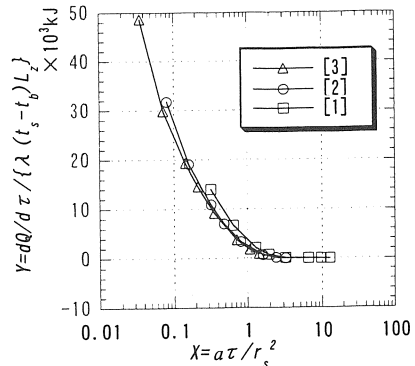


図3.7 同一 D/L での無次元時間 X と無次元熱流束 Y との関係の相似性

図3.8は、各種 D/L での X と Y との関係を示した図で、

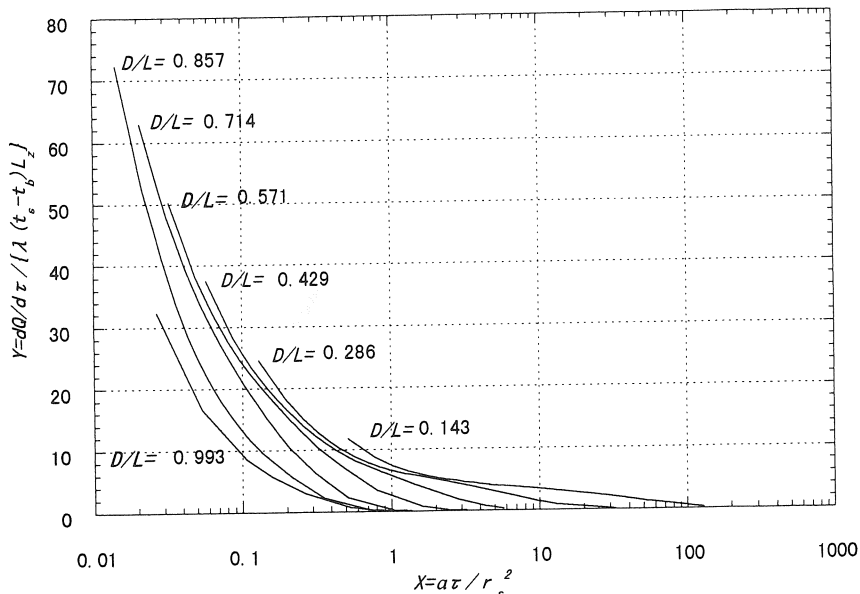


図3.8 各種 D/L での無次元時間 X と無次元熱流束 Y との関係

これによってスパイラル管の限定された土壌領域内での非定常の伝熱、蓄熱特性が一般的に表されている。各 D/L の場合とも、時間が経過して X の値が大となるにしたがって熱流束を示す Y の値が小となり、熱的飽和の $Y=0$ に近づく。この $Y=0$ となる無次元時間 X は、図示のように D/L が小となるほど大となる。すなわち、長時間の蓄熱となるほど、スパイラル直径 D に対して十分大きい土壌領域 L を必要とする。しかし、地中熱交換温室の場合のように限定された土壌領域に短期蓄熱を行う場合には、 $Y=0$ とならない範囲で適当な D/L を選定する必要がある。地中熱交換温室

の場合、蓄熱すべき全体の土壌領域としては、広さは温室の床面積で、深さは通常地面から400~500mm、直管の場合のパイプ直径は100mm程度が適当といわれている⁽¹⁵⁾。そこで、例えば、温室で余剰熱を蓄熱する最大時間を8hrと仮定すれば、 $X = aτ / r_s^2 = 2.31$ となる。図3.8において $X=2.31$ では、 $D/L=0.571$ で $Y=0$ であり、熱流束 $dQ/dτ=0$ となる。従って、蓄熱するためには $D/L=0.571$ 以下でなければならないことがわかる。また、図示のように同一 X では、 D/L が小となるほど Y は大となる。

温室の幅が一定長さに限定されていて、一定寸法 D

の場合には、 D/L を大とするほど、スパイラル管を多数列埋設でき、総蓄熱量が大きくなる。最大蓄熱時間を8hrとしたときの総蓄熱量 Q の値は図3.5から各経過時間 X に対する Y と $(t_s - t_b)$ の値から熱流束 $dQ/d\tau$ を求め、その蓄熱時間中の積分値として算出される。図3.5に示した Q は $L=700\text{mm}$ の場合の一例である。

埋設管の設計においては、この Q から求まる全蓄熱量がその温室で発生する余剰熱量より大となる条件と蓄熱終了時の Y の値を考慮して、その最小本数すなわち D/L を選定すればよいことになる。ただし、実際の温室では周囲を断熱された本研究の場合と異なり、地表面からの伝熱もあり、 t_s, t_b も変化するので、本研究の結果は直接的には役立たないが、図1.1のように多数管が多段に配列されるような場合に関しては参考資料として役立つものと思う。

3.5 温度伝導率 a 、ピッチ P 、管直径 d が蓄熱量に与える影響

土質および土中水分含有率は伝熱、蓄熱特性に大きく影響するので、ここでは、温度伝導率 a を代表値として、その影響を調べた。図3.9は断熱壁間隔 $L=700\text{mm}$ 、スパイラル直径 $D=170\text{mm}$ 、ピッチ $P=50\text{mm}$ 、パイプ直径 $d=10\text{mm}$ の場合を代表として、土壌の温度伝導率 a が蓄熱量 Q におよぼす影響を示す。 a の値が大きくなるにつれて、蓄熱量はかなり大きく増加している。すなわち、土質やそれに含まれる水分などが蓄熱量に大きく影響することがわかる。

続いて、ピッチの影響については、 $L=700\text{mm}$ 、 $d=10\text{mm}$ 、経過時間 $\tau=10\text{hr}$ として、4種類の D の各場合に対する、ピッチ P と蓄熱量 Q との関係を図3.10に示す。図示のように、各場合ともピッチが大きくなるにつれて Q の値が小となり、その傾向は D が大きいほど大である。

また、図3.11は、 $L=700\text{mm}$ 、 $D=170\text{mm}$ 、 $P=90\text{mm}$ の場合のパイプ直径 d と蓄熱量 Q との関係を示す。図示のように、 d の値が大きくなると Q の値は大きくなる。しかし、本研究のピッチ P およびパイプ直径 d の寸法の範囲では、これらの蓄熱特性に与える影響はスパイラル直径 D の影響にくらべると小さい。従って、スパイラル管の蓄熱特性に関しては、3.3節および3.4節で述べた D/L の影響を主として考慮し、それに本節で述べた他の因子の影響を加味すればよい。

4. スパイラル管と直管との比較

図4.1は周囲を断熱されたスパイラル管の場合と直管の場合の計算結果と無限広さの土壌中に埋設された

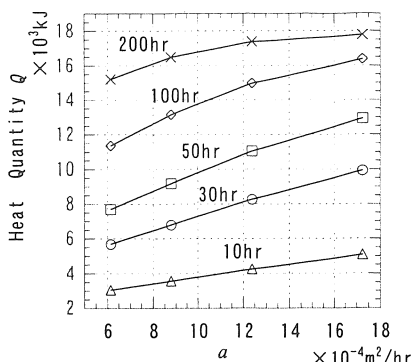


図3.9 温度伝導率 a の蓄熱特性に与える影響

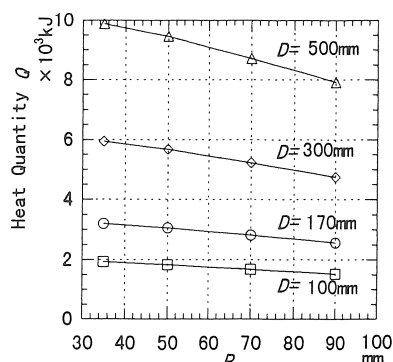


図3.10 ピッチ P の蓄熱特性に与える影響

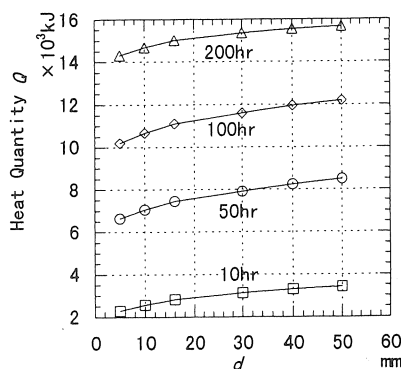


図3.11 パイプ直径 d の蓄熱特性に与える影響

直管の場合のGemantの解析結果(実線)とを示す。

$D/L=0.143$ 以下では3.2節でも述べたように、スパイラル管はそのスパイラル直径 D と同一直径の直管と同様の伝熱性能となるので、図示のように $X=2\sim 30$ の区間では単一直管のGemantの曲線とよく一致している。しかし、 X の小さい初期には△印、□印のスパイラル管

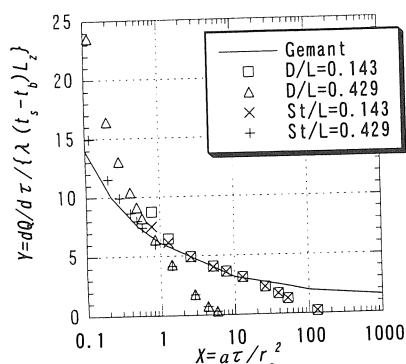


図4.1 スパイラル管と直管の無次元関係の比較
(St :直管直径)
(スパイラル管: $P=50\text{mm}$, $d=10\text{mm}$)

ではスパイラルの外側と内側の両方向への伝熱が行われるので、スパイラル管の Y の値が $\times$ 印、 $+$ 印の直管より大きい。また、 X が大きくなり十分時間が経過した時点では周囲を断熱された領域の場合はスパイラル管も直管も熱的飽和のため伝熱が悪くなり Y の値がGemantの曲線より小となる。

図4.2は $L=700\text{mm}$ の断熱条件で、初期の50hrまでに関して、比較的小直径の100mmおよび200mmの場合について、スパイラル管と直管の蓄熱量の比較を示す。図示のように $D=100\text{mm}$ ではスパイラル管が約5%増、 $D=200\text{mm}$ では14%増である。

また、スパイラル管を呼び径13mmの塩化ビニルパイプを用い、ピッチ50mmで作製した時の全重量は $D=100\text{mm}$ で1.107kg/m、 $D=200\text{mm}$ で2.193kg/mであり、直管の場合は $D=100\text{mm}$ で3.409kg/m、200mmで10.129kg/mとなり、コスト的にもスパイラル管が有利である。また、直管では循環水量が大となるので、この点でもスパイラル管が有利である。

5. 結言

スパイラル直径 $D=100\sim 695\text{mm}$ 、ピッチ $P=35\sim 90\text{mm}$ 、パイプ直径 $d=5\sim 50\text{mm}$ のスパイラル管を700mm×700mm×1000mmの断熱された土壌領域内に埋設した場合の蓄熱特性を調べた結果、以下の結論が得られた。

- (1) 蓄熱特性に対してはスパイラル直径 D の影響が他のピッチ P 、パイプ直径 d の影響より大きく、主として D と領域幅 L との比 D/L が特性を支配する。
- (2) 熱的飽和に達する以前の各経過時間において、蓄熱量を最大にするスパイラル直径 D は、幅 L の断熱面で囲まれた正方形領域の面積を2等分する円の直径であ

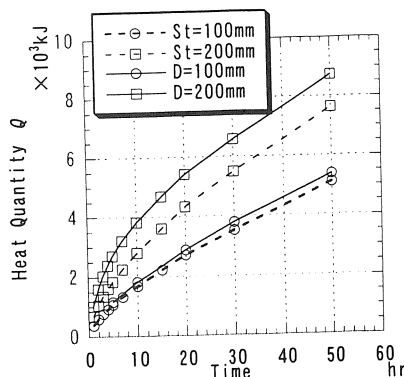


図4.2 スパイラル管と直管の蓄熱量の比較
($P=50\text{mm}$, $d=10\text{mm}$)
(St :直管の直径)

る。

(3) $D/L < 0.143$ では、スパイラル内部が先に一定温度に達して、次第に外方へ伝熱し、あたかも同一直径 D の直管のような伝熱となる。

(4) 数値計算によって得られた無次元時間 $X = a\tau / r_s^2$ と無次元熱流束 $Y = dQ/d\tau \{ \lambda (t_s - t_b) / L \}$ との関係は限定領域内に埋設されたパイプ群の設計指針となる。

(5) D/L の小さい場合、スパイラル管は直管より蓄熱性能が良く、必要な材料、必要循環水量の点でも有利である。

おわりに、本研究における図の整理、作成に近畿大学工学部機械工学科 松田 彰君の協力を得た。記して謝意を表します。

6. 文献

- (1) 吉岡 勉, 古久保克巳, 越智敏明, 多賀正夫, 地中蓄熱交換型ソーラー温室に関する研究, 太陽エネルギー, 17-3, (1991), 26-34.
- (2) 斎藤彰夫, 宇高義郎, 渋谷幸生, 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, 11-5 (1985), 21-30.
- (3) 坂山四郎, 日景一郎, 地下の平行円管よりの熱損失, 衛生工業会誌, 10-8 (1936), 641-649.
- (4) 守安虎治, 地熱の利用, 衛生工業会誌, 30-8 (1956), 305-314.
- (5) A. Gemant, Transient Temperatures around Heating Pipes Maintained at Constant Temperature, *J. of Applied Physics*, 17 (1946), 1076-1082.
- (6) V.M. Puri, Heat and Mass Transfer Analysis and Modeling in Unsaturated Ground Soils, *Proc. of the Joint ASME-ASES Solar Energy Conf.*, 25-28 (1985-3), 175-182, Knoxville, Tennessee.

- (7) 田中辰明, 安江 進, 蓄熱・増熱技術(蓄熱・増熱技術編集委員会 編著), 33-37(1985), 33-37, (株)アイビシー, 東京.
- (8) 斉藤武雄, 篠宮純三, 空港などを対象としたボ'アホールエネルギーシステムの提案, 太陽エネルギー, 19-3(1993), 22-28.
- (9) 松本 薫, 永井久也, 牛尾智秋, ヒートポンプ'熱源としての地盤熱利用に関する研究, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, c-10, c-11(1993), 217-223, 大阪.
- (10) 長谷川房雄, 吉野 博, 石川善美, 曾良俊正, ハ'ッパ'ソーラーシステム試験家屋に設置したカルチュ'の冷却性能に関する研究(その2), 太陽エネルギー, 17-4(1991), 29-36.
- (11) A .Nir, C.Doughty and C.F.Tsang, Seasonal Heat Storage in Unsaturated Soils:Example of Design Study, *Proc.of the 21st Intersociety Energy Conversion Eng.Conf.*, (1986-8), 25-29, San Diego, California.
- (12) O. J. Svec, J. H. L. Palmer, Performance of a Spiral Ground Heat Exchanger for Heat Pump Application, *Int.J.of Energy Res.*, 13(1989), 503-510.
- (13) 長野克則, 落藤 澄 等, 水平埋設管による土壌採熱実験と採熱特性のシミュレーション, 第3報, 第4報, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, c-12(1993), 225-232, 大阪.
- (14) 日本機械学会編, 伝熱工学資料, 改訂第3版, (1975), 29. 日本機械学会, 東京.
- (15) 日本太陽エネルギー学会編, 太陽エネルギー利用ハンド'ブック, (1985), 901, 日本太陽エネルギー学会, 東京.