

## 近接埋設されたクール/ヒートチューブの熱交換特性

近接埋設される複数管型クール/ヒートチューブに関する研究 —その1—

EXCHANGED HEAT CHARACTERISTICS OF THE MULTI-COOL/HEAT TUBE  
WITH CLOSE ARRANGEMENT

Performance prediction and design method for the multi-cool/heat tube with close arrangement —Part 1—

尹奎英\*, 田中英紀\*\*, 奥宮正哉\*\*\*

Gyu-young YOON, Hideki TANAKA and Masaya OKUMIYA

When the several cool/heat tubes are buried under ground into proximity arrangement, heat exchange capability of the tubes is decreased from the influence of the adjoining tube. Although each tube needs sufficient distance, tubes are buried into proximity arrangement frequently, because of the restriction of space and the cost for digging. Therefore, this study aims at developing obvious design method for the system.

In this paper, the efficiency of multi-cool/heat tube was evaluated from the result of field measurement. Then, numerical analysis was conducted in order to investigate the performance of this system. Finally, Sensitivity analysis was carried out for clarifying the effect of burying distance & arrangement of tubes on heat exchange performance.

**Keywords :** Earth-to-air heat exchanger, Close arrangement, Characteristic analysis, Cool tube, Heat tube

土壌熱交換器、近接配置、特性解析、クールチューブ、ヒートチューブ

## 1. はじめに

地球環境問題・エネルギー問題の解決策として、様々な自然・未利用エネルギーの利用技術が提案されており、クール/ヒートチューブもその一手法である。クール/ヒートチューブは、これまで住宅用のパッシブクーリングとして導入された例が多く<sup>1)2)</sup>、大きな取入外気量を必要とするビル空調等に適用される例は比較的少ない。これは設置コストもさることながら、埋設スペース確保の問題も大きく、敷地条件の拘束より外気導入量に見合ったチューブ長さや本数を埋設するスペースが確保できず、実現しないケースも少なくないからである。これに対して、埋設領域を縮小化するために、複数のチューブを近接配置すると、設置スペースや掘削コストの問題は解決されるが、隣接チューブの相互干渉による熱交換性能への影響が懸念される。

一方、クール/ヒートチューブに関する既往の研究では単管を対象とするもの<sup>3)4)</sup>、もしくは複数管であっても隣接するチューブ間で相互の影響が生じない条件での研究例が多く<sup>5)6)</sup>、近接埋設を前提とした場合の熱性状や設計手法は明らかにされていない。

そこで、本研究はクール/ヒートチューブの普及拡大を目的として近接埋設される複数管型クール/ヒートチューブの熱交換性能を把握し、それをもとに設計手法の提案を行うものである。

本報では、先ず愛知県に建つ福祉施設に近接埋設されたクール/ヒートチューブシステムに対する実測結果をもとに、熱交換性能の評価を行った。また、本システムの熱性状予測のための数値解析モデルを作成し、この解析結果と実測結果の比較よりその妥当性を確認した。さらに、この数値解析モデルを用いてシミュレーションを行い、チューブの近接埋設が及ぼす熱交換性能への影響を検討した。

## 2. システム導入施設の実測調査

## 2.1 対象施設の概要

愛知県に建つ福祉施設(平成13年10月竣工)に本論で対象とするシステムが導入されたため、この施設に対して実測調査を行った。実測の対象となった建物は、延べ床面積約4,240m<sup>2</sup>、4階建ての鉄骨造である。空調方式は外調機とガスヒートポンプによる組合せシステムをとっており、外調機の熱源は冬期に吸収式冷温水発生機を、夏期には井戸水の冷熱を用いている。さらにこの建物には、雨水利用、太陽光発電及び井水熱利用など様々な自然エネルギー利用手法が組みこまれ、クール/ヒートチューブもその一つとして導入された。

図1に建物配置図を、表1に埋設されたチューブの長さや仕様

\* 名古屋大学大学院環境学研究科都市環境学専攻  
博士後期課程大学院生・修士

\*\* 名古屋大学工学部社会環境工学科 助手・博士(工学)

\*\*\* 名古屋大学大学院環境学研究科都市環境学専攻  
教授・工博

Graduate Student, Graduate School of Environmental Studies, Nagoya Univ.,  
M. Arch.

Assistant Prof., School of Engineering, Nagoya Univ., Dr. Eng.

Prof., Graduate School of Environmental Studies, Nagoya Univ., Dr. Eng.

を示す。本施設では、クール/ヒートチューブとして直径0.5mの塩化ビニル管9本が用いられ、敷地面積や掘削コストに配慮しつつ、必要外気量及び十分な長さを確保するために狭い間隔かつ二度曲がりの状態でコンパクトに埋設された。

図1の中の斜線部は建築位置であり、建物周囲は駐車場になっている。また、チューブの設置面積は建築面積(1,330m<sup>2</sup>)の約20%となる。

図2に、入口から10m地点のチューブ配置断面と計測点を示す。図のようにチューブはGLから2m地点に5本、3m地点に4本設置されOAダクトに連結されている。チューブの離隔距離は右左0.3m、上段(T1-T5)と下段(B1-B4)は0.5mである。

取入れ外気は、図3に示すように常にクール/ヒートチューブとOAダクトを介して各階の外調機に入る。取入れ外気の搬送動力は外調機の送風ファンで賄い、送風量は全階合わせて最大約16,800CMHである。また、外調機の風量は各部屋に設けた給気スイッチのON-OFFにより風量が可変となるため、外調機の送風ファンはインバーター制御される。この場合、チューブの導入により外調機にかかる送風圧力増加分は最大約2mmAq/台であって、チューブを通さずに直接吸込む場合と大差は無いため、クール/ヒートチューブの導入による送風ファン動力の増分は殆ど無視できるとして評価する。また、外調機の運転は土日祝の休館日を除き、季節を問わず8:00から17:00の間連続運転される。

2.2 実測調査の概要と結果

実測は2001年9月より継続して行っており、チューブ内空気温度6点、チューブ出口温度5点(T1、T3、T5、B1、B4チューブ)、土壌温度10点、チューブ表面温度2点に対して、T型熱電対とデータロガーを用いて、10分おきに計測をしている。また、チューブ長が最長、最短となるT5とT1チューブ、そして9本チューブの平均長(40m)に等しいT3チューブに対して、熱式風速・風温センサー(5点式)を用いて出口手前の管内風速・風温を、さらにサーモレコーダーより室内の温・湿度を測定している。

図4に計測期間(2002年1月1日~2003年7月31日)の冬期・夏期におけるチューブの出入口温度と熱交換量の経時変化を示し、表2に出入口温度差と熱交換量比較を示す。なお、竣工直後から2001年12月末までは計測調整期間となったため、2002年1月1日からの結果について検討を行う。図中のチューブ出口温度はT1、T3、T5、B1、B4のチューブ出口温度の平均値であり、取入れ外気の加熱・冷却熱量の算出に用いた取入れ外気風量は、チューブ断面積にチューブ内風速を乗じて求めた。なお、各チューブ(T1、T3、T5)の風速は実際少しづつ異なったが、その差は0.5m/s以下であったため、9本それぞれのチューブ内風速は全て同じであると仮定し、チューブ内風速はT1、T3、T5チューブにおける実測データの平均値(1.5m/s)を用いた。

システム運転開始後1年目と2年目の実測期間中において、クール/ヒートチューブの導入により、取入れ外気温度は冬期(12月、1月~3月)には平均で1.9℃(最大8.2℃)上昇し、夏期(6月~9月)には平均で2.2℃(最大6.7℃)低下した。また、チューブ出入口温度差と取入れ外気風量をもとに算出したチューブの熱交換量は冬期には最大106MJ/h(平均で約21MJ/h)、夏期には最大92MJ/h(平均で約28MJ/h)であり、冬期・夏期を通じてシステムの外気

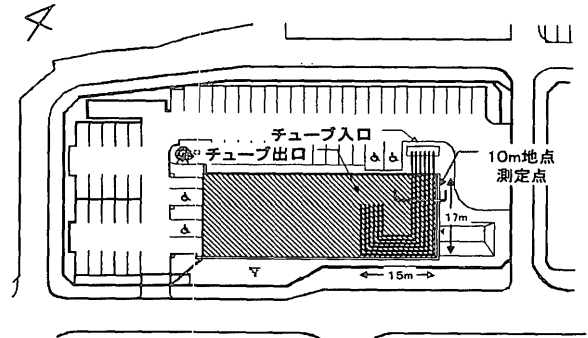


図1 建物配置図

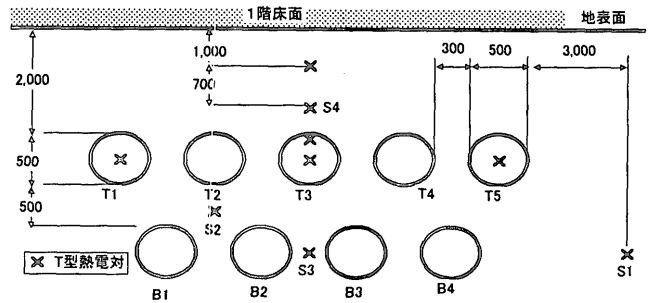


図2 チューブ配置断面と計測点(単位: mm)

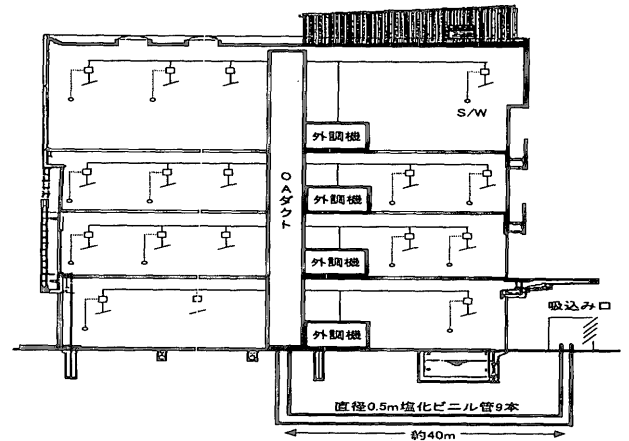


図3 空調系統図

表1 チューブ長さ及び仕様

チューブ長さ				
T1	T2	T3	T4	T5
34m	37m	40m	43m	46m
B1	B2	B3	B4	
35.5m	38.5m	41.5m	44.5m	
チューブの仕様				
材質: 塩化ビニル管 直径: 0.5m、厚さ: 0.014m				
チューブ内風速: 平均風速 1.5m/s (最大 2.57m/s)				
チューブ1本当たり平均圧力損失: 最大約 0.93mmAq				

負荷を低減できたといえる。

一方、取入れ外気は冬期・夏期それぞれに対して、外気温度が約13℃以上には冷却(冬期)、約23℃以下には加熱(夏期)されており、外気負荷を増加させることとなった。しかしながら、実測期間を通じてこのような時間はまれであり、今回導入されたクール/ヒートチューブは外気負荷低減に対して有効に働いたといえる。

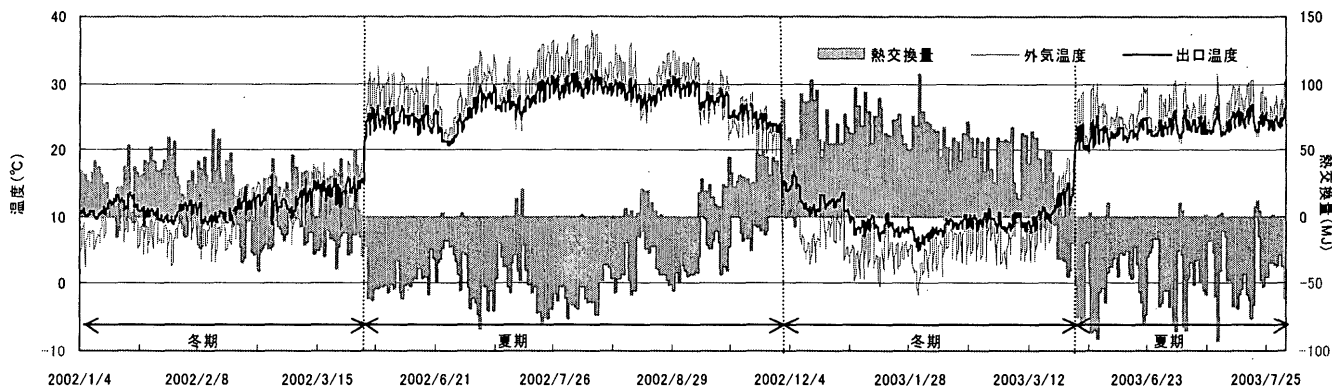


図4 冬期と夏期におけるチューブの出入口温度と熱交換量経時変化（運転時間のみ）

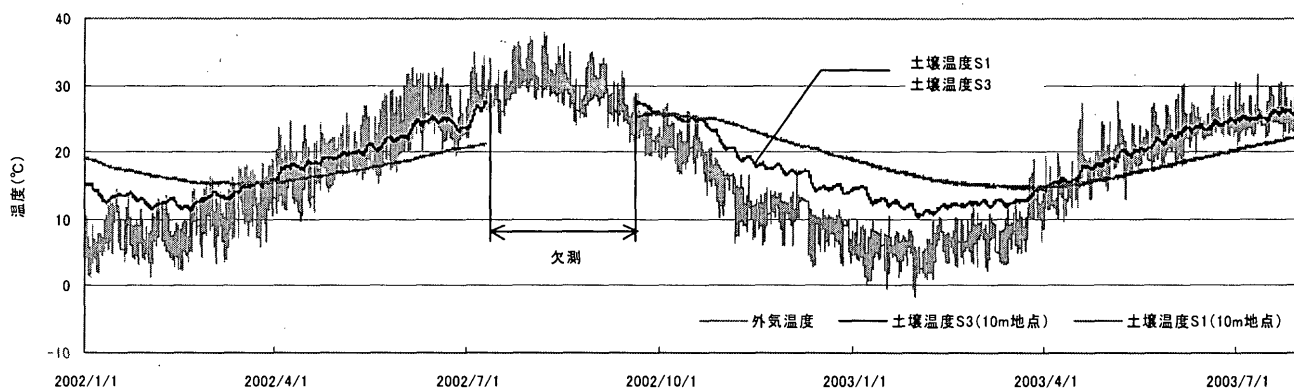


図5 実測期間中における土壌温度経時変化

さらに、実測期間中、クール/ヒートチューブの導入により得られた熱交換量は約 58GJ であった。これは、平均室内温度（冬期 20℃、夏期 26℃）より算定した外気顕熱負荷の約 25% となり、このシステムのようにチューブが近接埋設された状況においても、外気負荷低減に効果があったといえる。

表 3 には実測期間中において、冬期の厳寒日と夏期の酷暑日における各チューブの平均出入口温度差比較を示す。埋設深さが同じであり、チューブの長さが異なる T5 と T1 チューブの出入口温度差を比較すると、チューブ長の長い T5 チューブの出入口温度差は T1 チューブに対して、冬期には約 2.0℃、夏期には約 0.7℃大きかった。同じように、B1 チューブの出入口温度差に比べて B4 チューブの出入口温度差が大きくなった。これは、各チューブ長さは、チューブ出口温度が自然土壌温度に至るチューブ長さより短かったため、チューブ長が長く、伝熱面積の広いチューブの出入口温度差が大きくなったと考えられる。

一方、埋設深さが同じである T3 と T1 チューブの日平均出入口温度差を比較すると、T3 チューブの長さは T1 チューブより 6m も長い、その出入口温度差は T1 チューブよりわずかながら小さくなり、冬期約 0.2℃、夏期約 0.6℃の差があった。

これは、チューブ周囲土壌に熱だまりが生じ、熱交換性能が低下したことを示すものである。なお、各期のピーク日における T3 チューブの日積算熱交換量は T1 チューブに対して冬期と夏期それぞれ約 95%、78% となった。

図 5 に実測期間における外気温度と土壌温度の経時変化を示す。なお、土壌温度 S2 と S4 は S3 とほぼ同じトレンドを示したため、図中には土壌温度 S3 のみを示す。土壌温度 S3 はチューブ入口か

表 2 チューブ出入口温度差と熱交換量比較

	運転 1 年目		運転 2 年目	
	冬期	夏期	冬期	夏期
運転時間 (h)	585	860	600	438
平均外気温度 (°C)	10.6	29.0	7.2	25.4
出入口温度差 (°C)	最大	7.5	6.7	8.2
	平均	1.0	2.2	2.7
熱交換量 (MJ)	加熱	7,853	2,294	20,033
	冷却	2,485	22,758	783
	正味	5,368	20,464	19,250

表 3 代表日におけるチューブ別日平均出入口温度差比較

	日平均外気温度 (°C)	平均風速 (m/s)	チューブ記号				
			T1	T3	T5	B1	B4
チューブ長さ (m)		-	34.0	40.0	46.0	35.5	44.5
埋設深さ (m)		-	2.0	2.0	2.0	3.0	3.0
平均出入口温度差 (°C)	冬期代表日 (2003.1.30)	0.9	1.8	4.53	4.32	6.55	5.17
	夏期代表日 (2002.8.16)	32.0	1.3	2.77	2.16	3.51	2.49

ら 10m 地点の B2 と B3 チューブ間の土壌温度であり、GL から深さ約 3m 地点である。また、土壌温度 S1 はチューブ群の外側から 3m 離れた地点であり、自然土壌温度に近い値を示す。

自然土壌温度 (S1) に比べて土壌温度 S3 は冬期に低く、夏期には高くなっており、チューブとの熱交換による影響であると考えられる。しかしながら、土壌温度 S3 (チューブに挟まれた領域) の振幅は外気温度の日振幅に対して小さく、チューブ間隔が 0.3m と狭いながらも、この間の土壌は日周期の熱交換過程において適当な熱

容量を有し、外気負荷低減に対して有効に機能したと考えられる。また、この傾向は夏期・冬期の終盤に差し掛かっても変わらないことから、実測期間を通じて本システムが安定した効果を発揮したといえる。

3. 数値解析モデルと妥当性検証  
3.1 数値解析モデル

本システムの熱的性能解析のための数値解析モデルを作成し、実測を行った施設の実測結果をもとに、解析モデルの妥当性を検証した。

図1に示したように実測システムは円形チューブによる二度曲がり配置であるが、これを図6のように正方形断面を持つチューブを直線配管するとして、モデルの単純化を図った。なお、チューブ断面の周長を円形断面(直径 0.5m)の円周と等しくなるように正方形断面の一辺の長さを 0.4m とするとともに、チューブ長さは、実際にはそれぞれ異なるが、モデルではチューブ全体(9本)の伝熱面積を実状と等しくした平均長さ(40m)を用いた。さらにチューブ間距離はチューブに挟まれた領域の土壌容積が等しくなるようにした。

図6に解析対象の境界条件を合わせて示す。地表面、チューブ内表面、チューブ上部室内床表面に対して、第3種境界条件、チューブ入口面、出口面及びZ方向(導入空気の流れ方向)両側面は第2種境界条件、地盤底面(深さ 15m)は外気温年平均値一定値とした。

解析対象の y=0 面は地表面とチューブ上部室内床表面(土間床)が共存しており、L 字形の太い線に囲まれている領域が地表面、それ以外の領域がチューブ上部室内床表面である。なお、地表面とチューブ上部室内床表面において、熱伝達係数は表4の値を一定として、温度条件は地表面においては相当外気温度を、室内床表面には室内温度を与えた。

地表面はアスファルト舗装となっており、地表面における水分蒸発が本論で対象とするシステムの熱交換性能に与える影響は小さいと考え、解析では無視している。

計算条件及び解析に用いた熱物性値を表4、表5に示す。対象とした土壌は現場での観察結果から砂質土壌とし、土壌の含水率は地面からの深さ 1m までを中位(含水率 50%)、それ以降を飽和とした。また、計算に用いた外気温、室内温度とチューブ内風速は、実測データを利用した。

チューブ内表面における熱伝達率は、管内風速と乱流域におけるレイノルズ数をもとに与えた。また、助走計算に用いた外気条件は名古屋におけるアメダスデータを利用した。

本数値解析に用いた計算式を以下に示す。式2ではチューブ断面面積を実状とあわせた。また、チューブ内表面でのエネルギー収支は式3、式4と同様である。

・土壌におけるエネルギー収支式

$$c_s \rho_s \frac{\partial \theta_s}{\partial t} = -\lambda_s \left( \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial z^2} \right) \dots \dots \dots (1)$$

・チューブ内の移流と土壌との熱伝達を考慮したエネルギー収支式

$$c_a \rho_a \pi (D/2)^2 \frac{\partial \theta_a}{\partial t} = -c_a \rho_a v \pi (D/2)^2 \frac{\partial \theta_a}{\partial z} + \alpha_i (\theta_i - \theta_a) \partial x \partial y \dots \dots (2)$$

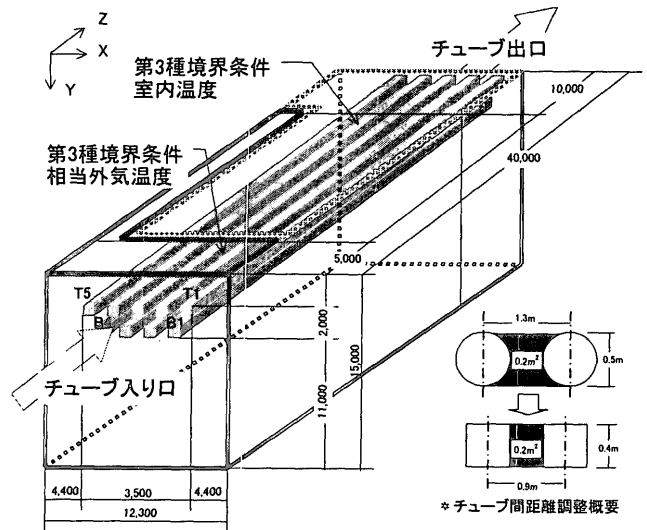


図6 解析対象及び境界条件

表4 計算条件

熱伝達率	室外側(地表面) : 23.4W/m <sup>2</sup> K 室内側(床表面) : 9.3W/m <sup>2</sup> K チューブ内表面 : Nu 数 <sup>7)</sup> (=0.023Re <sup>0.8</sup> Pr <sup>0.4</sup> )
地盤最底面温度	名古屋の年平均外気温度 15.1℃
外乱	外気温、日射(第3種境界条件)
差分スキム	移流項 : 風上、拡散 : 中心、時間項 : 前進

表5 計算に用いた熱物性値

	熱伝導率 (W/mK)	容積比熱 (kJ/m <sup>3</sup> K)
土壌 <sup>8)</sup> (砂質)	1.19(含水率 50%) 1.39(飽和)	1896.2(含水率 50%) 2009.2(飽和)
チューブ	0.17	1023.5
空気	-	1.2

・地表面でのエネルギー収支式

$$-\lambda_s \frac{\partial \theta_s}{\partial y} \Big|_{y=0} = \alpha_{ss} (\theta_{ss} - \theta_{rad-air}) \dots \dots \dots (3)$$

・室内床表面でのエネルギー収支式

$$-\lambda_s \frac{\partial \theta_s}{\partial y} \Big|_{y=0} = \alpha_{rs} (\theta_{rs} - \theta_{rm}) \dots \dots \dots (4)$$

以上の条件下で5年間の助走計算(管内風速はゼロ)を行い、システム運転開始時の土壌内初期温度を計算した後、実測期間内の2002年1月1日~2002年12月31日に対して、シミュレーションを行った。

3.2 解析モデルの妥当性

図7に運転初年度の実測期間中におけるチューブ出口の計算値と実測値の比較を、図8に厳寒期と酷暑期におけるチューブ出口温度の実測値と計算値の比較を示す。尚、図7、図8に示す実測値と計算値のチューブ出口温度は9本のチューブ出口温度を平均した値である。

チューブ出口温度の実測値と計算値の差は、冬期平均 0.7℃(最大 2.7℃)、夏期平均 0.6℃(最大 2.1℃)であった。また、チューブ内の風速変動が比較的大きい時間帯であるシステムの運転開始/停止時及び昼間にチューブ出口温度の実測値との誤差が比較的大きくなる傾向は見られるものの、解析期間中においてよい

致を示した。さらに、解析期間中の冬期と夏期において、チューブ出口温度の計算値から算出したチューブの正味熱交換量は、それぞれ 12.5GJ、19.2GJ（実測値による正味熱交換量はそれぞれ 12.0GJ、20.5GJ であった。）であり、計算値による熱量との誤差は約 3%となった。

チューブ（T1、T3、T5）出口温度の計算値はモデル上のチューブ長さが実際と異なっており、実測値と正確に比較はできなかったが、本計算においても、チューブ T3 の出口温度が冬期には他のチューブ出口温度より低く、夏期にはより高くなっており、チューブ間に配置されたチューブにおける熱交換性能低下の状況が数値計算によって再現できたと考えられる。

また、土壌温度については結果を省略したが、チューブ断面を正方形に置き換え、チューブ間距離を調整したことや土壌に対して顕熱のみを考慮した状況で、チューブ間土壌温度は実測値と比較的よい一致を示した。

以上のことから、本数値解析モデルを用いて、対象システムの熱的性状を概ね予測できると考えられ、その妥当性が示されたと判断される。

#### 4. 実測施設に対する熱交換性能の評価

##### 4.1 近接埋設による熱交換性能への影響

クール/ヒートチューブが近接埋設されたことにより生じる熱的影響を把握するため、運転初年度（2002年1月1日～2002年12月31日）の実測施設における熱交換量のシミュレーション結果と、隣接したチューブ間に熱的影響が生じない状態での熱交換量のシミュレーション結果との比較を行った。なお、隣接チューブ間で影響のないものは、前節に示す数値解析モデルと同じ条件下で T3 チューブのみを残した単管チューブ状態でのシミュレーションを行い、この熱交換量を9倍することで表現する。

表6にシミュレーションの結果を示す。近接埋設を行った条件での年間正味熱交換量<sup>(注1)</sup>は31.7GJであり、単管チューブの熱交換量を9倍した熱量に対して、年間約52%（冬期45%、夏期58%）の熱量となった。また、各チューブの熱交換量は図9に示すようにチューブの密集しているT3チューブが最も少なくなっており、単管チューブに対して冬期・夏期それぞれ34%、35%の交換熱量となった。また、表6に外調機に外気を直接取入れた場合の外気顕熱負荷に対する外気負荷低減率を合わせて示した。この負荷低減率は、十分な埋設間隔をとった場合は年間43.4%、近接配置の場合は年間24.4%で、その差は19%となった。

##### 4.2 長期的な熱交換性能に関する検討

本施設のチューブは、実測期間内において、取入外気を加熱・冷却しており、外気負荷の低減効果があったことを示したが、近接埋設されたチューブが長年にわたって運転された場合に、周囲土壌の熱的飽和状態などによるチューブの熱交換性能低下の可能性が考えられる。

そこで、実測施設を対象に数値解析モデルを用いて、長期間運転によるシステムの性能を検討した。

シミュレーション条件は表4と同じであり、運転初年度の外気と室内温度条件を繰り返して与えた。なお、外調機の運転は8:00～17:00の間連続運転（土日祝の休館日を除く）とし、チューブ

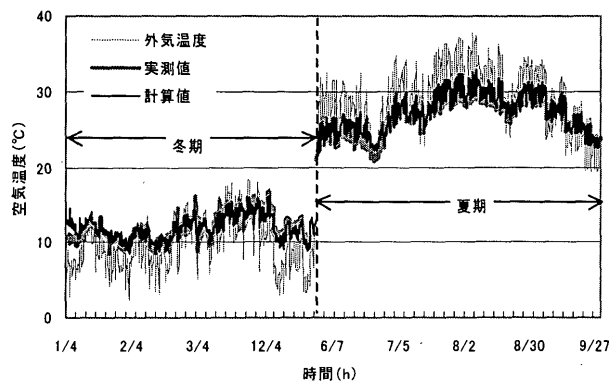


図7 運転初年度におけるチューブ出口温度の計算値と実測値比較

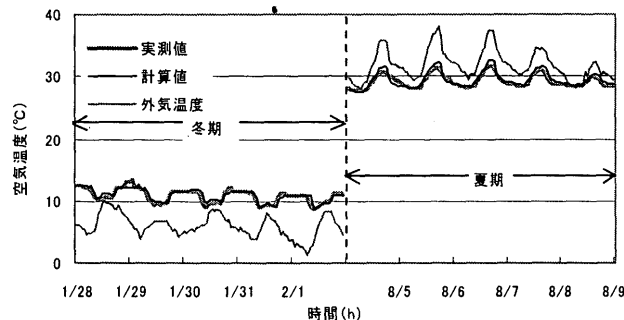


図8 厳寒期と酷暑期における実測値と計算値の比較

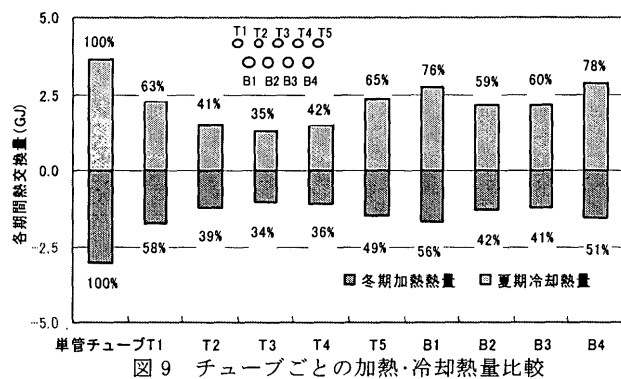


図9 チューブごとの加熱・冷却熱量比較

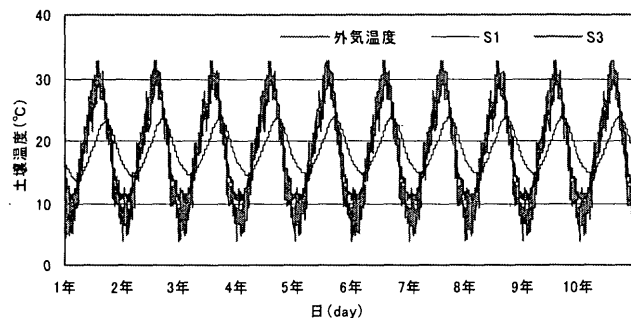


図10 土壌温度の経年変化

表6 本システムと単管チューブの熱交換量比較

熱交換熱量 (MJ)	冬期		夏期		年間正味熱交換量	外気負荷低減率 (%)
	加熱	冷却	加熱	冷却		
単管チューブ	3,110	36	111	3,745	6,708	—
単管チューブ×9	27,990	324	999	33,705	60,372	43.5
本システム	14,731	2,267	2,264	21,499	31,699	24.4

内風速は実測期間中の平均風速(1.5m/s)を一定に与えた。

対象システムを10年間にわたって運転した場合、クール/ヒート

チューブの年間正味熱交換量は運転開始 2 年目以後にはほぼ一定となり、冬期・夏期それぞれ 11.8GJ、17.7GJ となる試算結果を得た。

さらに、図 10 に示すように土壌温度は 10 年間のシステム運転に対して周期的な変動をしており、チューブ周囲の土壌は十分な熱容量を持っているといえる。

以上のことから、本施設のチューブは長期間の運転に対して大きな性能減少はないと予測され、長期間にわたって安定した運転が行われると考えられる。

5. 近接埋設によるチューブ熱交換特性の把握

本システムのように複数のチューブが近接して埋設された場合、チューブの熱交換性能はチューブ相互の熱的干渉により影響を受けることを実測結果と数値解析結果から確認した。このことから複数のチューブを配置する際、チューブ配置パターンや埋設間隔はチューブの熱交換性能に大きく影響するといえる。

そこで、本章では、近接埋設される複数管クール/ヒートチューブの設計手法提案に対する予備検討として、チューブの配置パターンと埋設間隔、さらには管内風速の違いがチューブの熱交換性能に与える影響に関して検討を行った。

5.1 チューブ配置パターンと熱交換性能

複数のチューブを埋設するとき、様々な配置パターンが考えられるが、まずは、複数管型チューブの配置として、図 11 に示すような土壌の掘削量が比較的少なく、コンパクトな配置といえる①一列(横並び)等間隔配置、②一列非等間隔配置、③二段組等間隔配置の 3 つを想定した。なお、本検討では 4 本のチューブを対象に、埋設領域(図中の  $A=[X1 \times Y1=X2 \times Y2]$ )が等しくなるような配置とした。さらに、チューブの埋設深さ(G.L. からチューブ上端までの距離)は 2m とした。

解析は、図 12 に示す解析対象に住宅用熱負荷計算プログラムの SMASH 気象データ(東京)を用いて行った。計算条件は表 4 と同じであり、各ケースに対する管内風速は 0.1m/s, 3.0m/s を与え、居室の温度条件は冬期 20℃(システム非運転時には 15℃)、夏期 26℃ 一定とした。また、チューブ全体が建物直下に埋設されていると仮定し、地表面境界は全て居室の温度条件に依存するとした。

各配置パターンにおけるチューブ埋設間隔の条件と年間熱交換量の計算値(チューブ長 40m、風速 3.0m/s のみ)を表 7 に示す。低風速の条件(0.1m/s)では熱交換量に大差は見られなかったが、風速 3.0m/s では、一列等間隔配置(埋設間隔  $a=0.8 \sim 1.4$ m)に対し一列非等間隔配置の熱交換量は最大約 5%減少し、二段配置では最大約 16%とより減少した。なお、このような結果はチューブ長に関係なく、同じ傾向を示した。

この結果より、3 つの配置パターンのうち、一列等間隔配置が最も効率のよい配置であるといえ、近接埋設されるクール/ヒートチューブには望ましい配置パターンであると考えられる。

5.2 チューブ埋設間隔と熱交換性能

チューブ埋設間隔の違いによるチューブ熱交換性能への影響を検討するため、一列等間隔配置を前提に、チューブ埋設本数として 1~5 本を与えて解析を行った。表 8 に埋設間隔と管内風速、チューブ長さの条件を示す。また、チューブ内風速については 2~2.5m/s が適当<sup>9)</sup>といわれるため、本検討では 3.0m/s を管内風速

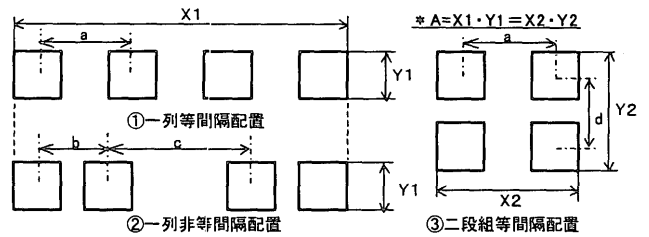


図 11 チューブ配置パターン

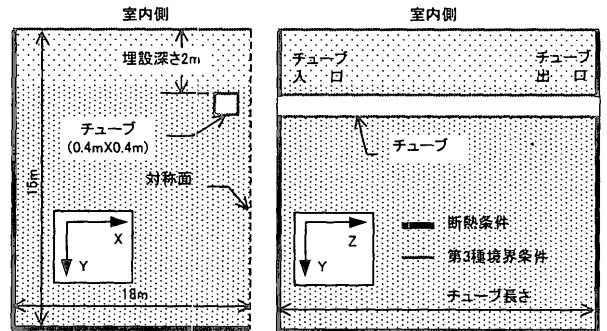


図 12 検討に用いた解析対象

表 7 チューブ配置パターンと年間熱交換量比較

配置パターン	チューブ埋設間隔 (m)			
	0.8	1.0	1.2	1.4
一列等間隔配置 a (m)	0.8	1.0	1.2	1.4
非等間隔配置 b (m), c (m)	0.6, 1.2	0.6, 1.8	0.6, 2.4	0.6, 3.0
	-	0.8, 1.4	0.8, 2.0	0.8, 2.6
二段組等間隔配置 d (m), a (m)	-	-	1.0, 1.6	1.0, 2.2
埋設領域 A (m <sup>2</sup> )	0.6, 0.8	0.6, 1.0	0.6, 1.2	0.6, 1.4
配置パターン	1.12	1.36	1.60	1.84
一列等間隔配置	熱交換量 (GJ) 風速 3.0m/s のとき			
	24.91	26.45	27.76	28.90
非等間隔配置	24.64	25.82	26.69	27.30
	-	26.40	27.47	28.24
二段組等間隔配置	-	-	27.75	28.69
二列組等間隔配置	22.29	23.02	23.64	24.20

表 8 シミュレーション条件

因子	検討範囲
本数	1~5 本
埋設間隔(チューブ間中心距離)	0.6m~2.4m(0.2m 区切)
チューブ内風速	0.1m/s, 0.5~3.0m/s(0.5m/s 区切)
チューブ長さ	20m~80m(20m 区切)

の上限値とした。

以下に示すシミュレーションの結果は、各チューブ長さ(20m, 40m, 60m, 80m)に対して同じ傾向を示したため、本論ではチューブ長さ 20m のみの結果を示す。

図 13 にチューブ埋設本数が 2 本のとき(以下、2 本チューブ)の熱交換量比を埋設間隔ごとに示す。図中の縦軸である熱交換量比は、単管チューブの年間熱交換量に埋設本数を乗じたもの(即ち、十分に間隔をとって埋設した場合の熱交換量)に対する近接埋設した場合の熱交換量の割合である。

2 本チューブの各ケースにおける熱交換量は、同一条件(風速、チューブ長さ)の単管チューブにおける熱交換量に比べて少なく、それはチューブ埋設間隔が 0.6 m、チューブ内風速 3.0m/s の条件

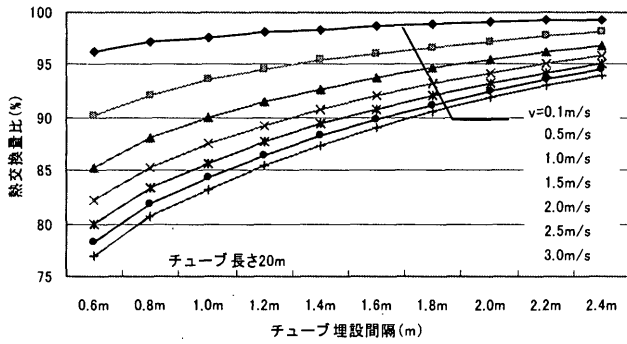


図 13 2本チューブにおける埋設間隔ごとの熱交換量比

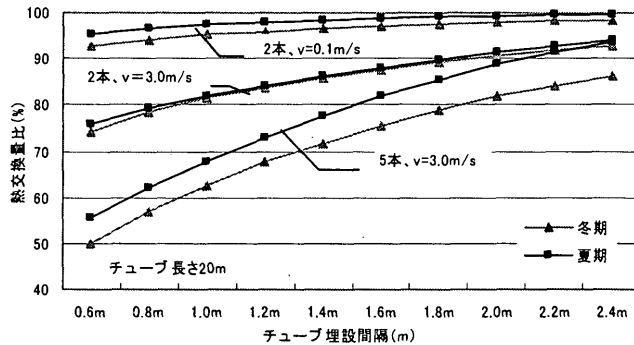


図 14 冬期・夏期における埋設間隔ごとの熱交換量比

で最も低くなり、77%となった。また、チューブの埋設間隔を広くするにつれ熱交換量比は大きくなるが、その上昇勾配はチューブ埋設間隔が大きくなるにつれ小さくなる。

同じ埋設間隔において、チューブ内風速が大きいほどその熱交換量比は小さくなり、チューブ内風速の増大に対する熱交換量比の減少の度合いはチューブ埋設間隔が狭くなるほど大きくなった。

冬期・夏期における熱交換量比を図 14 に示す。先ず 2 本チューブで管内風速が 0.1 m/s と 3.0 m/s のケースを比較すると、各期間における熱交換量比は夏期に比べて若干ながら冬期のほうが小さい。また、冬期と夏期の熱交換量比の差は管内風速が遅くなるほど大きくなり、低風速時 (0.1 m/s) に埋設間隔ごとの平均で約 3% となった。さらに管内風速が 3.0 m/s の条件に対して、埋設本数が 2 本と 5 本のケースを比較すると、各期間の熱交換量比の差は埋設本数が多いほど大きく、その差は 5 本チューブのとき最大 11%、埋設間隔ごとの平均で約 7% となった。

この結果から、チューブ長さや管内風速、埋設本数の同一条件下で、冬期に夏期と同等以上の熱交換量比を得るためには夏期よりも広い埋設間隔をとる必要があり、それ故、チューブを利用する時期や地域に見合ったチューブ埋設間隔の検討が必要であるといえる。さらに、管内風速と埋設本数の決定時に、冬期と夏期それぞれのチューブ導入効果を見極めるべきと考えられる。

図 15 に各チューブ埋設本数におけるチューブの熱交換量比を示す。なお、チューブの埋設間隔は 0.6m、長さは 20m である。チューブの埋設本数が多くなるにつれ、熱交換量比の減少は大きくなり、各チューブ埋設本数における熱交換量比が小さいほど 1 本分の増加に対する熱交換量比減少の度合いは大きくなった。また、チューブ内風速 3.0 m/s、長さ 20m のケース (図 16 参照) においても、同じ傾向であった。つまり、近接配置される 2 本チューブの熱交換量比が小さいほど、チューブの埋設本数を 1 本増やすこと

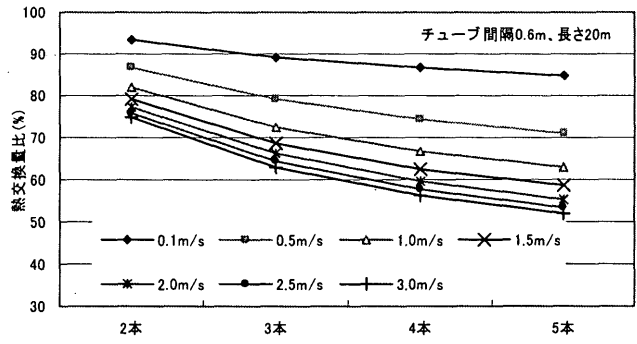


図 15 各チューブ内風速と埋設本数における熱交換量比

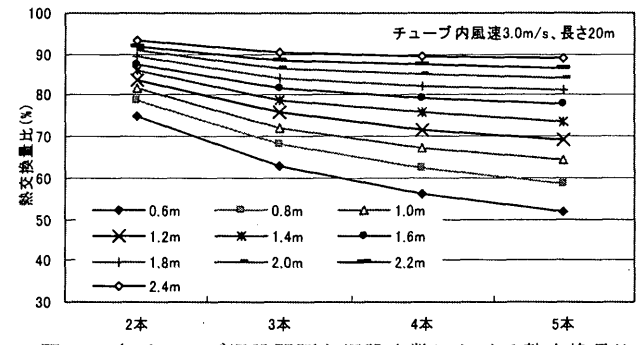


図 16 各チューブ埋設間隔と埋設本数における熱交換量比

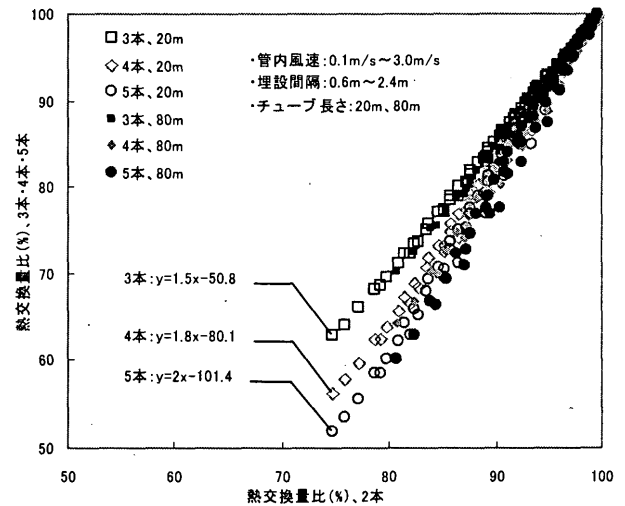


図 17 チューブ熱交換量比の相関関係

による熱交換量比の減少度合いは大きくなった。

このことより、チューブ内風速と埋設間隔が同じであれば、2 本チューブの熱交換量比は、3 本、4 本、5 本チューブの熱交換量比と相関関係があると考えられる。

### 5.3 近接配置されるチューブの交換熱量の予測

前節に示した各チューブの埋設本数と熱交換量比との相関関係をもとに、近接配置されるチューブの熱交換性能の予測手法について考察する。図 17 にチューブ長さ 20m、80m、埋設間隔 0.6m~2.4m、チューブ内風速 0.1 m/s~3.0 m/s のケースにおける 2 本チューブの熱交換量比と 3 本~5 本チューブの熱交換量比との関係を示す。なお、図中の式はそれぞれのケースにおける相関式である。

2 本チューブと 3 本、4 本、5 本チューブそれぞれの熱交換量比との相関は非常に強く、各ケースの相関係数は約 0.9 であった。また、チューブ長さ 40m、60m のケースは省略したが、2 本チューブ

における熱交換量比と3本～5本チューブの熱交換量比との相関関係はほぼ同じであった。

各チューブ長さのケースにおいて、2本チューブの熱交換量比(シミュレーション結果による値)と図中の相関式を用いて算出した3本、4本、5本チューブの熱交換量比の値は、シミュレーションによる値に対して最大約5%、平均で0.6%の誤差となった。これより、今回仮定したチューブ埋設間隔、管内風速、長さの条件下(表8参照)では、2本チューブと同じチューブ条件をもつ3本、4本、5本チューブの熱交換量比は、2本チューブの熱交換量比から図中の相関式を用いて高い精度で予測できることを確認した。

また、各チューブ埋設本数に関する相関関係を比較すると、チューブ本数が多くなるほどその回帰直線の傾きはほぼ一致する傾向を示すため、チューブ本数が4本以上のケースに対しては一つの相関式により整理できる可能性がある。

以上の結果と傾向から、複数管型チューブの熱交換量は、単管チューブの熱交換量および2本チューブの熱交換量比を求めたのち、上記の相関式を用いて埋設本数が3本以上となる複数管型チューブの熱交換量比を推定し、これに単管チューブの熱交換量を乗じることにより求めることができるといえる。

従って、複数管型チューブを採用する場合の設計手順としては、単管チューブの熱交換性能をもとに、複数管型チューブの本数や配置条件に対する熱交換性能を推定しつつ、配置計画を行うプロセスが提案できるものと考えられる。

## 6. まとめ

愛知県に建つ福祉施設に導入された近接埋設型のクール/ヒートチューブの実測調査及び数値解析を行い、複数のチューブが近接埋設された状況下でも、外気負荷低減に対して有効に働いたことを示した。また、チューブ間の土壌は十分な熱容量を持っており、本システムは長年にわたって安定した運転が行われることを確認した。

チューブ配置パターンと埋設間隔が及ぼすチューブ熱交換性能への影響について検討を行った。その結果、複数管型チューブの設計時に、利用時期や地域を考慮したチューブ埋設間隔の検討が必要であり、チューブ本数と管内風速の計画の際には、冬期と夏期それぞれの効果を見極めるべきであるという知見を得た。

近接埋設される複数管型チューブの熱交換量を推定する方法として、単管チューブの熱交換量に対する2本チューブの熱交換量比を求めたのち、回帰式を用いる手法について考察した。また、単管チューブの熱交換性能をもとに複数管型チューブの本数や配置条件に対する熱交換性能を推定しつつ、配置計画を行う設計プロセスの提案可能性を示した。

今後は、複数管型チューブの埋設本数が4本以上となるケースの熱交換量比を推定する回帰式について検討を行うとともに、2本チューブの熱交換性能を予測する手法について研究を行う。さらに、チューブの導入による空調機器の容量軽減効果について検討を行い、最終的には、これらの検討結果をもとに、近接埋設される複数管型クール/ヒートチューブに関する具体的な設計手順を提案する予定である。

## 【謝辞】

本実測にご協力頂いた以下の方々に、記して謝意を表します。

尾張旭市役所：中野真司氏、(株)環境設備計画：岡田圭二氏、(株)山武ビルシステム：川上伸治氏、(株)日本プラント建設：岩崎弘氏、(株)オーテック：奈良悟氏

## 【記号表】

$c$ :比熱[kJ/kgK],  $\rho$ :密度[kg/m<sup>3</sup>],  $\theta$ :温度[°C],  $\lambda$ :熱伝導率[W/mK],  $\alpha$ :熱伝達率[W/m<sup>2</sup>K],  $v$ :チューブ内風速[m/s],  $D$ :チューブ直径[m],  $t$ :時間[Sec.]・添え字 s:土壌, a:空気, t:チューブ表面, ss:地表面, rs:室内床表面, rad-air:相当外気, rm:室内

## 【注釈】

注1)冬期の正味熱交換量(=冬期加熱熱量-冬期冷却熱量)と夏期の正味熱交換量(=夏期冷却熱量-夏期加熱熱量)との和であり、検討の対象となったチューブシステムの年間を通じた外気顕熱負荷低減量を示すために用いた。また、冬期は12月1日から翌年の3月31日まで、夏期は6月1日から9月31日までとしており、これは実測対象建物の空調システム運用実態から設定した。

## 【参考文献】

- 1) 浦野良美, 渡辺俊行, 龍有二ほか:蒸暑地域における付設地下室住宅の涼房効果 その1~3, 日本建築学会九州支部研究報告, 第31号, 1989.3.
- 2) 安積弘高, 桜井美政:住宅における自然駆動型クールチューブの熱性状解析, 日本建築学会計画系論文集, 第547号, 33-39, 2001.9.
- 3) C.E.Francis: Cooling with Earth Tubes, SOLAR AGE, 9-1, 1984.
- 4) 銚井修一, 上田真也:クールチューブの冷却効果に関する研究, 日本建築大会学術講演梗概集, 1995年~1997年
- 5) Rainer Wagner, Stefan Beisel, Astrid Spieler, Klaus Vajen: Measurement, Modeling and Simulation of an Earth-to-air heat exchanger in Marburg (GERMANY), 4.ISES Europe SOLAR Congress, Copenhagen, Denmark, 2000.
- 6) 長谷川房雄, 木村建一ほか:パッシブソーラーシステム試験家屋に設置したクールチューブの冷却性能に関する研究(その1. 床下に設置した3本のクールチューブの場合), 日本太陽エネルギー学会, 研究論文 Vol.14, No.4, 1988.
- 7) Anthony F.Mills: Basic Heat and Mass Transfer (KOREAN EDITION), 半島出版社, p.237~248
- 8) 渡辺荘児, 大橋一正, 中島康孝:蓄熱材料における土壌の熱的特性に関する研究(その4), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1983年9月
- 9) G.Mihalakakou, M.Santamouris, D.Asimakopoulos, I.Tselepidaki: Parametric prediction of the buried pipes cooling potential for passive cooling applications, Solar Energy, Vol.55, No.3, pp. 163-173, 1995

(2003年10月9日原稿受理, 2004年1月30日採用決定)