

## 蓄熱地下水直接通水による冷・暖房の研究

The Direct Cooling and Heating with the Stored Ground Water.

梅 宮 弘 道\*  
Hiromichi UMEMIYA小 林 弘 和\*\*  
Hirokazu KOBAYASHI池 田 宏\*\*\*  
Hiroshi IKEDA

## Abstract

For the study of "Aquifer Thermal Energy Storage of natural energy", it is necessary to develop the method of utilizing the stored ground water for direct heating. We examined the floor-heating system, composed of the vinyl hose and composite concrete, in machine shop, with the aim of finding out the way to build the system economically and proving heating effect by the stored ground water.

The experimental results showed that,

- i) Initial cost for this system was down to ¥4,900/m<sup>2</sup>, which was a quarter of the general one.
- ii) By the method of continuous circulating the stored ground water directly, the machine shop was cooled and heated comfortably.
- iii) The results of theoretical analysis agreed with the experimental one, and the coefficient of performance of this system was 1800, at the optimal flow rate 1.5 (l/min) per one unit.
- iv) The design method to decide the length and number of tube, was shown.

**Key Words** : Aquifer Thermal Energy Storage, Stored ground water, Machine shop, Continuous circulating, Direct heating, Economical Floor heating system, Design method

## 1. 緒 論

当研究室では、地下帯水層を用い、夏期の自然エネルギーを冬期の暖房・融雪に、また冬期の雪のもつエネルギーを夏期の冷房に活用するという自然エネルギーの季節的蓄熱利用に関する研究を行っている<sup>1)</sup>。蓄熱温(冷)水は 20°C (10°C) 台と、温度レベルという点では低密度であるが、その水量たるや 3 万 m<sup>3</sup> と大容量であり、その膨大な熱エネルギーは非常に魅力的な冷・暖房熱源である。一方、今日の温水暖房法での使用最低温度は 40°C とされており、20°C 台の直接暖房の例は極めて少く、蓄熱微温水・微冷水に適した冷・暖房法は、地下帯水層蓄熱法に付随する課題として、その開発が急がれている。

本研究では、微温水通水に有効な床暖房に着目し、1) 安価な床暖房法の開発、及び 2) 蓄熱地下水連続通水法による冷・暖房効果を明らかにすることを目的として、床暖房施設を本学機械工場に試作し、冷・暖

房実験及び理論解析を行った結果、i) 安価なビニールホースの伝熱管とワイヤーチップ・コンクリート複合材の使用により施工費を 4,900 円/m<sup>2</sup> まで軽減することが出来た。ii) 連続通水法により十分な冷・暖房効果が得られた。iii) 実用範囲で定常熱通過モデル使用の妥当性を示し、10% 程度の誤差を含みつつ室温が容易に算出可能であることがわかった。iv) 本床暖房システムの COP (暖房負荷/ポンプ消費電力) が極めて大きくなることを明らかにした。v) 更に以上の理論解析及び実測値を踏まえて、伝熱管長さ・ユニット数を決定する熱設計法を呈示したのでここに報告する。

\* 山形大学工学部精密工学科 教授  
Dept. of precision., Yamagata University  
Professor

\*\* 日産車体株式会社  
Nissan Shatai Co., Ltd.

\*\*\* 東芝プラント建設株式会社 部長  
Toshiba Engineering & Construction Co., Ltd.  
The head of department

## 記号表

$A$ : 単位長さ当りの伝熱面積	[ $m^2/m$ ]	
$A_r$ : 機械工場外壁面積	[ $m^2$ ]	
$c$ : 水の比熱	[ $J/(kg^\circ C)$ ]	
$H$ : 損失ヘッド	[ $m$ ]	
$h$ : 熱伝達率	[ $W/(m^2^\circ C)$ ]	
$K$ : 熱通過率	[ $W/(m^2^\circ C)$ ]	
$K_r$ : 機械工場外壁熱通過率	[ $W/(m^2^\circ C)$ ]	
$L$ : 伝熱管長さ	[ $m$ ]	添字
$\dot{M}$ : 総流量	[ $m^3/s$ ]	1 : 管内
$\dot{m}$ : 1ユニット当りの流量	[ $m^3/s$ ]	2 : 管外
$N$ : ユニット数		3 : 相当
$P$ : 圧力	[ $kg/cm^2$ ]	$a$ : 外気
$Q$ : 交換熱量	[ $W$ ]	$b$ : ビニール
$QL$ : 冷暖房負荷	[ $W$ ]	ホース
$Re$ : レイノルズ数		$c$ : コンクリート
$r$ : 半径	[ $m$ ]	ート
$x$ : 入口からの距離	[ $m$ ]	$i$ : 内管
$\theta$ : 温度	[ $^\circ C$ ]	$in$ : 入口
$\lambda$ : 熱伝導率	[ $W/(m^\circ C)$ ]	$out$ : 出口
$\rho$ : 水の密度	[ $kg/m^3$ ]	$r$ : 室内
		$w$ : 表表面

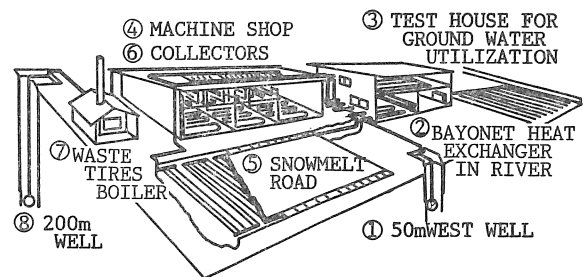


図 1 Experimental site

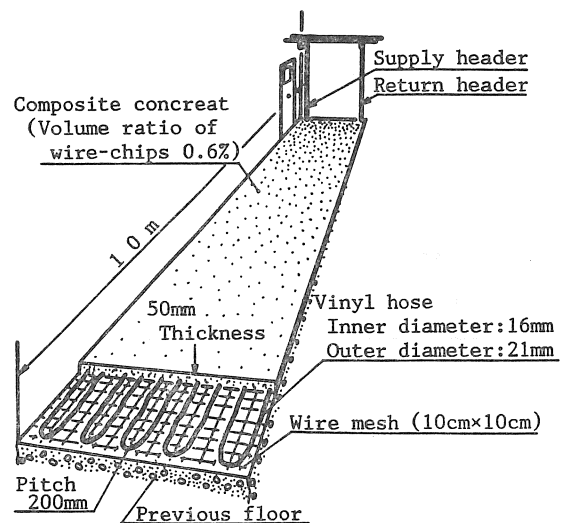


図 2 Floor heating system (One unit)

## 2. 実験装置

## 2.1 実験回路

実験システム回路を図1に示す。12.0 $^\circ C$ の蓄熱冷水を西井戸①より揚水し、河川用バヨネット熱交換器②で14 $^\circ C$ まで昇温して同熱交換器の性能試験に活用した後、地下水利用実験棟③と機械工場④の冷房熱源に利用する。その後融雪を兼ねた道路⑤・屋根⑥のソーラ・コレクターで温熱集熱を行い、都市ゴミ焼却所を想定した廃タイヤボイラー⑦で更に加温し、200m井戸⑧に注入蓄熱する。冬期は流れを反転し、200m井戸⑧より25.0 $^\circ C$ の蓄熱地下水を揚水し、地下水利用実験棟③と機械工場④に直接通水し暖房熱源に利用する。その後無雪道路⑤・屋根⑥で融雪を行い、河川よりバヨネット型熱交換器②で冷熱集熱し、冷水を西井戸①に注入する。

## 2.2 機械工場床暖房システム

本学機械工場の既設暖房ユニットは、中央ボイラーより分配されるスチームを熱源とし、ファンコイルにより午前・午後2時間づつしか運転できず、冷え込みの激しい朝には室内水道管が凍結するほどで、朝及び夜間作業には厳しい温度環境であった。本研究では、

表 1 Initial cost

Item	Remarks	Cost (¥)
Piping		1,005,780
Vinyl hose	100m×30reels	300,000
Wire mesh	410 sheets	143,500
Concreat	34.5 m <sup>3</sup>	655,500
Wire chip	1860 kg	437,100
Plastering		345,000
Painting	705 m <sup>2</sup>	212,500
Expenses		349,500
Total		3,448,880
Unit cost		4,892/m <sup>2</sup>

i) 20 $^\circ C$  合一定温度の蓄熱地下水を熱源として ii) 設備費と運転経費の安価な暖房方式の開発を目指して床暖房に着目し、その工法、性能及び経済性について検討を加える。本研究で試作した床暖房システム概略図を図2に示す。通水回路は30ユニット並列運転で、床面積は705m<sup>2</sup>である。伝熱管には内径 $\phi 16$ mm、外径 $\phi 21$ mm、長さ100mの耐圧ビニールホースを1ユニットとし、ピッチ200mmでワイヤメッシュ( $\phi 2.5$ , 10cm×10cm)に結束固定後、補強材として $\phi 0.5$ 、長さ30mmのワイヤーチップ(商標ドラ

ミックス)を体積比 0.6%混入の複合材コンクリートにより 50 mm 厚さで埋設施工した。施工及び材料費を表 1 に示す。複合材コンクリートを用いることで図 3 に示すように曲げ強度が 2.5 倍となることが予備実験より得られており、安価なビニールホースを使用したことも併せて、設備費は 4,900 円/m<sup>2</sup> でおさまり、一般普及型床暖房システムの 1/4 までコストを軽減することができた。

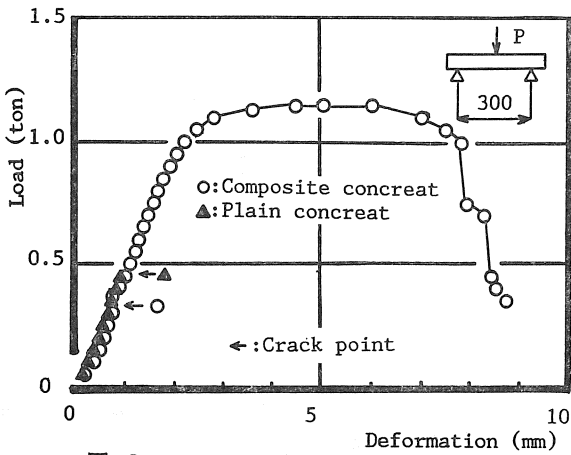


図 3 Property of composite concrete

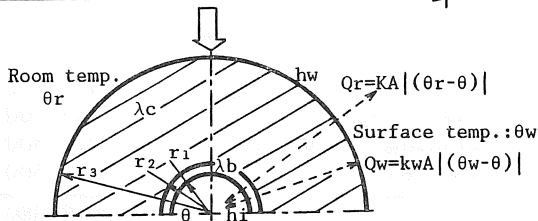
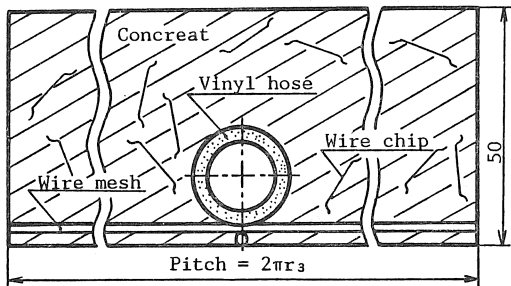


図 4 Heat transmission

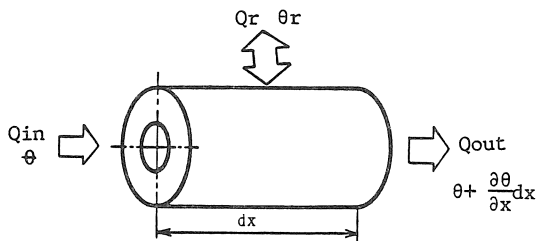


図 5 Heat balance

### 3. 理論解析

床暖房の解析法には Recknagel をはじめとして、多数例があるが、本研究のように温度変化の少ない、蓄熱微温水による連続通水の場合には、かなり簡略化したモデルの使用が可能であると考えられる。

連続通水による冷・暖房効果を明らかにするために、現象を単純化して定常熱通過現象と見なして解析を行う。理論解析にあたり次の仮定を設け、図 4 に示すように  $2\pi r_3 = \text{Pitch}$  となるように伝熱管 1 本あたりのコンクリート平板をその面積と等しい伝熱面積をもつ円管におきかえて解析をすすめる。

- i) コンクリート下面からの熱伝導、及び隣接するユニットの影響は表面熱伝達率に含めて整理する。以後、本稿ではこれを見掛け表面熱伝達率と呼ぶ。
- ii) 定常状態とする。

#### 3.1 出口温度算出

微小区間のモデルを図 5 のようにとり、定常状態での熱収支を考える。境界条件  $x=0$  で  $\theta = \theta_{in}$  (入口温度)、 $x=L$  で  $\theta = \theta_{out}$  (出口温度)、室内温度を  $\theta_r$  として解くと出口温度は次の様になる。

$$\theta_{out} = \theta_r - (\theta_r - \theta_{in}) \text{EXP}(\alpha) \dots\dots\dots(1)$$

$$\alpha = -KAL / \dot{m} c \rho$$

ここで熱通過率は次式で与えられる。(図 4 参照)

$$K = 1 / \left\{ \frac{r_3}{r_1 h_i} + \frac{r_3}{\lambda_a} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_3}{\lambda_c} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{h_w} \right\} \dots\dots\dots(2)$$

#### 3.2 表面温度算出

図 4 の熱通過現象において、熱平衡式  $Q_r = Q_w$  より、任意の長さ  $L$  における表面温度が次式で得られる。

$$\theta_w = \theta_r + (K/K_w - 1)(\theta_r - \theta_{in}) \text{EXP}(\alpha) \dots\dots(3)$$

ここで、

$$K_w = 1 / \left\{ \frac{r_3}{r_1 h_i} + \frac{r_3}{\lambda_b} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_3}{\lambda_c} \ln \frac{r_3}{r_2} \right\}$$

#### 3.3 室内温度算出

冷・暖房負荷  $QL$  と床暖房システムの集・放熱能力との熱平衡から、(4) 式が成り立つ。

$$QL = K_r A_r |(\theta_a - \theta_r)| = \dot{M}_c \rho |(\theta_{out} - \theta_{in})| \dots\dots\dots(4)$$

(4) 式に (1) 式を代入し、整理すると室内温度  $\theta_r$  は次のようになる。

$$\theta_r = \frac{K_r A_r \theta_a + (1 - \text{EXP}(\alpha)) \dot{M}_c \rho \theta_{in}}{(1 - \text{EXP}(\alpha)) \dot{M}_c \rho + K_r A_r} \dots\dots\dots(5)$$

## 4. 実験結果及び考察

### 4.1 a) 冷房実験

図6に冷房実験結果を示す。未通水である8月3日までは最高室温が30°C近くまであり平均室温も外気温より高い。通水後には、室温の最高最低の温度幅が減少し、平均的に室内（最高）温度は外気のそれより5°C前後低下して十分な冷房効果が認められた。床面の結露は、雨天のような飽和に近い湿度のときに見られ、手動で通水（流）量を調整し、防止した。

### 4.1 b) 暖房実験

11月8日より蓄熱地下水を直接通水し、暖房実験を行った。冬期暖房実験結果を図7に示す。未通水時期においては、外気温と室温との差は5°C前後しかなく、最低室温が8°C以下の日も見られる。通水後では、外気・室内平均の温度差は10°C以上あり、-7°Cまで外気温が下がっても室温は、10°C以上に保たれ、朝方冷え込む様な日にも安全に作業が行えた、11月13日より既設のスチーム熱源ファンコイルの使用が可能となり、午前中2時間のスチーム運転併用により17°C前後の平均室温、効果温度<sup>2)</sup>で12°C~21°Cの範囲であった。またコンクリート床下土壌への蓄熱効果を知るために、地中垂直温度分布を測定し、その結果を図8に示す。12月20日までに深さ2mに及ぶ領域に蓄熱

され、以降その熱量が室内に放熱されている。連続通水法による床暖房では、床下の土壌蓄熱効果と相まって、25°C前後の微温水でも最低室温が10°Cに保証され、短時間のスチーム暖房併用により快適な作業環境を得ることができた。

### 4.2 見掛け表面熱伝達率

出口温度を算出する際に未知である見掛け表面熱伝達率について(1),(2)式より整理すると次式となる。

$$h_w = 1 / \left\{ \frac{-AL}{m c \rho} \ln \frac{(\theta_r - \theta_{out})}{(\theta_r - \theta_{in})} - \frac{1}{K_w} \right\} \dots\dots (6)$$

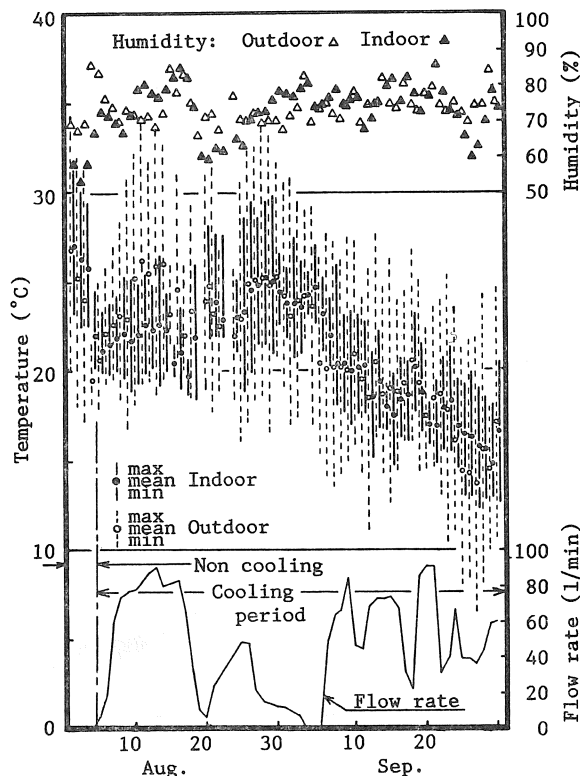


図6 Space cooling

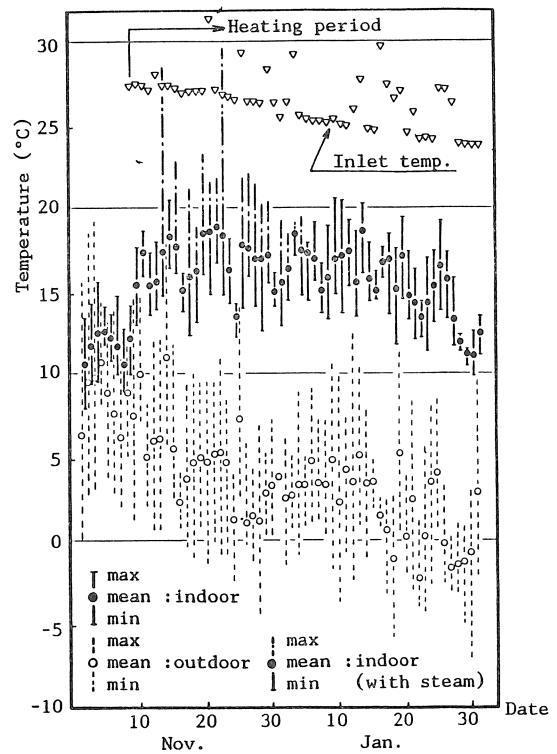


図7 Floor heating

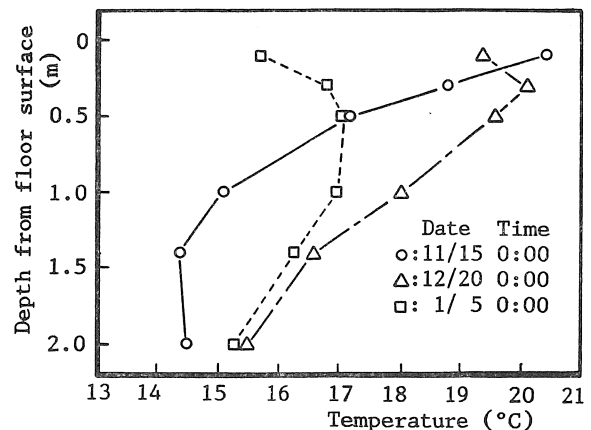


図8 Distribution of vertical temperature

上式より算出した見掛け表面熱伝達率  $h_w$  の測定結果を図9に示す。ここで管内熱伝達率  $h_i$  は、層流域で Hausen の式、乱流域で Ditts-Boelter の式を使用<sup>3)</sup>した。連続通水時において、冷・暖房とも室内・通水入口温度差  $|\theta_r - \theta_{in}|$  の増加につれ見掛け表面熱伝達率の減少が認められた。これは、コンクリート及び土壌の蓄熱効果のために、見かけ上表面熱伝達率が室温の影響を受けたものである。一次近似により次の実験式が得られた。

$$h_w = -0.31 \times |(\theta_r - \theta_{in})| + 10.5 \dots\dots\dots(7)$$

また実測値と(7)の実験式の誤差を図10に度数分布で表した。冷房と暖房の重ね合わせにもかかわらず、理論値の0.85から1.15の範囲内に実測値の60%が収まっている。

なお、図2の床構造から離れて一般論で言えば、式(7)の右辺で、 $|\theta_r - \theta_{in}|$  の係数、及び定数項は、コンクリート厚さ、伝熱管ピッチ、床下構造などにより様々な値を取る。これらの係数と床構造との関係については、目下、研究中であり、その詳細については、次報にまわす。

4.3 出口温度によるモデル成立の検証

見掛け表面熱伝達率(7)式を導入し、(1)式より求めた理論値と出口温度実測値の比較を冷房時の誤差により図11に示す。周期的に変化が見られるが測値は1%を中心に±2%、同様にして暖房時では1.4±1%と理論値と比較的良く一致し、実用範囲で図4に示した定常熱通過モデルが成立することが示された。

4.4 室内温度算出

室内温度算出にあたり、冷・暖房負荷の要因である機械工場外壁熱通過率  $K_r$  を見掛け表面熱伝達率の測定と同様な手法で(4)式を変形して測定した結果を図12に示す。外壁熱通過率においても建物自体と工作機械などの蓄熱効果の影響で見掛け上熱通過率が外気温度及び通水入口温度の関数となるものである。冷房時において、工作作業に伴うドアの開閉及び換気によるばらつきが見られるが、指数回帰により次の実験式を得た。

$$K_r = 5.62 \times \text{EXP}(-0.059 \times |(\theta_a - \theta_{in})|) \dots\dots\dots(8)$$

定常熱通過モデルによる(1)式成立により、(5)式から求めた室内温度理論値と実測値を図13に示す。ここで見かけ表面熱伝達率は(7)式同様に、外気・通水入口温度差の関数として得た次の実験式を使用した。

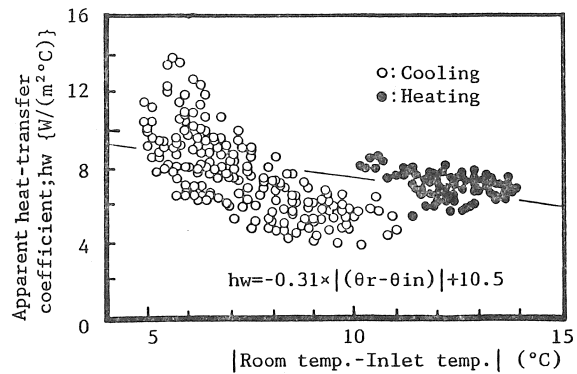


図9 Overall heat-transfer of surface

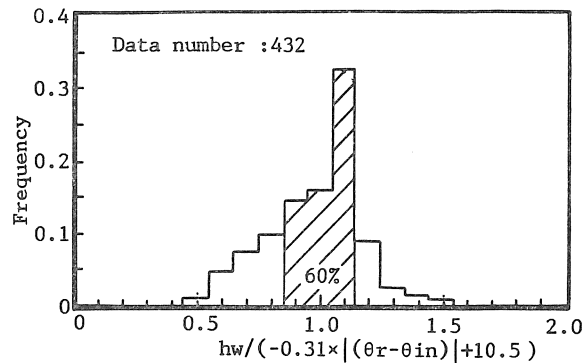


図10 Frequency distribution

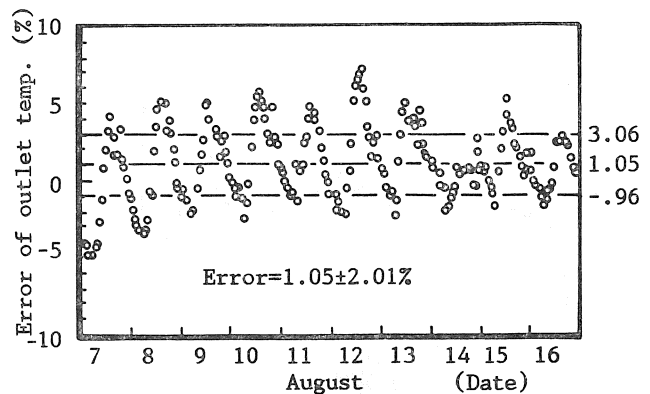


図11 Error of outlet temp. (cooling)

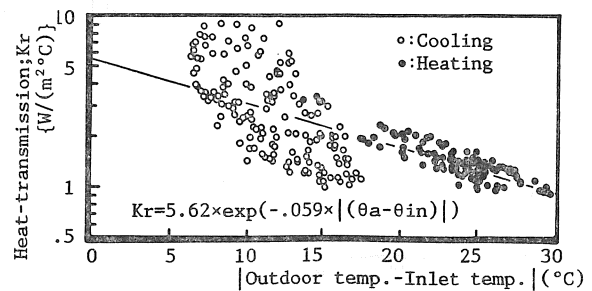


図12 Overall heat-transmission of outside wall

$$h_w = -0.11 \times |(\theta_a - \theta_{in})| + 9.41 \dots\dots\dots(9)$$

理論値は室内温度実測値に良く追従しており、誤差は  $0.7 \pm 4\%$  であった。同様に冷房時では、(8) 式のばらつきから  $2.7 \pm 5.9\%$  と暖房時のそれを上回っているが、10%程度に収まっている。冷・暖房は厳密には非定常現象であり、綿密な計算により高精度に解析可能であるが、見掛け表面熱伝達率を導入し、単純化した定常熱通過モデルにより、外気温、通水入口温度及び流量に対して5%程度の誤差を含みつつ出口温度が、また10%程度の誤差で室温が容易に算出可能であることがわかった。

なお通水開始後、ほぼ一日で準定常状態に入るが、以上の議論は、それ以後に適用される。

以上の実測値を踏まえて、冷房時、暖房時の外気・室内温度に対する通水流量を図14・15に示す。同図により外気温度・室内温度を設定することにより、必要な流量が決定し、外気温が  $-8^\circ\text{C}$  でも室温は  $10^\circ\text{C}$  以上に保てることがわかり、蓄熱地下水連続通水法による冷・暖房効果を把握することができた。

#### 4.5 成績係数

本システムの最適運転を見いだすために、図16に通

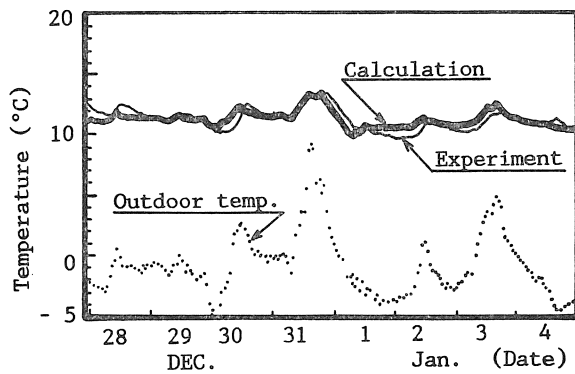


図13 Calculation of room temperature

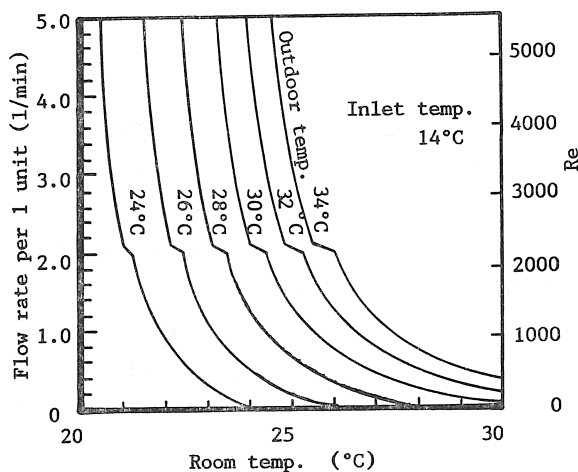


図14 Flow rate VS. Room temp. (Cooling)

水流量に対する冷・暖房能力及びポンプ消費電力量を示す。ここで冷・暖房能力は(4)式より、消費電力量は損失ヘッドよりポンプ水動力を求め、ポンプ効率35%・電動機効率60%として算出した。損失ヘッドはあらかじめ流量 $\dot{m}$ を変化させ、本床暖房システムの出入口圧力差 $\Delta P$ を計測する事により、流量に対する損失ヘッドを整理し、次の実験式を得た。

$$H = 2.87 \times 10^5 \times \dot{m}^{1.26} \quad (Re < 2300) \dots\dots\dots(9)$$

$$H = 6.89 \times 10^7 \times \dot{m}^{1.79} \quad (Re \geq 2300) \dots\dots\dots(10)$$

同図から流量の増加にともない、冷・暖房能力の増分が減少していくことがわかる。また、5.0 (l/min) 通水時で、最大冷・暖房能力とした極限値の90%に達し、それ以上での増分が極めて微小であることより、最大冷・暖房能力の80%の運転を最適条件とした場合、暖房時での最適流量は1.5~1.8 (l/min)、冷房時では2.1~2.4 (l/min)であった。また暖房時の最適流量におけるポンプ消費電力は、14~21.5 (W)であり、成績係数を次式で定義すると

$$COP = \text{暖房負荷} / \text{ポンプ消費電力量} \dots\dots(11)$$

最適流量での成績係数は1100~1800と極めて大きい

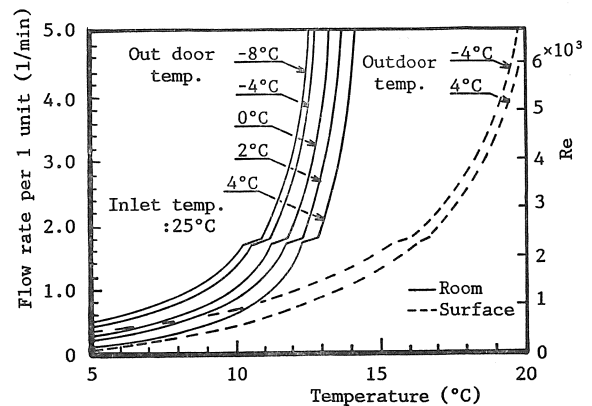


図15 Flow rate VS. Room temp. (Heating)

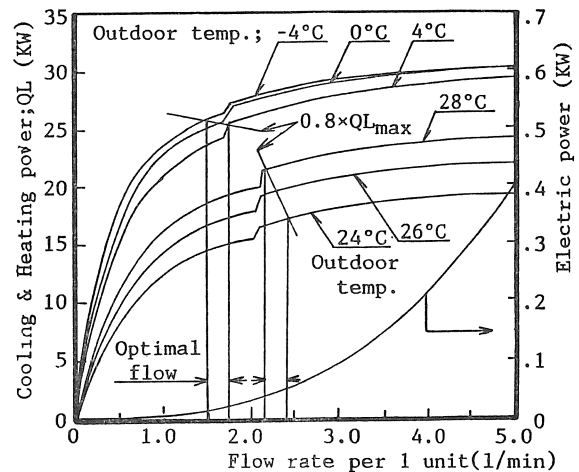


図16 Optimal flow rate

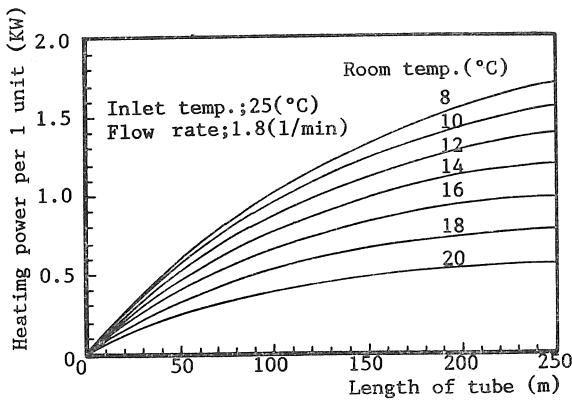


図 17 Heating power VS. Length

ことがわかった。

### 5. 熱設計

以上の理論解析及び実測値を整理して、外気・室内温度、及び床面寸法を設定し、伝熱管長さ・ユニット数を決定する熱設計法を示す。伝熱管長さに対し(1)式より求めた出口温度より1ユニット当りの放熱量を算出して図17に、熱設計フローチャートを図18に示す。ピッチを200mmと固定することにより、床面寸法から伝熱管全長が決定し、最適流量以上では、冷・暖房負荷の増加が少ないことを踏まえて、設計手順をまとめると以下ようになる。

- i) 外壁熱通過率  $K_r$ 、外気温  $\theta_a$ 、床面寸法を設定する。
- ii) 入口水温  $\theta_{in}$ 、室温  $\theta_r$  を設定し1ユニット当りの流量を最適流量より1.8 (l/min) と仮定する。
- iii) 設定した  $K_r$ 、 $\theta_a$ 、 $\theta_r$  より暖房負荷  $Q_L$  を求める。
- iv) 床面寸法より伝熱管全長を求め、ユニット数と伝熱管長さの組合せを考える。
- v) ユニット数の少ない方より図17の読み取り図から、1ユニット当りの放熱量  $Q_N$  を読み取る。
- vi) 暖房負荷  $Q_L$  と  $Q_N \times N$  が等しくなるまでユニット数を変更する。
- vii) 設備費・施工事情などユニット数の変更が不可能な場合、室温、流量、入口水温の順に設定を変更する。
- viii) ユニット数、伝熱管長さの決定により総流量からポンプ選定を行う。

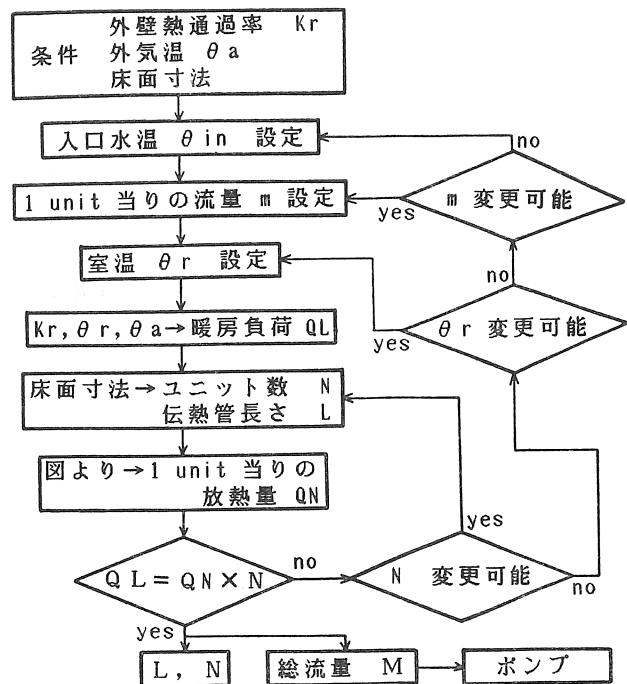


図 18 熱設計フローチャート

### 6. 結論

- I. 安価なビニールホース伝熱管とワイヤーチップ・コンクリート複合材の使用により施工費を4,900円/m<sup>2</sup>まで軽減することが出来た。
- II. 床下土壌蓄熱効果と相まって、連続通水法により十分な冷・暖房効果が得られた。
- III. 実用範囲で定常熱通過モデル使用の妥当性を示し、10%程度の誤差を含みつつ室温が容易に算出可能であることがわかった。
- IV. 本床暖房システムのCOP(暖房負荷/消費電力)が極めて大きくなることを明らかにした。
- V. 暖房負荷を設定することにより、伝熱管長さ・ユニット数を決定する熱設計法を呈示した。

### 参考文献

- 1) 梅宮弘道, 地下水を用いた雪の蓄熱利用に関する研究, 日本積雪連合資料, No.139 (1985), 20-58
  - 2) 空気調和衛生工学会編, 空気調和衛生工学便覧, 第10版II (1983), 127, 空気調和衛生工学会, 東京
  - 3) 日本機械学会編, 伝熱工学資料, 第3版 (1975), 25-28, 日本機械学会, 東京
- 尚, 本研究費の一部は昭和61年度文部省科研費試験研究(1)31850036によることを附記して深謝する。

(昭和62年1月26日 原稿受理)