

ヒートポンプを熱源機器とする床蓄熱システムに関する研究

南, 在成
九州大学大学院総合理工学研究科熱エネルギーシステム工学専攻

龍, 有二
九州大学大学院総合理工学研究科熱エネルギーシステム工学専攻

渡辺, 俊行
九州大学大学院総合理工学研究科熱エネルギーシステム工学専攻

<https://doi.org/10.15017/17231>

出版情報 : 九州大学大学院総合理工学報告. 13 (2), pp.197-204, 1991-09-01. 九州大学大学院総合理工学研究科
バージョン :
権利関係 :

ヒートポンプを熱源機器とする 床蓄熱システムに関する研究

南 在成*・龍 有二**・渡辺 俊行**

(平成3年5月31日 受理)

Study on Floor Thermal Storage System Combined with Heat Pump

Jae seong NAM, Yuji RYU and Toshiyuki WATANABE

Solar assisted air source (Sol-Air) heat pump system needs thermal storage devices, to cope with the unsteady performance caused by fluctuation of weather conditions. In this paper, we took note of a thermal capacity of a floor slab and proposed a simulation model of a floor cooling and heating system combined with a Sol-Air heat pump system. We simulated the thermal performance and the energy consumption of this system.

As the thickness of concrete slab increases, the energy consumption increases but thermal comfortability in the room is better. A 24 cm thick slab of concrete is required to keep the room comfortable even during the non-operation of the heat pump.

1. はじめに

建物の冷暖房において夜間電力を積極的に利用するためには、ヒートポンプと蓄熱装置を効率よく組合せたシステムの開発が重要である。最近注目されている太陽・空気熱源ヒートポンプシステムを採用する場合にも、冬季夜間の暖房と夏季昼間の冷房に対処するための蓄熱装置が必要である。日周期程度の蓄熱であれば、床(天井)・壁などの建物躯体内にヒートポンプからの温冷水あるいは温冷風を循環させ、輻射冷暖房を行う躯体蓄熱システムも利用できよう。以上のような観点から、本研究では太陽・空気熱源ヒートポンプを熱源として床を蓄熱部位とする床冷暖房システムを対象に、本システムの性能評価に関するシミュレーションモデルを提案する。さらに、室内温熱環境をPMV (Predicted Mean Vote: +2, +1, 0, -1, -2 はそれぞれ暖かい、やや暖かい、中立、やや涼しい、涼しいという温冷感を表す) で制御した場合に、床スラブ仕様の違いが室内温熱環境、消費電力量などに及ぼす影響を系統的・定量的に明らかにする。

[主な記号]

A : 面積 , m^2

*熱エネルギーシステム工学専攻博士課程

**熱エネルギーシステム工学専攻

AF : 床面積 , m^2
 a : 日射吸収率
 b : フィン厚さ , m
 C : 比熱 , $J/(kg \cdot K)$
 f : 蒸発比
 G : 流量 , kg/h
 H : 熱量 , W
 i : エンタルピー , J/kg
 K : 熱通過率 , $W/(m^2 \cdot K)$
 L : 水の蒸発潜熱 , J/kg
 l : フィン長さ , m
 LP : 冷媒管の長さ , m
 LR : 入射長波放射量 , W/m^2
 Q : 熱量 , W
 SR : 入射短波放射量 , W/m^2
 T : 絶対温度 , K
 W : 電力消費量 , kW
 X : 絶対湿度 , kg/kg'
 α : 熱伝達率 , $W/(m^2 \cdot K)$
 ϵ : 長波放射率
 θ : 温度 , $^{\circ}C$
 $\Delta \theta$: 対数平均温度差 , K
 ϕ : フィン効率
 ϕ' : フィン付面の総合効率
 λ : 熱伝導率 , $W/(m \cdot K)$

- ρ : 比重量, kg/m^3
- η : 効率
- σ : Stefan-Boltzmann, $5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ 定数

[添字]

- a : 空気
- e : 蒸発
- f : フィン
- m : 凝縮, 機械
- p : パイプ
- s : 表面
- sp : ソルエアパネル
- v : 体積
- 100 : 飽和
- c : 対流, 圧縮
- ex : 熱交換
- fb : フィン付根の裸管部分
- o : 外気
- r : 放射, 冷媒
- sl : スラブ
- t : 総合
- w : 水

2. 計算対象システムおよび計算モデル

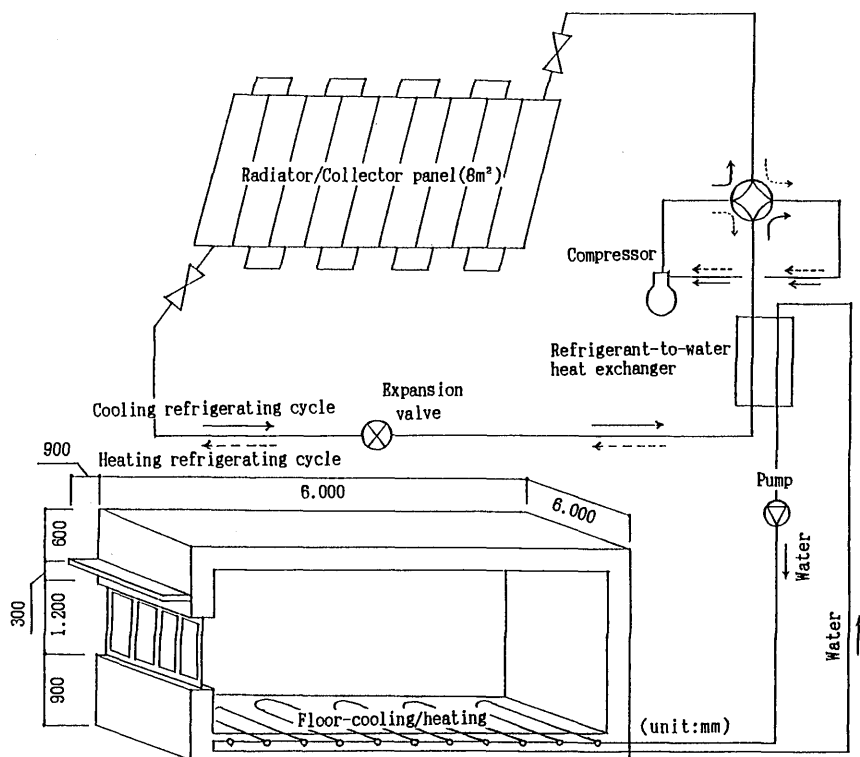
(1) 計算対象システム

Fig. 1 に計算対象システムを示す。熱源機器として

は太陽・空気熱源ヒートポンプを想定する。冬季暖房サイクルにおいて、集放熱パネルは蒸発器となり、太陽熱と空気熱を集熱する。夏季の冷房サイクルにおいて、集放熱パネルは凝縮器となり、空冷、蒸発冷却および大気放射冷却により放熱する。水熱交換器でつくられた温水（冬季）および冷水（夏季）は、蓄熱部位を循環しながら冷暖房を行う。

(2) 集放熱パネルでの熱収支式

計算対象とした集放熱パネルの断面を Fig. 2 に示す。フィン付き面からの伝熱算定に用いられるフィン効率 ϕ_{sp} は、表面の熱伝達率がフィン全面で一様な場合に 1 次元熱伝導方程式を解いて得られる係数であるが、放射（短波放射、長波放射）および蒸発による伝熱がある場合も以下のように ϕ_{sp} を定義する。薄い水膜で覆われたパネル外表面の熱収支は蒸発熱伝達率 α_p を用いれば以下の式で与えられる。



Roof and wall:(inside) 10cm concrete, 2.5cm tablar insulating materials
 Floor:1cm plywood, 12cm concrete, 10cm thermal insulating material
 Water pipes are buried at the depth of 6cm from concrete surface.
 Mass flow rate of water is 1200kg/h and pitch is 25cm.

Fig. 1 Model for calculation

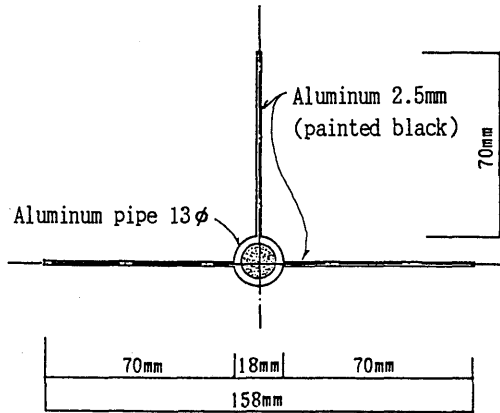


Fig. 2 Section of the radiator/collector panel

$$CD = CV + NR - WE \quad \dots(1)$$

ここで、 CD は伝導、 CV は対流、 NR は放射、 WE は蒸発による熱流である。

$$\begin{aligned} CD &= \alpha_c (\theta_o - \theta_i) + a \cdot SR + \alpha_r (\theta_o - \theta_s) \\ &\quad - \epsilon (\sigma \cdot T_o^4 - LR) + f \cdot \alpha_c (\theta_o - \theta_s) \\ &\quad - f \cdot L (\alpha_c / C) (X_o, 100 - X_o) \\ &= \alpha_t (\theta_o - \theta_i) + a \cdot SR \\ &\quad - \epsilon (\sigma \cdot T_o^4 - LR) \\ &\quad - f \cdot L (\alpha_c / C) (X_o, 100 - X_o) \\ &= \alpha_t (\theta_i - \theta_s) \end{aligned} \quad \dots(2)$$

となる。総合熱伝達率 α_t と総合相当外気温度 θ_t は次式で定義される。

$$\alpha_t = \alpha_c + \alpha_r + f \alpha_c \quad \dots(3)$$

$$\begin{aligned} \theta_t &= \theta_o + \{ a \cdot SR - \epsilon (\sigma \cdot T_o^4 - LR) \\ &\quad - f \cdot L (\alpha_c / C) (X_o, 100 - X_o) \} / \alpha_t \end{aligned} \quad \dots(4)$$

複数のフィンを持つ伝熱面において、表面からの水分蒸発がある場合や日照・日影面が移動する場合も、フィン毎に、フィン両面の平均的な α_t と θ_t を求めることによりフィン効率および放熱量 Q が求められる。

$$\phi_{sp, j} = \tanh (\sqrt{2 \alpha_{t, j} / \lambda b} \ell) / \sqrt{2 \alpha_{t, j} / \lambda b} \ell \quad \dots(5)$$

$$Q = \sum_{j=1}^k \alpha_{t, j} (\theta_b - \theta_{t, j}) (A_{fb, j} + A_{f, j} \phi_{sp, j}) \quad \dots(6)$$

なお、式(7)の左辺 Q は冷房サイクルの場合、次式で与えられる。

$$Q = K^* (\theta_m - \theta_b) 2 \pi LP \quad \dots(7)$$

ただし、

$$1/K^* = 1/(\alpha_{i, i}) + \{ \log_e (r_o / r_i) \} / \lambda \quad \dots(8)$$

である。ここに、 θ_m は冷媒凝縮温度、 α_i は冷媒管内の対流熱伝達率、 r_i 、 r_o は冷媒管内外面の半径である。

(3) 蒸気圧縮サイクル

ヒートポンプ各部の冷媒の状態は Fig. 3 に示すように理想的な蒸気圧縮サイクルとして取り扱う。つまり、 $p-i$ 線図の③における過冷却および①における過熱は無視し、圧縮機では断熱圧縮を、凝縮器、蒸発器では等圧変化を仮定する。①、②、③、④の各点におけるエンタルピーを i_1 、 i_2 、 i_3 、 i_4 とし、冷媒循環量を G_r とすると、蒸発熱量 Q_1 、および凝縮熱量 Q_2 は次式のように凝縮温度 θ_m と蒸発温度 θ_e の関数で表される。

$$Q_1 = G_r (i_1 - i_4) = G_r \cdot \psi_1 (\theta_m, \theta_e) \quad \dots(9)$$

$$Q_2 = G_r (i_2 - i_3) = G_r \cdot \psi_2 (\theta_m, \theta_e) \quad \dots(10)$$

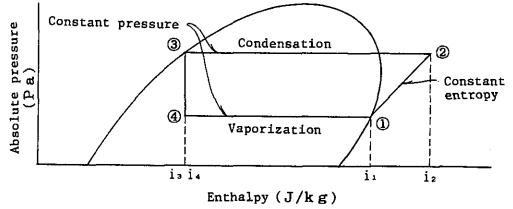


Fig. 3 Simple saturated cycle

なお、冷媒飽和温度とエンタルピー、エントロピーの関係については、冷媒熱物性値表に基づく熱物性プログラムパッケージ²⁾を利用して求めた。

(4) 水熱交換器における熱交換式

冷房サイクルの場合、水熱交換器の入口、出口水温を θ_{w1} 、 θ_{w2} とすれば対数平均温度差 $\Delta \theta$ および交換熱量 Q_{ex} は、

$$\Delta \theta = (\theta_{w1} - \theta_{w2}) / \log_e \frac{\theta_e - \theta_{w1}}{\theta_e - \theta_{w2}} \quad \dots(11)$$

$$\begin{aligned} Q_{ex} &= A_{ex} K_{ex} \Delta \theta \\ &= C_w G_w (\theta_{w1} - \theta_{w2}) \end{aligned} \quad \dots(12)$$

ここで、 A_{ex} は水熱交換器水側表面積、 K_{ex} は外面基準熱通過率、 C_w は水の比熱、 G_w は水流量である。式(11)を式(12)に代入し整理すれば、次式となる。

$$Q_{ex} = (1 - \beta) C_w G_w (\theta_{w1} - \theta_e) \quad \dots(13)$$

ただし、

$$\frac{\theta_e - \theta_{w1}}{\theta_e - \theta_{w2}} = \exp \frac{A_{ex} K_{ex}}{C_w G_w} = \beta^{-1} \quad \dots(14)$$

(5) 床スラブの伝熱式

Fig. 4 に床スラブの計算モデルを示す。冷温水パイプを埋設した蓄熱部位の表面および内部温度は1次元後退差分式により計算する。冷温水パネル埋設面と同様な冷却があれば、次式が成り立つ。

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{1}{C \rho \Delta X} \left\{ \frac{\lambda_{sl}}{\Delta X} (\theta_{k-1} - 2\theta_k + \theta_{k+1}) - H_p / AF \right\} \quad \dots(15)$$

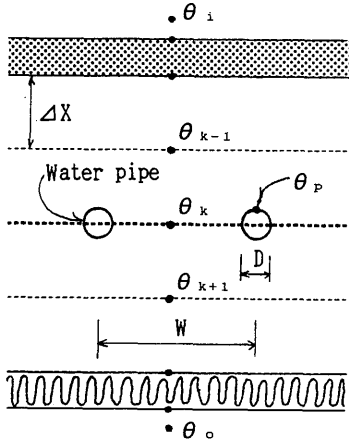


Fig. 4 Calculation model for floor slab

水循環パイプ埋設面にコンクリート製のフィン（厚みはパイプの外径に等しく、長さはピッチ幅の半分）があるものと想定すれば、フィン効率を用いてパイプ表面温度とパイプ埋設面のコンクリート平均温度の関係は次式となる³⁾。

$$\theta_p = \theta_k \frac{H_p / AF}{2 \lambda_{sl} / \Delta X} - (1 / \phi'_{sl} - 1) \quad \dots(16)$$

ここに、 ϕ'_{sl} は仮想フィン付面の総合効率である。ま

た、式(13)と同様にして

$$H_p = (1 - \beta) C_w G_w (\theta_p - \theta_{w2}) \quad \dots(17)$$

式(17)、式(18)より

$$H_p / AF = C_w G_w \eta (\theta_k - \theta_{w2}) \quad \dots(18)$$

ただし、

$$\eta = \frac{(1 - \beta)}{1 + \{(1 - \beta) C_w G_w / AF\} (\Delta X / 2 \lambda_{sl}) (1 / \phi'_{sl} - 1)} \quad \dots(19)$$

(6) 壁体表面熱収支式および室内空気熱収支式

床スラブを除く壁体表面の熱収支式および室内空気の熱収支式の数値解法は逐次状態遷移の概念に基づく⁴⁾。室内表面間の短波、長波域の多重反射・吸収はGebhartの吸収係数を用いて処理する。その際、各計算ステップごとの各表面間の形態係数および日照・日影面の形状、面積は各壁体表面をメッシュに細分割（本報では0.3m×0.3m）し、その中心点より太陽が窓面を通して庇に遮られずに望めるか否かにより算定する。

3. 計算手順および計算条件

(1) 計算手順

Fig. 5 に計算プログラムのフロー（冷房サイクル）を示す。本プログラムでは、まず、建物の形状・壁体構成、集放熱パネルの仕様・形状、水熱交換器仕様、および床冷暖房仕様を入力し、建物や機器の基本的な熱特性値を算定する。次に、気象データを入力する。時間単位ループに入って、まず、ヒートポンプ非運転時の自然室温、床スラブ内部の温度、壁体内外表面温度、PMVを算定する。ヒートポンプ運転時のPMV設定値は、冬季昼間運転、夏季夜間運転とも0とし、この値が満足されるようにヒートポンプ～床冷暖房運転が行われる（床スラブ加熱量・冷却量が決まる）。ただし、ヒートポンプの能力の上限値を冬季暖房時8382W、夏季冷房時6279W、下限値を2510Wと決めており、この能力の範囲でのみ床冷暖房が行われるものとする。すなわち、暖房能力・冷房能力の上限値より負荷が大きい場合はPMVが0とならず、下限値より負荷が小さい場合は運転を停止する。加熱量・冷却量が決まれば、床スラブ出入口水温および冷媒蒸発温度 θ_m （暖房サイクルの場合冷媒凝縮温度 θ_m ）が算定

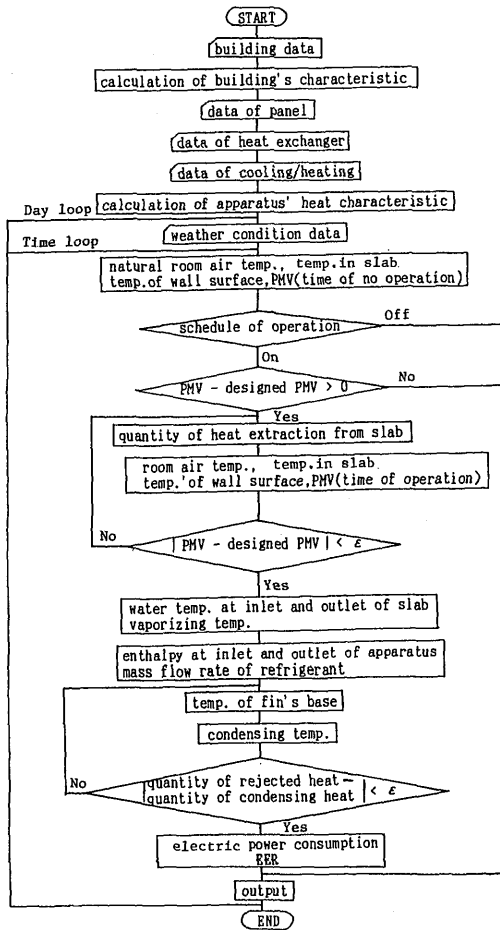


Fig. 5 Flow chart of simulation (cooling cycle)

できる。さらに、式 (6), (7), (9), (10) よりフィン付根温度 θ_b , θ_m (暖房サイクルの場合 θ_a)、冷媒流量 G_r を求める。なお、ヒートポンプの電力消費量は、シミュレーションで求めた冷媒サイクルにおける理論圧縮仕事に体積効率 η_v を乗じ、断熱圧縮効率 η_r と機械効率 η_m で除した値である。

(2) 計算条件

1) 対象とした建物は床面積 36m^2 、天井高 3m の RC 造で単室の家屋である。南面には窓と庇があり (Fig. 1 参照)、ガラスは 3mm の単層透明ガラスで、ブラインド、カーテン等の日照調整部材がないものと仮定した。また、コンクリート壁 (厚み 100mm) の外側には 25mm の断熱材を施している。壁体内外表

面の日射吸収率は 0.6 、長波放射率は 0.95 を与えた。

2) 集放熱パネルはアルミ製で、形状は \perp 型、面積は 8m^2 とする。フィンの長さは 3 枚 (水平フィン 2 枚、垂直フィン 1 枚) とも 7cm である。集放熱パネル表面の日射吸収率は 0.9 、長波放射率は 0.95 を与えた。夏季にはパネルに散水するが、この場合の蒸発比は水平フィンで 1 、垂直フィンで 0.5 とする。集放熱パネル冷媒管内の対流熱伝達率は $2558\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ とし、フィン表面の対流熱伝達率は外界風速の関数として与えた⁵⁾。

3) 水熱交換器は二重管式熱交換器と想定し、コイル長さ 4.085m 、水側の熱伝達率 $8220\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ 、冷媒側の熱伝達率 $924\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ 、循環水量 $20\text{ l}/\text{min}$ とした。

4) 床スラブに埋設した温冷水パイプは銅製であり、内径 20mm とする。また、配管ピッチは 25cm とした。

5) 外界気象データとしては空気調和・衛生工学会編の福岡標準データを用いる。今回の一連のシミュレーションは冬季 1 月 1 日より、夏季は 7 月 15 日よりデータを入力して計算を行った。計算時間間隔は 20 分である。

6) 熱伝導による壁体・屋根の表面熱流の状態量に対して予め 30 日間の繰返し計算を行っている。床スラブの内部温度の初期値は冬季 20°C 、夏季は 26°C を与えた。

7) ヒートポンプ運転は冬季昼間運転 ($8:00 \sim 18:00$) と夏季夜間運転 ($23:00 \sim 7:00$) を想定した。

8) PMV の条件としては、室内の気流速度は $0.15\text{m}/\text{s}$ 、着衣抵抗値は冬季 1.0clo 、夏季 0.4clo 、人体代謝量は 1.1Met 、相対湿度は冬季 40% 、夏季 60% を与えた。

4. シミュレーション結果

(1) 冬季昼間運転・夏季夜間運転の計算例

床スラブ厚 12cm 、水循環パイプの埋設深さ 6cm とした場合 (後述の CASE4) の計算結果を Fig. 6 に示す。冬季の出力対象期間は 1 月 17 日、 18 日である。両日とも晴天であり、水平面全天日射量はピーク時で $450\text{W}/\text{m}^2$ 程度である。 1 月 17 日の午前 8 時頃の PMV は負であり、ヒートポンプ運転が始まる。PMV の設定値が満足される午後 12 時頃、ヒートポンプ運転は停止する。このとき、冷媒凝縮温度は約 70°C に達する。ヒートポンプ運転停止後も、床スラブからの放熱と窓

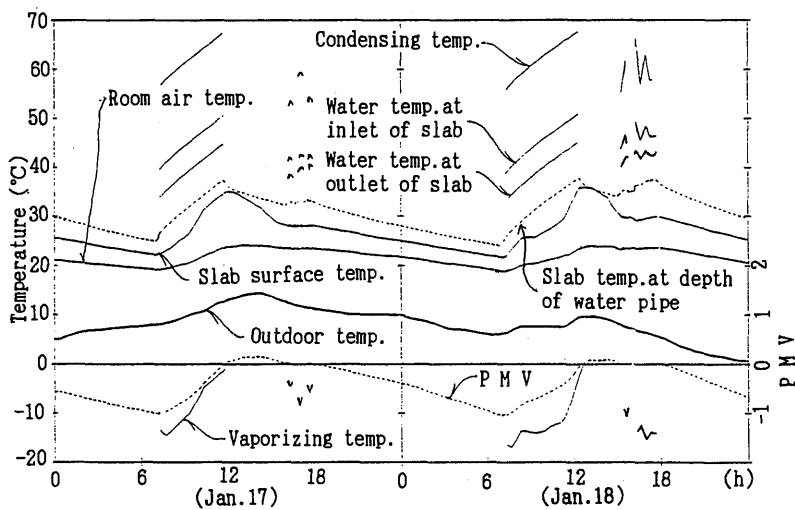


Fig. 6 Results of simulation for floor heating

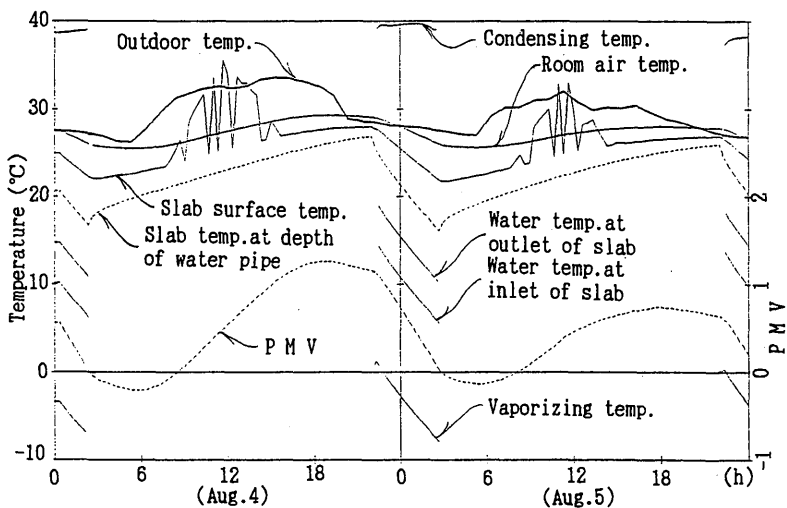


Fig. 7 Results of simulation for floor cooling

からの透過日射により、PMVは0を上回る。午後4時頃からPMVが低下するため、再びヒートポンプ運転が始まる。ヒートポンプを運転しない夜間は、PMVは徐々に低下し、1月18日午前7時のPMV最低値は-1に近づく。

夏季の計算結果をFig. 7に示す。出力対象期間は8月4日、5日であり、両日も晴天で、4日の最高気温は34℃、5日の最高気温は32℃、水平面全日射量のピークは両日も1000W/m²程度である。8月4日23時のPMVは正であり、ヒートポンプ運転が始

る。運転開始とともに床スラブ温度は低下し、室内空気温度も低下する。冷媒蒸発温度は、床スラブ温度の低下に伴い次第に低下し、運転停止直前には-6℃に達する。8月5日の午前2時頃はPMV設定値が満足され、ヒートポンプ運転が停止する。運転停止後の4～5時間はPMVが負の値となるが、日中のPMVはピーク時で1.2に達する。

(2) 床スラブの違いがPMVの変動に及ぼす影響

Fig. 8に示す6通りの床スラブ仕様について計算を行った。床スラブ仕様の違いによるPMVの経時変化

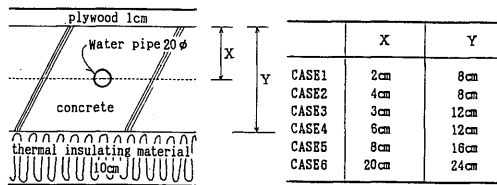


Fig. 8 Types of floor slab

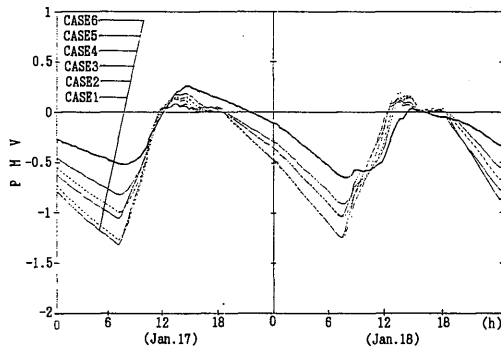


Fig. 9 Fluctuation of PMV in heating cycle

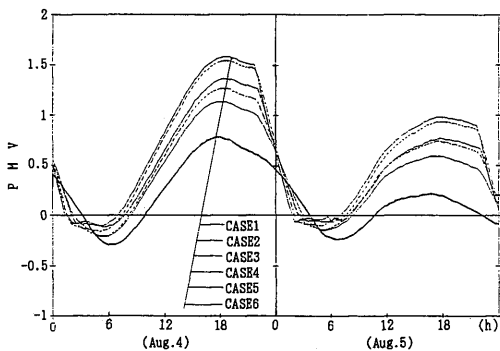


Fig. 10 Fluctuation of PMV in cooling cycle

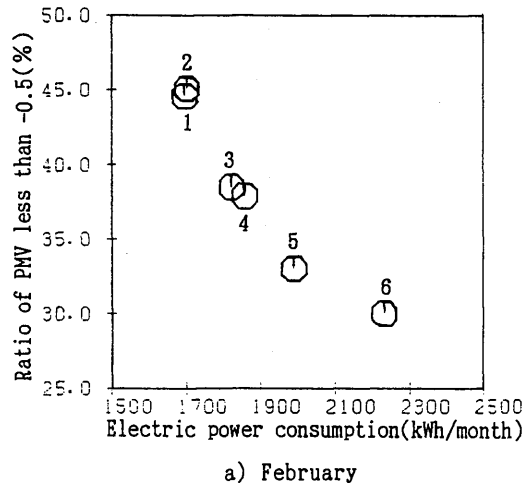
を Fig. 9, 10 に示す。冬季・夏季とも PMV の変動幅はコンクリートスラブが薄いほど大きく、厚いほど小さくなる。同じ床スラブ厚さでも、水循環パイプの埋設深さが深くなることにより、PMV の変動幅は若干小さくなる。とくに、最も熱容量の大きい CASE6 において、室内温熱環境は非常に安定しており、冬季の PMV 最低値は -0.5 、夏季の PMV 最高値は 0.7 である。

(3) 床スラブ仕様の違いが室内温熱環境および消費電力量に及ぼす影響

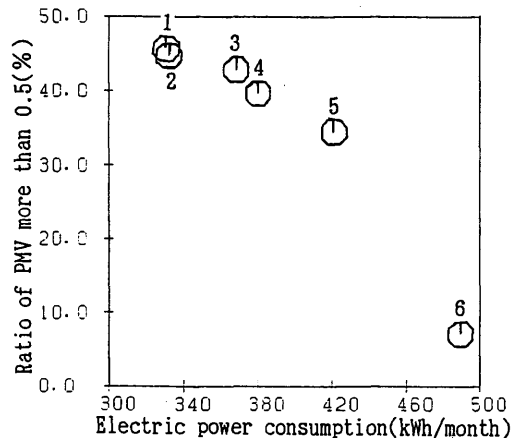
床スラブ仕様の違いによる室内温熱環境および消費

電力量の関係を Fig. 11 に示す。図中の数字 1～6 は Fig. 8 の CASE 1～6 に対応する。冬季は 2 月、夏季は 8 月の 1 ヶ月を計算対象とした。冬季の場合、床スラブの厚さが増すほど消費電力量は増大するが、室内温熱環境は安定する傾向を示す。水循環パイプの埋設深さによる影響は僅かである。CASE6 の場合、PMV が -0.5 (不満足率で約 12% に相当する) を下回る時間は全体の約 30% であり、ほぼ良好な環境が得られる。

夏季も同様の傾向を示すが、CASE6 の場合、他の仕様より室内温熱環境が著しく安定しており、PMV が 0.5 を上回る割合は僅か 7% である。CASE1 と CASE6 に対する PMV の頻度分布を Fig. 12 に示す。



a) February



b) August

Fig. 11 Relationship between PMV and electric power consumption

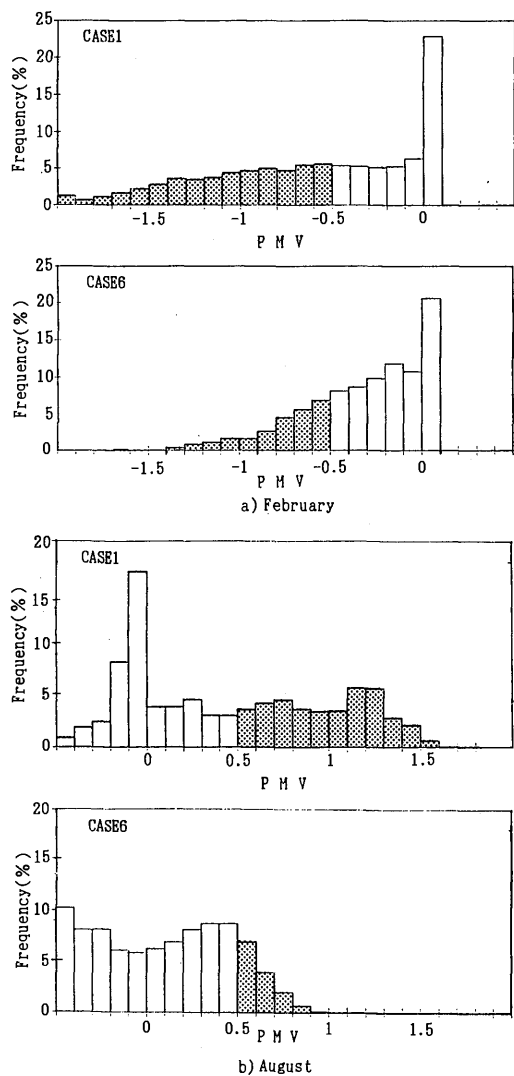


Fig. 12 Frequency distributions of PMV

床スラブが薄くパイプ埋設が浅い CASE1 の場合に PMV が 0 となる割合が大きいの、ヒートポンプ運転時の PMV 制御に対する応答が速いためである。し

かし、非運転時の室内熱環境は不安定である。CASE6 の場合は、PMV 制御に対する応答が鈍く、とくに 8 月の PMV が 0 となる割合は小さいものの、大部分の時間は $0 \sim \pm 0.5$ に収まる。

5. む す び

太陽・空気熱源ヒートポンプを熱源機器として床を蓄熱部位とする床冷暖房システムのシミュレーションモデルを提案し、室内温熱環境を PMV で制御した場合に蓄熱部位の仕様の違いが室内温熱環境と消費電力量に及ぼす影響を検討した。結果は以下の通りである。

1) ヒートポンプ～蓄熱部位～建物からなる複合システムを対象とした本シミュレーションモデルは熱源および負荷の変動に対応したシステム性能評価が可能である。

2) 冬季・夏季とも床スラブが厚いほど消費電力量は増大するが、室内温熱環境は安定する。パイプ埋設深さが室内温熱環境および消費電力量に及ぼす影響は小さい。

3) 床スラブ厚が 24cm、パイプ埋設深さが 20cm の場合、冬季・夏季とも、ヒートポンプ非運転時においてほぼ良好な室内温熱環境が得られる。

参 考 文 献

- 1) 尾崎明仁, ほか: 建築外表面からの水分蒸発を考慮した期間熱負荷簡易計算法, 九州大学総合理工学研究科報告, **10**, 315-320, (1988).
- 2) 伊藤猛宏, ほか: PROPATH 熱物性プログラムパッケージ, 九州大学大型計算機センター広報, **18**, 194, (1985).
- 3) 宇田川光弘: パソコンによる空気調和計算法, オーム社, (1986), p. 244.
- 4) 渡辺俊行, ほか: 放射伝熱をより厳密に考慮した室温変動解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 697-700, (1982).
- 5) 龍 有二, ほか: シミュレーションによる太陽・空気熱源ヒートポンプシステムの性能予測, 日本建築学会九州支部研究報告, **31**, 269-272, (1989).