

②

A Numerical Prediction of Periodic Thermal Environment in a Heated Room considering Radiation Interaction

—A Case Study on Electric Floor Panel Heating,
Hot Water Floor Panel Heating and Forced Convective Heating—

by Shizuo IWAMOTO*¹ and Masamitsu KAIZUKA*²

Key Words : Numerical Prediction, Thermal Comfort, Radiation Interaction,
Floor Panel Heating, Heating Systems

Synopsis : This paper presents a numerical prediction method for unsteady state thermal environments in a heated room, including calculations of the distribution of thermal radiation and of comfort indices, and also presents the results of the application of this method to a periodically heated room with electric floor panel heating (EFPH), hot water floor panel heating (HWFPH) or forced convective heating (FCH) to illustrate the characteristics of the heating systems.

For steady state and transient conditions, a prediction method and the calculated results of the heating systems were already shown by the authors in the previous papers (1), (2). In this paper, periodic heating hours are assumed (i.e. 5:00~8:00, 11:00~13:00 and 15:00~21:00), and a calculation method for HWFPH is developed based on a numerical calculation of two dimensional thermal conduction around a hot water pipe as shown in Fig. 2.

As in the previous papers, the calculations are conducted on a room model shown in Fig. 1. The air temperature and air velocity are assumed to be uniform, and appropriate values are employed as known values for the air velocity and convective heat transfer coefficients. For EFPH, a constant heat flux is assumed for a heat source plane. For HWFPH, a constant temperature and a constant flow rate are assumed for hot water. For FCH, a constant heat supply is assumed for room air. Using the backward implicit finite difference scheme, the time dependent variables of thermal environment are calculated, and they reached periodically steady state after 20 days.

The results shown in Fig. 5~12 illustrate well the characteristics of these heating systems quantitatively.

They are, however, dependent on the various conditions assumed, the characteristics of heating systems can be shown more clearly by systematic analysis for the various conditions with the prediction method developed in this paper.

(Received July 20, 1988)

*¹ Doctoral Course, Graduate School of Engineering,
Meiji University, Student Member

*² Department of Architecture, Faculty of Engineering,
Meiji University, Member

放射授受を含めた周期定常室内の熱環境の数値予測

——電熱式床暖房・温水式床暖房および強制対流暖房に対する計算例——

岩 本 静 男^{*1}
貝 塚 正 光^{*2}

キーワード：数値予測・熱的快適性・放射授受・床暖房・暖房方式

本論文は、間欠暖房運転における周期定常の室内について、放射熱授受と温冷感指標の計算を含めた熱環境の数値予測法を組み立て、電熱式床暖房、温水式床暖房と強制対流暖房を想定した室内に適用して、各暖房方式の特性の把握に役立てようとするものである。

定常および過渡状態に対する計算法の定式化と各暖房方式の特性の比較についてはすでに前報^{1),2)}で示したところである。本論文では、各暖房方式の特性をより詳細に把握するために、前報で示した計算法を拡張し、電熱式と温水式の床暖房を適切にモデル化して、間欠暖房時の周期定常における室内熱環境の時間的変化を各暖房方式について比較検討している。

1. 序

前報^{1),2)}では、定常ならびに過渡状態の暖房室内について室温、壁体表面温度、ベクトル放射温度^{3),4)}、平均放射温度、温冷感指標などの計算法を定式化し、床暖房と強制対流暖房を想定した室内に適用し、両暖房方式の特性の一面を示した。本論文は、間欠暖房における周期定常の暖房室内について経時変化に伴う熱環境の数値予測を行い、各暖房方式の特性の把握に役立てようとするものである。

前報^{1),2)}と同様に典型的な住宅の居間を対象として、気温と気流は一樣で、適切な対流熱伝達率を所与とし、壁体では一次元熱流を仮定する。壁面間の形態係数⁵⁾、Gebhartの吸収係数⁶⁾、壁体内非定常熱伝導計算^{7),8)}、人体に対する形態係数^{3),4)}、人体に対する平均放射温度、予測平均申告PMV¹⁰⁾と標準新有効温度SET^{*9)}の計算なども前報^{1),2)}と同様である。PMVやSET^{*}は本来定常状態に対するものであるが、非定常状態の温冷感指標は確立されていないので、本論文では瞬時定常を仮定し

て室内の熱環境の指標として試算し、各暖房方式の熱環境を評価する際の参考値として用いることとした。

床暖房では電熱式と温水式とを設定し、電熱式では発熱体に一定熱流を供給する場合を、温水式では入口温水温度と流量とを一定とする場合を、強制対流暖房では室内空気への供給熱流を一定とする場合を、それぞれ想定し、間欠暖房時間内で常に全開運転を仮定した。温水式床暖房においては、温水配管による二次元的な熱伝導の影響を、数値計算で求めたフィン効率¹¹⁾を用いて一元熱流に変換し、温水配管を暖房床面内で一樣な温水層にモデル化して扱った。

間欠暖房運転時間を設定して24時間の周期定常時の室温、居住域平均の平均放射温度、温冷感指標などの経時変化などについて各暖房方式を比較する。

なお、本論文は既報^{15),16)}に改良を加えてまとめ直したものである。

2. 主な記号

c_H ：水の比熱(=1.0) [kcal/kg·K]
 G ：温水流量 [m³/h]
 PMV ：予測平均申告(Predicted Mean Vote) [—]

*1 明治大学大学院工学研究科博士後期課程 学生会員

*2 明治大学工学部建築学科 正会員

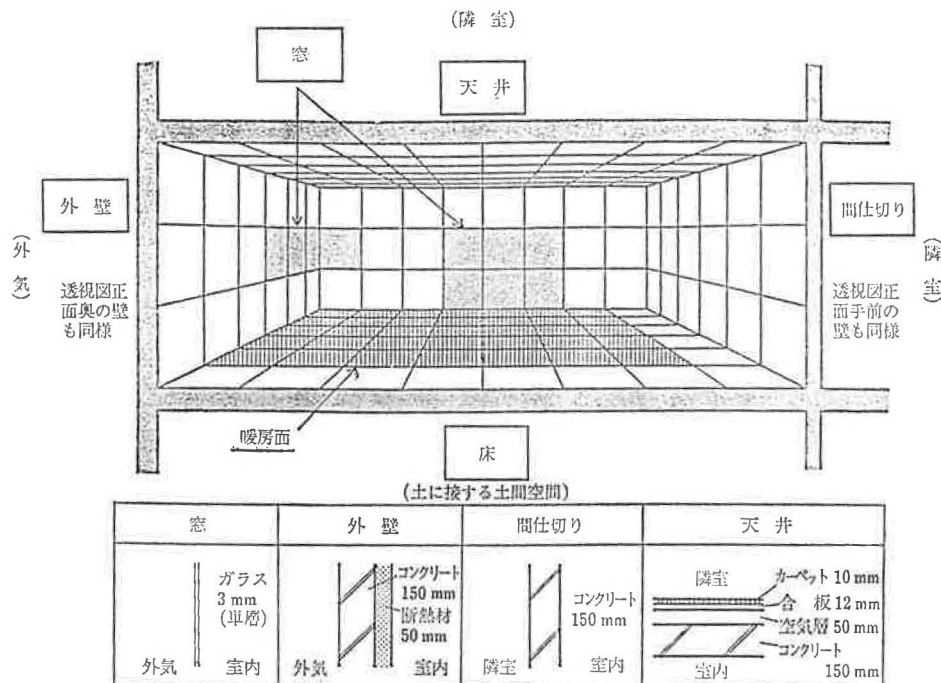


図-1 計算対象室

Q_s : 温水による供給熱流	[kcal/h]
S_i : 面素 i の表面積	[m ²]
SET^* : 標準新有効温度 (Standard New Effective Temperature)	[°C]
$T_{w,i,m}$: 面素 i の壁体内セル m の温度	[K]
V_H : 温水配管内の水量	[m ³]
$\Delta x_{i,m}$: 面素 i の壁体内セル m の差分分割幅	[m]
Δt : 時間差分間隔	[h]
η_{up} : 温水配管周囲の上向きフィン効率	[-]
η_{down} : 温水配管周囲の下向きフィン効率	[-]
θ_{in} : 温水の入口温度	[K]
θ_m : 温水層内平均温度	[K]
θ_m^* : 1 ステップ前の温水層内平均温度	[K]
θ_{out} : 温水の出口温度	[K]
$\lambda_{i,m}$: 面素 i の壁体内セル m の熱伝導率	[kcal/m·h·K]
ρ_H : 水の密度 (=1000)	[kg/m ³]
$\sum_{i=H}$: 暖房床面の面素 i に関する総和記号	

3. 計算条件

前報^{1),2)}と同様に図-1に示すような住宅のLDKを想定した6.4×4.8×2.4 mの直方体室を設定し、各壁面を0.8 mの正方形面素180個に分割する。室温と気流は室内で一様とし、室空気全体の熱収支式から室温を定め

るものとする。室内の家具、本、衣服などの熱容量を室内単位体積あたりで4.5 kcal/m³・K¹²⁾とした。また、家具、本、衣服などの放射熱授受、日射および室内発熱は省略する。

表-1に示すように対流熱伝達率は熱流方向別に与えるものとし^{*}、隣室気温および床下気温は室温と外気温の温度差割合で与え、換気回数はすきま風のみを考えて0.1回/hとした。また、壁面の放射率は一律に0.95とし、各部材の熱伝導率・比熱・密度、空気層の熱抵抗などは表-2に示すように設定した。間欠暖房時間は5~8, 11~13, 15~21時とし、暖房方式は強制対流暖房と電熱式と温水式の床暖房を想定する。

4. 計算方法

4.1 壁体表面温度と室気温の計算

前報^{1),2)}と同様に、まず面素間の形態係数⁵⁾を求め、Gebhartの吸収係数⁶⁾を用いて放射熱授受を扱う。各面

* 壁面の対流熱伝達率[kcal/m²·h·K]は床暖房で上向き熱流4.0、水平熱流3.0、下向き熱流1.0で設定し、暖房停止時は1ステップ前の床面表面温度と室気温の大小関係から熱流の向きを判断して対流熱伝達率を切り換える算法を採った。強制対流暖房では室温を一様に保つため室内空気をファンなどで十分かくはん(攪拌)している状況を想定して、多少大きめではあるが床暖房時の1.5倍とした。また、同様に気流速度は床暖房時で0.1 m/s、強制対流暖房時で0.5 m/sと設定した。

素の一次元非定常熱伝導と放射熱授受と対流熱伝達との熱平衡式と室内空気全体の熱平衡式とを連立して、壁表面温度や熱流の分布、室温などを解く。熱伝導方程式は空間的にはコントロールボリューム法、時間的には後退差分^{7),8)}で差分化し、3重対角行列算法TDMA¹³⁾を用いる。

4.2 各暖房方式の設定

強制対流暖房では、図-2(a)に示すような床構成とし、床面積(30.72 m²)あたり 150 kcal/m²・h(4 608 kcal/h)の熱流^{*1}が直接室内空気と与えられるものとする。

電熱式床暖房では暖房床内に図-2(b)に示すように面状発熱体を置き、この面状発熱体に暖房床面積(22.4 m²)あたり 206 kcal/m²・h(4 608 kcal/h)の熱流が与えられるものとする。

温水式床暖房では、図-2(c)に示すような温水配管を設定し、これを図-3に示すように暖房床面内で一般的な温水層にモデル化する。温水配管に伴う二次元的な熱流分布は配管の周囲を熱交換器におけるフィンとみなしてフィン効率¹⁴⁾を用いて一次元熱流に換算して扱い、次のように数値計算からフィン効率を求めた^{*2}。

- 1) 図-4(a)に示すように対称性を考慮して暖房床面の垂直断面を計算対象とし、表-3に示すように二次元定常熱伝導方程式を用いて配管内の温水が一定温度の場合の温度分布を数値計算により求める。

*1 これは、既報¹⁾の定常計算の結果から、強制対流暖房で居住域内平均の座位のPMVがおおよそ0となる供給熱量が2590 kcal/hであったため、立ち上がりと間欠暖房を考慮してこの2倍の熱量を床面積で除した値 168 kcal/m²・hを参考にして設定したものである。

*2 文献¹⁴⁾では熱交換器の理論式からフィン効率を算出しているが、配管上下の床材構成の違いや熱流方向の相違なども考慮して数値計算で求めることとした。

- 2) 床表面および床下側表面の温度分布から上向き、下向きの熱流密度 q_{up}, q_{down} [kcal/m²・h] を計算する。
- 3) 温水層内が一様で一定温度の場合を定常一次元熱流として上向き、下向き熱流密度 q_{up}^*, q_{down}^* [kcal/m²・h] をそれぞれ求める。

表-1 計算設定条件

	強制対流暖房	床暖房	暖房停止時
気流速度 [m/s]	0.5	0.1	0.1
対流熱伝達率 [kcal/m ² ・h・K]			
天井	6.0	4.0	4.0
窓・壁	4.5	3.0	3.0
床(上向き熱流)	—	4.0	4.0
床(下向き熱流)	1.5	1.0	1.0

間欠暖房時間：5～8, 11～13, 15～21時

温度差割合 r ：隣室 $r=0.7$, 床下 $r=0.4$

隣室(床下)温度 = r 室温 + $(1-r)$ 外気温

外気温：常時 0°C, 室内の熱容量 4.5 kcal/m³・K,

相対湿度 40%, 日射・室内発熱は省略

在室者の着衣量 1.0 clo, 代謝量 50 kcal/m²・h,

仕事量 0 kcal/m²・h

表-2 熱定数

	熱伝導率 [kcal/m・h・K]	比熱 [kcal/kg・K]	密度 [m ³ /kg]	分割数 [個]
合板	0.13	0.31	550	2*1
断熱材	0.034	0.20	16	5
ガラス	0.70	0.18	2 500	2
カーペット	0.072	0.20	400	2
コンクリート	1.25	0.19	2 400	5
架橋ポリエチレン	0.26	—*2	—*2	—
架橋ポリエチレンフォーム	0.038	0.31	50	—

空気層の熱抵抗 = 0.1 m²・h・K/kcal, 壁面の放射率 = 0.95

室外側総合熱伝達率：隣室・床下 10.0 kcal/m²・h・K

外気 20.0 kcal/m²・h・K

注 *1 ただし、暖房床面内では分割幅 = 1 mm とした。

*2 計算には使用しない。

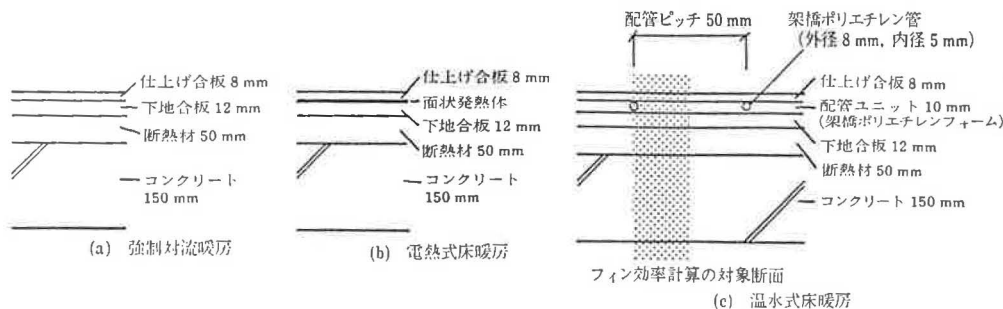


図-2 床構成図

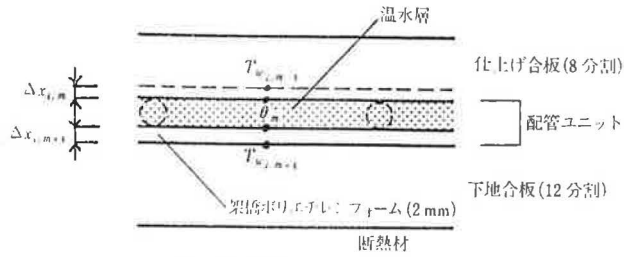


図-3 配管ユニットのモデル化

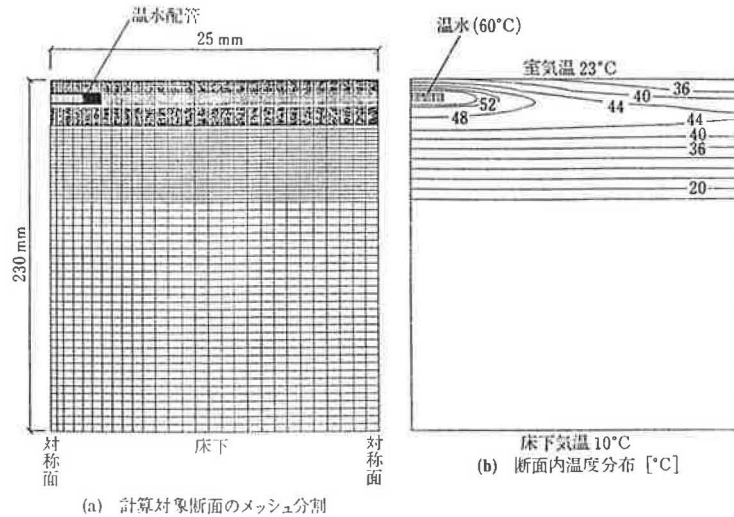


図-4 フィン効率の数値計算

表-3 フィン効率の数値計算条件

基礎方程式	定常二次元熱伝導方程式
差分法	コントロールボリューム法
分割数	28×100(25×230 mm)
分割メッシュ	図-4(a)
床上気温	23°C
床下気温	10°C
温水温度	60°C
床上・床下の総合熱伝達率	10.0 kcal/m ² ・h・K

表-4 フィン効率計算結果

	二次元計算の熱流 密度[kcal/m ² ・h]	一次元仮定の熱流 密度[kcal/m ² ・h]	フィン効率 [-]
床 上	123.0 (84%)	229.0 (89%)	0.537
床 下	23.34 (16%)	27.24 (11%)	0.857
合 計	146.34(100%)	256.24(100%)	

4) 上向きフィン効率 $\eta_{up} = q_{up}/q_{up}^*$ 下向きフィン効率 $\eta_{down} = q_{down}/q_{down}^*$

として計算する。垂直断面内の温度分布と熱流計算の結果を図-4(b)、表-4にまとめて示す。これらのフィン効率は計算対象のメッシュ形状や分割数、境界条件な

どに依存するが、本論文では $\eta_{up}=0.5$, $\eta_{down}=0.8$ と設定し、参考のため $\eta=1.0$ の場合も試算した。表-1, 2に示した暖房床面の対流熱伝達率、構成材の熱伝導率、床下側の総合熱伝達率に対し、配管床上側には η_{up} を、配管床下側には η_{down} をそれぞれ乗じて用いるものとする。

図-3に示すように、温水層内の平均温度を θ_m 、1ステップ前の値を θ_m^* 、温水からの供給熱量を Q_S として熱収支式を立てると次式を得る。

$$c_H \rho_H V_H \frac{\theta_m - \theta_m^*}{\Delta t} = \sum_{i=H} \left\{ \frac{\lambda_{i,m+1}}{\Delta x_{i,m+1}} (T_{w,i,m+1} - \theta_m) - \frac{\lambda_{i,m}}{\Delta x_{i,m}} (\theta_m - T_{w,i,m-1}) \right\} S_i + Q_S \quad [\text{kcal/h}] \quad \dots (1)$$

ここで

$$Q_S = c_H \rho_H G (\theta_{in} - \theta_{out}) \quad [\text{kcal/h}]$$

である。 θ_m を θ_{in} と θ_{out} の算術平均と仮定して θ_{out} を消去すると式(1)から θ_m が求められる。

$\theta_{in}=60^\circ\text{C}$, $G=5\text{ l/min}=0.3\text{ m}^3/\text{h}$ で一定とし、壁体内一次元熱伝導方程式と室内空気の熱収支式とを連立して温水層内平均温度、壁体内温度、室気温を解くこととする。

4.3 MRT と温冷感指標の計算

床面要素中心の床上0.6mに人体の座位の形態係数に相当する微小直方体を置き^{9),10)}、平均放射温度MRTの分布を計算する。これと表-1に示した条件から各時刻で温冷感指標として標準新有効温度SET⁹⁾および予測平均申告PMV¹⁰⁾を試算する*。これらMRT, SET*, PMVの居住域(壁から0.8m以上、床上1.6m以内)の平均値を算出して各暖房方式を比較する。

5. 計算結果

すべての温度に初期値として0°Cを与え、時間差分間隔 $\Delta t=0.1$ 時間=6分として計算を繰り返したところ、20日後で周期定常に達した。室気温、居住域平均の平均放射温度、SET*, PMVなどの時間変動を図-5~12に示す。

図-5に室気温の時間変動を示す。各時刻で温水式床

* SET*では人体の生理反応をモデル化して1時間後の状態を計算するような算法を採用している。本論文でも各時刻での計算を行ってSET*を求めている。

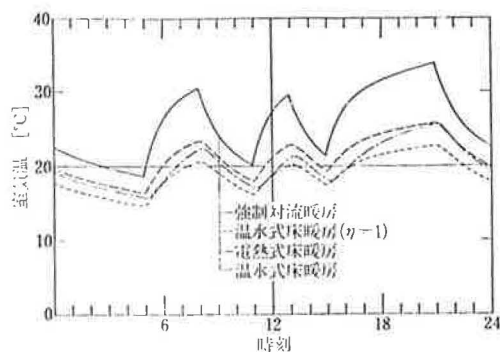


図-5 室内気温の変動

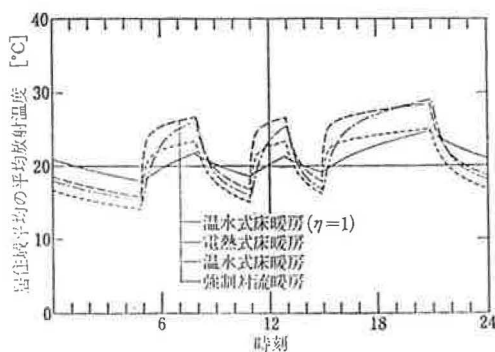


図-6 居住域平均の平均放射温度の変動

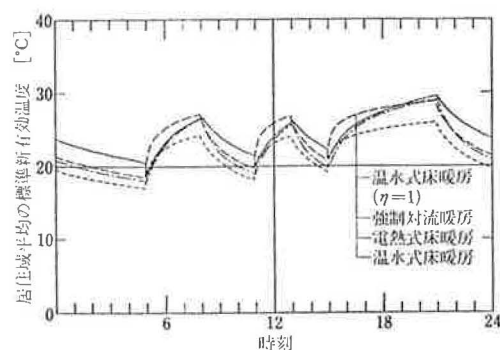


図-7 居住域平均のSET*の変動

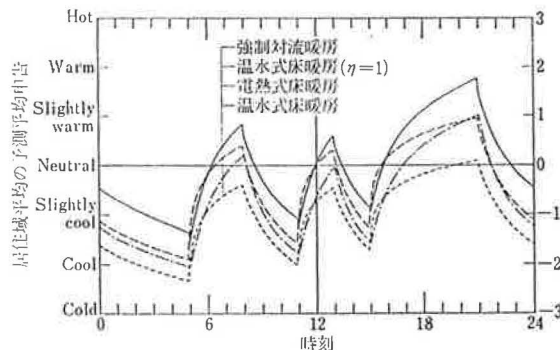


図-8 居住域平均のPMVの変動

暖房、電熱式床暖房、強制対流暖房の順に高くなり、変動もこの順で著しくなる。暖房時ではピークで温水式床暖房で23°C、電熱式床暖房で26°Cとなる。強制対流暖房では34°Cとかなり高くなるが、これは室温の制御をしていないためであり、より現実的な予測のためには、例えば室温をある設定値に保つような暖房運転の制御方式を計算に取り入れる必要がある。暖房停止時の気温差は2~3°Cずつである。

図-6に平均放射温度の居住域平均の変動を示す。温水式床暖房、電熱式床暖房、強制対流暖房の順に変動は穏やかになり、変動幅は床暖房では10°C強、温風暖房では5°C強ほどである。また床暖房について比較すると、暖房開始直後は温水式のほうが高くなるが、1時間弱ほどで電熱式のほうが上回る。強制対流暖房では、暖房開始・停止と同時に対流熱伝達率の設定値が切り替わるため、平均放射温度にその影響が現れる。暖房開始時には室温と平均放射温度との温度差が小さいため対流熱伝達率の設定変更による影響も小さいが、暖房停止時には室温と平均放射温度との温度差が大きいため対流熱伝達率の設定変更による影響が大きくなり、1°C程度低下している。

図-7にSET*の変動を示す。暖房時には、電熱式床

暖房と強制対流暖房とはほぼ同様な変動となるが、温水式床暖房では1時間弱で最大4°Cほど下回る。暖房停止時には常に強制対流暖房が高く、次いで電熱式、温水式床暖房の順となり、温度差は2~3°Cほどである。

また、強制対流暖房においては暖房開始・停止と同時に気流速度と対流熱伝達率の設定値が変わる。対流熱伝達率の設定変更により平均放射温度が影響を受けるが、暖房開始直後では平均放射温度の変化は小さく、気流速度の設定変更による影響が大きいためSET*が若干低下しているが、暖房停止直後では平均放射温度の低下による影響と気流速度の設定変更の影響とが相殺してこのような変化は見られない。

図-8にPMVの変動を示す。暖房開始後の立ち上がりは強制対流暖房が最も速く、次いで電熱式床暖房、温水式床暖房の順である。暖房時には強制対流暖房が電熱式床暖房を常に0.8ほど上回っており、SET*とかなり傾向が異なる*。暖房停止時は強制対流暖房、電熱式床

* この相違は両温冷感指標の計算方法の相違によるものであり、主な相違点としては次の3点が挙げられる。① 蒸発による熱損失の扱い方の相違、② 人体に対する放射熱伝達と対流熱伝達の扱い方の相違、③ PMVは快適域付近の人体表面の熱収支から指標を構成しているが、SET*は人体内部との熱交換をも考慮している。

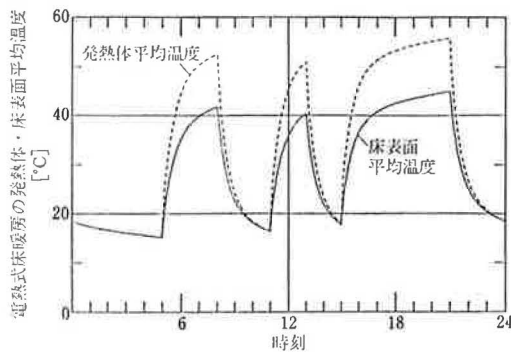


図-9 電熱式床暖房での発熱体および暖房床表面の平均温度

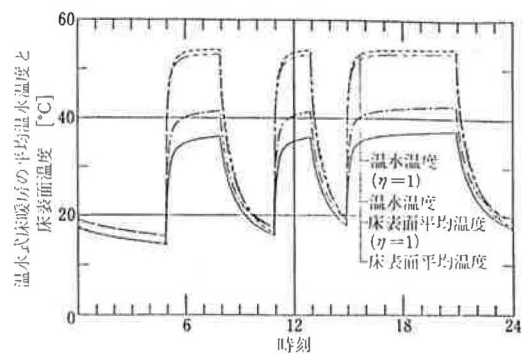


図-10 温水式床暖房での平均温水温度と床表面の平均温度

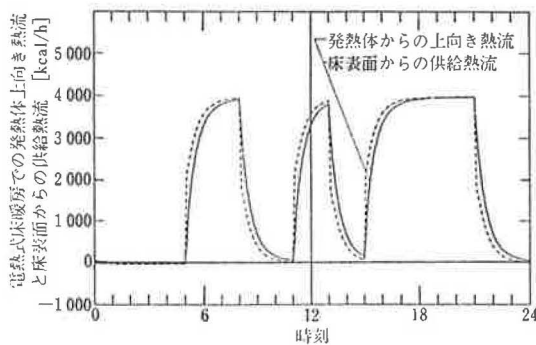


図-11 電熱式床暖房での発熱体上向き熱流と床表面からの供給熱流

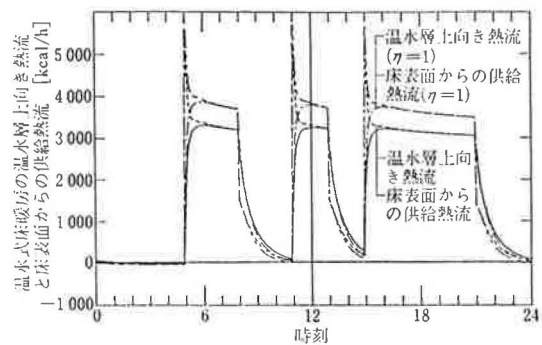


図-12 温水式床暖房での温水層上向き熱流と床表面からの供給熱流

暖房, 温水式床暖房の順に0.5ずつ低下している。また, PMVでもSET*と同様に暖房開始直後に若干低下している。

また, 暖房開始後, 居住域平均の温冷感指標がほぼ中立になるまでに要する時間を図-7, 8から調べると, SET*=24°Cになるのは強制対流暖房, 電熱式床暖房, 温水式床暖房でそれぞれ1, 1, 4時間後となり, PMV=0になるのはそれぞれ1, 2, 5時間後となった。PMVでもSET*でも強制対流暖房が最も早く中立に達する。特に温水式床暖房では, 5~8時と11~13時では中立になる前に暖房が停止することが示されている。なお, $\eta=1$ の場合の温水式床暖房では強制対流暖房とほとんど同様であった。

図-9と図-10に両床暖房の発熱体温度, 暖房床面平均温度の変動を示す。温水式床暖房では暖房開始直後に入口温度と温水層内平均温度との温度差が最大であるためピーク値となるが, 電熱式床暖房では供給熱流が一定であるため徐々に高まることが示されている。暖房床面の最高平均温度は電熱式で45°C, 温水式で37°Cとなる。例えば床表面温度を検知して30°Cを越えないよう

に暖房運転を制御するような運転方式を考慮する必要がある。なお, 温水式で $\eta=1$ の場合と比較すると, 温水平均温度の温度差は1°C, 暖房床面平均温度の温度差は5°Cであり, フィン効率の影響が示されている。

図-11と図-12に両床暖房の発熱体からの上向き熱流と床表面から室内への熱流を示す。電熱式の場合は, 発熱体からの上向き熱流は, 暖房開始直後は全投入熱量の50%であるが, 時間とともに85%程度まで上昇し, 床表面からの熱流はやや遅れて暖房開始直後は0%であるが徐々に上昇して全投入熱量の85%ほどになる。一方, 温水式の場合は, 暖房開始時にピークになり, その直後に降下して次第に床表面からの熱流に一致するようになる。床表面からの供給熱流はピーク時で電熱式床暖房で4000 kcal/h, 温水式床暖房で3300 kcal/hほどである。各暖房方式での24時間の供給熱量などを表-5にまとめて示す。熱量で3500 kcal, 熱流で300 kcal/hほど温水式床暖房が下回っている。

これらの計算結果から, 温水式床暖房の供給熱量が多少小さいが, 暖房開始後の温冷感指標の立ち上がりを見ると, 強制対流暖房が最も速いことが示された。

表-5 各暖房方式の供給熱量

暖 房 方 式	強制対流暖房	電熱式床暖房	温水式床暖房($\eta=1.0$ の場合)
24時間供給熱量	50668 kcal		47114(53071)kcal
暖房時間あたりの平均供給熱量	4608 kcal/h		4283(4825)kcal/h
床面積あたりの平均供給熱量	150 kcal/m ² ·h		139(157)kcal/m ² ·h

ただし、温水式床暖房の計算はフィン効率に依存し、配管周囲の材料を工夫したり、配管ピッチを小さくするなどしてフィン効率を改善することもできる。また室内の気温・気流は一樣と仮定していることから、強制対流暖房における気流分布や室温分布などの重要な影響を考慮していないため、一概に判断することはできないと思われる。また、本論文での供給熱量は暖房システム全体に対する供給熱量ではない。システム全体としての暖房効率を考えるには熱源機器の効率、配管からの熱損失、外界条件の変動や機器の制御方式などを含めた解析が必要であり、より現実的な予測のためにはこれらの条件をも考慮してモデル化する必要がある。

6. 結 論

- 1) 完全混合を仮定し、対流熱伝達率を既知とする点に限界はあるが、床暖房や強制対流暖房の間欠運転時の特性が把握できるような計算モデルを組み立てた。
- 2) 住宅の居間を対象とした計算例により、電熱式と温水式の床暖房と強制対流暖房とを想定して適切にこれらをモデル化し、室温、平均放射温度、熱流の変動を算出し、瞬時定常仮定の下に算出した温冷感指標を参考として各暖房方式の特性を明らかにした。
- 3) 24時間での供給熱量が多少異なるが、暖房開始後の温冷感指標の立ち上がりを見ると、強制対流暖房、電熱式床暖房、温水式床暖房の順で立ち上がりは遅くなった。
- 4) 暖房開始後 $SET^*=24^{\circ}\text{C}$ になるまでに要する時間は強制対流暖房と電熱式床暖房では1時間、温水式床暖房では4時間となり、 $PMV=0$ になるまでに要する時間はそれぞれ1, 2, 5時間となった。
- 5) これらの計算結果は各種の設定条件に依存し、本論文でのケーススタディだけから一般的な傾向を論じることにはできないが、本論文で組み立てた数値予測法を各種の条件について系統的に適用することによって各暖房方式の特性がより詳細に把握できるものと思われる。
- 6) 日射、外気温、隣室気温、室内発熱や壁体構造、熱源機器や制御方式などの影響についてのより詳細な検討は今後の課題として残された。

なお、本論文の計算はすべて東京大学計算機センターの HITAC M-680 H を用いて行った。1計算あたりの計算時間はおよそ7分間であった。また、本論文の一部は文部省科学研究費補助金によることを付記する。

参 考 文 献

- 1) M. Kaizuka and S. Iwamoto: A Numerical Calculation on the Distribution of Surface Temperature and Thermal comfort Index Caused by Radiation Interaction in a Heated Room, Transactions of SHASE, No. 33(Feb., 1987), pp. 103~113
- 2) 貝塚正光・岩本静男:放射授受を含めた非定常暖房室内の熱環境の数値予測——床暖房と強制対流暖房の比較例、空気調和・衛生工学会論文集, No. 38(1988-10), pp. 67~75
- 3) 中村泰人:生気象学的建築学の方法に関する基礎的研究、(1979), 京都大学学位論文
- 4) 中村泰人:建築都市空間内の人体に対する熱放射場の表現方法について、日本建築学会計画系論文報告集, 第376号(1987-6), pp. 29~35
- 5) H. Yamazaki: Shape Factor Calculation and Computer Graphics, Proceedings of the Fourth International Symposium on the Use of Computers for Environmental Engineering Related to Buildings, (1983), pp. 559~564
- 6) B. Gebhart: A New Method for Calculating Radiant Exchanges, ASHRAE Transactions, Vol. 65(1959), pp. 321~332
- 7) 宇田川光弘・木村建一:多数室温変動の実用的計算手法と断熱戸の熱的効果の検討、日本建築学会論文報告集, 第265号(1978-3), pp. 125~132
- 8) 松尾陽・井上隆・美野二郎・金成完:結露危険の判定と結露量の算定を含む空調システム・シミュレーション(その1)後退差分法による壁体内表面温度と室温の算出、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, (1987-10), pp. 153~156
- 9) A. P. Gagge, R. G. Nevins and Y. Nishi: An Effective Temperature Scale Model of Human Physiological Regulatory Response, ASHRAE Transactions, Part 1, (1971), pp. 234~247
- 10) P. O. Fanger: Thermal Comfort, (1972), McGraw-Hill Book Company
- 11) 例えば、甲藤好郎著:伝熱概論、(1979)、養賢堂
- 12) 宇田川光弘:住宅用標準問題、日本建築学会環境工学委員会、熱分科会第15回熱シンポジウム(1985-9)、伝熱解析の現状と課題, pp. 23~33
- 13) S. V. Patankar 著、水谷幸夫・香月正司共訳:コンピュータによる熱移動と流れの数値解析、(1985)、森北出版
- 14) 宇田川光弘:パソコンによる空気調和計算法、(1986)、オー

- ム社
- 15) 貝塚正光・岩本静男：床暖房と温風暖房による間欠暖房時の熱環境の数値予測，日本建築学会大会講演梗概集，(1988-10)，pp. 771~772
- 16) 貝塚正光・岩本静男：電熱式と温水式の床暖房による間欠暖房時の熱環境の数値予測，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，(1988-9)，pp. 321~324 (昭和 63. 7. 20 原稿受付)

A Numerical Prediction of Periodic Thermal Environment in a Heated Room considering Radiation Interaction

—A Case Study on Electric Floor Panel Heating, Hot Water Floor Panel Heating and Forced Convective Heating—

by Shizuo IWAMOTO*¹ and Masamitsu KAIZUKA*²

Key Words : Numerical Prediction, Thermal Comfort, Radiation Interaction,
Floor Panel Heating, Heating Systems

Synopsis : This paper presents a numerical prediction method for unsteady state thermal environments in a heated room, including calculations of the distribution of thermal radiation and of comfort indices, and also presents the results of the application of this method to a periodically heated room with electric floor panel heating (EFPH), hot water floor panel heating (HWFPH) or forced convective heating (FCH) to illustrate the characteristics of the heating systems.

For steady state and transient conditions, a prediction method and the calculated results of the heating systems were already shown by the authors in the previous papers (1), (2). In this paper, periodic heating hours are assumed (i.e. 5:00~8:00, 11:00~13:00 and 15:00~21:00), and a calculation method for HWFPH is developed based on a numerical calculation of two dimensional thermal conduction around a hot water pipe as shown in Fig. 2.

As in the previous papers, the calculations are conducted on a room model shown in Fig. 1. The air temperature and air velocity are assumed to be uniform, and appropriate values are employed as known values for the air velocity and convective heat transfer coefficients. For EFPH, a constant heat flux is assumed for a heat source plane. For HWFPH, a constant temperature and a constant flow rate are assumed for hot water. For FCH, a constant heat supply is assumed for room air. Using the backward implicit finite difference scheme, the time dependent variables of thermal environment are calculated, and they reached periodically steady state after 20 days.

The results shown in Fig. 5~12 illustrate well the characteristics of these heating systems quantitatively.

They are, however, dependent on the various conditions assumed, the characteristics of heating systems can be shown more clearly by systematic analysis for the various conditions with the prediction method developed in this paper.

(Received July 20, 1988)

*¹ Doctoral Course, Graduate School of Engineering, Meiji University, Student Member

*² Department of Architecture, Faculty of Engineering, Meiji University, Member