

高温輻射暖房時の熱負荷計算法

宮川 保之

Calculation Method for Heat Load in High-Temperature Panel Heating

Yasuyuki Miyakawa

Abstract

High-temperature panel heating has been extensively used in Japan as well as in many other countries for the heating systems of factories and sports arenas which have higher ceilings than normal. However, a calculation method to determine the accurate heat load in high-temperature panel heating has not been established, and in many cases it has been found that over-sized heating systems had been installed. This paper describes a new calculation method which has the unique features of considering temperature distributions in the upper and lower zones of a room by an equivalent thermal transfer coefficient and indirect radiant heat by absorption factors. Further, optimum arrangements of heating panels and heat supply amounts to secure comfortable and uniform environments for occupied zones can be designed using this calculation program.

概要

高天井を有する工場、競技場の暖房方式としては天井面高温輻射暖房がこれまで諸外国のみならず日本においても数多く見受けられる。しかし高温輻射暖房時の熱負荷算定に関しては明確な計算指針がないため安全をみて過大な設備を設置したり不均一なる居住域環境をつくり出してしまいう傾向にある。本報告はこの高温輻射暖房時の熱負荷が正確に簡略的に算出できるように考案した計算法をのべたものであり、新たに定義した室内等価熱移動係数を媒介にして室内上下温度分布を表現するとともに、間接輻射も吸収係数を媒介にして厳密に考慮できる点に特色がある。さらに今回、開発した計算プログラムをもとに良好で均一なる居住域環境が確保できるよう天井面での発熱体の位置、間隔、送熱量および建物各壁体の断熱仕様等の最適設計が可能である。

1. はじめに

本計算法の骨子は室内空気層を上下にいくつかに分割し、等価熱移動係数を媒介にして室内上下温度分布を表現するとともに各壁面も任意に分割し、各々の輻射熱移動を間接輻射も厳密に考慮した Gebhart の吸収係数 ϵ を用いて表現するものであり、さらに測定機器としてのグローブ温度計を考慮して人体を球要素と考え球と各壁面との吸収係数、形態係数をもとめ、これとすでに計算された各部壁体表面温をもとに最終的には居住域各部における輻射温度をもとめるものである。逆に言えば与えられた建物形状、気象データに対して居住域での均一な快適性が確保できるような天井面での発熱量の場所的分布ならびに各方位壁面の断熱仕様設計ができるものである。

2. 閉空間における輻射熱移動の基本式

2.1. 間接輻射を考慮した輻射熱移動の基本式

図-1 に示す室内表面上の2点を i, k とする。 i 点の放射能 $E_{(i)}$ は

$$E_{(i)} = \epsilon_{(i)} \cdot C_b \cdot \left(\frac{T_{(i)}}{100} \right)^4 \quad \dots\dots(1)$$

i 点の直接輻射受熱量 $D_{(i)}$ は

$$D_{(i)} = \int_F E_{(k)} \cdot F_{(k,i)} \cdot dF_{(k)} \quad \dots\dots(2)$$

i 点の間接輻射受熱量 $I_{(i)}$ は

$$I_{(i)} = \int_F (1 - \epsilon_{(k)}) \cdot D_{(k)} \cdot F_{(k,i)} \cdot dF_{(k)} \\ + \int_F (1 - \epsilon_{(k)}) \cdot I_{(k)} \cdot F_{(k,i)} \cdot dF_{(k)} \quad \dots\dots(3)$$

直接・間接合計受熱量 $P_{(i)}$ は(2), (3)式より

$$P_{(i)} = D_{(i)} + I_{(i)} = \int_F E_{(k)} \cdot F_{(k,i)} \cdot dF_{(k)} + \int_F (1 - \varepsilon_{(k)}) \cdot (D_{(k)} + I_{(k)}) \cdot F_{(k,i)} \cdot dF_{(k)} \quad \dots\dots(4)$$

i 点の正味輻射熱取得量 $q_{(i)}$ は

$$q_{(i)} = \varepsilon_{(i)} \cdot (D_{(i)} + I_{(i)}) - E_{(i)} \quad \dots\dots(5)$$

ここで $\varepsilon_{(i)}$: 放射率, $F_{(k,i)}$: 形態係数
 $T_{(i)}$: 絶対温度, F : 面積, C_b : 放射常数

2.2. 間接輻射を考慮した室内輻射熱移動計算式

図-2を参照にすれば i 表面における放射能は i 表面積を $A_{(i)}$ とすれば(1)式と同様に

$$R_{(i)} = A_{(i)} \cdot \varepsilon_{(i)} \cdot C_b \cdot \left(\frac{T_{(i)}}{100}\right)^4 \quad \dots\dots(6)$$

いま室内表面数を N 個とすれば i 表面における直接・間接輻射受熱量 $P_{(i)}$ は

$$P_{(i)} = \sum_{k=1}^N F_{(k,i)} \cdot \varepsilon_{(k)} \cdot A_{(k)} \cdot C_b \cdot \left(\frac{T_{(k)}}{100}\right)^4 + \sum_{k=1}^N P_{(k)} \cdot (1 - \varepsilon_{(k)}) \cdot F_{(k,i)} \quad \dots\dots(7)$$

結局, i 面での正味輻射熱取得量 $q_{(i)}$ は

$$q_{(i)} = \varepsilon_{(i)} \cdot P_{(i)} - R_{(i)} \quad \dots\dots(8)$$

(8)式を 1 ~ N 面についてたて N 元連立方程式を解くことにより $q_{(i)}$ (1, 2, ……N) がもとまる。しかしながらこの方程式中の面温 $T_{(1)} \sim T_{(N)}$ もまた未知であるため通常では 1 ~ N 面について熱平衡式をたて, これら N 個の連立方程式と組み合わせることで解くことになるが, 輻射の項に非線形要素を含むため面温 $T_1 \sim T_N$ の初期値を与え Trial and Error にて収束計算を行えばよい。

2.3. 吸収係数を用いて間接輻射を考慮する手法

Gebhart⁴⁾によって提案された吸収係数 (Absorption Factor) を用いる手法である。吸収係数は $B_{(k,i)}$ なる表示で表わされ, これは k 面から出たエネルギーのうち i 面にて吸収されるエネルギーの割合であり直接, 間接輻射とも一体化して考慮できるものである。

吸収係数を用いれば実質的に i 面に吸収されるエネルギー $q_{(i)}$ は

$$q_{(i)} = \sum_{k=1}^N B_{(k,i)} \cdot R_{(k)} - R_{(i)} \quad \dots\dots(9)$$

このように吸収係数を用いれば(9)式はごく簡単になるが吸収係数 $B_{(k,i)}$ を別にもとめておかなければならない。吸収係数の算出について記述すると, いま反射率を ρ とするならば i 面でのエネルギーバランスは次

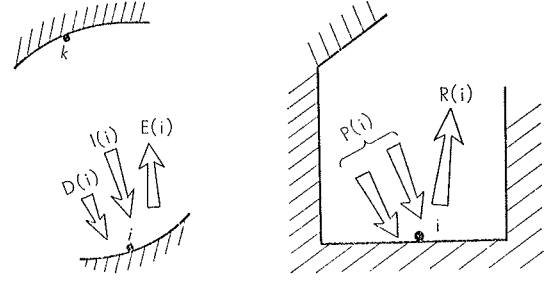


図-1 室内2点間模式図

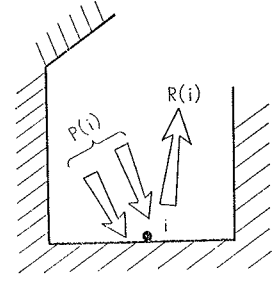


図-2 室内N面模式図

のようになる。

$$R_{(i)} \cdot B_{(1,i)} = R_{(i)} \cdot F_{(1,i)} \varepsilon_{(i)} + R_{(1)} \cdot F_{(1,i)} \cdot \rho_1 \cdot B_{(1,i)} + R_{(2)} \cdot F_{(2,i)} \cdot \rho_2 \cdot B_{(2,i)} + \dots\dots + R_{(N)} \cdot F_{(N,i)} \cdot \rho_N \cdot B_{(N,i)} \quad \dots\dots(10)$$

上式を整理して

$$F_{(1,i)} \cdot \varepsilon_{(i)} + (F_{(1,i)} \cdot \rho_1 - 1) \cdot B_{(1,i)} + F_{(2,i)} \cdot \rho_2 \cdot B_{(2,i)} + \dots\dots + F_{(N,i)} \cdot \rho_N \cdot B_{(N,i)} = 0 \quad \dots\dots(11)$$

2, 3, ……n についても全く同様にして

$$F_{(N,i)} \cdot \varepsilon_{(i)} + (F_{(N,i)} \cdot \rho_N - 1) \cdot B_{(N,i)} + \dots\dots + F_{(1,i)} \cdot \rho_1 \cdot B_{(1,i)} = 0 \quad \dots\dots(12)$$

上記の n 元連立方程式を解けば $B_{(k,i)}$ ($k=1 \sim N$) がもとまる。全く同様にして 1 ~ N 面にてそれぞれ n 元連立方程式を解けば $B_{(k,i)}$ ($k=1 \sim N, i=1 \sim N$) がもとまる。吸収係数には自分自身に対する $B_{(1,1)} \sim B_{(N,N)}$ が存在し 0 にはならない。また総和則, 相反則が存在する。

$$\sum_{i=1}^N B_{(k,i)} = 1 \quad \dots\dots(13)$$

$$B_{(k,i)} \cdot \varepsilon_{(k)} \cdot A_{(k)} = B_{(i,k)} \cdot \varepsilon_{(i)} \cdot A_{(i)} \quad \dots\dots(14)$$

このようにして $B_{(k,i)}$ をもとめ各面で熱平衡式をたて n 元連立方程式を解けば室内各部表面温 $T_{(1)} \sim T_{(N)}$ がもとまる。

2.4. 間接輻射を近似化する手法

直接輻射のみによる i 面の輻射熱取得量は, 形態係数の相反則 $F_{(k,i)} \cdot A_{(k)} = F_{(i,k)} \cdot A_{(i)}$ を用いて,

$$H_{(i)} = \varepsilon_{(i)} \cdot A_{(i)} \cdot C_b \cdot \sum_{k=1}^N F_{(i,k)} \cdot \varepsilon_{(k)} \cdot \left(\frac{T_{(k)}}{100}\right)^4 - \varepsilon_{(i)} \cdot A_{(i)} \cdot C_b \cdot \left(\frac{T_{(i)}}{100}\right)^4 \quad \dots\dots(15)$$

さらに放射率 $\varepsilon_{(k)} \geq 0.9$ なる定数とすれば(15)式は

$$H_{(i)} = \varepsilon_{(i)} \cdot \varepsilon_{(k)} \cdot A_{(i)} \cdot C_b \cdot \sum_{k=1}^N F_{(i,k)} \left\{ \left(\frac{T_{(k)}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{(i)}}{100}\right)^4 \right\} \quad \dots\dots(16)$$

ここで温度係数 $K_{(k,i)}$ を用いて(10)式を線形化すれば

$$H_{(i)} = \varepsilon_{(i)} \cdot \varepsilon_{(k)} \cdot A_{(i)} \cdot K_{(k,i)} \cdot C_b \cdot \sum_{k=1}^N F_{(i,k)} \cdot (\theta_{(k)} - \theta_{(i)}) \quad \dots\dots(17)$$

ただし $K_{(k,i)} = \left\{ \left(\frac{T_{(k)}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{(i)}}{100} \right)^4 \right\} / (\theta_{(k)} - \theta_{(i)}) \quad \dots\dots(18)$

$K_{(k,i)}$ を定数化して K とし放射熱伝達率 α_r を用いれば, $\alpha_r = \varepsilon_{(i)} \cdot \varepsilon_{(k)} \cdot C_b \cdot K$ であるから

$$H_{(i)} = A_{(i)} \cdot \alpha_r \cdot \sum_{k=1}^N F_{(i,k)} \cdot (\theta_{(k)} - \theta_{(i)}) \quad \dots\dots(19)$$

間接放射に関しては近似化して対向面における平均放射温度を一定とおくと対向面における平均放射温度 θ_{rd} は

$$\theta_{rd} = \left(\sum_{k=1}^N A_{(k)} \cdot \varepsilon_{(k)} \cdot \theta_{(k)} \right) / \sum_{k=1}^N A_{(k)} \cdot \varepsilon_{(k)} \quad \dots\dots(20)$$

i 面に到達する間接放射量 $I_{(i)}$ は

$$I_{(i)} = A_{(i)} \cdot \alpha_r \cdot \sum_{k=1}^N F_{(i,k)} \cdot (1 - \varepsilon_{(k)}) \cdot (\theta_{rd} - \theta_{(i)}) \quad \dots\dots(21)$$

結局 i 面に到達する全放射量 $q_{(i)}$ は

$$q_{(i)} = H_{(i)} + I_{(i)} \quad \dots\dots(22)$$

2.5. 平均放射温度

平均放射温度 (MRT) は吸収係数 $B_{(k,i)}$ を用いて次のように表わせる¹⁾。

$$MRT = \sum_{k=1}^N B_{(k,i)} \cdot \theta_{(k)} \quad \dots\dots(23)$$

この $B_{(k,i)}$ のなかには角関係, 放射率がすべて内蔵されている。なお近似的 MRT は次式で表わすことができる。

$$MRT = \sum_{k=1}^N \varepsilon_{(k)} \cdot F_{(k,i)} \cdot \theta_{(k)} / F_{(k,i)} \theta_{(k)} \quad \dots\dots(24)$$

ところで平均放射温度を考慮する対象が人体であるので, 人体を球形に要素化しこの球に対する MRT をもとめる必要がある。このためには球と壁面との吸収係数をもとめる必要がある。いま文献1)の射場本らの手法を用いると, 球を0番目の壁として扱い球要素は壁面同志の放射は妨げないが $B_{(0,k)}$ 値のみ有すると考えると人体面0については次式が成り立つ。

$$F_{(0,1)} \cdot \varepsilon_{(1)} + (F_{(0,0)} \cdot \rho_{(0)} - 1) \cdot B_{(0,1)} + F_{(0,1)} \cdot \rho_{(1)} \cdot B_{(1,1)} + \dots\dots + F_{(0,N)} \cdot \rho_{(N)} \cdot B_{(N,1)} = 0 \quad \dots\dots(25)$$

ここで既知の $B_{(k,i)}$ ($k=1 \sim N$) を用いれば $B_{(0,i)}$ がもとまる。

人体に対する MRT は

$$MRT = \sum_{k=1}^N B_{(0,k)} \cdot \theta_{(k)} \quad \dots\dots(26)$$

3. 高温放射暖房時の熱負荷計算法

室内壁面を図-3に示すようにに $m \times n \times l$ に分割する。上下の室温分布の表現法としては図-4に示すように室内空気層を上下に n 分割し各空気層では完全混合と仮定する。しかしながら各空気層は方位の異なる壁に接しているの、このように考えることは物理的には正しくないが近似的には許容できる。この上下での熱移動をあらわすパラメータとして, 等価熱移動係数 (\bar{N}_n) を定義する。この \bar{N}_n は前報の仮想換気回数 \bar{K} の自然対流時の表現である。 \bar{N} は後述するように各場合で常に一定値ではなく, 各層熱取得比, 建物体積をパラメータとして表現することができる。このように上下室温分布を簡略的に表現する手法は, 年間の熱負荷算出のための各時刻の室温分布の算出, 最適設計の際の室温分布の算出の際に計算時間短縮の点で偉力を発揮する。

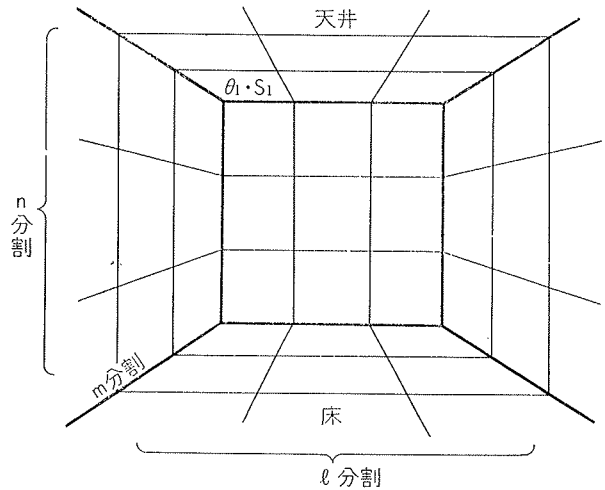


図-3 室内壁面分割模式図

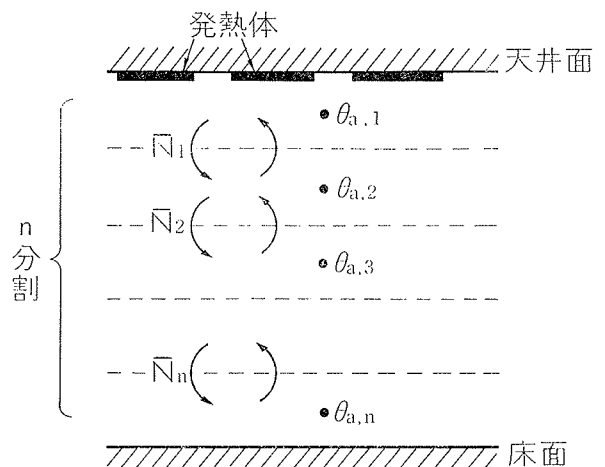


図-4 空気層分割による上下室温分布の表現

天井面 S_1 における熱平衡式は定常状態では

$$\{\alpha_{c,1} \cdot (\theta_1 - \theta_{a,1}) + C'_1 (\theta_1 - \theta_0)\} \times A_1 + A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot C_b \cdot \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \sum_{k=1}^f B_{k,1} \cdot \varepsilon_k \cdot A_k \cdot C_b \cdot \left(\frac{T_k}{100}\right)^4 - A_n \cdot H_n = 0 \quad \dots\dots(27)$$

ただし $f=2(m \cdot n + n \cdot l + m \cdot l)$

(27)式を $B_{1,k}$ の相反則、総和則を用いて書きなおせば、

$$\{\alpha_{c,1} \cdot (\theta_1 - \theta_{a,1}) + C'_1 (\theta_1 - \theta_0)\} \times A_1 + \sum_{k=1}^f B_{1,k} \cdot A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot C_b \cdot \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \sum_{k=1}^f B_{1,k} \cdot \varepsilon_1 \cdot A_1 \cdot C_b \cdot \left(\frac{T_k}{100}\right)^4 - A_n \cdot H_n = 0 \quad \dots\dots(28)$$

(28)式を温度係数 $K_{1,k}$ で線形化を行えば¹⁾

$$\{\alpha_{c,1} \cdot (\theta_1 - \theta_{a,1}) + C'_1 (\theta_1 - \theta_0)\} \times A_1 - A_n \cdot H_n + \varepsilon_1 \cdot A_1 \cdot C_b \cdot \sum_{k=1}^f B_{1,k} \cdot K_{1,k} (\theta_1 - \theta_k) = 0 \quad \dots\dots(29)$$

壁面、床面については(29)式から発熱量 H_n をとったものが熱平衡式となる。

次に空気第1層においては次の熱平衡式が成り立つ。

$$q_{ch} + q_{e,1} - C_p \cdot \gamma \cdot V_1 \cdot \frac{d\theta_{a,1}}{dt} - C_p \cdot \gamma \cdot V_1 \cdot \bar{N}_1 (\theta_{a,1} - \theta_{a,2}) = 0 \quad \dots\dots(30)$$

定常状態では

$$q_{ch} + q_{e,1} - C_p \cdot \gamma \cdot V_1 \cdot \bar{N}_1 (\theta_{a,1} - \theta_{a,2}) = 0 \quad \dots\dots(31)$$

$$q_{ch} = \sum_{n=1}^{m \times l} A_n \cdot \alpha_{c,n} (\theta_n - \theta_{a,1}) \quad \dots\dots(32)$$

- $\theta_1 \sim \theta_n$; 壁体内表面温度(°C)
- $T_1 \sim T_n$; 壁体内表面絶対温度(K)
- $\theta_{a,1} \sim \theta_{a,n}$; 室内上下分割層空気温度(°C)
- θ_0 ; 相当外気温度(°C)
- A_n ; 壁体表面積(m²)
- C'_n ; 壁体内表面から外気までの熱コンダクタンス(Kcal/m²·h·°C)
- $\alpha_{c,n}$; 壁体内表面対流熱伝達率(Kcal/m²·h·°C)
- ε_n ; 壁体内表面放射率
- C_b ; 黒体の放射常数(4.88Kcal/m²·h·°K⁴)
- $B_{i,k}$; 吸収係数(壁面相互)
- H_n ; 輻射パネル発熱量(Kcal/m²·h)
- $K_{i,k}$; 壁面相互の温度係数
- q_{ch} ; 発熱体より第一層空気への対流熱(Kcal/h)
- $q_{c,n}$; 第n層空気からこれを取り囲む壁体への対流熱(Kcal/h)
- $C_p \cdot \gamma$; 空気の比熱, 比重量
- V_n ; 第n層空気体積(m³)
- \bar{N}_n ; 空気層間の等価熱移動係数

最下層の第n層での熱平衡式は

$$q_{e,n} - C_p \cdot \gamma \cdot V_n \cdot \bar{N}_n (\theta_{a,n-1} - \theta_{a,n}) = 0 \quad \dots\dots(33)$$

(29)~(33)式までを組み合わせ $\{2(m \cdot n + n \cdot l + m \cdot l) + n\}$ 元連立方程式を解き各表面温 θ_n , 各空気層 $\theta_{a,1} \sim \theta_{a,n}$ をもとめることになる。なお温度係数 $K_{1,k}$ は常数化せず変数として扱うことにしたので計算課程では $\theta_1 \sim \theta_n$ の初期値より $K_{1,k}$ の初期値を計算し反復収束計算により $K_{1,k}$, $\theta_1 \sim \theta_n$, $\theta_{a,1} \sim \theta_{a,n}$ をもとめるものとする。

4. ケーススタディ

計算モデルとしては図一3に示す屋内において36m × 36m × 18m (高さ) を想定し、空気層の上下での分割は3分割とし壁体面の分割もこれに合わせて次の2種類とした。

- (i) 29面分割, 天井面 4×4 の16分割, 壁体面は各方位とも上下に3分割, 床面は分割なし。
- (ii) 80面分割, 天井面, 床面とも 4×4 の16分割, 各壁体面は 3×4 の12分割。

居住域の温熱環境評価のための平均輻射温度の計算点は 12×12 の144点とした。また仮想熱移動係数 (\bar{N}) は室内3層分割の場合、一連の模型実験より次式で表わすことができる。

$$\bar{N}_1 = \left\{ \frac{3 \cdot 3\alpha_p \sqrt[3]{V_0^2} + 2 \cdot 2\alpha_w \{ \sqrt[3]{V_0^2} + (V_1 - V_0) / \sqrt[3]{V_0} \}}{V_1} \right\} \times \left\{ \frac{0.388 (V_1/V_0)}{4.788 (V_1/V_0) + 1.685} \right\} \times 33.1 \times (V_0/V_1) \quad (34)$$

$$\bar{N}_2 = \left\{ \frac{3 \cdot 3\alpha_f \sqrt[3]{V_0^2} + 2 \cdot 2\alpha_w \{ \sqrt[3]{V_0^2} + (V_3 - V_0) / \sqrt[3]{V_0} \}}{V_2} \right\} \times \left\{ \frac{0.388 (V_2/V_0)}{4.788 (V_2/V_0) + 8.43} \right\} \times (0.68X^2 - 28.2X) \times (V_0/V_2) \quad \dots\dots(35)$$

ただし

$$X = (q_L/q_u) \cdot \left(\frac{\theta_{a,1} - \theta_{a,3}}{\theta_{a,2} - \theta_{a,3}} \right), \quad V_0 = \frac{V_1 + V_2 + V_3}{3}$$

$$q_u = \sum_{k=1}^{f_1} \alpha_{c,k} \cdot A_k (\theta_k - \theta_{a,1}), \quad q_L = \sum_{k=f_2+1}^f \alpha_{c,k} \cdot A_k (\theta_k - \theta_{a,3})$$

ここで, q_u ; 第1層空気での対流熱取得, q_L ; 第3層での対流熱取得, V_0 ; 空気3層平均体積, α_p , α_w , α_f ; 天井面, 壁面, 床面对流熱伝達率, f ; 壁体全分割数, ($=2(m \cdot n + n \cdot l + m \cdot l)$), f_1 ; 天井, 第1層壁体までの分割数, f_2 ; 第2層壁体までの分割数を表わす。

計算モデルとしては外壁面全面 10cmコンクリートの場合 ($C=8.33$ 図一5, 図一6の場合) と, 外壁1面のみ $C=17.4$, 他の外壁面は断熱性をまし $C=0.65$ とした場合 (図一7, 図一8) の2種類とした。また

表一1 記号表

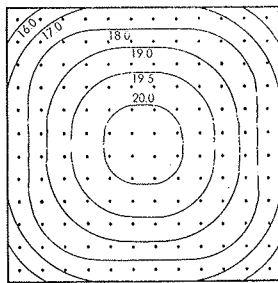
天井面は 50cm断熱材があり発熱面は大型電気パネル16面が隙間なく設置されているものとし、発熱量は図一5、図一6の場合で180kcal/m²・h、図一7、図一8の場合で90kcal/m²・hである。なお各々の図の平均輻射温度は床上1.5mにおけるものである。

5. 輻射パネルの最適設計

輻射パネルの配置、送熱量分布の最適設計の目的函数として消費エネルギーの最小化、各点のMRTと設計値との偏差の合計の最小化等が考えられる。制約条件式としては前述の(29)~(33)までの熱平衡式、および各面発熱量が非負の条件である。この場合の目的函数は非線形であり、非線形最適化手法として有用な Lagrange の未定乗数法、SUMT 等を各場合に依じて適用できるわけであるが、この詳細は建物各部仕様（最適壁厚、断熱材厚、反射材の位置）の最適設計と合わせて次報にゆずることとしたい。

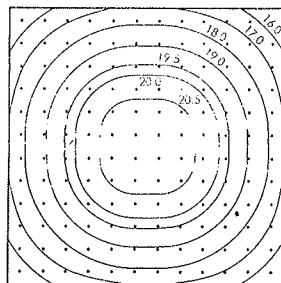
参考文献

- 1) 射場本, 持田: ふく射環境の評価法, 空調学会秋季大会, 1974
- 2) 射場本, 西, 持田: 温熱環境設計の確立化, 空調学会誌, Vol. 42, No. 8, 1968
- 3) 木村, 石野: 空調熱負荷算法における時系列重み係数の決定に関する研究, 建築学会論文報告集, 第206号, 1973
- 4) B. Gebhart: A New Method for Calculating Radiant Exchanges, ASHRAE Trans. Vol. 65, 1959
- 5) 中村: 設計熱負荷計算におけるふく射の取り扱い方法, 建築学会大会, 1975
- 6) 宮川: 大空間建築冷房負荷算法の実験的研究, 建築学会大会, 1975
- 7) 松尾: 室内相互ふく射を考慮した建物伝熱の解法, 建築学会大会, 1972
- 8) 木村: 建築設備基礎理論演習, 学献社
- 9) 宮川: 大空間建築高温輻射暖房時の熱負荷算法と温熱環境 (その1), 建築学会大会, 1976



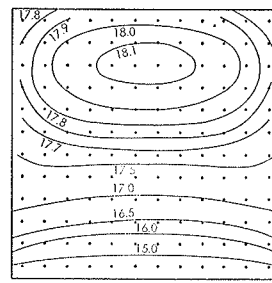
図一5 MRT分布図 (29面分割) (単位°C)
 $\bar{N}_1=1.2 \quad \bar{N}_2=-4.7$

$\theta_{a,1}=20.8^\circ\text{C}$
 $\theta_{a,2}=17.0^\circ\text{C}$
 $\theta_{a,3}=15.8^\circ\text{C}$



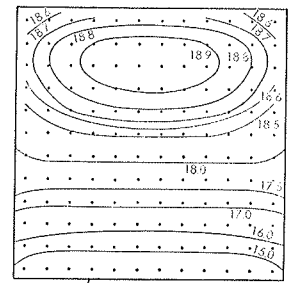
図一6 MRT分布図 (80面分割)
 $\bar{N}_1=1.2 \quad \bar{N}_2=-4.7$

$\theta_{a,1}=20.9^\circ\text{C}$
 $\theta_{a,2}=17.1^\circ\text{C}$
 $\theta_{a,3}=15.8^\circ\text{C}$



図一7 MRT分布図 (29面分割)
 $\bar{N}_1=1.2 \quad \bar{N}_2=-3.0$

$\theta_{a,1}=23.0^\circ\text{C}$
 $\theta_{a,2}=20.6^\circ\text{C}$
 $\theta_{a,3}=20.0^\circ\text{C}$



図一8 MRT分布図 (80面分割)
 $\bar{N}_1=1.2 \quad \bar{N}_2=-3.0$

$\theta_{a,1}=23.2^\circ\text{C}$
 $\theta_{a,2}=20.8^\circ\text{C}$
 $\theta_{a,3}=20.1^\circ\text{C}$