

# 大空間建築熱負荷計算法とその検証

宮川 保之

## Examination of Calculation Method for Heat Load in Larger Hall

Yasuyuki Miyakawa

### Abstract

Air conditioning in a larger hall is generally restricted to the occupied zone only in order to secure proper air distribution and achieve economy of air conditioning installations. However, a calculation method for heat load in a partially restricted air-conditioned space has not been established. In this paper, a new calculation method is proposed, which takes into consideration radiant heat from non-air-conditioned space and heat gain by imaginary ventilation between air-conditioned space and non-air-conditioned space. Furthermore, verification of the accuracy of this calculation method was made by actual measurements and it was found that there was good agreement between calculated and measured heat load.

### 概 要

居住域の良好な空気分布を確保し設備機器容量の経済化をはかるために空調域を床から数mまでに限定する部分空調時の熱負荷計算法はこれまで確立されていなかった。そこで今回、非空調域からの到達輻射熱および非空調域・空調域の仮想的な換気による熱取得の2点を考慮した新しい計算法を考案するとともに、この計算法の精度を実測から検証したところ良好なる一致がみられた。

### 1. はじめに

大空間建築を空調域と非空調域とに分離する部分空調時の室内空気分布に関してはこれまで模型実験、実物実測の両面から確かめてきたが熱負荷算定に際しては次の点を考慮しなければならない。

- (a) 非空調域の壁体、発熱体より輻射の形で空調域に到達する熱量。
- (b) 非空調域と空調域とを仮想境界面で分離した場合の仮想的な換気による熱取得。(この換気量を非空調域の容積で除したものを仮想換気回数 $\bar{K}$ と定義する。)

この $\bar{K}$ 値は各種吹出方式によってあらかじめ模型実験等によってもとめておかなければならないが、この詳

細は次報にゆずることとし今回はこの $\bar{K}$ 値のオーダーがどの程度であるかを実測から逆算するとともに、この $\bar{K}$ 値を使用して居住域除去熱量の理論計算を行なった。さらにこの計算除去熱量を実測除去熱量と比較することによりこの計算法の精度を検証した。なおこの $\bar{K}$ 値を各種吹出条件によって体系的にまとめるには室内のアルキメデス数 ( $A_r$  数)、あるいは仮想境界面における慣性力と密度勾配による浮力との比で表わせるリチャードソン数 ( $R_i$  数) 等をパラメータとすることになる。

$$A_r \text{ 数} = g \cdot \beta \cdot \theta \cdot l / u^2$$

$$R_i \text{ 数} = g \cdot \frac{\partial \rho}{\partial z} / \rho \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 = g \cdot \frac{\partial \theta}{\partial z} / \theta \cdot \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2$$

2. 計算式

2.1. 重み係数法

室温変動の応答係数を使用し、相互輻射は簡略的に処理する手法。

図一に示すように大空間建築の構成部材を上部の非空調域壁体と下部の空調域壁体との2つに大別化して考える。相互輻射に関しては2回までを考えその後はすべて対流熱取得になると考える。式を簡単にするため部材吸収率を1と仮定した空調域・非空調域相互の形態係数も1と仮定する。

n 時の空調域顕熱除去熱量  $q_{R,n}$  は

$$q_{R,n} = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + C_p \cdot \gamma \cdot \bar{F} (\theta_{u,n} - \theta_{r,n})$$

$$= q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + C_p \cdot \gamma \cdot V \cdot \bar{K} (\theta_{u,n} - \theta_{r,n}) \dots\dots\dots(1)$$

非空調の大空間における熱平衡式は、

$$q_6 + q_7 + q_8 + q_9 + q_{10} + q_{11} = C_p \cdot \gamma \cdot V \cdot \frac{d\theta_u}{dt}$$

$$+ C_p \cdot \gamma \cdot V \cdot \bar{K} (\theta_{u,n} - \theta_{r,n}) \dots\dots\dots(2)$$

ここで

$$q_1 = (\alpha_{fc}/\alpha_f) \times (\sum_{j=0}^{\infty} WG_{f,j} \times R_{1,n-j})$$

$$q_2 = (\alpha_{fc}/\alpha_f) \times (\sum_{j=0}^{\infty} Y_j \cdot \theta_{b,n-j} - \sum_{j=0}^{\infty} Z_j' \times \theta_{r,n-j}) \times A_f$$

$$q_3 = \sum_{j=0}^{\infty} WG_{f,j} \times R_{4,n-j}$$

$$q_4 = (\alpha_{fc}/\alpha_f) \times (\sum_{j=0}^{\infty} WG_{f,j} \times R_{5,n-j})$$

$$q_5 = \sum_{j=0}^{\infty} WG_{f,j} \times R_{8,n-j}$$

$$q_6 = (\alpha_{ic}/\alpha_i) \times (\sum_{j=0}^{\infty} Y_j \cdot \theta_{a,n-j} - \sum_{j=0}^{\infty} Z_j \cdot \theta_{u,n-j}) \times A_i$$

$$q_7 = \sum_{j=0}^{\infty} WG_{i,j} \times R_{2,n-j}$$

$$q_8 = (\alpha_{ic}/\alpha_i) \times (\sum_{j=0}^{\infty} WG_{i,j} \times R_{3,n-j})$$

$$q_9 = k \times L_n$$

$$q_{10} = (\alpha_{ic}/\alpha_i) \times (\sum_{j=0}^{\infty} WG_{i,j} \times R_{7,n-j})$$

$$q_{11} = \sum_{j=0}^{\infty} WG_{i,j} \times R_{6,n-j}$$

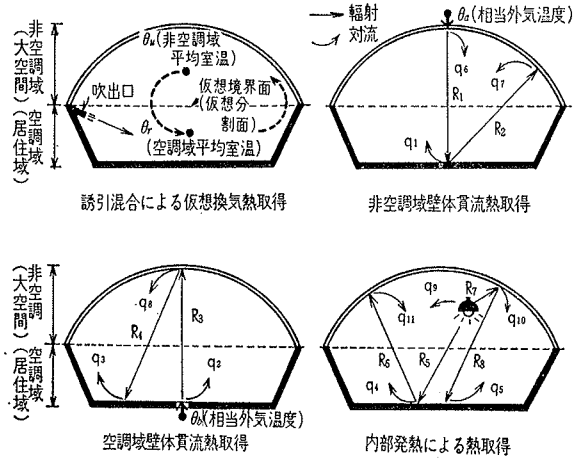
$$R_1 = (\alpha_{ir}/\alpha_{ic}) \times q_6 \quad R_2 = (\alpha_{fr}/\alpha_{fc}) \times q_1$$

$$R_3 = (\alpha_{fr}/\alpha_{fc}) \times q_2 \quad R_4 = (\alpha_{ir}/\alpha_{ic}) \times q_8$$

$$R_5 = (1 - k - k') \times L_n \quad R_6 = (\alpha_{fr}/\alpha_{fc}) \times q_4$$

$$R_7 = k' \times L_n \quad R_8 = (\alpha_{ir}/\alpha_{ic}) \times q_{10}$$

$$\begin{cases} WG_{1,0} = 1 - Z_0/\alpha_i (j=0) \\ WG_{1,j} = -Z_j/\alpha_i (j \geq 1) \end{cases} \begin{cases} WG_{f,0} = 1 - Z'_0/\alpha_f (j=0) \\ WG_{f,j} = -Z'_j/\alpha_f (j \geq 1) \end{cases}$$



図一 重み係数法における各種熱取得

- $\theta_a, \theta_b$ ; 相当外気温度, (°C)
- $\theta_u, \theta_r$ ; 大空間温度, 室温 (°C)
- $\theta_c, \theta_w$ ; 非空調域, 空調域壁体表面温度 (°C)
- $\alpha_f, \alpha_{fc}, \alpha_{fr}$ ; 空調域壁体総合, 対流, 輻射熱伝達率
- $\alpha_i, \alpha_{ic}, \alpha_{ir}$ ; 非空調域壁体総合, 対流, 輻射熱伝達率
- $Y, Z, Y', Z'$ ; 非空調域, 空調域室温変動応答係数
- $\textcircled{U}, \textcircled{Z}, \textcircled{Y}, \textcircled{Z}'$ ; 非空調域, 空調域壁体室内側表面励振応答係数
- $WG_{i,j}, WG_{f,j}$ ; 非空調域壁体, 空調域壁体の輻射熱取得に対する冷房負荷重み係数
- $L_n$ ; 内部発熱量 (kcal/h)
- $k, k'$ ; 発熱  $L_n$  のうち対流, 上向輻射となる割合
- $A_i, A_f$ ; 非空調域, 空調域壁体面積 (m<sup>2</sup>)
- $C_p, \gamma$ ; 空気の定圧比熱, 比重
- $\bar{K}, \bar{F}$ ; 仮想換気回数 (回/h), 仮想換気風量 (m<sup>3</sup>/h)
- $V$ ; 非空調域容積 (m<sup>3</sup>)
- $\textcircled{V}$ ; 空調域容積 (m<sup>3</sup>)

表一 記号表

式(1), (2)を連立させて未知数  $\theta_{u,n}, \bar{K}, q_{R,n}$  を解くわけであるが未知数3つに方程式2つであるのでこのままでは解けず通常は  $\bar{K}$  を実験等から決定して既知とし、 $\theta_{u,n}, q_{R,n}$  (非空調時では  $\theta_{r,n}$ ) を解くことになる。

なお非空調時では  $\bar{K} = 0$  とし(1)式は次のようになる。

$$C_p \cdot \gamma \cdot \textcircled{V} \cdot \frac{d\theta_r}{dt} = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 \dots\dots\dots(3)$$

すなわち, (2), (3)式を連立させて  $\theta_{u,n}, \theta_{r,n}$  をもとめることになる。

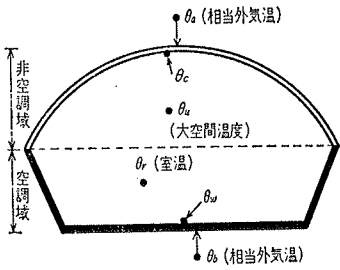


図-2 応答係数法における各部温度

2.2. 応答係数法

室内側壁体表面励振の応答係数を使用し、相互輻射は近似的に扱う手法。

図-2を参照にして  $\theta_c, \theta_w, \theta_u$  を未知数として非空調域壁体、空調域壁体、大空間にて熱平衡式をたて三元一次連立方程式を解く。

・非空調域壁体表面にて

$$\left(\sum_{j=0}^{\infty} \textcircled{Y}_j \cdot \theta_{a,n-j} - \sum_{j=0}^{\infty} \textcircled{Z}_j \cdot \theta_{c,n-j}\right) + \frac{1}{A_i} \cdot k' \cdot L_n - \alpha_{ic}(\theta_{c,n} - \theta_{u,n}) - \alpha_{ir}(\theta_{c,n} - \theta_{w,n}) = 0 \quad \dots\dots(4)$$

・大空間にて

$$A_i \cdot \alpha_{ic}(\theta_{c,n} - \theta_{u,n}) + k \cdot L_n - C_p \cdot \gamma \cdot V \cdot \frac{d\theta_u}{dt} - C_p \cdot \gamma \cdot V \cdot \bar{K}(\theta_{u,n} - \theta_{r,n}) = 0 \quad \dots\dots(5)$$

・空調域壁体表面にて

$$\left(\sum_{j=0}^{\infty} \textcircled{Y}'_j \cdot \theta_{b,n-j} - \sum_{j=0}^{\infty} \textcircled{Z}'_j \cdot \theta_{w,n-j}\right) + \frac{1}{A_f} (1-k-k') \cdot L_n - \alpha_{fc}(\theta_{w,n} - \theta_{r,n}) - \alpha_{fr}(\theta_{w,n} - \theta_{c,n}) = 0 \quad \dots\dots(6)$$

空調域顕熱除去熱量  $Q_{R,n}$  は

$$Q_{R,n} = \alpha_{fc}(\theta_{w,n} - \theta_{r,n}) \cdot A_f + C_p \cdot \gamma \cdot V \cdot \bar{K}(\theta_{u,n} - \theta_{r,n}) \quad \dots\dots(7)$$

ここで(4), (5), (6)式より  $\theta_{c,n}, \theta_{w,n}, \theta_{u,n}$  は次のようになる。

$$[M] \cdot \begin{pmatrix} \theta_{c,n} \\ \theta_{w,n} \\ \theta_{u,n} \end{pmatrix} = [K] \quad \dots\dots(8)$$

ここに

$$[M] = \begin{pmatrix} -(\textcircled{Z}_0 + \alpha_{ic} + \alpha_{ir}), & \alpha_{ir}, & \alpha_{ic}, \\ A_i \cdot \alpha_{ic}, & 0, & -\left(A_i \cdot \alpha_{ic} + \frac{C_p \cdot \gamma \cdot V}{\Delta t} + C_p \cdot \gamma \cdot V \cdot \bar{K}\right), \\ \alpha_{fr}, & -(\textcircled{Z}'_0 + \alpha_{fc} + \alpha_{fr}), & 0, \end{pmatrix}$$

$$[K] = \begin{pmatrix} \sum_{j=1}^{\infty} \textcircled{Z}_j \cdot \theta_{c,n-j} - \sum_{j=0}^{\infty} \textcircled{Y}_j \cdot \theta_{a,n-j} - \frac{1}{A_i} k' \cdot L_n \\ -k \cdot L_n - \frac{C_p \cdot \gamma \cdot V}{\Delta t} \theta_{u,n-1} - C_p \cdot \gamma \cdot V \cdot \bar{K} \cdot \theta_{r,n} \\ \sum_{j=1}^{\infty} \textcircled{Z}'_j \cdot \theta_{w,n-j} - \sum_{j=0}^{\infty} \textcircled{Y}'_j \cdot \theta_{b,n-j} - \frac{1}{A_f} (1-k-k') \cdot L_n - \alpha_{fc} \cdot \theta_{r,n} \end{pmatrix}$$

3. 実測による検証

3.1. 某展示館

建物断面を図-3に、冷房時の実測温度分布を図-4に示す。冷房時の吹出温度差は 10deg である。空調域としては床から 3.5m までを考え、吹出口としては建物中央に大型輻流吹出口 1 個あるのみである。計算法は 2.1 の重み係数法によるものとし、計算時間間隔は人間、照明発熱変動がはげしいので 3 分とした。また仮想換気回数  $\bar{K}$  は顕熱、潜熱別々にもとめるのが最良であるが通常潜熱のみに対する  $\bar{K}$  は実験の再現が困難である。それ故、顕熱、潜熱を合わせたエンタルピ分布に対する総合仮想換気回数  $\bar{K}$  を考えることになる。しかしながら今回は大空間エンタルピ変動が測定不可能であったため潜熱取得が計算できず、実測、計算除去熱量とも顕熱のみに限定した。すなわち仮想換気回数  $\bar{K}$  は顕熱のみに対するものである。

また応答係数、重み係数の無限大までの級数和の計算は公比利用による K 項までの有限個の級数和計算とした。

$$q_n = \sum_{j=0}^{\infty} W_j \cdot f_{n-j} = \sum_{j=0}^k V_j \cdot f_{n-j} + C \cdot q_{n-1} \quad \dots\dots(9)$$

ここに  $(V_0 = W_0$   
 $1 \leq j \leq K$  に対して  $V_j = W_j - C \cdot W_{j-1}$ )

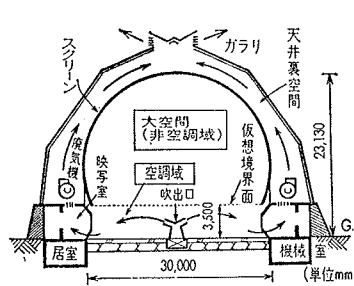


図-3 某展示館断面図

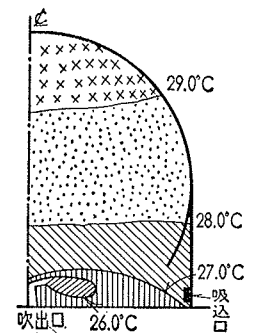


図-4 冷房時温度分布 (実測、吹出温度差 10deg)

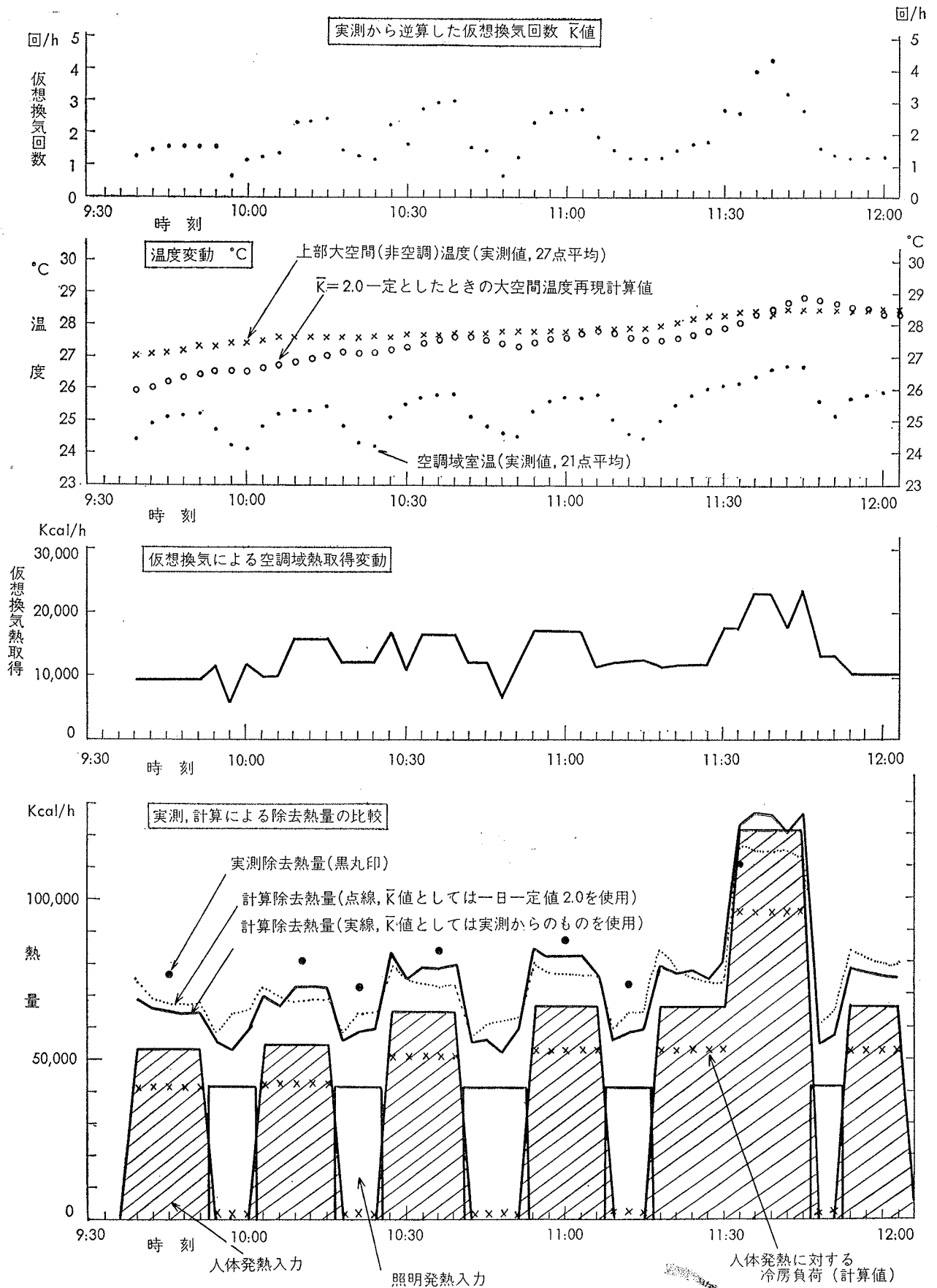


図-5 実測, 計算による除去熱量の比較および $\bar{K}$ 値, 各部温度変動 (某展示館)

実測大空間平均温度 ( $\theta_u$ ), 空調域平均室温 ( $\theta_r$ ) を用いて(2)式から逆算した $\bar{K}$ 値を図-5の最上段に示す。なお温度測定点は大空間27点, 空調域21点である。ここで注意を要するのは仮想換気回数 $\bar{K}$ は換気の現象を定量的に表わすものでなく, 非空調域から空調域への移動熱量をあらわすための便宜上の数値である。この $\bar{K}$ 値は(2)式に示されるように左辺の取得熱量がほぼ一定と仮定すると空調域・非空調域の温度差 ( $\theta_u - \theta_r$ ), 大空間温度の変化率 ( $d\theta_u/dt$ ) 等に影響されて変動する。図-5から $\bar{K}$ 値と ( $\theta_u - \theta_r$ ) との変動は互に深い相関が認められる。

ここで大空間温度  $\theta_u$  として大空間のどの位置の温度を採用するか問題があるがここでは一応, 平均温度とした。なお図-5に示したように大空間温度を平均温度として一点で代表させて(2)式からもとめた再現計算値と実測大空間温度平均値 (27点の重み平均温度) とはかなり良く一致しているので大空間温度を一点で代表させても良いと思われる。

図-5の最下段に実測顕熱除去熱量 (黒丸印) と計算顕熱除去熱量との比較を示す。実測顕熱除去熱量は吹出・吸込温度差と吹出風量とから算定した。計算除去熱量のうちの実線は実測から逆算した $\bar{K}$ 値をそのまま

で使用した場合であり, 点線は一日中, 一定値 ( $\bar{K} = 2.0$ ) を使用した場合である。このように空調域と非空調域との温度差が変動する場合において,  $\bar{K}$ 値を各時刻で変動させず一日中, 一定値としても誤差は少なく十分に実用的であることがわかる。

### 3.2. 某工場

当工場は大型精密機械を製作する工場である。図-6に示すごとく居住域は床から7mまでであるが安全をみて空調域は床から10mまでとしている。空調域の吹出系統は3系統に分かれているとともに吹出口は誘引型を使用しており室内の温度分布の均一化をはかっている。なお上部大空間は下部空調域とは別に外気による循環換気を行なっている。実測は昭和48年8月中旬において行なった。冷凍負荷の算定は冷水出入口温度差と冷水流量とから行なった。実測による冷凍負荷と実測日の気象条件を用いて行なった1時間間隔の計算冷凍負荷の比較を図-8に示す。なお上部大空間のエンタルピー変動が測定できなかったのでやむをえず $\bar{K} = 0$ として計算した。実際の計算負荷はこれより1~2割多くなり実測冷凍負荷とほぼ同じ程度になる。また部分空調の経済性の比較を図-9に示す。室全体空調時に比して負荷が半分になっていることがわかる。

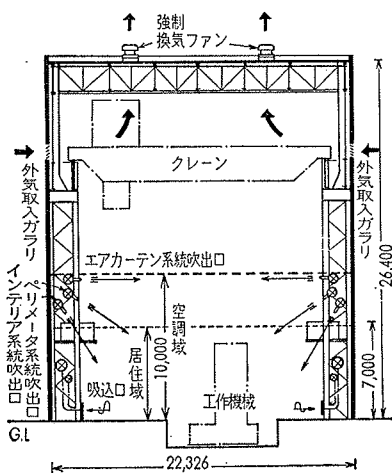


図-6 某工場断面図

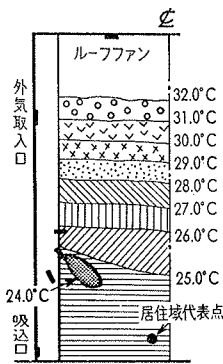


図-7 某工場冷房時温度分布 (実測, 吹出温度差10deg)

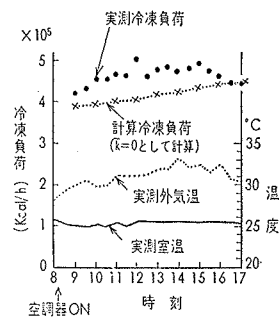


図-8 某工場の冷凍負荷の比較 (外気負荷も含む)

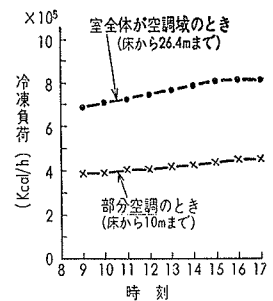


図-9 某工場の部分空調の経済性の比較 ( $\bar{K} = 0$ として計算)