

大空間建築冷房負荷算法の実験的研究

宮川 保之

Experimental Study on Calculation Method for Cooling Load in Large Hall

Yasuyuki Miyakawa

Abstract

Air conditioning in a larger hall is generally restricted to the occupied zone only in order to achieve economy of air conditioning installations. In calculation of the cooling load in this partially restricted air conditioning, heat transfer by imaginary ventilation between air-conditioned and non-air-conditioned spaces must be particularly considered. The outlines of a calculation method for partially restricted air conditioning are described in this paper. Furthermore, the rate of imaginary ventilation and the imaginary heat rise coefficient which were obtained from a series of model experiments are described in detail.

概 要

大空間建築を空調設備容量の経済化の観点から垂直方向に空調域（居住域）と非空調域（大空間）とに区分して部分空調する場合の冷房負荷算定に際しては空調域、非空調域間の仮想的な移動熱量を特に考慮する必要がある。本報告はこの部分空調時冷房負荷算法の骨子を述べるとともに仮想熱移動現象のパラメータとしての仮想換気回数、仮想熱上昇率を模型実験から各場合についてもとめることによりこの算法を実用的に体系化した。

1. はじめに

高天井を有する劇場、屋内競技場、工場等のいわゆる大空間建築の空調設計の際、一般的に採用される居住域のみの部分空調時の空気分布に関してはこれまでいくつかの報告例があり^{1)~4)} 大体の空気分布の予測は可能であるが熱負荷に関してはその算法が確立されていなかったため部分空調を行うことにより相当の熱負荷軽減が可能となることがわかっていても定量的把握が困難でありどうしても過大な熱負荷を見込みがちであった。筆者はこれらの情勢を鑑み、ここ数年来この部分空調時の熱負荷算法の確立に努めてきており、非空調域からの輻射熱取得および非空調域からの仮想的な換気による熱取得の2点を特別に考慮した算法を提案している^{6)~8)}。今回、この仮想換気回数の性状を各種吹出口位置、発熱分布パターンによって体系化するため模型実験を行ったところ単純に仮想換気

回数のみで処理できるものではなく図-1に示すように空調域と非空調域の取得熱量の比によって3通りの見かけ上の仮想熱移動現象が存在することが判明した。このことは発熱パターン、相当外気温度等の違いによって冷房負荷算定が全く異なることを示している。それ故、今回は仮想換気回数 (\bar{K}) のほかに新たに仮想熱上昇率 ($\bar{\varphi}$) を定義し各々の場合の算法の骨子を示すとともに模型実験より得られた \bar{K} , $\bar{\varphi}$ の推奨値を示した。

2. 部分空調時における室内仮想熱移動現象

大空間建築を垂直方向に空調域（居住域）と非空調域（大空間）とに分離した場合、冷房時には空調域と非空調域との間で図-1に示すように3通りの見かけ上の仮想熱移動現象が存在する。図-1の(i)は非空調域で熱取得があるときであり吹出気流の誘引混合効果によりこの熱量が空調域へ仮想的に移動する場

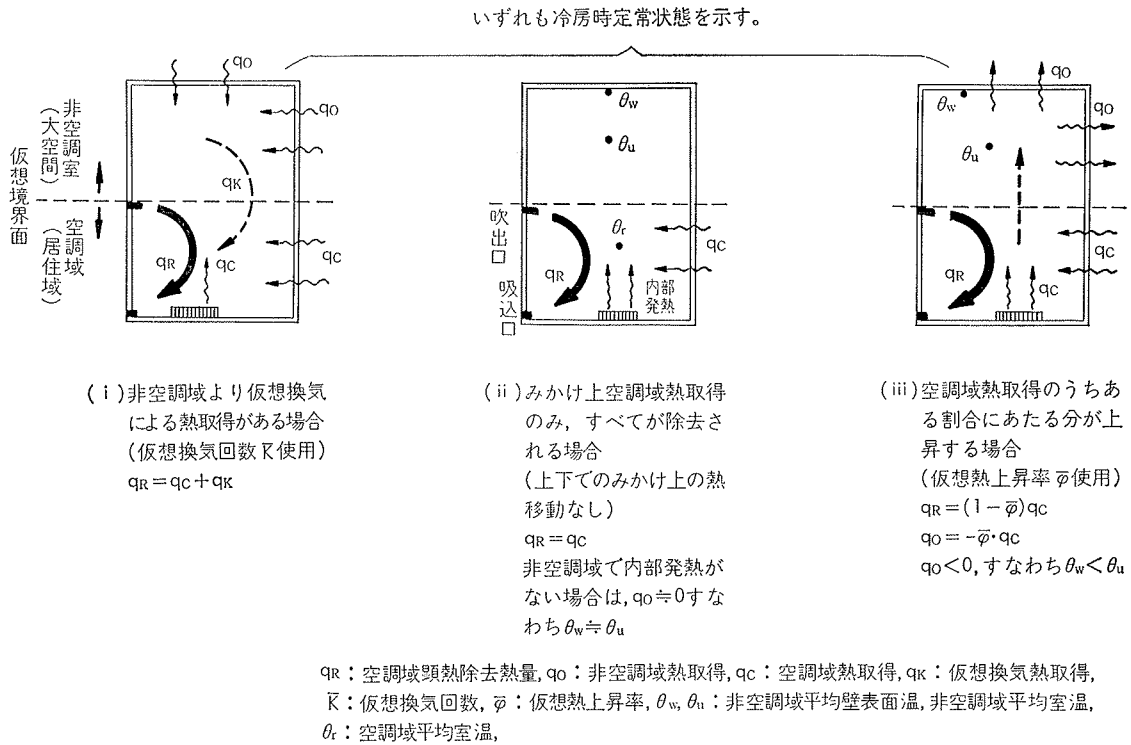


図-1 空調域・非空調域での仮想熱移動パターン (対流熱, 顕熱のみ)

合である。この仮想的換気による移動熱量を非空調域容積と空調域・非空調域温度差との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} は各種吹出方式、空調域と非空調域との取得熱量の比によってあらかじめおこななければならない。図-1の(iii)は非空調域での熱取得も熱損失もないときであり、この場合は $q_R = q_C$ となり見かけ上は上下での熱移動はない。図-1の(ii)は非空調域で熱損失があるときであり q_C が非常に大きかったりあるいは外気温が低い場合であり空調域熱取得のうちある割合にあたる分が非空調域へ上昇し結局、壁体を通して外部へ逃げる場合である。この空調域熱取得のうち見かけ上非空調域へ上昇する分を空調域熱取得で除したものを仮想熱上昇率 $\bar{\varphi}$ と定義する。この場合は $q_R < q_C$ となり、空調域熱負荷は通常考えられる($q_R = q_C$)よりも上昇する分($\bar{\varphi} \cdot q_C$)だけ減少することになる。

いずれの場合も非空調域平均室温 θ_u が非常に重要な意味をもっており θ_u が決まらなると q_O が決まらず仮想熱移動現象のパターンが決まらない。この θ_u は後述するように熱平衡式を解くことにより算出できる。

3. 模型実験による \bar{K} , $\bar{\varphi}$ 値の算出

3.1. 実験模型

図-2に示すように吹出口は垂直方向A, B, C, Dの位置に取り変えが可能であり吹出角度も自由に調整できる。吸込口位置は最下段固定である。実験目的が室内の対流熱移動現象のパターン化と仮想換気回数(\bar{K}), 仮想熱上昇率($\bar{\varphi}$)の算定であるので室内の伝熱機構を極力、単純化するため室内側表面にはすべてアルミ箔を貼り輻射熱移動をなくし対流熱移動のみに

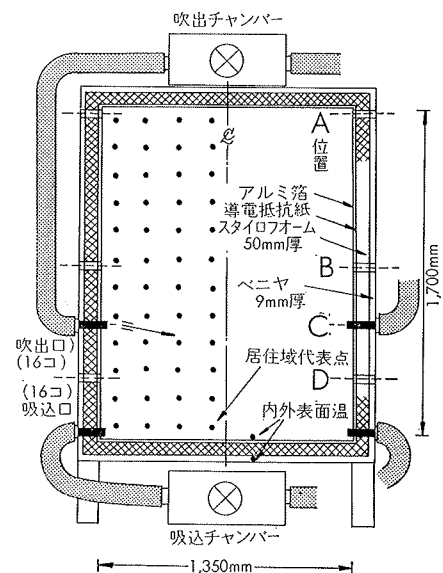


図-2 模型断面 (奥行1,700mm, ●印は室温測定点)

限定した。室内側発熱再現は面状発熱体に通電することにより行い床面、空調域壁（以上居住域）、非空調域天井・壁の3系統とした。各域の取得熱量は定常状態に達した後0.5級電流、電圧計により測定した発熱量から断熱壁を通して外側に逃げる熱量 $-\lambda(\partial\theta/\partial x)$ の測定値（内外表面温度の測定値使用）を差し引いてもとめた。また空調域顕熱除去熱量測定の際の送風量測定は4分円オリフィスを用いた。

3.2 実験結果

実験は空調域熱取得（ q_c ）、非空調域熱取得（ q_o ）を各種変化させ、また吹出口位置、吹出速度を変化させて合計約180通りほど行った。実物と模型との吹出速度等の相似則はアルキメデス数（ $g \cdot \beta \cdot \Delta\theta \cdot l / \nu^2$ ）によった。また熱取得に関してはすべて非空調域、空調域の熱取得の比で表わしてあるので $n_{qo}/n_{qc}=1$ 、（ n は模型の縮率を表わす。）すなわち実物との対比は1である。

実験から仮想換気回数 \bar{K} の算出は次式によった。

・空調域では $q_R = q_C + C_p \cdot \gamma \cdot v \cdot \bar{K} (\theta_u - \theta_r)$ (1)

・非空調域では $q_O = C_p \cdot \gamma \cdot v \cdot (d\theta_u/dt) + C_p \cdot \gamma \cdot v \cdot \bar{K} \cdot (\theta_u - \theta_r)$ (2)

前式で \bar{K} 以外はすべて実験より既知となるので(1), (2)式それぞれから \bar{K} 値がもとめられる。この \bar{K} 値が実験誤差等により両者で異なる場合はその平均とした。

$q_R < q_C$ の場合は仮想熱上昇率 $\bar{\varphi}$ を算出するわけであるが $\bar{\varphi}$ は次のように定義する。

$\bar{\varphi} = (q_C - q_R) / q_C \quad \therefore q_R = (1 - \bar{\varphi}) q_C$ (3)

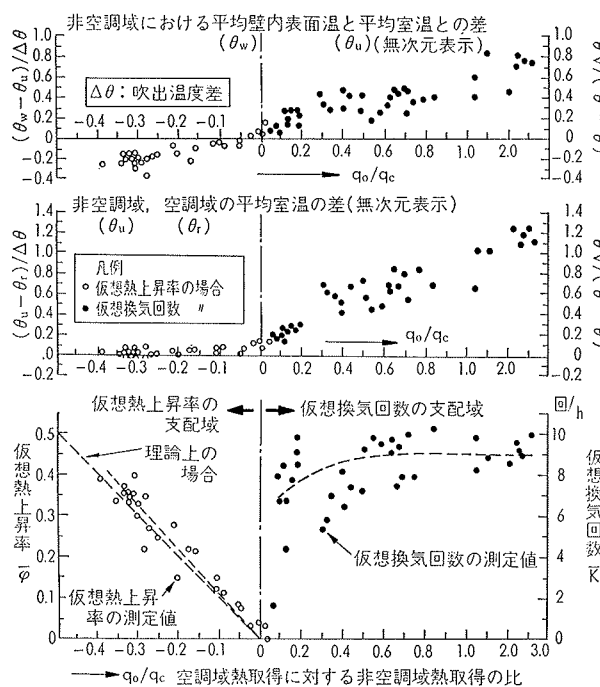
非空調域で q_o は負の値（室外への熱損失）となり

$q_o = C_p \cdot \gamma \cdot v \cdot (d\theta_u/dt) - \bar{\varphi} \cdot q_C$ (4)

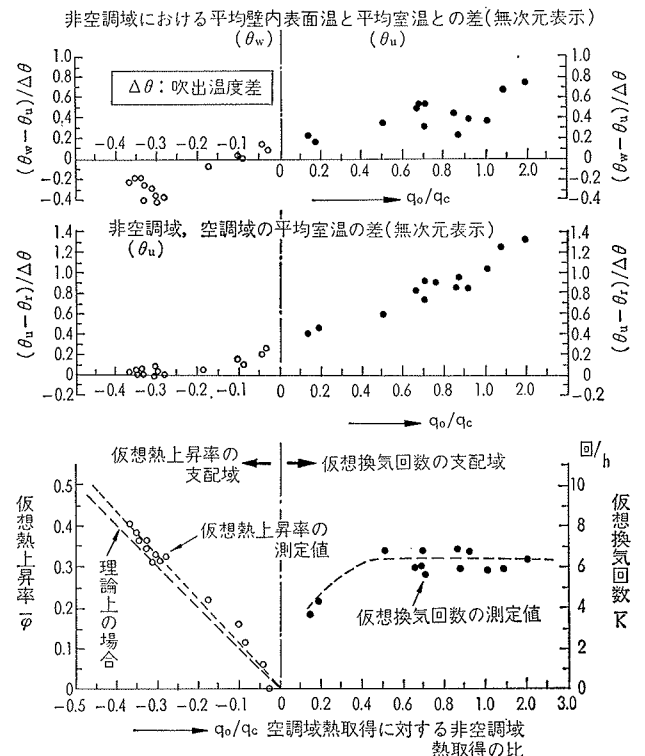
この場合も $\bar{\varphi}$ は(3), (4)式でもとめられる平均とする。

q_R ; 空調域顕熱除去熱量
q_o, q_C ; 非空調域, 空調域熱取得
V ; 非空調域容積
C_p, γ ; 空気の定圧比熱, 比重量
θ_u, θ_r ; 非空調域, 空調域平均室温
\bar{k} ; 仮想換気回数
$\bar{\varphi}$; 仮想熱上昇率

表一 記号表



図一3 熱取得比を変化させた場合の \bar{K} , $\bar{\varphi}$ の測定値 (吹出口位置 C, $u=1.77\text{m/s}$, 吹出角度は水平)



図一4 熱取得比を変化させた場合の \bar{K} , $\bar{\varphi}$ の測定値 (吹出口位置 D, $u=1.77\text{m/s}$, 吹出角度は水平)

図-3, 図-4は吹出口位置がC, Dで q_0/q_c の比を変えた時の仮想的な熱移動現象を示す実験結果である。 q_0/q_c の正負によって \bar{K} 支配域, $\bar{\varphi}$ 支配域となっていることがわかる。また非空調域壁平均内表面温 θ_w と室温 θ_u の差も図示したが $\bar{\varphi}$ 支配域の場合は非空調域では明らかに室外への熱損失となっている。図-5, 図-6に $(\theta_u - \theta_r)/\sqrt{u}$ と \bar{K} との相関を, 図-7に $\Delta\theta/\sqrt{u}$ と $\bar{\varphi}$ の相関を示す。(u; 吹出空気速度, $\Delta\theta$; 吹出温度差) \bar{K} 値は前報⁷⁾の実測値よりかなり大きいがこの差異は吹出口位置, 形状, 実物建物実測の誤差等によるものと思われる。また $\bar{\varphi}$ は吹出口位置, 吹出速度によらず0.4以下となっている。

4. 冷房負荷計算式および負荷計算時の \bar{K} , $\bar{\varphi}$ の決定

図-8に示すように大空間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。いま図-8を参照にすれば R_1, R_2 は輻射熱流を示し, q_1, q_2 は空調域対流熱取得, q_6, q_7, q_8 は非空調域対流熱取得を示す。

非空調域で外部から熱取得がある場合, すなわち図-1の(i)の \bar{K} 支配時の除去熱量 q_R は

$$q_R = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + C_p \cdot \gamma \cdot v \cdot \bar{K} (\theta_u - \theta_r) \dots (5)$$

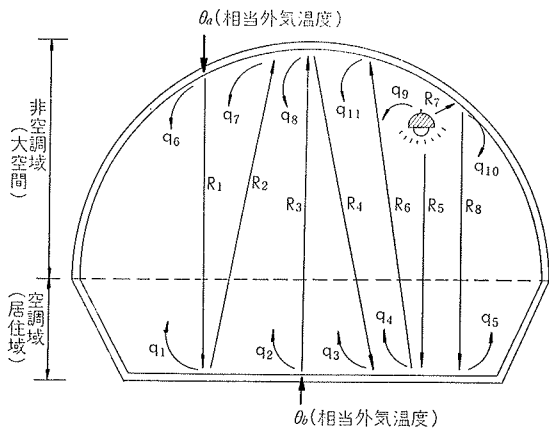


図-8 空調域, 非空調域熱取得模式図

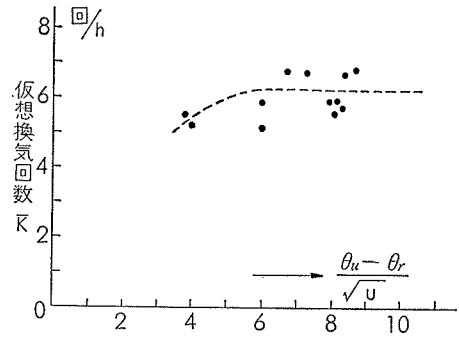


図-5 測定による \bar{K} 値
(吹出口位置D, $u = 1.77 \text{ m/s}$)

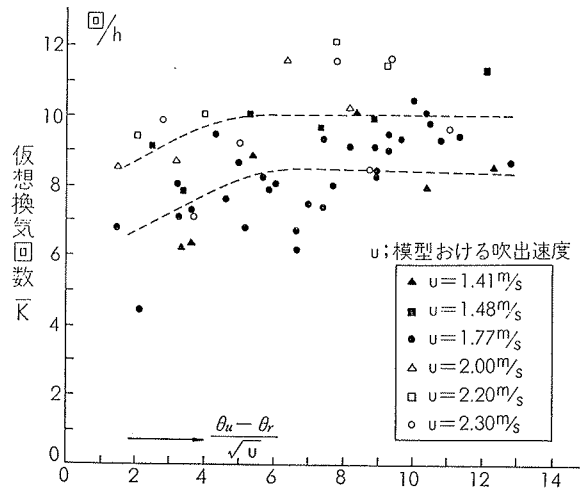


図-6 測定による \bar{K} 値 (吹出口位置C)

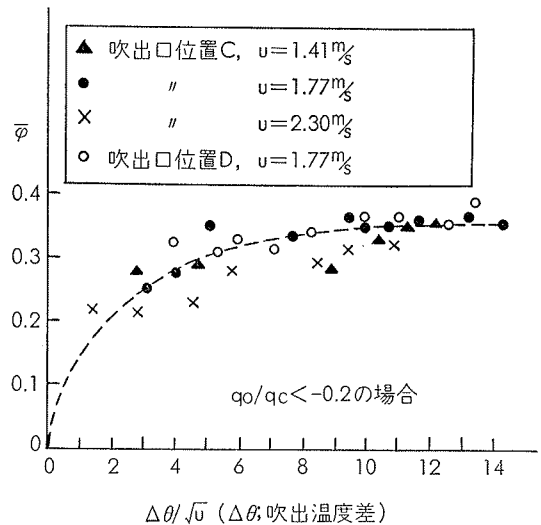


図-7 測定による $\bar{\varphi}$ 値

非空調の大空間における熱平衡式は

$$q_6 + q_7 + q_8 + q_9 + q_{10} + q_{11} = C_P \cdot \gamma \cdot v \cdot (d\theta_u/dt) + C_P \cdot \gamma \cdot v \cdot \bar{K}(\theta_u - \theta_r) \quad \dots\dots(6)$$

非空調域で熱損失がある場合、すなわち図一1の(iii)の状態では

$$q_R = (1 - \bar{\varphi})(q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5) \quad \dots\dots(7)$$

$$q_6 + q_7 + q_8 + q_9 + q_{10} + q_{11} = -\bar{\varphi}(q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5) + C_P \cdot \gamma \cdot v \cdot (d\theta_u/dt) \quad \dots\dots(8)$$

また非空調域で熱取得も熱損失もない図一1の(ii)の状態では非空調域、空調域での熱移動はないものと考え、 $\bar{K} = 0$, $\bar{\varphi} = 0$ となる。すなわち

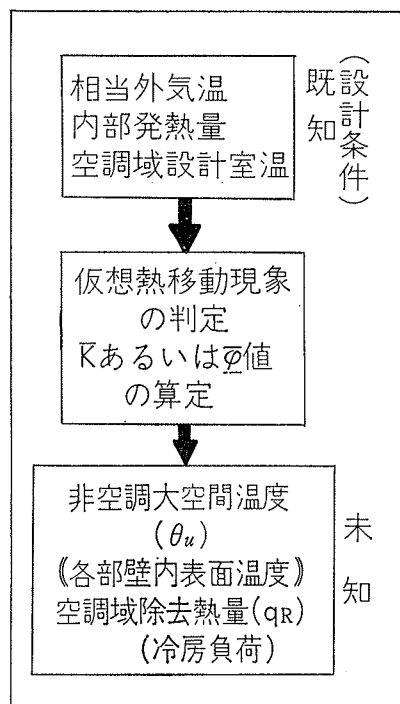
$$q_R = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 \quad \dots\dots(9)$$

$$q_6 + q_7 + q_8 + q_9 + q_{10} + q_{11} = C_P \cdot \gamma \cdot v \cdot (d\theta_u/dt) \quad \dots\dots(10)$$

以上(5)~(10)式を各場合にに応じて使いわけるのであるが、ここで熱負荷計算時点で既知のもの(設計条件)と未知のものを列挙すると表一2のようになる。与えられた設計条件から仮想熱移動現象の判定、すなわち仮想換気回数支配域か仮想熱上昇率支配域かを判定し \bar{K} あるいは $\bar{\varphi}$ の値を決定することが最も重要となってくるが設計時点では非空調域室温 θ_u が未知であるので非空調域熱取得 q_0 が計算できず、図一3、図一4を直接的に使うことができない。このため図一3、図一4に示される破線を指数関数等により近似すると、 $\bar{K} = f(q_0/q_C) = f(\theta_u)$ あるいは $\bar{\varphi} = g(q_0/q_C) = g(\theta_u)$ となりこれらと(6), (8), (10)を各場合で組み合わせて連立方程式とし、 θ_u , \bar{K} あるいは $\bar{\varphi}$ を算出する。ただし連立方程式の解のチェックとして $\bar{\varphi}$ 支配域では $\theta_u = \theta_r$ 等を検討しこれに適合しない場合は解としない。

θ_u がもとめられれば、(5), (7), (9)式より除去熱量 q_R をもとめることができる。

以上に述べた事は顕熱熱取得に対する冷房負荷算法であるが、建物内上下での潜熱移動(例えば人体負荷の潜熱分)に対する冷房負荷算定法も模型実験、実物建物実測等から明確にしていかなければならず、今後の課題である。さらに今回の計算式では非空調大空間は換気なしとしたが通常は外気あるいは居住域リターン空気の廃気分による循環換気を行い大空間温度を少



表一2 計算手順

しでも下げる方式がとられている。この場合の計算式の提案も今後の課題である。

参考文献

- 1) 井上宇市：国立屋内競技場の機械設備，空調学会誌 39—3
- 2) 勝田，土屋，市川，正田：集会室内の空気分布に関する実測および模型実験，東京大学生産研究 21—10, 1969—10
- 3) 中原，後藤，宮川：室内空気分布に関する模型実験と実測(その1)，空調学会誌 45—10
- 4) 小林，安田，伊藤，宮川：室内空気分布に関する模型実験と実測(その2)，空調学会誌 48—3
- 5) 宮川：室内空気分布模型実験における相似則について，建築設備と配管工事 Vol. 12 No. 7
- 6) 宮川：大空間建築部分空調時の熱負荷略算法，建築学会大会論文集 1974—10
- 7) 宮川：大空間建築熱負荷計算法とその検証，大林組技研技報 No. 10, 1975
- 8) 宮川・大空間冷房負荷算法の実験的研究，建築学会大会論文集 1975—10
- 9) 石野：天井排熱システムの設計用熱負荷計算，空調学会誌 46—10