

# 大架構建築内の温熱・空気環境に関する研究

## ——模型実験による予測法——

Model Experiment on Indoor Climate and Space Air Distribution of Large-Scale Room

村上周三\*・加藤信介\*・孔鉄男\*・中川浩之\*

Shuzo MURAKAMI, Shinsuke KATO, Chol Nam KONG and Hiroyuki NAKAGAWA

大空間での温熱空気環境の予測手法としての模型実験について解説する。大空間の環境制御における問題点および予測の必要性について述べた後、模型実験で再現すべき各物理量の関係を記述する相似則を導き、それに基づき行った予測例について報告する。

### 1. 序

#### 1.1 大空間の温熱空気環境の制御

「大空間の温熱空気環境」という場合の“大空間”とは、単に言葉の意味どおりの大容積空間を指すものではなく、環境制御の観点から捉えられるべきものである。環境制御の難易は空間形状と密接に関連しており、天井高が高い場合には暖房時などで上下温度分布が生じやす

く、また吹出・吸込の配置が制限される場合には平面的にも温度・風速分布が生じやすい。さらに、換気回数が少ない場合また全体空間に対して制御対象空間が限られる場合などで問題が生じやすい。大空間のうち、これらの問題を含むものがここで主に対象とするものであり、環境制御の効率化の視点からは省エネルギーの問題とも深くつながっている(表1, 図1)<sup>1)</sup>。

記号表

$U_j^*$	: $j$ 方向の無次元平均風速 $U_j^* = U_j / U_0$	$S'(s)$	: 内壁面周囲の乱流域境界面
$U_0$	: 代表風速(吹出平均風速) m/s	$\epsilon_h$	: 輻射率
$u$	: 変動速度	$e(h, s)$	: $\frac{\cos\Theta(h, s)\cos\Theta'(s, h)}{\pi L^2}$
$\Delta T^*$	: 無次元平均温度差 $\Delta T^* = \Delta T / \Delta T_0$	$L$	: 壁面間距離
$\Delta T_0$	: 代表温度差(吹出平均温度と室内平均温度(吸込温度)の差) °C	$K_h$	: $C_0 \frac{(T(h)/100)^4 - (T(s)/100)^4}{T(h) - T(s)}$
$T_s$	: 吹出平均温度	$C_0$	: 4.88
$T_i$	: 室内平均温度(排気温度)	$Q_H$	: 内部発熱量 Kcal/h ( $q_H$ : kcal/m <sup>2</sup> h)
$T_{out}$	: 外壁表面温度	$Q_S$	: 空調投入熱量
$(\partial T / \partial N)_i$	: 発熱体(内壁面)周囲の乱流域境界面での法線方向温度勾配	$Q_R$	: 輻射熱伝達量 Kcal/h ( $q_R$ : kcal/m <sup>2</sup> h)
$L_0$	: 代表長さ(ここでは室内天井高) m	$Q_C$	: 対流熱伝達量 Kcal/h ( $q_C$ : kcal/m <sup>2</sup> h)
$l$	: 乱れの長さスケール	$Q_K$	: 貫流熱量 Kcal/h ( $q_K$ : kcal/m <sup>2</sup> h)
$\nu$	: 分子動粘性係数 m <sup>2</sup> /s	$\alpha$	: 総括熱伝達率 Kcal/m <sup>2</sup> h°C $\alpha = \alpha_c + \alpha_R$
$a$	: 分子温度拡散係数 m <sup>2</sup> /s	$\alpha_c$	: 対流熱伝達率
$\nu_t$	: 渦動粘性係数 m <sup>2</sup> /s	$\alpha_R$	: 輻射熱伝達率
$a_t$	: 渦温度拡散係数 m <sup>2</sup> /s	$r$	: 貫流熱抵抗(外壁面から内壁面)(Kcal/m <sup>2</sup> h°C) <sup>-1</sup>
$\sigma$	: プラントル数 $\sigma = \nu / a$	$K_0$	: 代表熱貫流率(外壁面から室内空気)Kcal/m <sup>2</sup> h°C
$\sigma_i$	: 乱流プラントル数 $\sigma_i = \nu_i / a_i$	$k$	: 熱貫流率(外壁面から室内空気)
$Re$	: レイノルズ数 $Re = U_0 L_0 / \nu$	添字 $l$	: 長さ $u$ : 風速 $Q$ : 発熱量
$Ret$	: 乱流レイノルズ数 $Ret = U_0 L_0 / \nu_t$	$\theta$	: 温度差(室内平均温度と吹出平均温度の差)
$Ar$	: アルキメデス数 $Ar = g\beta \Delta T_0 L_0 / U_0^2$	$\theta'$	: 温度差(外壁表面温度と室内平均温度の差)
$g$	: 重力加速度 m/s <sup>2</sup>	$\theta''$	: 温度差(外壁表面温度と吹出平均温度の差)
$\beta$	: 体膨張係数(空気) 1/°C	$\tilde{\theta}$	: 温度差(内壁(発熱体)表面温度と室内平均温度の差)
$\gamma$	: 密度(空気) Kg/m <sup>3</sup>	$P$	: 実物 $M$ : 模型
$C_p$	: 定圧比熱(空気) Kal/Kg		
$n$	: 縮率(模型/実物)		
$S(h)$	: 発熱体表面		
$S(s)$	: 内壁面		
$S'(h)$	: 発熱体周囲の乱流域境界面		

\* 東京大学生産技術研究所 第5部

表 1 増加する大架構建築物と屋内環境に対する多様なニーズ

さまざまな大架構建築物
1) スポーツホール：巨大スポーツホール・体育館・闘技場 2) 観覧場：劇場・映画館・オーディトリウム・公会堂 3) 集会場：大会議場・集会場・講堂・ロビー 4) 展示場：博覧会場・見本市会場・展示ホール・博物館 5) 教会堂・寺院 6) 工場：一般工場・高熱工場・恒温工場 7) 都市ドーム・広場・アトリウム
屋内環境の利用形態に関するさまざまなニーズ
1) 空間の一部利用（客席、競技域など） 2) 利用形態の変化（人員数、利用領域、照明点灯位置など） 3) ゾーンごとの空調設定条件（工場内の生産ラインなど） 4) 特殊用途に対する環境上の制約 （展示品・製品に対する温熱、競技に対する風速）

表 2 模型実験予測の行われた大空間の例  
(実際に建設, または施工中の主な建物を挙げる)

建物名称	容積 (m <sup>3</sup> )	天井高 (m)	人員 (人)	吹出	縮尺	年度 <sup>*1</sup>	実験者
代々木総合屋内闘技場	190,000	20	15,000	ノズル	1/50	1964	勝田井上ら <sup>14)</sup>
宮内庁新宮殿大食堂	5,900	6	—	スロット	1/10	1969	勝田土屋ら <sup>15)</sup>
大石寺正本堂砂壇	200,000	40	6,000	フロアインダクション(座席吹出)	1/30	1970	勝田市川ら <sup>16)</sup>
万博みどり館	18,000 <sup>*2</sup>	26	—	ノズル	1/10	1971	中原後藤ら <sup>17)</sup>
最高教大法廷	11,000 <sup>*2</sup>	34	—	ノズル	1/10	1973	土屋 <sup>18)</sup>
某大型機械工場	53,000 <sup>*2</sup>	26	—	ノズル	1/10	1974	小林安田ら <sup>19)</sup>
蔵前国技館	45,000 <sup>*2</sup>	25	12,000	ノズル	1/12	1974	小林安田ら <sup>19)</sup>
某高温工場	44,000	24	—	壁面開口	1/15	1982	西岡 <sup>20)</sup>
大阪城国際文化スポーツホール	115,000	23	15,000	ノズル	1/50	1984	村上加藤ら <sup>21)</sup>
新国技館	100,000 <sup>*2</sup>	33	11,000	スロット	1/20	1986	岡本早川ら <sup>20)</sup>
大田市場(青果棟)	340,000	27	—	壁面開口	1/50	1986	村上加藤ら <sup>21)</sup>
東京体育館 <sup>*3</sup>	95,000	29	10,000	スロット	1/30	1987	村上加藤ら <sup>22)</sup>

\*1論文発表年度  
 \*2論文に記載された概略寸法からの推定値  
 \*3本稿 4 節参照

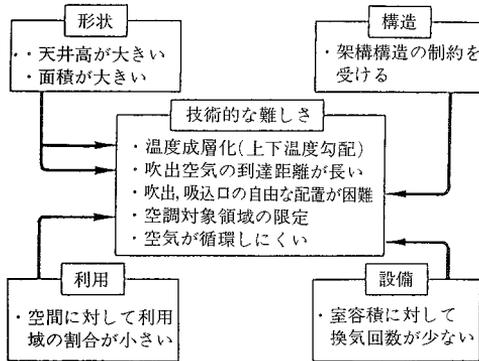


図 1 大空間の温熱空気環境調節に関する問題点

1.2 予測の方法

上述の問題を生じやすい大空間の温熱空気環境に関しては建設前の予測が重要である。具体的な予測手段としては、次の三手法がある。

まず、吹出気流の挙動が空間で大きな意味をもつという観点から吹出気流の予測・設計を行う方法がある。これは、噴流の予測式に基づき居住域での吹出気流による最大風速・最大温度差を許容値に抑えるように吹出口の配置、風量等の設計を行うものである。現段階で吹出気流の挙動は、自由空間に対しては各種吹出口に関して定式化されており<sup>2)</sup>、室内(密閉空間)での吹出気流の性状も、各種の空間形状、吹出・吸込の配置状況に対し十分とはいえないまでも資料が蓄積されている<sup>3)</sup>。しかし、現実には熱負荷の分布状況や空調に対する制約条件等により、室内の気流性状、温度分布が噴流のみならず二次流れを含めた全体の流れ場に大きく影響される場合がしばしば生ずる。このような場合、噴流の予測のみでは不十分であり、室全体の流れ場の予測・制御が重要となる。

次に、空間を支配する基礎方程式を数値的に解く手法がある。これは、近年のコンピューターの大容量化・高速化、乱流モデルの進展により、クリーンルーム等の解析では空間全体の流れ場をかなり精度良く再現出来るようになってきている<sup>4)</sup>。しかし、大空間のように複雑な系に対する適用は、いくつかの先駆的な例はあるものの<sup>5)</sup>、いまだ多くの問題を抱えている。

上記の二つの手法に対し模型実験による予測は、模型に要する費用および実験の煩雑さにもかかわらず、現在までに数多くの予測事例、実測との比較による妥当性の確認があり<sup>6)</sup>、その有効性はほぼ確立されていると言える。表 2 に、現在までに模型実験予測が行われた大空間の例を示す。しかしながら、実験条件の捉え方には、各研究者で必ずしも統一されてるとは言い難い面を残している。

2. 模型実験の相似則

実物と模型の相似条件は、①空間内部の流れ場・温度場に関するものと、②境界条件に関するものがある。前者は流体の基礎方程式を代表値で無次元化することで得られるパラメータを実物と模型で一致させることであり、後者は、同じく無次元化された境界条件を実物と模型で一致させることである。

2.1 室内乱流の基礎方程式と相似条件

室内環境設計におけるこの種の問題でまず必要とされるのは、定常状態での平均値である。空間を支配する基礎方程式(連続の式、運動方程式、エネルギー方程式)を平均流で表現し、室内環境形成にあずかる代表的な速

度・長さ・温度差により各方程式を無次元化して次式を得る。

$$\frac{\partial U_i^*}{\partial x_j^*} = 0 \tag{1}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_i^*}{\partial t^*} + \frac{\partial U_j^* U_i^*}{\partial x_j^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial x_i^*} \\ + \frac{\partial}{\partial x_j^*} \left\{ \left( \frac{1}{Ret} + \frac{1}{Re} \right) \left( \frac{\partial U_i^*}{\partial x_j^*} + \frac{\partial U_j^*}{\partial x_i^*} \right) \right\} \\ - Ar \Delta T_s^* \delta_{is} \end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Delta T^*}{\partial t^*} + \frac{\partial U_j^* \Delta T^*}{\partial x_j^*} \\ = \frac{\partial}{\partial x_j^*} \left\{ \left( \frac{1}{Ret\sigma_t} + \frac{1}{Re\sigma} \right) \frac{\partial \Delta T^*}{\partial x_j^*} \right\} \end{aligned} \tag{3}$$

ここで  $Ar = g\beta \Delta T_0 L_0 / U_0^2$   
 $Re = U_0 L_0 / \nu$   
 $Ret = U_0 L_0 / \nu_t$   
 $\sigma = \nu / a$   
 $\sigma_t = \nu_t / a_t$

代表値  $U_0, L_0, \Delta T_0$  は通常それぞれ空調吹出口からの吹出風速, 空間の天井高, 空調吹出温度と室内平均温度(排気温度)<sup>11)</sup>の差が選ばれる。無次元数のうち  $Re$  数に関しては, 大縮尺(一般に1/10以下)の模型と実物での一致は困難である。通常の室内気流においては壁面近傍の境界層部を除く室の大部分の乱流域(図2参照)で,  $Re \gg Ret$  が成り立っており,  $Re$  数が非常に大きいため  $1/Re \sim 0$  としてこれを無視することができる。すなわち, 実物と模型の両者で  $Re$  数が十分に大きいことは室内気流に関連した実用的な相似条件の一つとなる。以後, 実物, 模型の両者で  $Re$  数が十分に大きい場合の相似条件についてのみ考察する。

(1)~(3)式での残りのパラメータのうち  $Ret, \sigma_t$  に対しては, それぞれ  $\nu_t, a_t$  に関して次元解析から次式の関係が成立する。

$$\nu_t \propto \sqrt{u^2} l \tag{4}$$

$$a_t \propto \sqrt{u^2} l \tag{5}$$

室内気流のうち壁面近傍のごく薄い境界層を除いて大部分が十分に発達した乱流であり<sup>9)</sup>, その領域では次の関係が成り立つことは, ある程度自明のことと考えられる(図2参照)。

$$\sqrt{u^2} \propto U_0 \tag{6}$$

$$l \propto L_0 \tag{7}$$

これより

$$\nu_t \propto U_0 L_0 \tag{8}$$

$$a_t \propto U_0 L_0 \tag{9}$$

すなわち,  $Ret, \sigma_t$  は  $U_0, L_0$  によらず常に一定値となり模型と実物で自動的に一致する。これにより実験では  $Ar$  数の一致のみを考慮することになる。これが室内気流に関連した  $Re$  数が十分に大きいという条件に続く第2の相

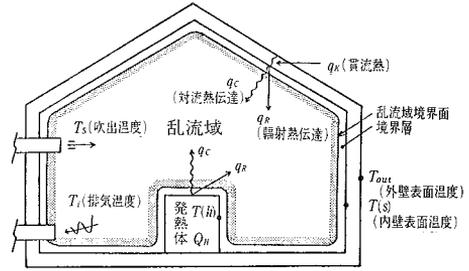


図2 室内流れ場・温度場の概念図

似条件となる。また, 模型と実物の  $Ar$  数の一致を示す(10)式より各諸量の縮率に関する関係式(11)が求まる<sup>9)</sup>。

$$\Delta T_{0P} L_{0P} / U_{0P}^2 = \Delta T_{0M} L_{0M} / U_{0M}^2 \tag{10}$$

$P$ : 実物,  $M$ : 模型

$$\therefore n_\theta n_t / n_u^2 = 1 \tag{11}$$

### 2.2 $Ar$ 数の一致が模型実験で実現可能な具体的ケース

大空間の温熱空気環境の実用的な予測の問題においては次の3つの具体的なケースがよく生じる。

①実物の  $U_0, \Delta T_0$  が既知とする場合(空調されている閉空間で  $U_0, \Delta T_0$  が既知の場合)

実物の  $Ar$  数が既知のため, 模型実験はこの  $Ar$  数を再現して行えば良い。無次元境界条件を一致させ,  $Re$  数を十分に大きくとり, (11)式を満足する縮率で実験を行えば, 再現される気流分布・温度分布は実物と相似になる。

②実物の  $U_0, \Delta T_0$  が未知でありかつ両者の間に関係式が成立する場合(自然対流が卓越している大きな開口を有する半閉鎖空間)

実物の  $U_0, \Delta T_0$  が未知のため, 実物の  $Ar$  数は未知となる。しかし, 未知である  $U_0$  と  $\Delta T_0$  の関係を記述する条件が存在すれば  $Ar$  数は定まる。自然対流が卓越し, 速度場が浮力のみにより定まる場合,  $U_0$  は次元的考察から次式の関係を満たす。

$$U_0^2 \propto g\beta \Delta T_0 L_0 \tag{12}$$

従って

$$Ar = \frac{g\beta \Delta T_0 L_0}{U_0^2} = const \tag{13}$$

すなわち,  $Ar$  数は  $U_0, L_0$  によらず一定となり, 模型と実物で  $Ar$  数は自動的に一致する<sup>9)</sup>。この場合(11)式は, 実験で再現される物理量の縮率の関係を表すものとなり, 実物と模型の相似条件は境界条件のみ考慮すれば良いことになる。

(3)式を熱流の境界条件の基で空間全体で積分すると, 空間全体での熱流に関する保存式が求まる。

$$-Q_H = -Q_S (\Delta T_0) + Q_K (\Delta T_0) \tag{14}$$

ここで  $Q_S = AU_0 \Delta T_0 L_0^2$   $\tag{15}$

$$Q_K = BK_0 L_0^2 \{ (T_{out} - T_s) - \Delta T_0 \} \tag{16}$$

$A, B$ ; 建物形状により定まる定数

ただし、自然換気では  $T_{out} = T_s$ 。熱流の境界条件に関し、内部発熱に対する換気熱損失および貫流熱損失の比を模型と実物で一致させることが相似条件となる<sup>22)</sup>。これにより、縮率の相似条件は以下となる。

$$\frac{n_{Q_u}}{n_u n_\theta n_i^2} = 1 \tag{17}$$

$$\frac{n_{Q_n}}{n_K n_\theta' n_i^2} = 1 \tag{18}$$

③実物の  $\Delta T_0$  が未知で  $U_0$  は既知である場合 (空調されている閉空間で、 $U_0$  は既知であるが  $\Delta T_0$  が未知の場合)  $\Delta T_0$  が未知であるため実物の  $Ar$  数は未知となる。しかし、未知である  $\Delta T_0$  を一意的に定める条件が存在すれば  $Ar$  数は定まる。 $\Delta T_0$  は空間での熱流の保存に関係して定まるものであり、(14)式が成り立つ。

$Q_K$  に関しては(16)式で表現され  $T_{out} - T_s$  は既知であるので、(14)式が模型と実物で成立するならば  $\Delta T_0$  は

$$\Delta T_0 = \frac{BK_0 L_0^2 (T_{out} - T_s) + Q_H}{L_0^2 (AU_0 + BK_0)} \tag{19}$$

とおける。これを用い  $Ar$  数は

$$Ar = \frac{g\beta \Delta T_0 L_0}{U_0^2} = \frac{g\beta \{BK_0 L_0^2 (T_{out} - T_s) + Q_H\}}{U_0^2 L_0 (AU_0 + BK_0)} \\ = \frac{g\beta \{BL_0^2 (T_{out} - T_s) + Q_H / K_0\}}{U_0^2 L_0 (AU_0 / K_0 + B)} \tag{20}$$

と表される。(20)式より模型と実物で  $Ar$  数が等しくなる縮率の条件を一例として導くと次式となる。

$$\frac{n\theta' n_i}{n_u^2} = 1 \tag{21}$$

$$\frac{n_{Q_u}}{n_u^2 n_i n_K} = 1 \tag{22}$$

$$\frac{n_u}{n_K} = 1 \tag{23}$$

たとえば(21)~(23)式の条件を満足する縮率で実験を行えば模型と実物の  $Ar$  数は一致する。ただし、貫流率  $K$  の縮率を実験的に制御することは困難な場合も多い。

## 2.2 境界条件に関する相似

壁面近傍のごく薄い境界層を除いては、形状が相似であれば気流に関する境界条件は自動的に相似となるため、熱流に関する境界条件の相似のみを考慮すればよい。これは、室内空気に対する熱のやり取り (対流熱伝達流) を模型と実物で相似にすることが基本となる。室内壁面表面での輻射や壁貫流熱に対する相似条件は、言わばこれを達成させるための副次的な相似条件となる。実験は、実物の対流熱伝達を既知としてこれを相似にするか、あるいは対流熱伝達が通常貫流熱 (内部発熱) から輻射熱伝達を差し引いたものとなるため、この両者を相似として実験を行うことになる。

### (1) 内部発熱源の境界条件

発熱源表面近傍での熱平衡は(24)または(25)式で表される<sup>10)</sup>。

$$Q_H = \int \alpha_c (T(h) - T_i) dS(h) \\ + \iint \epsilon_h K_h e(h,s) (T(h) - T(s)) dS(s) dS(h) \tag{24}$$

$$= \int \lambda_t \left( \frac{\partial T}{\partial N} \right)_t dS'(h) \\ + \iint \epsilon_h K_h e(h,s) (T(h) - T(s)) dS(s) dS(h) \tag{25}$$

(25)式では、境界層対流熱伝達量は、その境界層上部乱流領域で室内側に輸送される熱フラックスと等しいと仮定している。これより、発熱源から室内乱流領域への熱流が相似であれば縮率の関係が次式のように求まる。

(24)式より

$$\frac{n_{Q_n}}{n_{\alpha_c} n_\theta n_i^2} = 1 \tag{26}$$

$$\frac{n_{Q_u}}{n_{\epsilon_h} n_K n_\theta n_i^2} = 1 \tag{27}$$

(26), (27)式で、いずれか一方が成立すれば熱流の保存より他方が成立し、(24)式の関係は模型と実物との間で相似となる。ただし、対流熱伝達率に係わる  $n_{\alpha_c}$  は流れ場により定まり、相似の結果成立するものであるため、相似条件式は(27)となる。すなわち、相似性の確保のためには模型で輻射熱伝達に関しこの縮率を守ることが必要とされる。この場合、発熱体 (内壁) 表面温度分布が実物と模型で相似であることが必要となるが、実験的にこれを実現することはかなり困難である。

なお、輻射が無視できる場合、内部発熱はすべて対流熱伝達されるため、(24)式の関係は模型、実物で自動的に相似となる。この場合、模型の発熱は発熱量すべてが対流で伝達されると仮定できるように輻射が無視しうる材料を用いることが具体的な実験手法の一つとなる。

(25)式第1項よりは縮率の関係を求めると次式となる。

$$\frac{n_{Q_u}}{n_{\lambda_t} n_\theta n_i} = 1 \tag{28}$$

$\lambda_t = C_p \gamma \alpha_t$  であり、 $\alpha_t \propto U_0 L_0$  であるので

$$\frac{n_{Q_u}}{n_u n_\theta n_i^2} = 1 \tag{29}$$

となる。

ここで(29)式の  $n_\theta$  は室内乱流領域での温度分布に関する縮率であるので、(11)式の  $n_\theta$  に一致するが、(26), (27)式での  $n_\theta$  は表面温度分布に関しても相似を考慮した縮率であるので区別して表記している。(29)式は(26)式に対応し内部発熱対流熱伝達の相似が成立している場合に成立する縮率の関係式である。

### (2) 外壁貫流熱の境界条件

壁面境界面での熱平衡は

$$-Q_H + Q_S = \int \lambda_t \left( \frac{\partial T}{\partial N} \right)_t dS'(s) + Q_R \quad (30)$$

$$= \int \alpha_c (T(h) - T_i) dS(s) + Q_R \quad (31)$$

$$= \int k(T_{out} - T_i) dS(s) \quad (32)$$

したがって、模型と実物が相似であれば縮率の関係が次式のように求まる。

$$\frac{n_{Q_H}}{n_{Q_S}} = 1 \quad (33)$$

すなわち

$$\frac{n_{Q_H}}{n_u n_\theta n_t^2} = 1 \quad (33)'$$

$$\frac{n_{Q_H}}{n_{Q_R}} = 1 \quad (34)$$

$$\frac{n_{Q_H}}{n_{\lambda_t} n_\theta n_t} = 1 \quad (35)$$

$$\frac{n_{Q_H}}{n_{\alpha_c} n_\theta n_t^2} = 1 \quad (36)$$

$$\frac{n_{Q_H}}{n_K n_\theta n_t^2} = 1 \quad (37)$$

(35)と(36)式は内部発熱の境界条件で考察したように対流熱伝達に関連している。(33), (34), (35)の3つの条件式は、①これらの内の2つの条件が成立すれば残りの1つは熱流の保存により自動的に成立し相似条件式としては2式が独立となる。②(35)式は流れ場の相似によって定まる条件を含み、境界面での熱流の相似を定める条件というより、相似の結果成立するものと考えられる。したがって、相似条件式は実験で制御可能な(33), (34)式の2つとなる。この2条件と壁貫流の相似条件を表す(37)式が壁面での熱流の境界条件に関する模型と実物での貫流熱のシミュレーションを含めた相似条件式となる。なお、熱流の保存に関する(33), (37)式と(32)式の関係に関しては(14)式ですでに触れている。

(34)式は内部発熱源での相似条件(27)と一致している。また、実物で輻射が無視できる場合(34)式の相似条件は緩和され相似条件は(33), (37)式となる。なお、(37)を(11), (33)式と連立させ $n_\theta = n_{\theta'} = n_{\theta''}$ とすれば、先の(21)(22)(23)式が導出される。

(37)式で現れる貫流率 $K$ は(38)式に示すように、内壁表面総括熱伝達率 $\alpha$ と壁体の貫流抵抗 $r$ で表される。なお、外壁と外気との熱伝達(対流・日射)まで含めて貫流熱の相似を考慮することは困難であるので、ここでは便宜上外壁表面の温度および室内側熱抵抗についてのみ考慮している。

$$K = \frac{1}{1/\alpha + r} \quad (38)$$

ここで $\alpha = \alpha_c + \alpha_r$

前述のように、実物と模型の相似を考える場合、前提としているのは、十分に発達した乱流場であり対象空間での壁面近傍を除く乱流域に限定して議論を展開してきた(図2参照)。(37)式が要求する相似条件は、壁面近傍でも十分に発達した乱流場が形成され対流熱伝達率が模型と実物で相似となることおよび輻射についても相似となることを要求するものである。これは壁面境界層における $Gr$ 数に関する相似を実験で要求することとなるが、一般にこれは困難であり、(37)式の相似条件を満足させることはこの意味でも難しい。しかし、実際の建物では近年とみに躯体の断熱性能が向上しており

$$r > 1/\alpha \quad (39)$$

$$K \approx 1/r \quad (40)$$

として、熱伝達 $\alpha$ の相似を考慮しなくても良い場合が存在する。

壁貫流熱を考慮した厳密な相似条件は(33), (34), (37)の3式であるが、実物での対流熱伝達流が既知の場合には簡易な実験を行うことができる。すなわち、(30)式で右辺第1項が実物で既知のため熱平衡は(30)式の対流のみ考慮すればよい。

$$-Q_{nc} + Q_S = \int \lambda_t \left( \frac{\partial T}{\partial N} \right)_t dS'(s) \quad (41)$$

$Q_{nc}$ : 内部発熱量のうち対流により伝達される熱量

したがって、相似条件は(33)式に対応する(42)式となる。

$$\frac{n_{Q_{nc}}}{n_{Q_S}} = 1 \quad (42)$$

この場合、模型実験は輻射熱伝達が無視しうる材料を用いて実験する必要がある。また実物の室内平均温度(排気温度)は対流熱伝達流が既知のため既知となる。このため、模型室内の温度分布は絶対値ではなく相対的な分布性状が実験で検討されることになる。

なお実物で輻射が無視できかつ対流熱伝達率 $\alpha (= \alpha_c)$ が壁面全域で簡易推定されうる場合は、前述のように熱流境界条件に関する相似条件は(37), (42)式のみとなり、かなり限定されたケースではあるが、模型で実物の貫流熱量の予測を含めた実験が可能である<sup>11)</sup>。模型では既述のように発熱量すべてが対流で室内気流に伝達されるように実験を行う。

### 3. 実験条件の整理

相似条件の導出の過程では多くの緩和が施されているため、実験の実施および結果の解釈に際しては、緩和の及ぼす意味が明確にされていないと誤った判断に陥ることになる。ここでは2節で述べた内容を再整理し、実験での未知量(実験により測定される量)と既知量(実験条件として与える量)について述べる。

表 3 に①厳密な実験条件 (実物で内部発熱源および内  
壁面での対流熱伝達が既知とできない場合) ②簡易実験  
条件 I (実物で輻射熱伝達が無視できかつ対流熱伝達率  
が既知の場合) ③簡易実験条件 II (実物で対流熱伝達流  
が既知の場合) の三つのケースでの実験条件の内容と実  
験で成される環境評価の内容を対比して示す。

表 3 各種の実験条件と環境評価の内容

		厳密な実験条件*1		簡易実験条件 I *2		簡易実験条件 II *3		
要 素		実物	模型	実物	模型	実物	模型	
境 界 条 件 I	内部発熱	輻射率	○	●	○	●	○	●
		対流熱伝達率	×	×	○	—	○	—
		表面温度	×	×	×	—	○	—
		輻射熱伝達量	×	×	—	—	○	—
		対流熱伝達量	×	×	×	×	○	●
	壁面貫流熱	輻射率	○	●	○	●	○	●
		外壁熱抵抗	○	●	○	●	○	—
		対流熱伝達率	×	×	○	—	○	—
		表面温度	×	×	×	—	○	—
		輻射熱伝達量	×	×	—	—	○	—
境 界 条 件 II	吹出温度	○	●	○	●	○	●	
	吹出風速	○	●	○	●	○	●	
	室内平均温度 (排気温度)	×	×	×	×	○	●	
室 内 気 流	物 性	体膨張係数	○	○	○	○	○	○
		比熱	○	○	○	○	○	○
		密度	○	○	○	○	○	○
	パ ラ メ ー タ	$\nu_t$	×	×	×	×	×	×
		$Re_t$	△		△		△	
		$a_t$	×	×	×	×	×	×
		$\sigma_t$	△		△		△	
$Ar$	×	×	○	○	○	○		
環 境 評 価 の 内 容	温度(絶対値)	可	可	不可	不可	不可	不可	
	温度(相対値)	可	可	可	可	可	可	
	風速(絶対値)	可	可	可	可	可	可	
	表面温度	可	不可	不可	不可	不可	不可	
	輻射熱伝量	可	不可	不可	不可	不可	不可	
	対流熱伝量	可	可	不可	不可	不可	不可	

○：既知 ×：未知 —：無視 △：相似を前提  
●：制御量 ●：輻射率をゼロとする  
\* 1 相似条件式(11)(27)(33)(37)を満足させた場合  
\* 2 相似条件式(11)(37)(42)を満足させた場合  
\* 3 相似条件式(11)(42)を満足させた場合

簡易的な実験条件 II で模型実験を行う場合に、満足されることが必要となる相似条件式を以下にまとめる。

(1) 空調空間

(11), (42) 式より

$$1/Re \approx 0 \tag{43}$$

$$\frac{n_a n_t}{n_u^2} = 1 \tag{44}$$

$$\frac{n_{Q_n}}{n_u n_\theta n_t^2} = 1 \tag{45}$$

(2) 換気が卓越し内部発熱がすべて換気により除去される浮力による自然換気の空間

$$\begin{cases} 1/Re \approx 0 \\ n_{Q_n} \text{ は任意} \end{cases} \tag{46}$$

$n_{Q_n}$  は任意に設定しえるが、温度縮率、速度縮率との関係は(11), (17)式から次式で評価される<sup>(2)</sup>。

$$\frac{n_a n_t}{n_u^2} = 1 \tag{47}$$

$$\frac{n_{Q_n}}{n_u n_\theta n_t^2} = 1 \tag{48}$$

整理して示せば次式となる。

$$n_u = n_{Q_n}^{1/3} \cdot n_t^{-1/3} \tag{49}$$

$$n_\theta = n_{Q_n}^{2/3} \cdot n_t^{-5/3} \tag{50}$$

4. 模型実験による予測事例

予測の一例としてスロット吹出により空調される大規模屋内体育館<sup>(23)</sup>での温熱・空気環境の検討結果を示す。この実験は建設の計画段階において、実際の実施設計の資料として活用することを目的として行われたものであり、実物での壁熱貫流を既知、空調時の室内平均温度(排気温度)を既知として実験を行っている。

4.1 実験概要

実験対象建物(図 3) 直径が約110mの円形体育館で天井高は最高部(アリーナ)で約29mあり、1・3階の固定観客席に各3,000人、アリーナに4,000人で計10,000人の観客を収容できる。屋内気積は約95,000m<sup>3</sup>であり空調風量は最大で324,000m<sup>3</sup>/h(換気回数3.4回/h)である。空調システムを図 4 に示す。給気は1・3階の客席鼻先部にアリーナをとりまくように円周方向に連続して配置されるスロット吹出口(①, ②)とペリメータに近い天井部のスロット吹出口(③), および観客席床下吹出(④, ⑤)で行われる。また2階およびアリーナの側壁面で吸込(⑥, ⑦), 天井面で排気(⑧)される。

熱負荷のうち、外皮貫流負荷は相対的に少なく、冷房時負荷のほとんどは内部発熱(人体・照明)である。空調風量および吹出・吸込の配分は建物の使用形態(熱負荷分布)に応じて設定される。

相似条件 模型内で $Re$ 数が十分大きいことを前提とし、アルキメデス数の一致(44)式および、熱流のバランス(45)式の成立を条件とした。また、模型の壁貫流抵抗は(37)式を考慮し $n_\theta \approx 0.3$ となるよう調整している。

**模型** 実験では各種物理量（風速・発熱量）の調整・測定精度の観点から、模型縮尺ができる限り大きいことが望ましい。建物ではペリメータの貫流熱が別途空調で賄われているため南北の負荷は対称とみなすことができ吹出風量も同量であり室内環境もほぼ対称になるものと想定されるため模型化範囲を北半分（図3）のみとし、縮尺を1/30にしている（写真1）。

空調吹出・吸込は計26系統に細分化し、各系統の風量をオリフィス流量計により測定しながら、バルブ開閉により調整している。吹出温度は一次系の冷温風供給ユニットのほか、系統ごとに組み込まれた電気ヒータによる微調整で制御している。

内部発熱は模型各内部に設置された電気ヒータの発熱で再現しており、観客収容の分布と照明配置状況の変化に対応しえるよう系統分けを行っている。ペリメータ負荷とそのため空調、およびアリーナ床下の負荷とそのため床下空調を省略しているため、実験として貫流熱が再現される部位は東西のエントランス部、および天井部のみである。貫流熱の再現は模型外皮熱抵抗を保温材熱抵抗で代表させ各部の保温材厚さを設定し模型と実験室との温度差の制御で行った。

**測定方法** 温度測定はC-C熱電対（JIS T型）により模型内分布を約100点測定するほか、吹出・吸込温度、模型周囲温度等を約50点モニターしている。風速測定は温度補償付サーミスタ風速計で居住域を中心に約50点測定しているほか、室内全体の気流性状を把握するため、レーザーライトシートによる可視化手法<sup>13)</sup>（吹出系統へ煙トレーサを混入）を用いて気流を観察している。

4.2 実験結果

実験は、冷・暖房の計12ケースについて行っているが、ここでは冷房最大負荷時（case 1, 2）、冷房部分負荷時（case 3, 4）、および暖房最大・部分負荷時（case 5, 6）での結果について示す。各実験での負荷分布・空調風量等の条件は表4～6（実物値）を参照。

実験は温度縮率 $n_\theta = 2$ を目標に行っている。 $Ar$ 数はほぼ実物と一致するが、吹出気流の $Re$ 数は必ずしも十分大きいわけではない<sup>14)</sup>。結果はすべて実物換算値で示す。

4.2.1 冷房時最大負荷・その1（case 1）

アリーナを含めて10,000人を収容した場合（表4、図5、写真2参照）。天井スロット吹出気流は頂部の排気にも影響されて天井面付着噴流となる傾向を示し、3階・1階客席を越えアリーナにまで到達する（自由噴流の計算では3階客席に降下する）。この流れが空間で支配的であり、3階・1階鼻先スロット気流を押さえ込むように観客席上空を流れ、アリーナ床面レベルにまで達すると1階鼻先スロット気流と干渉し合いながらアリーナ中央部あたりで大きな循環流を形成する（図5(c)）。このた

め、温度分布（図5(a)）ではアリーナのうち中央部ではほぼ設定温度であるが、天井スロット気流と1階鼻先スロット気流が到達し集中的に冷やされるアリーナ床面の吸込口に近づくほど、低い温度（24℃）を示している。一方3階観客席は気流が巡りにくく全域でやや高め温度となっている。

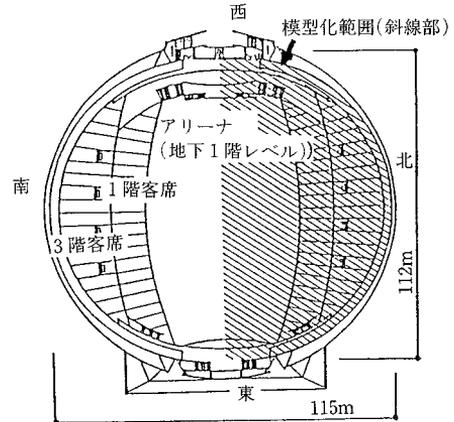


図3 実験対象建物

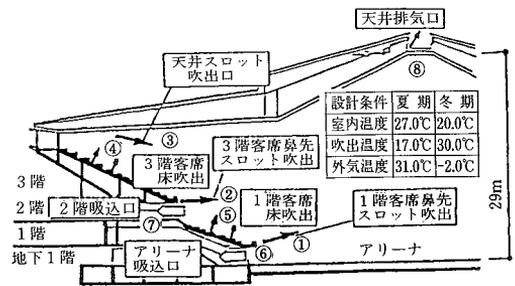


図4 空調吹出・吸込系統概略

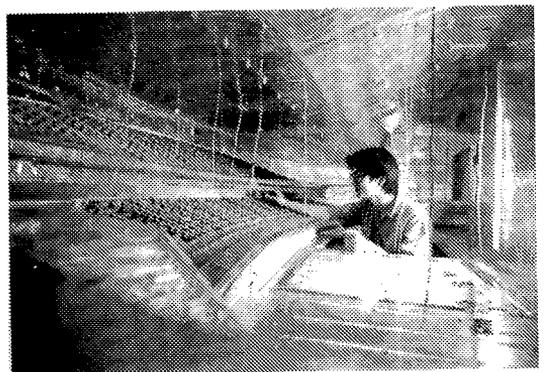


写真1 模型内部  
（西側エントラスよりの内観）

4.2.2 冷房時最大負荷・その2 (case 2)

冷房時最大負荷・その1 (case 1) と同一内部負荷であるが、アリーナにおける風速低減を目的として1階鼻先スロット風量を削減し逆に天井・3階鼻先スロット風量を増加(表4, 図6, 写真3参照)。天井スロット吹出気流はcase 1と同様に天井へ附着し到達距離がのびるが、その傾向はより強い。この流れの大部分はアリーナ面まで到達したのちアリーナ吸込口へ向かう循環流を形成する(図6(c))。このためcase 1の場合より1階鼻先スロット風量を少なくしたにもかかわらず風速測定の結果

ではアリーナ面で風速が多少大きくなっている。3階鼻先スロット吹出気流はショートカットして2階吸込口に強く誘引される傾向を示しており、このため1階客席後方は低温となる(図6(a))。

4.2.3 冷房時部分負荷・その1 (case 3)

内部負荷(照明, 人体発熱)分布が偏在し(東側にステージを設置), 天井排気をゼロとした場合(表5, 図7, 写真4参照)。case 1, 2と比べ天井排気がないため天井スロット吹出気流は速やかに下降して3階鼻先スロット吹出気流と合流し, 1階の客席に沿ってアリーナ

表4 冷房最大負荷時の実験条件(実物値)

	case 3 冷房最大負荷その1	case 4 冷房部分負荷その2	case 3 11000人取容	case 4 非取容部 10000人取容
人体発熱	400Mcal/h	150Mcal/h	1200	1000
照明発熱	104Mcal/h	67Mcal/h	3400	1000
空調条件	風量 (m <sup>3</sup> /h) 温度 (°C)	風量 (m <sup>3</sup> /h) 温度 (°C)		
スロ吹出	①1F 15,000 17.0 ②3F 33,000 17.0	①1F 9,000 17.0 ②3F 36,000 17.0		
天井	③天井 32,000 17.0	0		
床吹	④3F 20,000 27.0	0		
床吹下出	⑤1F 20,000 27.0	20,000 27.0		
吸込	⑥7F+ナ 60,000 27.0 ⑦2F 60,000 27.0	5,000 27.0 60,000 27.0		

※照明発熱は天井裏への排熱分60%を含まない数値。  
※人体発熱は50kcal/h・人で計算。風量は北側半分の数値。

表5 冷房部分負荷時の実験条件(実物値)

	case 1 冷房最大負荷その1	case 2 冷房最大負荷その2	case 1 15000人取容	case 2 15000人取容
人体発熱	500Mcal/h	500Mcal/h	1500	1500
照明発熱	158Mcal/h	158Mcal/h	4000	4000
空調条件	風量 (m <sup>3</sup> /h) 温度 (°C)	風量 (m <sup>3</sup> /h) 温度 (°C)		
スロ吹出	①1F 31,000 17.0 ②3F 53,000 17.0	①1F 9,000 17.0 ②3F 64,000 17.0		
天井	③天井 38,000 17.0	49,000 17.0		
床吹	④3F 20,000 27.0	20,000 27.0		
床吹下出	⑤1F 20,000 27.0	20,000 27.0		
吸込	⑥7F+ナ 82,000 27.0 ⑦2F 60,000 27.0	82,000 27.0 20,000 27.0		

※照明発熱は天井裏への排熱分60%を含まない数値。  
※人体発熱は50kcal/h・人で計算。風量は北側半分の数値。

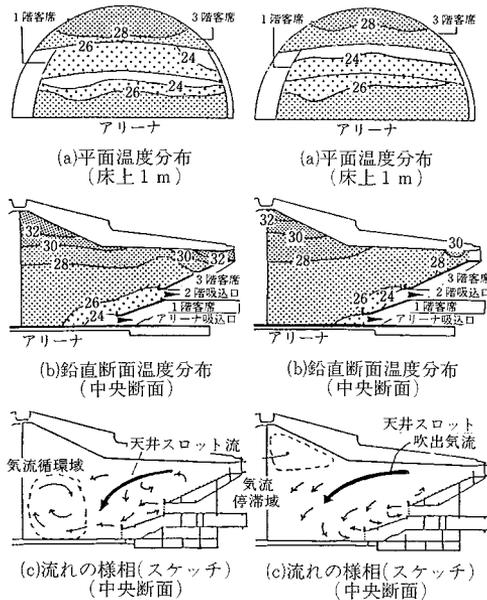


図5 冷房最大負荷 (case 1) その1

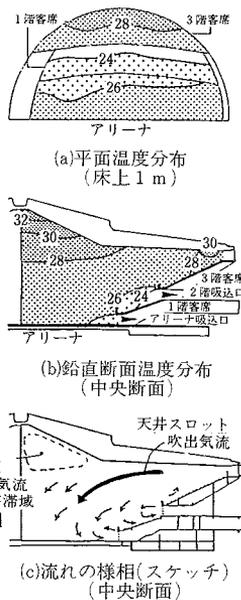


図6 冷房最大負荷 (case 2) その2

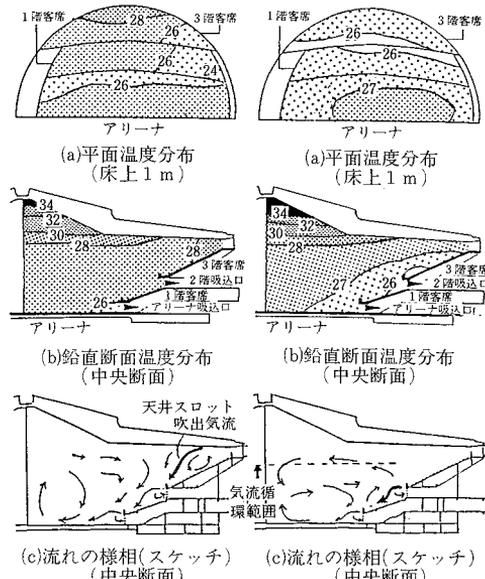


図7 冷房部分負荷 (case 3) その1

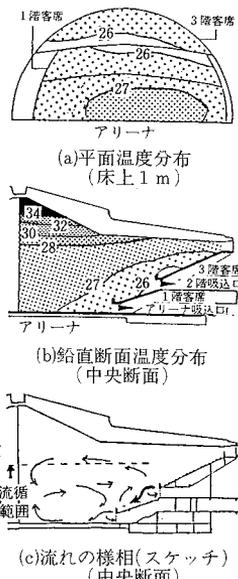


図8 冷房部分負荷 (case 4) その2



写真2 気流の可視化(case 1) 写真3 気流の可視化(case 2)



写真4 気流の可視化(case 3) 写真5 気流の可視化(case 4)



へ流れる(図7(c), 写真4)。1階鼻先スロット吹出気流はアリーナ吸込口へ誘引されて到達距離が短くなる。居住域の温度はアリーナの吸込口近傍を除き、客席・アリーナ共に26°C前後の様な分布を示す(図7(b))。ただし客席の観客非収容部は収容部に比べて1~2°C低めの温度となる(図7(a))。

4.2.4 冷房時部分負荷・その2 (case 4)

客席使用を2階レベル以下の領域に限定し天井スロット吹出および3階客席床下吹出を止めた場合(表5, 図8, 写真5参照)。3階鼻先スロット吹出気流は1階客席に沿って流れ1階鼻先スロット吹出気流と合流しつつアリーナ中央部にまで到達する(図8(c))。気流の循環領域は空間のうち3階レベル以下に限られる(写真5)。このためアリーナ中央部での上下の温度差は大きく、case 1~3と同様にアリーナ天井部では30°Cを越す高温となるのに対し空調対象の居住域では快適な環境が保持される良好な部分冷房となっている(図8(a), (b))。

4.2.5 暖房時最大負荷 (case 5)

暖房立ち上がり(ウォーミングアップ)時で内部発熱は無い(表6, 図9, 写真6参照)。天井スロット気流は天井に沿いながら天井中央部にまで達するが、1・3階鼻先スロット流は自らの浮力に加え観客席に沿う上昇流によっても大きく押し上げられ、アリーナ床面に気流は到達しない(図9(c))。全体の流れとしてはアリーナ上空1階客席レベル以上)で客席に沿って上昇する循環流が形成されており、アリーナ床面で気流が停滞している。このためアリーナ床面(床上1m)では、全域で温度が低く(20°C以下)、3階客席は高く(27°C)になっている(図9(a))。鉛直断面内の温度勾配も著しい(図9(b))。

4.2.6 暖房時部分負荷 (case 6)

case 4と同一内部負荷で床温風吹出とスロット等温吹出による暖房の場合(表6, 図10, 写真7参照)。1階客席床下吹出の温風は緩やかに上昇し3階鼻先スロット吹出気流を押し上げる。温風の大部分は天井面にまで上昇しアリーナ上部で滞留する。一部はアリーナから2階吸込口(環気の90%を賄う)へ流れ込む上昇流と合流し、1階客席上方で循環流に押し上げられアリーナへ到達しない(図10(c), 写真7)。1階客席の温度は床下温風吹出により均一に保たれほぼ設計温度での様な分布となっているのに比べアリーナでの温度は平均的に2°C程度低い(図10(a))。鉛直分布では空間全体に暖気が拡散することから上下温度差は比較的小さく効率的な部分暖房が難しいことがわかる(図10(b))。

4.3 まとめ

スロット吹出を用いた体育館の空調では空間の形状、吹出・吸込口の配置状況、風量配分等により自由噴流では想定し難い気流性状を示す。今回の実験では冷房時の天井スロット吹出気流の天井付着傾向、吸込気流や循環

流の影響による鼻先スロット吹出気流のショートカット、暖房時の局所的気流停滞、温風の上方散逸等の特徴的な流れを捉えた。この結果を参考に実施設計では天井部の吹出口種類の変更、客席鼻先部スロット吹出口の配置の部分的変更およびアリーナの吸込風量をふやす等の排気風量分配の変更を行い、屋内環境の改善に努めている。

5. おわりに

大空間での温熱空気環境の予測手法としての模型実験法について解説した。相似則の導出では種々の緩和が施されており、実験の適用範囲には制約は免れない。予測

表6 暖房最大・部分負荷時の実験条件 (実物値)

		case 5 暖房 最大負荷		case 6 暖房 部分負荷	
人体発熱		0Mcal/h		150Mcal/h	
照明発熱		0Mcal/h		67Mcal/h	
空調条件		風量 (m <sup>3</sup> /h)	温度 (°C)	風量 (m <sup>3</sup> /h)	温度 (°C)
スロット吹出	① 1 F	31,000	30.0	9,000	20.0
	② 3 F	38,000	30.0	38,000	20.0
	③ 天井	38,000	20.0	0	—
床吹下出	④ 3 F	20,000	30.0	0	—
	⑤ 1 F	20,000	30.0	20,000	30.0
吸込	⑥ アリーナ	87,000	20.0	7,000	25.5
	⑦ 2 F	60,000	—	60,000	—

※ 照明発熱は天井裏への排熱分60%を含まない数値。  
※ 人体発熱は50kcal/h・人で計算、風量は北側半分の数値。

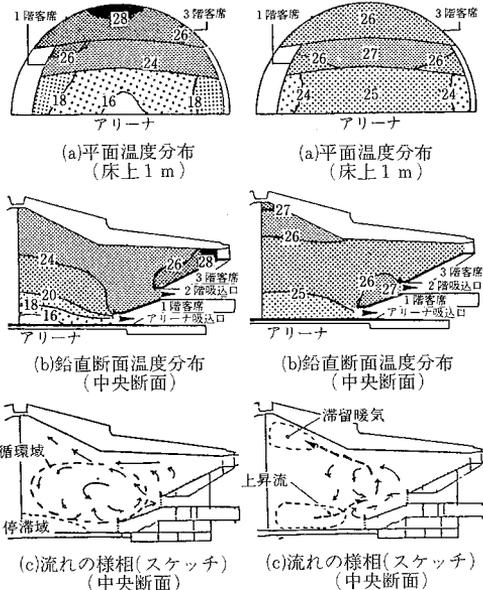


図9 暖房最大負荷(case 5) 図10 暖房部分負荷(case 6)

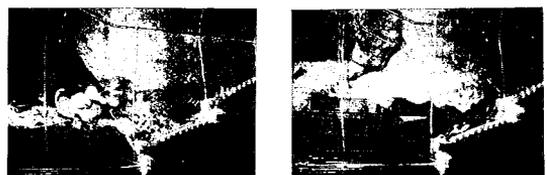


写真6 気流の可視化(case 5) 写真7 気流の可視化(case 6)

の事例として示したスロット吹出空調の体育館での環境評価では種々の空調条件での予測がなされており、実際の設計資料として活用されていることを示した。

### 謝 辞

なお、実験に際して東京都財務局、(株)榎総合計画事務所、(株)総合設備計画の関係諸氏により多大なご協力を得ましたことをここに記して謝意を表します。

(1987年7月17日受理)

- 注1)室内平均温度と排気温度は必ずしも等しくないが、ほぼ同一とみなせる場合が多い。
- 注2) (17), (18)式は一方が満たされれば他方は自動的に満足されるため、一方が相似条件式となり他方は実験で再現される物理量の縮率の関係を表す式となる。なお、換気が卓越し内部発熱がすべて換気で除去される場合、(14)式は模型と実物で自動的に成立し(17)式は相似条件式ではなく実験で再現される物理量の縮率の関係を表す式となる。
- 注3) 現在(S62.7)改築中の東京体育館(千駄ヶ谷)。設計は(株)榎総合計画事務所、設備は(株)総合設備計画。
- 注4) この実験では、吹出気流の $Re$ 数は代表長さをスロット幅(模型で3mm)として100程度であるため、吹出口内には乱流生成格子を設けている。

### 参 考 文 献

- 1) 中原：「大空間の空気調和計画」空気調和衛生工学会誌，第51巻11号，1972
- 2) ASHRAE HANDBOOK 1981 FUNDAMENTAL
- 3) 空気調和衛生工学会編：空気調和衛生工学便覧，第10版
- 4) たとえばMurakami, Kato, Suyama：「THREE-DIMENSIONAL NUMERICAL SIMULATION OF TURBULENT AIRFLOW IN VENTILATED ROOM BY MEANS OF TWO-EQUATION MODEL」ASHRAE

Transactions, Vol. 93(Part 2), 1987 (投稿中)

- 5) たとえば村上，加藤：「大空間の自然換気に関する研究(その5)」建築学会大会講演梗概集，昭61
- 6) たとえば村上，加藤：「大空間の温熱空気環境に関する模型実験と実物実測との比較」生産研究，昭和59.10
- 7) 小林，松原：「室内気流が十分乱れているための吹出条件について」建築学会大会講演梗概集，昭54
- 8) 勝田，土屋：「室内空気分布の模型実験法に関する研究」空気調和衛生工学会論文集，No 17, 1981. 10
- 9) 村上，高橋：「熱対流による自然換気に関する模型実験」建築学会大会講演梗概集，昭55
- 10) 前田，石黒：「強制換気のある室の熱対流の近似相似則」建築学会論文報告集，第63号，昭34
- 11) 宮川：「大空間の熱負荷予測のための外気温度基準模型実験法」建築学会論文報告集，第332号，昭58.10
- 12) 西岡：「高温工場の換気に関する実験的研究」空気調和衛生工学会論文集，No 18, 1982. 2
- 13) 村上，赤林：「レーザー光を用いた気流の可視化システムの開発研究」建築学会論文報告集，第361号，昭61. 3
- 14) 勝田，井上ら：「国立屋内競技場の機械設備」空気調和衛生工学会誌，第39巻第3号，1965
- 15) 勝田，土屋ら：「集会室内の空気分布に関する実測および模型実験」生産研究，昭44.10
- 16) 勝田，市川ら：「大空間の冷風吹出実験」建築学会関東支部研究報告集，第41回，1970
- 17) 中原，後藤ら：「室内空気分布に関する模型実験と実測(1)」空気調和衛生工学会誌，第45巻10号，1971
- 18) 土屋：「大空間居室の空気調和方式」建設省建築研究所秋季講演会梗概集，1973
- 19) 小林，安田ら：「室内空気分布に関する模型実験と実測その2」空気調和衛生工学会誌，第48巻3号，1974
- 20) 岡本，早川ら：「新国技館の大空間空調と雨水利用(その1)」空気調和衛生工学会誌，第59巻6号，1986
- 21) 村上，加藤ら：「大空間の自然換気に関する研究(その4)」建築学会大会講演梗概集，昭61
- 22) 村上，加藤ら：「スロット吹出空調による屋内体育館の温熱の空気環境に関する模型実験(その1)(その2)」建築学会大会講演梗概集，昭62(投稿中)