

## 室内非等温気流の流動数値解析

平岡 節郎・加藤 禎人・多田 豊  
村井 和彦\*・松浦 章裕\*\*  
応用化学科  
(2000年7月6日受理)

## Numerical Simulation of Thermal Air Flow in a Room

Setsuro HIRAOKA, Yoshihito KATO, Yutaka TADA  
Kazuhiko MURAI\* and Akihiro MATSUURA\*\*  
Department of Applied Chemistry  
(Received July 6, 2000)

## Abstract

Simulation Program for 3D thermal air flow in a room was developed based on  $k-\epsilon$  model (i.e. NH (Nagano-Hishida) model). This program can be used with a personal computer, as the load of calculation is light. We simulated the thermal air flow in a room with air conditioner. The calculated velocity and temperature profile satisfactorily agreed with experimental data. It was found that the information on the position of discharge nozzle and the flow pattern of air in a room were very important for comfortable air conditioning. The simulation results in big spaces were shown.

## 緒 言

省エネ対策は様々な方法で行われているが、大きく2つの方法に分類される。一つはコジェネレーションの様に「建物全体のエネルギー効率を高める方法」と、もう一つは「空調機サイドでのエネルギー削減」に分けられる。前者は大規模な建物に適用されているが、中小規模の建物には不適である。一方、後者はさらに3通りの方法に分けられ、一つは空調機のロータリーエアコン等に見られる「機械的効率のアップ」、ガスエアコンのように「エネルギー効率が高い資源を使う方法」、そして効率の良い吹出位置、方法を工夫することにより、「少ない熱交換量で有効に空調する方法」がある。対象空間を「少ない熱交換量で有効に空調する」には吹出位置、吹出向き、吹出風量、吹出温度、そして体感温度が特に重要である。特にホールやドーム球場など大空間を持つ建物では空間全体に対して居住空間が少なく、その様な建物を見学すると居住空間のみを有効に空調するための様々な工夫が凝らされているのが目につく。

本報では上述の「少ない熱交換量で有効に空調する方法」に着目する。一般に、実験は吹出位置等の小変更であってもその作り直し等で時間的、コスト的に不利な一面を持ち、さらに全体の気流の速度分布および温度分布を実測することは極めて煩雑で、それらを概略的、断片的にしか把握することしかできないのが通常である。一方、計算流体力学における乱流モデルの開発と近年のコンピュータの急速な発達、普及により、3次元乱流解析がパソコンで可能となり、実験に代わった解析ツールとして空調シミュレーションプログラムの開発が検討され始めている。

シミュレーションによる解析の有効性は、上述の系の小変更であってもパラメータを変えるだけで対応することができ、さらにフローパターンの可視化も可能であることから、測定では得られない詳細な情報を得ることができることである。

本報では以下の結果について報告する。

- (1) 空調シミュレーションを行うことができる非等温3次元乱流の解析プログラムの開発とそのプログラムの精度確認
- (2) 空調シミュレーションの応用例

\*朝日機器㈱

\*\*大同工業大学機械工学科

### 1. 解析方法

本報は三次元非等温乱流を解析対象とし、流体は空気を想定した上で非圧縮性乾燥気体であると仮定する。空気の物性値については、乾燥空気のデータ<sup>1)</sup>から温度に対して最小二乗近似で決定した。また、系全体の物性値は一樣であると仮定する。

支配方程式は次式に示す連続式と Navier-Stokes 式で、乱流モデルには k-ε モデルを適用した。k-ε モデルはこれまで数多くの研究者によって報告されているが<sup>2,3)</sup>、それらの中から NH(Nagano-Hishida) モデル<sup>3,4)</sup>を採用した(なお、係数の詳細は省略)。

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \right\} - g_j \beta (\bar{T} - T_r) \delta_{ij} \tag{2}$$

$$\mu_t = C_{\mu} f_{\mu} \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \left( v_t = \frac{\mu_t}{\rho} \right) \tag{3}$$

$$\rho \left( \frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) = \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial^2 k}{\partial x_i^2} + \frac{1}{\sigma_k} \left( \frac{\partial \mu_t}{\partial x_i} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G - \rho(\bar{\varepsilon} + D) + \rho G_k \tag{4}$$

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_i} \right) = \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \frac{\partial^2 \bar{\varepsilon}}{\partial x_i^2} + \frac{1}{\sigma_{\varepsilon}} \left( \frac{\partial \mu_t}{\partial x_i} \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_i} \right) + \frac{\bar{\varepsilon}}{k} (C_{f1} G - \rho C_{f2} \bar{\varepsilon} + \rho C_{f3} G_k) + \rho E \tag{5}$$

また、温度場は乱流プラントル数一定の零方程式モデルを採用し Pr<sub>t</sub> = 1.0 一定とした。

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \bar{u}_i t \right) \tag{6}$$

$$-\bar{u}_i t = \alpha_i \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \tag{7}$$

$$\alpha_i = \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \tag{8}$$

数値計算には座標系としてデカルト座標系を採用し、スタッガードメッシュで分割する。ただし、基本的に壁面及び吹出/吸込口近傍においてメッシュ幅を細かく分割するマルチグリッド法で分割する。

支配方程式は差分法にて離散化する。ただし、粘性項は中心差分、対流項は風上差分と中心差分の両方の特性を生かすように重み付き差分で差分化した。この重み係数は経験的に α<sub>m</sub> = 0.7 とした。

速度場の境界条件は NH モデルに従うものとして、壁面速度については non-slip 条件を、k や ε についてはメッシュの中心で零とした。温度場については壁面温度を各時間毎計算で求めてその温度を k や ε と同じ位置で設定

した。

計算アルゴリズムは SOLA 法<sup>5,6)</sup>(速度圧力同時緩和法)を使用した。

### 2. 非等温噴流の実験結果との比較

#### 2.1 解析空間

本解析プログラムの妥当性を検討するために、非等温噴流に対して精密な実験を行った村上ら<sup>7,8)</sup>のデータに対応する条件でシミュレーションを Figure 1 のような温度成層が発生しやすい閉鎖空間とし、速度分布と温度分布を評価した。

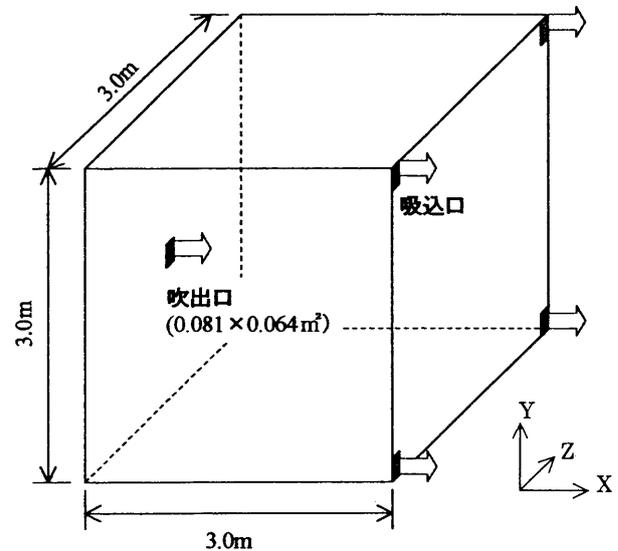


Figure 1 解析対象空間

温度場には断熱壁を想定し、熱流束零に基づいた境界条件を与える。吹出口には、速度場は一定速度 u<sub>in</sub> を与え、k、ε は実測値<sup>7)</sup>を与える。初期の温度場には一定温度 T<sub>in</sub> を与える。吸込口では、速度場は空間の物質収支がとれるように風量を計算し、その風量に応じた速度 u<sub>out</sub> を与える。その他のスカラー値についてはすべて Neumann 条件に基づく。この解析は長時間を要するので、解析系が z 方向に対して左右対称であることから、吹出口中心における面 (z = 一定) を対称面として系全体の

Table 1 境界条件

	速度場	k	ε	温度場
壁面	Non-slip 条件	0	0	∂T/∂X = 0 (断熱条件)
吹出口	u <sub>N</sub> = u <sub>m</sub> = 1.0 u <sub>r</sub> = 0	↑	↑	(α + α <sub>i</sub> ) ∂T/∂X = 0.0025
吸込口	u <sub>N</sub> = u <sub>out</sub> u <sub>r</sub> = 0	k <sub>ijk} = k<sub>i-1,j,k}</sub></sub>	ε <sub>m} = C<sub>μ</sub> k<sub>m}^{1.5} / (0.5D<sub>0</sub>)</sub></sub>	T <sub>m}</sub>
対称面	u <sub>N,i,j,k-1} = 0 u<sub>r,i,j,k} = u<sub>r,i,j,k-1}</sub></sub></sub>	k <sub>ijk} = k<sub>i,j,k-1}</sub></sub>	ε <sub>ijk} = ε<sub>i-1,j,k}</sub></sub>	T <sub>ijk} = T<sub>i-1,j,k}</sub></sub>

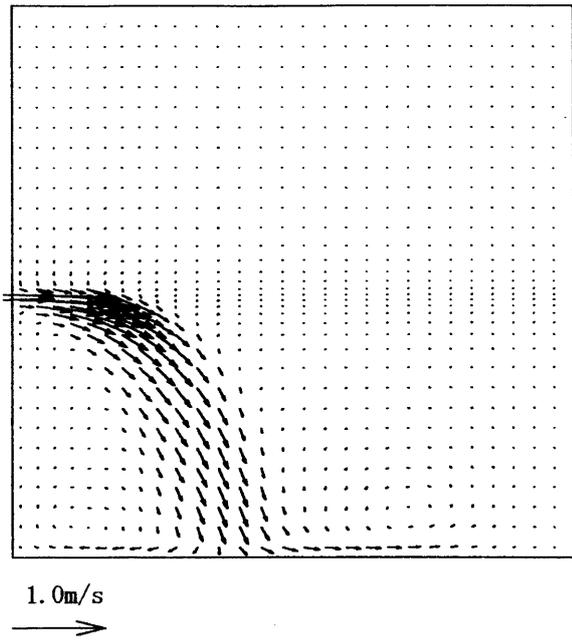


Figure 2 速度分布 (Ar = 0.016 吹出から30秒後)

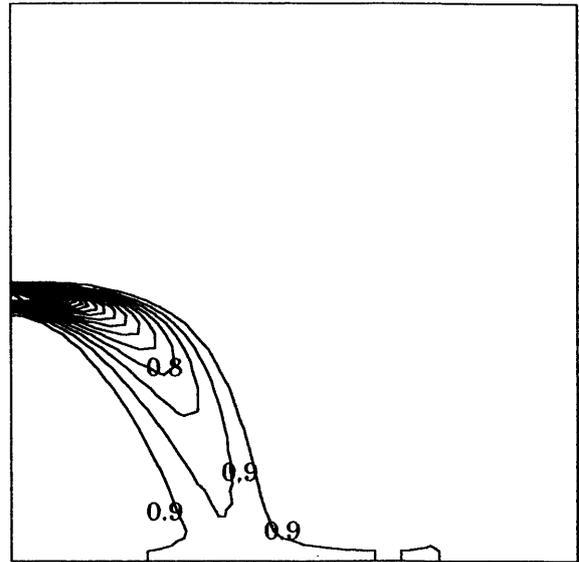


Figure 3 温度分布 (Ar = 0.016 吹出から30秒後)

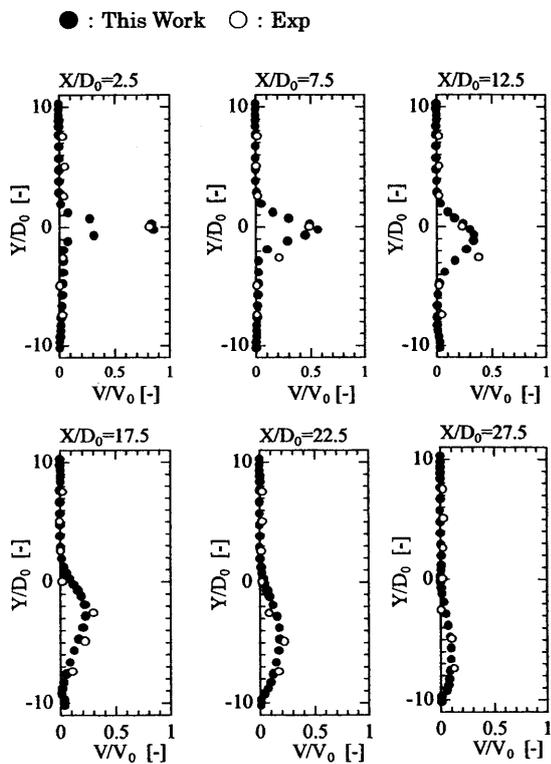


Figure 4A 実験値との比較 (速度分布; Ar=0.016)

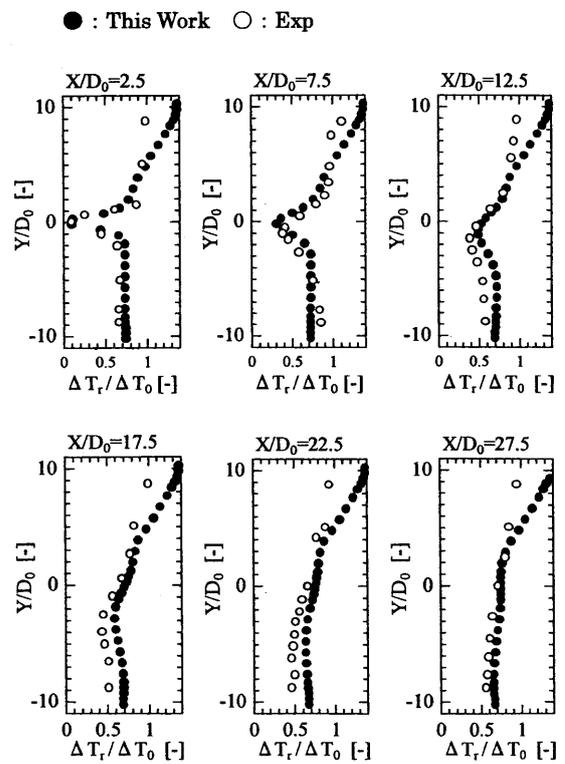


Figure 4B 実験値との比較 (温度分布; Ar=0.016)

半分のみを計算する。この対象面には Symmetry 条件を与えた。Table 1 に境界条件をまとめた。

解析は Eq.(9) で定義する浮力に関するアルキメデス数  $Ar$  を 0 (等温), 0.008, 0.016, 0.032 と変化させて行ったが、ページの都合上結果は  $Ar=0.016$  のもののみを示す。

$$Ar = g\beta\Delta T_s D_0 / u_{in}^2 \quad (9)$$

ここで  $\Delta T_s$  は周囲温度 (初期温度) と吹出温度の差,  $D_0$  は吹出口相当径,  $\beta$  は体膨張率である。解析時間は、定常に達したと思われた時点までとした。

2.2 吹出気流の速度、温度分布の評価

速度分布図、及び温度分布の一例を Figures 2,3 に示す。温度分布については4カ所ある吸込口の平均温度を代表温度  $T_r$  として、吹出温度  $T_{in}$  とこの  $T_r$  の差を  $\Delta T_0$  とし、 $T_{in}$  と各地点での温度  $T$  との差  $\Delta T$  を  $\Delta T_0$  で無次元化した値 ( $\Delta T/\Delta T_0$ ) で示す。アルキメデス数  $Ar$  は Eq.(9) で定義されるとおり  $\Delta T_0$  の一次関数である。 $Ar$  が大きくなれば気流の下降度が大きくなるのが自然であるが、本研究の結果でもそのことがシミュレートできた。またどのアルキメデス数 ( $Ar = 0$  以外) の結果でも気流主流部が届かないところでは温度成層が発達しているのがわかる。(データは省略)

気流の速度及び空間の温度と実験値を比較した結果は Figures 4A,4B に示す。これらの図の縦軸は、高さ方向  $Y$  (吹出口で  $Y = 0$ ) を吹出口径  $D_0$  で無次元化した座標  $Y/D_0$  を示し、左上から順に吹出口から離れた点での結果を示す ( $X/D_0$  は吹出口からの距離  $X$  を  $D_0$  で無次元化した座標)。

速度分布は実験結果とよく一致した。一方、温度分布については定性的には一致したが吹出口から離れるにつれて実験値とのズレが大きくなった。全体的に気流主流部の温度は実験値とまずまず一致しているものの、天井付近において実験値とのズレが大きくなっている。温度場が一致しない場所は噴流による移流が少ない滞留部であり、ここでの熱移動現象は強制対流伝熱よりもむしろ熱拡散が支配的であると考えられる。熱拡散では熱拡散係数、乱流場では乱流熱拡散係数  $\alpha_t$  の算出が重要となるが、 $\alpha_t$  を一定値と仮定している点が温度分布が実験値にあまり一致しない原因と思われる。

3 住宅レベルでのシミュレーション

3.1 解析対象

解析対象とした空間は、Figure 5 に示すとおり、大きさが  $6m \times 3m \times 6m$  の閉鎖空間で、天井部及び側面にガラス窓はなく日射が直接差し込まないものとする。空調機には据置型を想定する。但し空調機自体は壁面に埋め込まれており、吹出口、吸込口は壁面と同じ面にある

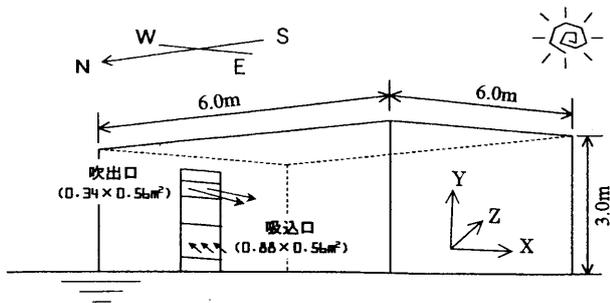


Figure 5 解析対象空間 (住宅空調)

とする。空間外部は無風状態で、夏季 (東京; 7月の15時) の気象条件<sup>9)</sup> (気温, 日射量) を想定する。この気象条件によって外壁表面温度が上昇し、内壁温度及び空間内温度に応じた侵入熱があるものとする。日射量は各方位毎で異なるものの同一方位内では一定とするので外壁表面温度は各方位毎で決まり、各外壁表面温度は一定とする。空調機の除去熱量は空調負荷計算<sup>9)</sup> から求める。

3.2 境界条件

境界条件を Table 2 に示す。吹出口条件は前節と同様 Dirichlet 条件に基づく。 $k$  の流入条件は計算値で与える。吸込口では、速度場は物質収支がとれるように風量を計算し、それに応じた速度を与える。その他のスカラー値は全て Neumann 条件で与える。壁面では速度場、乱流場とも前節と同様の境界条件を与える。

Table 2 境界条件

	速度場	$k$	$\epsilon$	温度場
壁面	Non-slip 条件	0	0	計算値
吹出口	$u_y = u_m$ $u_x = 0$	$k_m = 1/2 (u_m / 10)^2$	$\epsilon_m = C_\mu k_m^{1/3} (0.5 D_0)$	$T_m$
吸込口	$u_y = u_{in}$ $u_x = 0$	$k_{ijk} = k_{r+1,ijk}$	$\epsilon_{ijk} = \epsilon_{r+1,ijk}$	$T_{ijk} = T_{r+1,ijk}$

温度場については以下に示す計算値で与える。本報で考案した壁面伝熱モデルを Figure 6 に示す。外部からの伝熱は3つの機構分ける。①日射による外壁面温度上昇。②伝導伝熱による外壁面表面→内壁面表面への熱移動。③対流伝熱による内壁面表面→室内への熱移動。

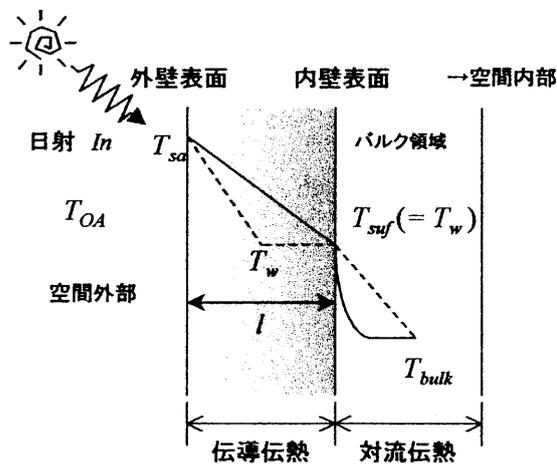


Figure 6 壁面伝熱モデル

詳細を以下に示す。

①日射による外壁面温度上昇

日射によって上昇した外壁表面温度の算出は、空調熱負荷計算で用いられる相当外気温度<sup>9)</sup> を代用する。相当外気温度  $T_{sa}$  は Eq.(10) で定義され、外気温度、日射量、

Table 3 外気条件および各壁の条件 (物性値)

外気温度 $T_{OA}$ [°C]	32				
床下温度 $T_g$ [°C]	30				
	屋根	東	南	西	北
日射量 $I_n$ [kcal/m <sup>2</sup> ·h]	726	43	156	43	43
	屋根	側壁		床	
外壁日射吸収率 $\epsilon_i$ [-]	0.9	0.8		—	
外壁表面熱伝達率 $h_{cdo}$ [kcal/m <sup>2</sup> ·h·°C]	20	15		—	
壁の熱伝達係数 $h_w$ [kcal/m <sup>2</sup> ·h·°C]	1.5	1.2		0.88	

そして壁面の物性値から求める値である。

$$T_{sa} = T_{OA} + \epsilon_i I_n / h_{cdo} \quad (10)$$

$T_{OA}$  は外気温度,  $h_{cdo}$  は外壁表面熱伝達率,  $\epsilon_i$  は外壁日射吸収率, そして  $I_n$  は単位面積当たりの日射量を示す<sup>9)</sup>。それぞれの値の絶対値については Table 3 に示す。

②伝導伝熱による外壁表面→内壁面表面への熱移動

本報では非定常計算を行っているので, 壁面内の伝導伝熱も非定常で取り扱うべきだが, タイムステップ幅が小さいことと簡略化のため定常伝熱の取り扱いとする。ここでの単位面積当たりの伝熱量 (熱流束)  $q_{cd}$  は Eq.(11) で定義される。

$$q_{cd} = h_w(T_{sa} - T_{suf}) = h_w(T_{sa} - T_w) \quad (11)$$

温度場境界条件の設定位置は壁面内部であるが, 便宜上実際想定している壁面温度  $T_{suf}$  と, 境界条件として想定する  $T_w$  は同じ温度とする。従って, 実際の温度分布は実線のとおりであるのに対し, 解析上では破線状の温度分布を想定する。壁の熱伝達係数  $h_w$  は天井, 壁, 床で異なり (Figure 7 参照), それは Table 3 で示す。

③対流伝熱による内壁面表面→室内への熱移動

ここでの対流伝熱は Figure 6 に示すとおり, 内壁面表面とバルク領域との間で行われ, 伝熱量  $q_{cv}$  は Eq.(12) で定義する。代表温度はこの領域の平均温度  $T_{bulk}$  とする。 $h_{cv}$  は対流熱伝達係数 [kcal/m<sup>2</sup>·h·°C] である。

$$q_{cv} = h_{cv}(T_w - T_{bulk}) \quad (12)$$

ここで, 技術データの都合上単位系が SI 単位でないことをお断りしておく。対流熱伝達係数は本来流れの状態

及び伝熱系でそれぞれ導出されたヌッセルト数の相関式<sup>10)</sup> から求めるべきであるが, 本研究のように場所 (各メッシュ) 毎, また時間毎で流れの状態が異なる計算系ではヌッセルト数を局所的に求めるための局所代表速度, 局所代表温度, 局所代表長さを同一の基準で求めることができない。そこで, 代表速度だけの関数である平板に沿う流れにおける簡易式<sup>10)</sup>, Eq.(13) から対流熱伝達係数  $h_{cv}$  [kcal/m<sup>2</sup>·h·°C] を求める。Eq.(13) の  $u_{bulk}$  は壁面から 3 メッシュ分の速度を 2 乗平均したバルク領域の平均速度である。

$$h_{cv} = 5.0 + 3.4 u_{bulk} \quad (u_{bulk} \leq 5.0 \text{ m/s}) \quad (13)$$

$$h_{cv} = 6.14 u_{bulk}^{0.78} \quad (u_{bulk} \geq 5.0 \text{ m/s}) \quad (14)$$

ある時刻, 各壁面メッシュにおいて, 侵入熱である伝導伝熱量  $q_{cd}$  と放出熱である対流伝熱量  $q_{cv}$  は平衡に達していると考え,  $q_{cd} = q_{cv}$  より Eq.(15) を得る。

$$T_w = h_w(T_{sa} - T_w) / h_{cv} + T_{bulk} \quad (15)$$

ただし  $q_{cd}$  を求める際の壁面温度は計算の安定性から一つ前のタイムステップの値  $T_w'$  を用いる。この式からその時刻における壁面温度  $T_w$  を算出する。

空調負荷計算の精度は壁面の材質にも依存すると考えられるが, 一般的には「換気回数」に依存するとされている。換気回数とは Eq.(16) で示すとおり, 一時間当たりの空調により熱交換される風量と空間体積の比であ

Table 4 吹出条件による空調負荷計算の精度

$\Delta T_0$	$Q_N$	誤差
6°C以下	20回/h以上	±0.5°C
↑	15回/h以上	±1.0°C
8°C以下	↑	±1~2°C
12°C以下	10回/h以上	±2~3°C
18°C以下	10回/h以上	±3.0°C以上

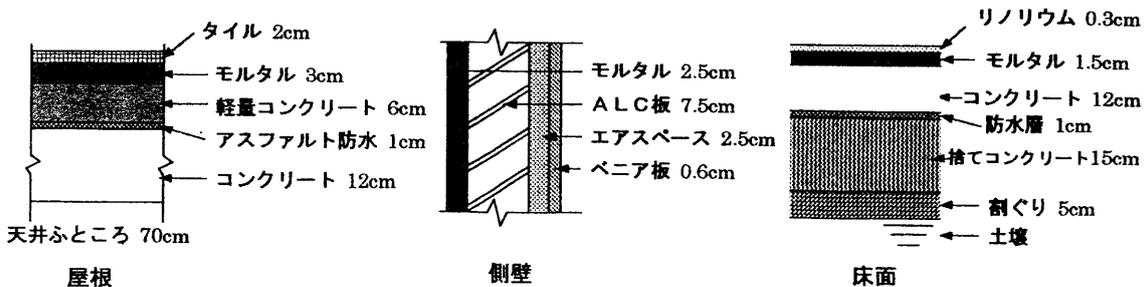


Figure 7 各壁面の構造 (Table 3 の  $h_w$  は構造全体の総括的な値)

Table 5 吹出条件と冷却エネルギー

$T_{rcal}$ [°C]	22	←	24	26	←
$Q_0$ [m³/s]	0.28	←	0.26	0.23	0.46
$A_0$ [m²]	0.34m×0.57m	0.28m×0.49m	0.34m×0.57m	←	0.46m×0.81m
$u_{in}$ [m/s]	1.47	2.10	1.38	1.23	1.24
$T_{in}$ [°C]	12		14	16	21
Ar [-]	0.113	0.047	0.114	0.126	0.112
$E_c$ [kcal/h]	2,788	2,878	2,617	2,333	2,325
$Q_N$ [回/h]	9.3	9.6	8.7	7.8	15.5

る。これまでの経験から精度、到達温度と吹出温度の差  $\Delta T_0$ 、そして換気回数  $Q_N$  の関係を Table 4 にまとめる。

$$Q_N = \text{吹出風量}[\text{m}^3/\text{h}] / \text{空間体積}[\text{m}^3] \quad (16)$$

計算条件は Table 5 に示すとおり、目標温度を  $T_{rcal} = 22, 24, 26^\circ\text{C}$  を想定して行う。初期条件としては、吹出開始前の空間は  $30^\circ\text{C}$  の均一温度の部屋であるとし、室内の全速度成分、 $k, \epsilon$  は零として流動、自然対流などは全くないものとする。 $T_{rcal} = 22^\circ\text{C}$  の計算では、ほぼ同じ冷却エネルギー  $E_c$ 、風量  $Q_0$  でありながら吹出口径  $D_0$  を小さくすることで、吹出風速  $u_{in}$  及びアルキメデス数 Ar を変化させて気流のフローパターン（下降度）の違いによる影響を調べる。吹出口径は全体のメッシュ幅を調整して決定する。 $T_{rcal} = 26^\circ\text{C}$  の計算では換気回数  $Q_N$  による違いを調べるため、 $E_c$  を同じとし、到達温度と

吹出温度の差  $\Delta T_0$  と吹出風量  $Q_0$  を変化させて比較を行う。

計算は吹出開始から20分（1,200秒）後まで計算し、室内平均温度  $T_r$  [°C] の時間変化の様子も調べた。 $T_r$  は全室内空間メッシュでの温度に、メッシュ毎の体積分率をかけて和をとった平均値として定義する。

### 3.3 解析結果と考察

代表的な計算結果を Figures 8,9 に示す。鉛直断面（xy 断面）図は吹出口を含む断面図で、水平断面（xz 断面）図は床から約1.4mの高さの断面図である。データは省略するが、全体的なフローパターンは気流の下降度以外はどの目標温度の系においてもほぼ同様であった。

まず xy 断面図を見ると、気流が大きく下降していることがわかる。一方、xz 断面図を見ると、吹出気流が吹出口の対面の壁に当たったあとに二次的な流れが生じていて、風速自体はそれほど大きくないが（0.3m/s 以下；人体にはほとんど感じない程度）全体的に大きな循環流が形成されているのが伺える。また吹出気流が当たる場所以外では水平方向の温度差が少ないことがわかる。

室内平均温度  $T_r$  の時間変化図を Figure 10 に示す。定常状態に達したときの  $T_r$  を到達温度  $T_{ar}$  とすると、どの計算条件においても目標温度  $T_{rcal}$  と  $T_{ar}$  の差は、概ね Table 4 で示される誤差範囲内である。しかし、誤差

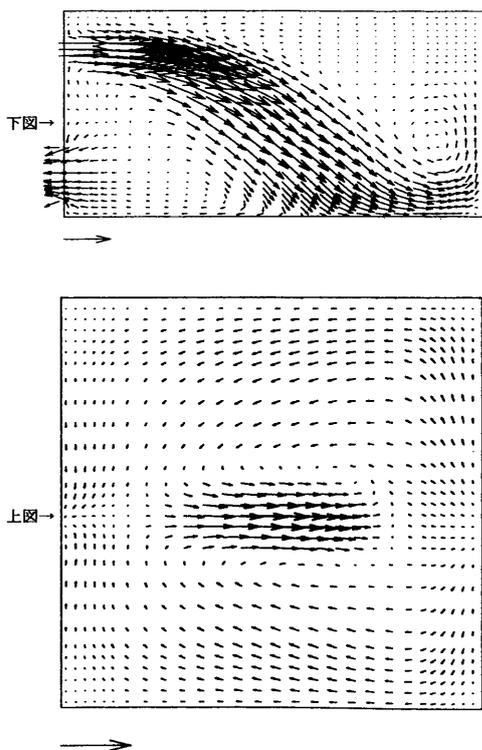


Figure 8 速度分布 ( $T_{rcal} = 22^\circ\text{C}$ , Ar = 0.047,  $Q_N = 9.6$  回/h) 上図：xy 断面図 下図：xz 断面図（床から1.41m）；定常状態

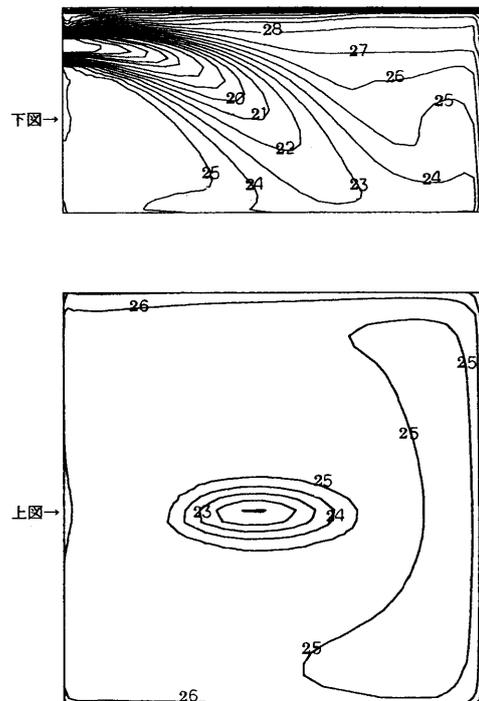


Figure 9 温度分布 ( $T_{rcal} = 22^\circ\text{C}$ , Ar = 0.047,  $Q_N = 9.6$  回/h) 上図：xy 断面図 下図：xz 断面図（床から1.41m）；定常状態

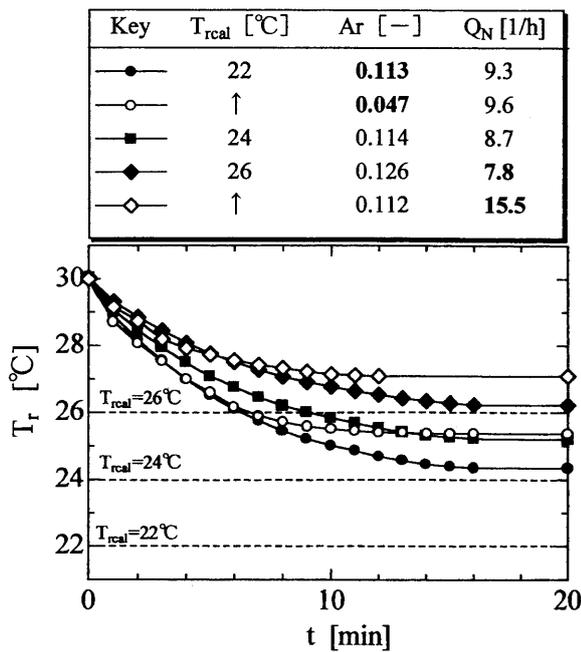


Figure 10 室内平均温度  $T_r$  の時間変化

の程度は、上記とは逆に換気回数  $Q_N$  が大きいほうが大きくなった。また、 $T_{ar}$  に達するまでの時間は  $T_{ar}$  が高い方が短い。

$T_{rcal} = 22^\circ\text{C}$  でアルキメデス数 Ar が異なる計算条件を比較すると、Ar が小さい条件では  $T_{ar}$  は  $1^\circ\text{C}$  程度高い。これは Ar が小さい (気流の下降度が小さい) 条件では、吹出気流がより天井付近を通過することで、その付近での対流伝熱係数が大きくなるため、外部からの侵入熱量が大きくなる。そのため、この天井部での侵入熱量に対して冷却エネルギーが費やされてしまうことが、空間が有効に冷却されない原因であると考えられる。このことから、空間を冷房によって到達温度  $T_{ar}$  を目標温度  $T_{rcal}$  に達するようにするには、冷却エネルギーの大小だけでなく吹出気流のフローパターンに対しても十分な配慮が必要であることがわかる。

#### 4. 大空間をもつ空間でのシミュレーション

##### 4.1 解析対象

解析対象となる空間は、Figures 11,12 に示すとおり、空間体積が  $30\text{m} \times 30\text{m} \times 8\text{m}$  の大規模な空間で2種類の空調方式 (据置型空調機とダクトからのスポット的な空調方式) を想定し、吹出位置は2~3mぐらいの高さで居住空間はその下の部分とする。物質収支を満たすため、吸込口を8カ所設定し、吸込口の位置は空間の流動状態への影響を極力避けるためコーナー部分に設定する。吹出口高さ以上は何もない空間で、吹出口、吸込口近傍以外は自然対流が支配的であると予想される。空間外部の

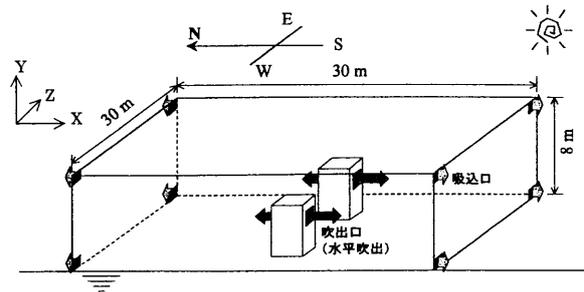


Figure 11 解析対象空間 (据置型空調機; 横吹出: 吹出高さ2.6m)

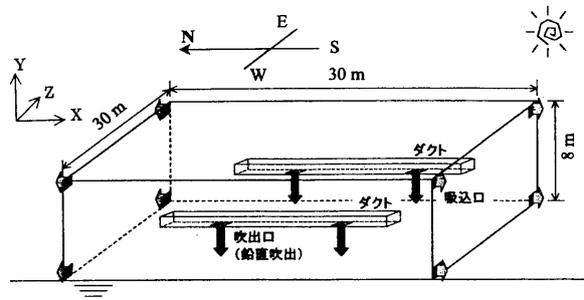


Figure 12 解析対象空間 (ダクト吹出; 縦吹出: 吹出高さ2.1m)

Table 6 各壁の条件

	屋根	側壁	床
外壁日射吸収率 $\epsilon_f$ [-]	0.9	0.8	—
外壁表面熱伝達率 $h_{cdo}$ [kcal / m <sup>2</sup> ·h·°C]	20	15	—
壁の熱伝達係数 $h_w$ [kcal / m <sup>2</sup> ·h·°C]	2.0	2.0	2.0

外気条件: 東京、7月 15時 (Table 3 参照)

Table 7 境界条件

	速度場	$k$	$\epsilon$	温度場
壁面	Non-slip 条件	0	0	計算値
吹出口	$u_N = u_m, u_r = 0$	$k_m = 1/2 (u_m / 10)^2$	$\epsilon_m = C_d k_m^{1/3} / (0.5D_0)$	$T_m$
吸込口	$u_N = u_{out}, u_r = 0$	Neumann 条件	←	←
対称面	$u_{N,j,k} = 0, u_{N,j,k} = u_{N,j,k-1}$	$k_{j,k} = k_{j,k-1}$	$\epsilon_{j,k} = \epsilon_{j,k-1}$	$T_{j,k} = T_{j,k-1}$

Table 8 計算条件

吹出方式	$u_m$ [m/s]	$T_m$ [°C]	$Q_0$ [m <sup>3</sup> /s]	$E_C$ [kcal/h]	Ar [-]
横吹出	2.0	25	7.04	35,400	0.038
鉛直吹出	1.0	20	0.77	7,743	0.142

条件は、前節同様、無風状態で夏季 (東京; 7月の15時) の気象条件 (気温、日射量) を想定し、外壁温度の算出方法は前節と同じとする。壁は仮想的な材質を想定し、各数値については Table 6 でまとめる。これらの系で解析を行い、大空間をもつ建物における気流特性や温度分布を定性的に把握する。

メッシュ分割はこれまでと同様に吹出/吸込口近傍及び壁面近傍でメッシュを細かく分割した。境界条件は

Table 7に示すが、壁面温度の算出方法は前節と同じとする。計算条件はTable 8にまとめる。風速等は任意の値で設定する。これらの系は大きなスケールで計算を行うためメッシュ分割数も多くなり、解析を行うのに長時間必要となる。そのため、東西方向の日射条件が同じであることから $z$ 方向（東西方向）に対して左右対象となるので、左右対称面（ $z = \text{一定の面}$ ）に対してSymmetry条件を与えることで解析領域を半分にする。初期条件としては、前節同様、吹出開始前は $30^\circ\text{C}$ 均一温度の部屋とし、室内の全速度成分、 $k$ 、 $\epsilon$ は零として流動、自然対流などは全くないものとする。

#### 4.2 解析結果と考察

それぞれの系に対する計算結果をFigures 13~16に示す。計算は温度成層が床から天井まで発達しているのが確認できた時点で終了させた。どちらの系でも吹出気流が当たらない場所では大空間特有の水平基調の温度成層

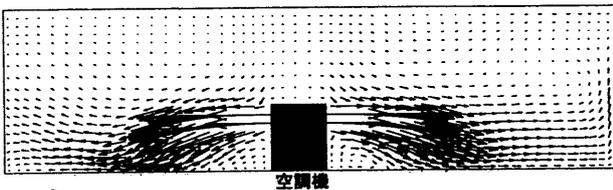


Figure 13 風速分布  
(大空間：横吹出 xy断面 吹出から485秒後)

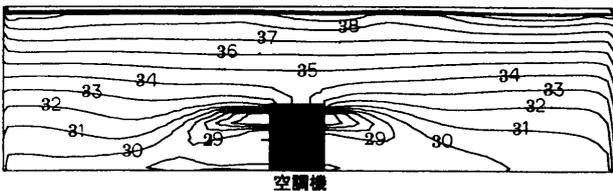


Figure 14 温度分布  
(大空間：横吹出 xy断面 吹出から485秒後)

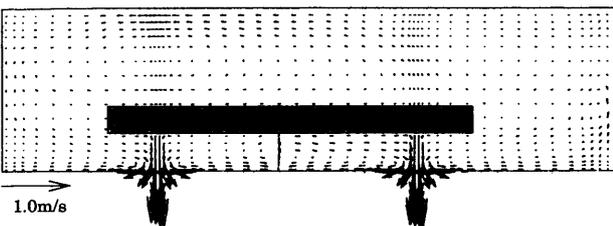


Figure 15 風速分布  
(大空間：ダクト吹出 xy断面 吹出から440秒後)

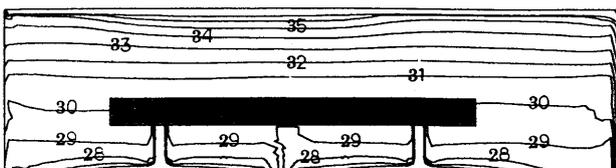


Figure 16 温度分布  
(大空間：横吹出 xy断面 吹出から440秒後)

が確認できた。また、壁面温度に差がある南北の壁面近傍の流れに着目すると、温度が高い南側の壁面近傍のほうが自然対流が強く現れている。

現段階ではこのような単純系でしか計算ができない。しかしながら、本来の大空間を持つ建物では吹出口の数や位置、方法も多種多様で、工場などでは機械や炉などといった内部発熱体も存在する。工場空調では吸込口（排気口）の位置、方法による省エネ空調の方法もある。従ってこの大空間をもつ系でのシミュレーションをさらに発展させるには収束性、計算安定性の向上が不可欠である。また、輻射伝熱の考慮や対流伝熱係数の厳密解など、壁面伝熱モデルの高度化が必要となると考えられる。また現在は顕熱のみを考慮しているが、湿度を考慮できる拡散方程式などを導入してモデル化できれば潜熱も考慮して計算できる上、湿球温度を考慮できれば体感温度分布を得ることができるのでより実用性が高まると思われる。

#### 結 言

本報では室内空調における流れ場と温度場の非等温3次元乱流の解析プログラムを $k-\epsilon$ モデル（NHモデル）に基づいて開発した。このプログラムは個人レベルで購入することができるパソコンで解析できる点がメリットである。また、開発したプログラムの精度について、過去に報告された実測値と比較した結果、速度場はまずまずの一致を得、温度場については定量的には精度があまり良くなかったが、定性的にはよく現象を再現しており、全体的な傾向を把握するには十分であると考えられる。

また、実際の建物における壁面伝熱モデルを考案して住宅レベルの大きさの建物と工場やホールなどに見られる大空間をもつ建物の空調シミュレーションを行った。住宅レベルのシミュレーションでは、あらかじめ目標とする室内温度（目標温度）に対して空調負荷計算から求めた冷却エネルギーを空間に吹き出したときの結果をシミュレーションしてみた。目標温度に対する定常時の温度（到達温度）は空調負荷計算の誤差範囲に収まるのが確認できたが、冷却エネルギーの大小だけでなくフローパターンにも大きく依存していることがわかった。

また大空間をもつ建物（大きいスケール）でのシミュレーションができ、大空間特有の温度成層が確認できた。しかしこの系でのシミュレーションは、例示したような単純な場でしか収束しておらず、この問題が改善されれば大空間をもつ建物の空調設計の際にかなり有効なデータを得ることができると考えられる。

## Nomenclature

Ar	アルキメデス数	[—]
$D_0$	吹き出し口相当径	[m]
$E_0$	冷却エネルギー	[kcal/h]
$h_{cdo}$	外壁面熱伝達係数	[kcal/( $m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ )]
$h_{cv}$	対流熱伝達係数	[kcal/( $m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ )]
$h_w$	壁熱伝達係数	[kcal/( $m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ )]
$I_n$	日射量	[kcal/( $m^2 \cdot h$ )]
k	乱流エネルギー	[ $m^2/s^2$ ]
K	吹出口係数	[—]
Pr	プラントル数	[—]
$Pr_t$	乱流プラントル数	[—]
$Q_0$	吹出風量	[ $m^3/s$ ]
$Q_N$	換気回数	[ $h^{-1}$ ]
T	温度	[K]
$T_{bulk}$	バルク領域温度	[K]
$T_{OA}$	外気温度	[K]
$T_r$	代表温度 (室内平均温度)	[K]
$T_{rcal}$	目標温度	[K]
$T_{sa}$	相当外気温度	[K]
$T_w$	壁面温度	[K]
$u, u_i$	速度成分 (X方向)	[m/s]
$u_N$	壁面法線方向速度成分	[m/s]
$u_t$	壁面接線方向速度成分	[m/s]
$U_w$	総括伝熱係数	[kcal/( $m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ )]
v	Y方向速度成分	[m/s]
w	Z方向速度成分	[m/s]
X	X [横 (吹出)] 方向距離	[m]
$X_i$	各方向距離	[m]
y	Y [高さ (重力)] 方向距離	[m]
$Y_p$	壁からの距離	[m]
$Y_w$	壁面から壁面第1メッシュまでの距離	[m]
z	Z (横方向) 方向距離	[m]
$\alpha$	熱拡散率	[ $m^2/s$ ]
$\alpha_m$	風上差分の重み係数	[—]

$\alpha_t$	乱流熱拡散率	[ $m^2/s$ ]
$\beta$	体膨張率	[T-1]
$\epsilon$	乱流エネルギー散逸率	[ $m^2/s^3$ ]
$\epsilon_i$	外壁日射吸収率	[—]
$\lambda$	熱伝導度	[W/( $m \cdot K$ )]
$\rho$	密度	[ $kg/m^3$ ]
$\tau_w$	壁面剪断応力	[Pa $\cdot$ s]

## Literature Cited

- (1) 化学工学会編：新版 化学工学—解説と演習—，横書店，p.320，pp.39~41，(1992)
- (2) Kim, J: "Notes on Numerical Fluid Mechanics", 15, Friender, Viewing & Sohn (1986)
- (3) 長野靖尚，辻俊博：数値流体力学シリーズ 3.乱流解析，東京大学出版会，pp.223~308(1995)
- (4) Nagano Y. and Hishida M.: "Improved Form of the k- $\epsilon$  Model for Wall Turbulent Shear Flows", Trans, ASME, J.Fluids Eng., 109, pp.156~160 (1987)
- (5) 高橋亮一：コンピュータによる流体力学〈演習〉，構造計画研究所，pp.214~235(1982)
- (6) 棚橋隆彦：CFD数値流体力学，アイピーシー，pp.198~205，pp.445~449，p.437 (1993)
- (7) 村上周三ら，“水平非等温噴流を有する室内の流れ場・温度場の数値解析”，日本建築学会計画系論文報告集 第423号，pp.11~21 (1991)
- (8) 加藤信介ら，“代数応力モデルによる3次元非等温流れ場の解析—代数応力方程式モデルによる室内気流解析 第4報”，日本建築学会計画系論文報告集 第443号，pp.15~20 (1993)
- (9) 空気調和衛生工学便覧 (第12版) 第3巻 空気調和衛生工学会 pp.266~279，pp.16~106 (1991)
- (10) 西川兼康，藤田恭信，機械工学基礎講座 伝熱学，理工出版社，pp.172~173 (1982)