

コンベンショナルフロー型クリーンルーム内の気流性状に関する研究(その21) ——室内に局所的に大きな発熱源がある場合の流れ場・温度場の数値解析——

Study on Velocity Distribution in Conventional Flow Type Clean Room (Part 21)

——Numerical analysis of flow field and temperature field in room with heat source——

村 上 周 三*・加 藤 信 介**・永 野 紳 一 郎***

Shuzo MURAKAMI, Shinsuke KATO and Shin-ichiro NAGANO

1. は じ め に

クリーンルーム内に大きな発熱量を持った気流障害物(半導体製造装置等)が設置された場合、それによる熱対流が室内の流れ場に大きな影響を与えることが予測される¹⁾²⁾。本報では、浮力効果を考慮した $k-\epsilon$ 型2方程式モデルによりこの影響を解析する。室温が上部で高く下部で低くなると浮力効果により乱れが減衰して流れが安定となる。この場合、 $k-\epsilon$ モデルによるシミュレーションでは、しばしば乱流エネルギーが減少して負の値となり計算不安定が生じる。本報ではこの影響を検討するため、特に浮力効果の影響が大きい場合に着目し、室内発熱源の発熱量および床面等の吸熱量を大きくし、極端な上下の温度分布が生じる場合に関し検討を行う。対象とした流れ場は従来の研究で用いたコンベンショナルフロー型クリーンルームである³⁾⁴⁾。4個の吹出口と4個の吸入口を有するクリーンルーム内において発熱物体を設置する。また床面には室内発熱に見合う吸熱条件を課し上下の温度分布形成を促進させる。

2. 対象クリーンルームモデルと気流障害物

図1に対象とした流れ場をそのシミュレーションのメッシュ分割とともに示す。供給風量、発熱量および物体の位置を変化させた場合の4ケース(表1)について解析を行う。物体は0.9m(幅)×1.2m(奥行)×0.75m(高さ)の直方体を想定する。

3. 基礎方程式および境界条件

表2に示す $k-\epsilon$ 型2方程式乱流モデルを基礎とする3次元解析を行う。ただし、 ϵ 方程式における浮力生産項のモデル化はRodiによる提案を3次元に拡張して用いる⁵⁾。なお自由空間および閉鎖空間を対象として行った浮力効果を考慮したこの $k-\epsilon$ モデルによるシミュレーション結果と実験結果の対応は、比較的良好ことが確認されている⁶⁾。境界条件を表3に示す。温度は吹出空気と

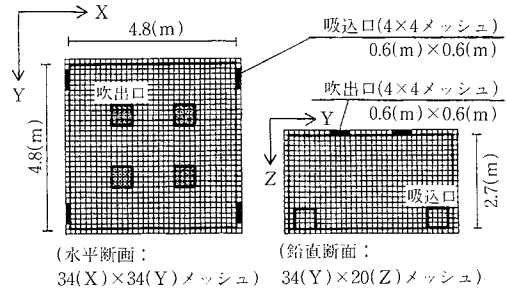


図1 メッシュ分割図(均等メッシュ分割)

の差温をシミュレートする。したがって、吹出空気の温度差は 0°C である。物体表面ではCaseにより異なる一定発熱フラックスの条件を課す。また床面は均一に $-0.5\text{ m}^{\circ}\text{C/s}$ の吸熱(約 0.6 kw/m^2)の条件を課し、他は断熱壁とみなす。

4. 解析結果

比較のため図2、6に室内に発熱吸熱のない等温の場合のシミュレーション結果を示す。これが実験結果との対応が良いことは以前示している³⁾⁴⁾。

4.1 Case 1 (基本タイプ: 図3)

吹出口直下に一定発熱している気流障害物を設置した場合の気流性状と温度分布を図3(a), (b)にそれぞれ示す。図3(a)では吹出噴流は等温の場合(図2)に比べて物体と衝突する位置が室内中央側に偏流するとともに、物体に衝突する噴流と壁面で囲まれた部分で比較的高い上昇流が生じている。また、これと反対側の噴流と壁面で囲まれた部分において、等温の場合は一様に上昇流が生じているのに対し、壁面の天井付近では下降流が生じている。温度分布(図3(b))をみると物体側の強い上昇流が生じている領域に対応して高温度域が広がっている。障害物のない噴流領域では吹出口温度は床面まで等しい。これに比べて物体上方の噴流温度は、物体に衝突するまでにやや上昇している。

*東京大学生産技術研究所 付属計測技術開発センター
**東京大学生産技術研究所 第5部
***東京大学生産技術研究所 民間等共同研究員(フジタ工業㈱)

表 1 解析種類

ケースNo	物体位置	物 体 床 面 発熱量合計(kw) 吸熱量合計(kw)	吹出・吸込口 速 度(m/s)	換気回数 (回/h)	吹 出 口 温度差(°C)	備 考
Case 1	吹出口直下	10 13.2	1.0	84.4	0	基本タイプ
Case 2	吹出口直下	10 13.2	0.1	8.4	0	供給風量1/10
Case 3	吹出口直下	2 13.2	1.0	84.4	0	物体発熱量1/5
Case 4	壁際	10 13.2	1.0	84.4	0	物体位置変化

注1)物体発熱量 2.36kw/m²(Case 3 : 0.47kw/m², Case 4 : 3.00kw/m²)
 注2)床面吸熱量 0.60kw/m²
 注3)浮力効果の影響を強調するため物体発熱量は特に大きくしている
 注4)物体は床に接する面を除く5面(Case 4では4面)から発熱させている

注5)温度は吹出口空気基準としてその差温を解析する

表 2 基礎方程式 (Rodiモデル, 3次元)

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial U_j U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho + \frac{2}{3} k \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu_i \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) + \delta_{is} g \beta T \quad (2)$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial U_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu_i \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \nu_i 2 S_{ij} S_{ij} - \epsilon - \frac{\beta g}{\sigma_s} \nu_i \frac{\partial T}{\partial x_s} \quad (3)$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial U_j \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) - C_2 \frac{\epsilon^2}{k} + C_1 \frac{\epsilon}{k} \left(\nu_i 2 S_{ij} S_{ij} - \frac{\beta g}{\sigma_s} \nu_i \frac{\partial T}{\partial x_s} \right) (1 + C_3 R_t) \quad (4)$$

If $U_i^2 + U_j^2 > U_s^2$ (水平せん断流)

$$R_t = \left(\frac{\beta g \nu_i \frac{\partial T}{\partial x_s}}{\sigma_s} \right) / \left(\nu_i 2 S_{ij} S_{ij} - \frac{\beta g}{\sigma_s} \nu_i \frac{\partial T}{\partial x_s} \right) \quad (5)$$

If $U_i^2 + U_j^2 \leq U_s^2$ (鉛直せん断流)

$$R_t = 0 \quad (6)$$

$$\nu_i = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} = k^{1/2} l \quad (7)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (8)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial U_j T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu_i \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (9)$$

$C_\mu = 0.09$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $C_3 = 0.80$
 $\sigma_1 = 1.0$, $\sigma_2 = 1.3$, $\sigma_3 = 1.0$

U_i : 平均速度 (m/s), $i=1,2,3$, P : 圧力 (N/m²), ρ : 密度 (kg/m³)
 ν_i : 渦動粘性係数 (m²/s), k : 乱流エネルギー (m²/s²)
 ϵ : 乱流散逸 (m²/s³), l : 乱れの長さスケール (m),
 g : 重力加速度 (m/s²), β : 膨脹率 (1/°C)
 T : 温度差 (各点温度-吹出温度) (°C)
 R_t : フラックスリチャードソン数 ((5), (6)式),
 δ_{ij} : クロネッカーデルタ

4. 2 Case 2 (供給風量1/10とする場合: 図4)

基本タイプ(Case 1)に比べて吹出口速度を1/10の0.1 m/sとした場合の気流性状を図4(a)に, 温度分布を図4(b)に示す。この場合, 吹出口速度および吹出空気温度(0°C)と室内平均温度の差で算出した吹出噴流のAr(アルキメデス)数(浮力と慣性力の比に対応= $g\beta TL/U^2$, T: 室平均温度-吹出口空気温度(°C), L: 吹出口幅0.6m)はCase 1に比べ約280倍となり浮力効果が卓越する。図4(a)では, 物体より生じる強い上昇流が吹出噴流に打ち勝ち, 天井面に衝突し発散している。この天井面における発散流のために物体の設置された側の上部壁面では下降流が生じている。物体の設置されていない側

表 3 境界条件および差分スキーム

①吹出口:	$U_N = 1.0$ (m/s) (Case 2: 0.1 (m/s)), $U_T = 0.0$ (m/s) $k_{in} = 0.005$ (m ² /s ²), $l_{in} = 0.02$ (m), $T_{in} = 0$ (°C)
②吸込口:	$U_N = 1.0$ (m/s) (Case 2: 0.1 (m/s)), $U_T = 0.0$ (m/s) k : free slip, ϵ : free slip, T : free slip
③壁面:	$U_N = 0.0$ (m/s), U_T : 1/7乗則 k : free slip, $\epsilon = C_\mu^{3/4} k^{3/2} / (\kappa \cdot Z)$ 温度: 床面-0.5 (m°C/s) 熱フラックス指定 床面以外 free slip (断熱壁)
④発熱体:	温度: Case 1: 1.96 (m°C/s), Case 2: 1.96 (m°C/s) Case 3: 0.39 (m°C/s), Case 4: 2.49 (m°C/s)
⑤差分スキーム:	時間差分: Adams-Bashforth型 空間差分: 移流項に関して一次精度風上差分 拡散項を含むその他の項は中心差分

添字N, Tはそれぞれ法線, 接線方向

の噴流は弱く床面まで到達していない。図4(b)の温度分布をみると, 物体上部に高温領域が広がり, 吹出気流の影響は消滅している。床面付近では気流速度が小さい(図4(a))のために, 等温線が水平となり, 鉛直方向に強い温度勾配のある温度成層が形成されている。今回のシミュレーションでは乱流エネルギーが負の値を示した場合, 強制的にその場所のkに室内の乱流エネルギーの空間平均値の1/500を与えて(数値的なkの生産項を付加することに対応)計算不安定を防止した。この便法により, 一応のシミュレーション解が得られる。なお, この処置を行わないとシミュレーションはこの領域でkが負となり解が得られない。

4. 3 Case 3 (物体発熱量1/5とする場合: 図5)

基本タイプ(Case 1)に比べて物体発熱量を1/5とした場合の気流性状および温度分布を図5(a), (b)に示す。この場合, 吹出噴流のAr数はCase 1に比べて約1/5となる。気流性状(図5(a))では, 基本タイプに比べて物体から生じる上昇流が弱いために, 物体に衝突する吹出噴流はほとんど偏流していない。しかし等温の計算結果(図1)と比較すると, 物体の設置された側の天井付近における流れが多少強くなり, 噴流と壁面の間に強い循環流が生じている。温度分布(図5(b))では, 物体側面

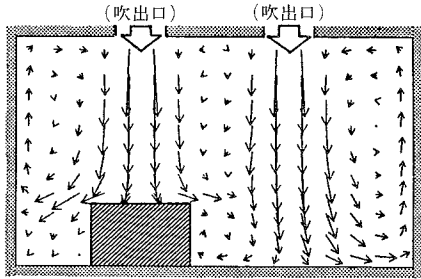


図2 等温場の気流性状³⁾
(吹出口直下に物体設置)

注1) 等温(図2)の場合の
Case 1~3(図3
~5)との計算条件の
差異
 $k_{in}=0.05(m^2/s^2)$
 $l_{in}=0.45(m)$
●空間差分
運動方程式移流項
→中心+部分風上
●数値定数
 $C_1=1.59, C_2=2.0$

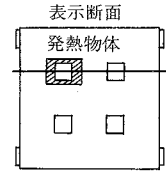
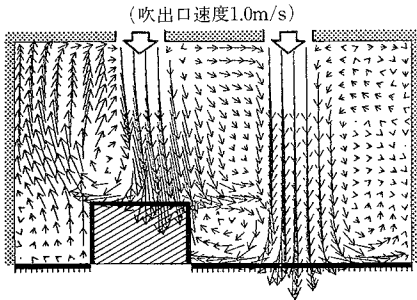
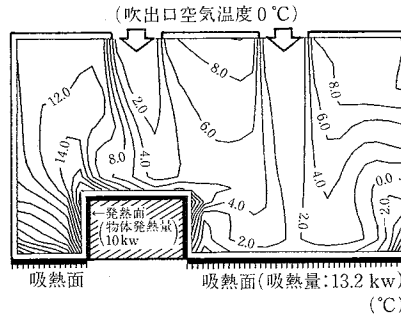


図2~5

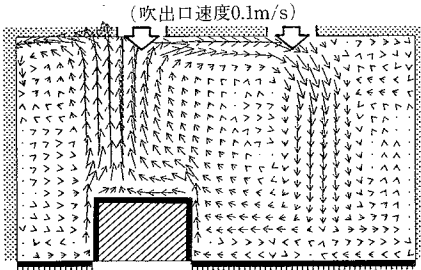


(a) 気流分布

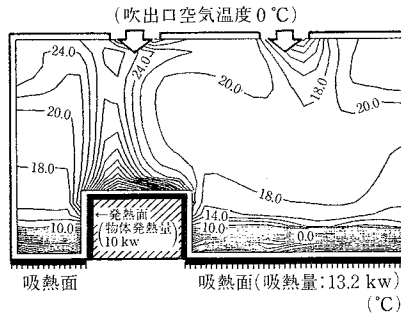


(b) 温度分布(室平均温度5.3°C)

図3 Case 1(基本タイプ)の結果

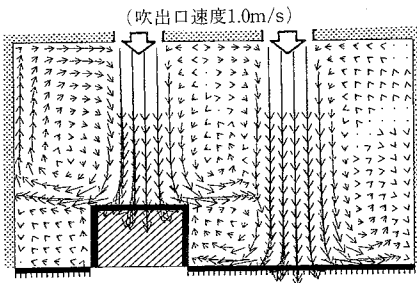


(a) 気流分布

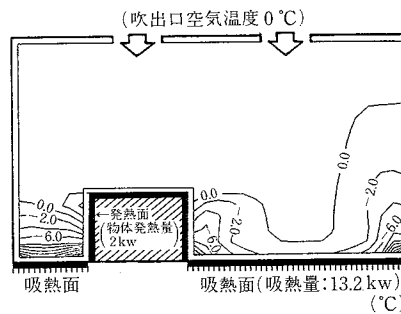


(b) 温度分布(室平均温度15.2°C)

図4 Case 2(供給風量1/10とする場合)の結果



(a) 気流分布



(b) 温度分布(室平均温度-0.96°C)

図5 Case 3(物体発熱量1/5とする場合)の結果

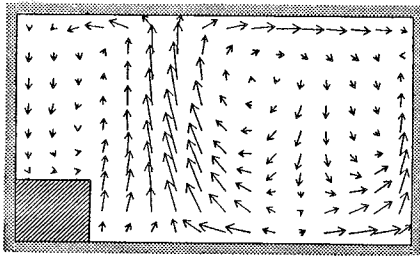


図6 等温場の気流性状³⁾(壁際に物体設置)

注2) 等温(図6)の場合の
Case 4(図7)との計
算条件の差異
 $l_m = 0.45(m)$
●空間差分
運動方程式移流項
→中心+部分風上
●数値定数
 $C_1 = 1.59, C_2 = 2.0$

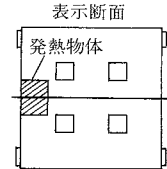
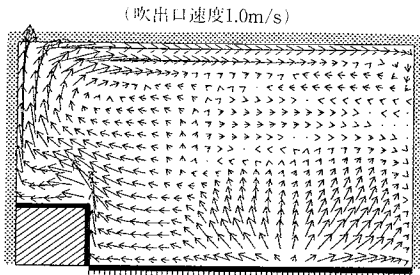
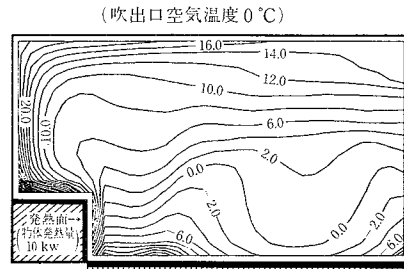


図6, 7



(a) 気流分布



(b) 温度分布 (室平均温度6.0°C)

図7 Case 4 (物体を壁際に設置する場合, 発熱量はCase 1に同じ) の結果

近傍の領域で温度成層が形成されている。物体より上方の領域はほとんど吹出口温度に等しくなり、床面の強い吸熱条件の影響は床面近傍を除いた領域でほとんど現れていない。

4.4 Case 4 (物体を壁際に設置する場合: 図7)

基本タイプに対して物体を壁際に設置した場合の結果を図7(a), (b)に示す。発熱, 吸熱条件はCase 1と同じである。等温の場合の結果(図6)では、室内中心側の物体側面で強い上昇流が生じており、物体上部では壁面に沿う下降流が生じている。これに対して、物体が発熱する場合(図7(a))は物体上部に強い上昇流が形成され、これが天井面に衝突して天井に沿う流れ場が形成されている。また、物体と反対側の壁との間の中央部分には、この表示断面の側方にある吹出噴流が床面に衝突して生じる発散流による上昇流がみられる。温度分布(図7(b))では、物体から生じる熱対流の影響がよく現れており、天井面から床面まで温度成層が形成されている。

5. ま と め

コンベンショナルフロー型クリーンルーム内に熱対流のある流れ場について検討した。その結果、①等温の場合の結果に比べて物体の発熱により生じる上昇流は、流れ場に大きな影響を及ぼし、室内温度分布形成に大きく関与する。②温度成層の形成により乱流エネルギーは減衰して負の値を示す。このためシミュレーションが発散

する対策として、乱流エネルギーが数値誤差程度の小さな値となる場合には数値的な k の生産項を付加することにより k の正の値を確保して計算を安定させている。今後はモデルの改良を含めて室温制御に関する実用的なシミュレーション手法の開発を行っていく予定である。

(1988年9月27日受理)

参 考 文 献

- 1) 高仲, 宇井, 田熊, 住廣: 日本建築学会大会学術講演梗概集(環境工学), 1985.10, pp255-258
- 2) F. Sodec, W. Veldboer: 8th International Symposium on Contamination Control, MILAN, 1986.9, pp869-885
- 3) 村上, 加藤, 須山: 生産研究, 37-5, 1985.5, pp36-39
- 4) 須山, 村上, 加藤: 日本建築学会大会学術講演梗概集(環境工学), 1985.10, pp261-262
- 5) 村上, 加藤, 須山: 生産研究, 38-1, 1986.1, pp54-57
- 6) 加藤, 村上, 須山: 日本建築学会大会学術講演梗概集(環境工学), 1987.10, pp1135-1136
- 7) 須山, 村上, 加藤, 中川: 日本建築学会大会学術講演梗概集(環境工学), 1987.10, pp1137-1138
- 8) W. Rodi, M.S. Hossain: Turbulence Model for Buoyant Flows and its Application to Vertical Buoyant Jets, Turbulence Buoyant Jets and Plumes, HMT-Series, Vol. 6, Pergamon Press, Oxford England, 1982
- 9) 中川, 村上, 加藤: 日本建築学会大会学術講演梗概集(環境工学), 1988.10, pp763-764