

断熱壁面を持つ室内流れの空調数値シミュレーション第2報

○大倉 学(鶴見工高・設備)
小野 清秋(日大・理工・機械)

Numerical simulation of heat flow in the room
with adiabatic walls

Manabu Ohkura & Kiyooki Ono

Tsurumi Industry High School, 4-146 Shitanoya-cho Tsurumi-ku Yokohama Kanagawa
omana01d@edu.city.yokohama.jp

*Dept. Mech. Engn., Coll. Sci. & Tech., Nihon Univ., 1-8 Kanda-Surugadai Chiyoda Tokyo
kiyoaki@mech.cst.nihon-u.ac.jp

Abstract

This paper is to simulate air stream and temperature distribution in an air-conditioned room. The walls of the room are assumed to be adiabatic. Such prediction is necessary to keep the room comfortable. The air conditioner continues to eject constant amount of energy. The process of the computation must guarantee such characteristics. For this purpose the new parameter is introduced to satisfy the "energy balance equation".

1. 序論

快適な室内環境を整えるためには、室内の温度分布・気流分布を事前に予測し空調設計を行うことが重要である。室内空調においては、エアコンの取り付け位置、風量、風向など設計の際に注意すべき点が多い。室内に配置された家具などの障害物は室内の流れ場に大きく係わる要素である。さらに、実際の部屋では、外気との温度差により壁面からの熱通過があり、壁面における伝熱量を見積もることはエアコンの選定上不可欠である。とくに暖房時には室温と外気との温度差が大きいため、壁面や特に熱通過率が大きいガラス窓があるとそこで空気が冷やされ、その近傍では寒く感じる、コールドドラフトなどの問題が起こりやすい。快適な室内環境を得るため、室内の温度分布・気流分布を事前に予測し室内空調設計を行うことが重要である。エアコン等から熱風あるいは冷風を吹き出す場合の流れ場を計算するためには、注入エネルギーを一定として、計算を進める必要がある。その際、トータルエネルギーの収支を完全に見積もらないと計算がうまくゆかない。そのことを示すため、断熱壁を仮定した室内流れの数値シミュレーションを行った。

2. 数値解析法

2.1 基礎方程式

基礎方程式は連続の式 (Eq. 1) 気流についてはナビエストークス方程式 (Eq. 2) を用いた。室内の気流の速度は音速に比べて小さいので非圧縮性流体として扱うことができる。流体内の温度が空間的・時間的に変化するので流体の密度も変化する。密度変化が大きくないうちはあまり影響を受けないが、密度変化が大きくなるとその影響が無視できなくなる。ここでは温度変化による密度変化が浮力をとおしてのみ流体の運動に影響を与えると考え、ブシネスク近似を用いた。圧力は、MAC 法に従い、(Eq. 3) を用い計算を進めた。流体の温度はエネルギー方程式より求めた。流速があまり小さくなく、運動エネルギーが熱による内部エネルギーにくらべ小さい場合を考え、粘性による散逸も十分に小さいと仮定し (Eq. 4) のエネルギー方程式を解いた。

$$\operatorname{div} \mathbf{u} = 0 \quad (\text{Eq. 1})$$

$$\rho \left\{ \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} \right\} = -\nabla p + \rho \nu \nabla^2 \mathbf{u} + \rho \beta g \partial T \quad (\text{Eq. 2})$$

$$\nabla^2 P = -\rho \operatorname{div}(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} + \rho \frac{D^n}{\Delta t} + \rho \operatorname{div} \beta g \partial T \quad (\text{Eq. 3})$$

$$\rho C_p \left\{ \frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) T \right\} = \lambda \nabla^2 T \quad (\text{Eq. 4})$$

$\nabla = (\partial/\partial x, \partial/\partial y, \partial/\partial z)$ とした。

2.2 差分法

空間における近似は、速度の対流項には、三次の精度を持つ風上差分を用い、拡散項および圧力には、二次の精度を持つ中心差分を用いる。エネルギー式の対流項には、差分の精度が1次、2次、3次の精度をもつ風上差分をそれぞれ用い陰的に解いた。時間に関しては、速度を二次の精度を持つクランクニコルソン法を用いた。

2.3 初期条件および境界条件

初期条件

本計算での流体は、初期時刻においては、速度が $U=V=W=0$ とし、エアコン噴出口では、1秒間かけて 4m/sec になるようにした。圧力は、 $P=0[\text{Pa}]$ である。温度は、壁面温度を含めすべてを 20 にしてある。

境界条件

壁面の速度は、 $0[\text{m/sec}]$ 。エアコン吸込口速度は、1つ内側の値を外挿した。エアコン吹出口の圧力は、1つ内側の値を外挿し、吸込口圧力は、 0 と固定した。壁面圧力は、ノイマン条件とした。

3. 計算格子

本研究では、室内環境を問題にしているので、日本で平均的な部屋である6畳間(3.6×2.7×2.4[m])(Fig.1)を考え、不等間隔直交格子を用いて計算を行った。(94×94×94)

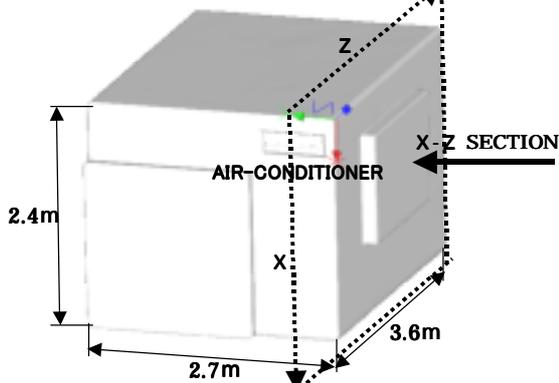


Fig.1 Room Structure

4. 計算方法

室内には、Fig.2に示すエアコンが設置してあり、暖房能力Q=3900Wである。エアコンからの吹出速度は、最大の4m/secで

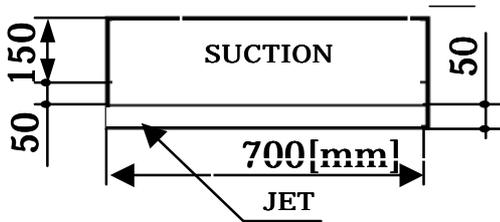


Fig.2 Air Conditioner

ある。式 (Eq. 5) が成立することから、

$$\rho C_p A v (T_{out} - T_{in}) = Q [W] \quad (\text{Eq. 5})$$

(T_{out} 、 T_{in} はそれぞれ吹出口温度、吸込口温度)

吹出口温度は、吸込口温度より23.16°Cの温度が高いことになる。初期状態では、室内温度が20°Cであるので、吹出口温度は、43.16°Cということになる。吸込口温度は、20°Cで計算を開始する。計算が進むにつれて、吸込口温度の温度上昇分を吹出温度にプラスすることとした。吹出口速度は、最初1秒かけて4[m/sec]となるようにした。また、エネルギーの注入は、速度が4m/secになってから、0.5秒後に開始することとした。なお、タイムステップは、dt=0.001[sec]である。

5. 計算結果

Fig.3は、それぞれEq.1エネルギー方程式の対流項を1次風上解いた時の注入エネルギーを示している。対流項1倍での計算は注入エネルギーが不安定で、平均注入エネルギーは1053[W]である。また、エネルギー方程式の対流項を2倍にした場合は、1倍より注入エネルギーを多くできるがやはり不安定である。対流項1倍で吹出温度を徐々に上昇させた場合は比較的安定であり、平均注入エネルギーは2339[W]である。

やはり、注入エネルギーは3900[W]を満たさない。Fig.4, Fig.5はそれぞれエネルギー方程式の対流項を2次の風上差分、3次の風上差分で温度を徐々に上昇させたの注入エネルギーを示している。注入エネルギーはそれぞれ、4083[W], 3836[W]であり、エネルギー注入は3900[W]に近い。Fig.6, Fig.7, Fig.8はそれぞれ、エネルギー方程式の対流項を1次, 2次, 3次、の風上差分を用

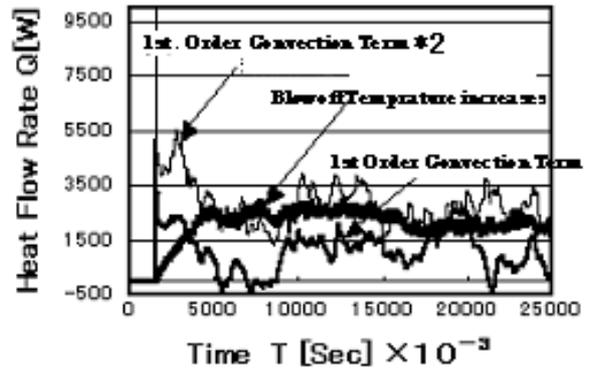


Fig.3 Heat Flow Rates (1st Order)

いて計算した時の室内温度、最大温度と最小温度を示した図である。1次風上差分では、20°Cの最小温度を逸脱しないが、2次、3次風上差分では逸脱してしまう。つまり、対流項に1次の風上差分適用した場合は、温度は逸脱しないが注入エネルギーは条件を満たさない。

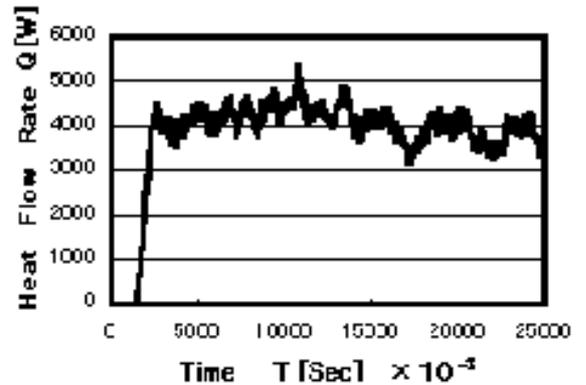


Fig.4 Heat Flow Rate (2nd Order)

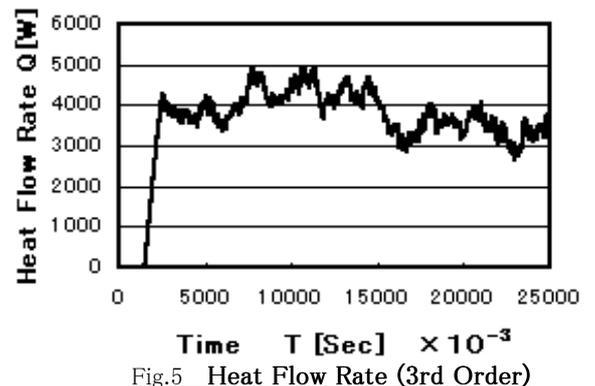


Fig.5 Heat Flow Rate (3rd Order)

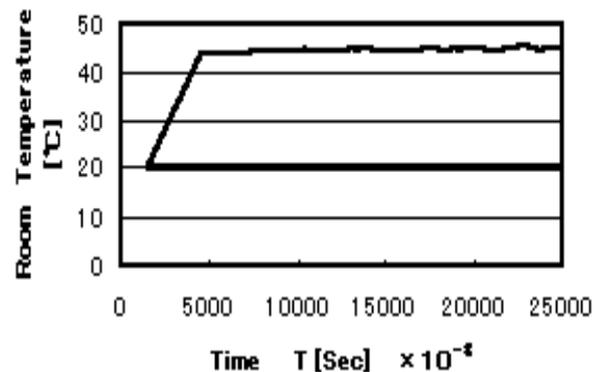


Fig.6 Min-Max Temperature (1st Order)

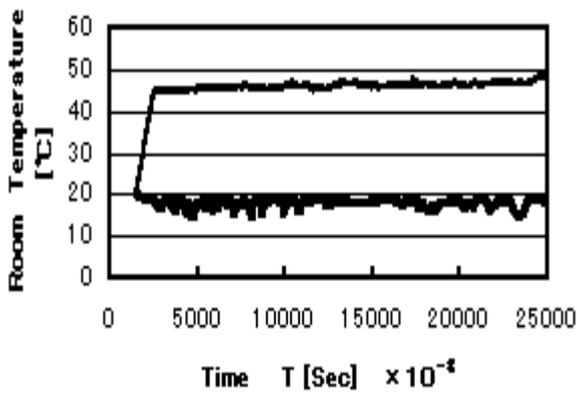


Fig.7 Min-Max Temperature (2nd order)

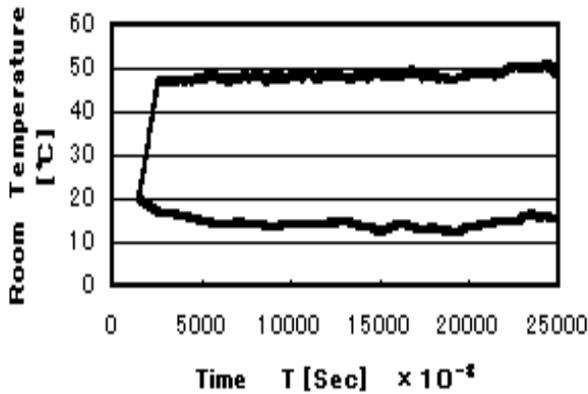


Fig.8 Min-Max Temperature (3rd order)

$$\rho C_p \left\{ \frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) T \times Cok(t) \right\} = \lambda \nabla^2 T \left[\frac{W}{m^3} \right] \quad (\text{Eq.6})$$

$$\rho C_p \int_0^V dV \{ (\mathbf{u} \cdot \nabla) (T^{n+1} - T^n) \cdot Cok(t) \} = Q[W] \quad (\text{Eq.7})$$

そこで Eq.6, Eq.7 を適用し計算した。その結果 Fig.9 を得た。

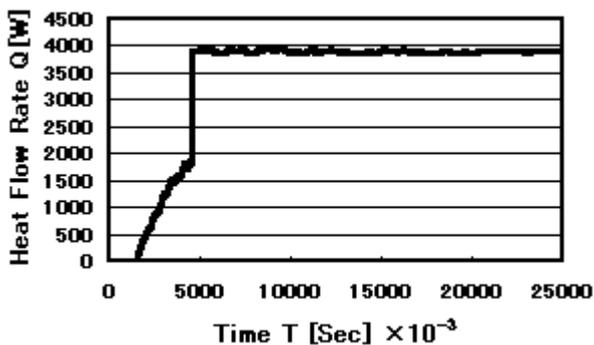


Fig.9 Heat Flow Rate (1st Order Controlled)

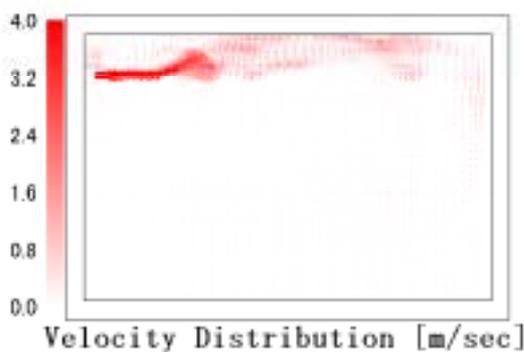


Fig.10 Velocity Distribution(1st Order Controlled)

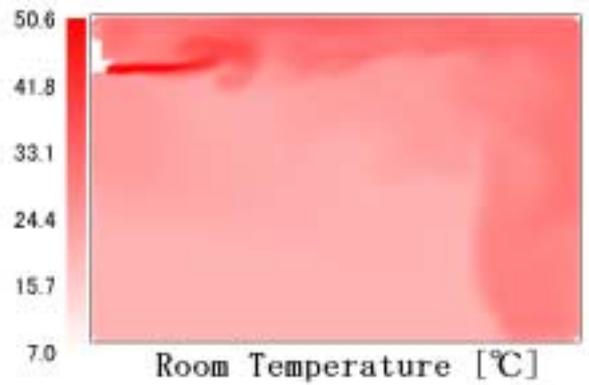


Fig.11 Tempetature Distribution (1st order Controlled)

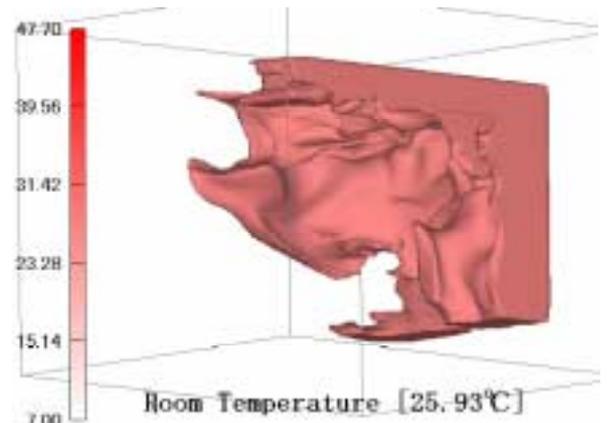


Fig.12 Surface Temperature(1st order Controlled)

注入エネルギーを確実にコンスタントにすることができた。

対流項が常に 3 9 0 0 [W] になるように Cok(t) を決定させながら計算を進めることで注入エネルギーがコンスタントになることがわかる。

Fig.9, Fig.10 はエアコン中央断面における吹き出し開始から 25 秒後の気流分布、温度分布を示し Fig.12 は、25.93[] での等温度面を示す。吹き出し近傍では浮力により上方へ向かい天井を這いながら、側面へ当たり壁面伝いに床面へと向かうようすが示しめされた。

6. まとめ

Eq.6, Eq.7 を適用し対流項が常に 3 9 0 0 [W] になるように Cok(t) を決定させながら計算を進めることではじめて注入エネルギーをコンスタントにすることが出来た。吹出口付近では、すぐに温度勾配はゼロに達するので、吹出口より常にエネルギーを供給する計算をするには、対流項が確実にエネルギーを内部に分配する条件がひとつである。

参考文献

大倉 学 「室内流れの数値シミュレーション」

1995 第 9 回空気調和・衛生工学会

岩槻弘靖 大倉学 小野清秋

「エアコンによる室内空調の数値シミュレーション」

第 2 9 回流体力学講演会 (1997)

大倉学、小野清秋

「断熱壁面を持つ室内流れの空調数値シミュレーション」

第 3 2 回流体力学講演会 2000

大倉学、小野清秋

「断熱壁面を持つ多様な吹出角度における室内流れの空調数値シミュレーション」 流体力学講演会 (2001)