

強制空冷装置に対応した高効率空調気流方式に関する研究

その3 二重床吹き出し・天井吸い込み気流方式での温度予測方法の検討

空調調和、強制空冷、温度予測

正会員 ○阿部 正弘**
同 羽山 広文*
同 木下 学*
同 山崎 大輔****
同 寺島 克*
同 倉淵 隆***

1.はじめに 筆者らはこれまで、電算機室のように強制空冷方式の高発熱機器が設置された室の空調に関して、送風機容量およびその動力の削減を目的に、二重床から供給される空調給気に機器周辺の室内空気を混合して利用する方法(室内空気再循環気流方式)の検討^{1),2)}を進めている。この空調気流方式を実現するには、機器の発熱量に応じて空調給気量を調整することが望ましいが、二重床内をプレナムチャンバとして空調給気を分配する場合、二重床からの空調給気量を正確に制御することは、困難な事例が多い。機器発熱量と空調給気量が対応しない場合、各機器の再循環空気温度など各部の温度を予測することは、本空調気流方式の適用限界を把握する上で重要と考えられる。

既報^{1),2)}では各機器の発熱量に応じて空調給気量を調整し、機器の吹出し温度を均一にすることを想定して室内空気再循環気流方式のモデルを作成した。本報告では、室内に設置される機器の発熱量と空調給気量が厳密には対応せず、各機器の吹出し温度が一樣でない条件で、隣接する機器の吹出し温度が各部の温度へ与える影響を明確にすることを目的とした検証を行った。具体的には、室内の水平方向の熱移動を考慮したモデルを作成し、さらに、図1,2に示す実大規模実験によりその妥当性を検証した結果について報告する。

2. 水平方向の熱移動を考慮したモデル

機器毎に水平方向の熱移動を考慮した集中定数モデルを作成する(図3)。二重床から給気温度 θ_0 、風量 V の空調給気を行い、室内の機器発熱 $H_{m,j}$ と壁体負荷 $H_{w,j}$ (冷房負荷の場合、正の値)によって最終的に空調還気温度 θ_1 に昇温して天井から空調機へ戻る。温度 θ_0 の空調給気は機器下部からの風量 V_d 、機器周辺からの風量 V_f 、機器の冷却に寄与しない空調損失給気量 V_u 、に分離して考える。機器冷却空気温度を $\theta_{0,m,j}$ とすると、機器発熱量 $H_{m,j}$ により $\theta_{1,m,j}$ まで昇温し機器から排出される。機器からの吹出し風量の内、 V_r は機器設置領域に環流し、機器周辺からの空調給気量 V_f と混合する。また、隣接する機器の再循環温度 $\theta_{a,j+1}$ の影響を受けることにより機器再循環温度 $\theta_{a,j}$ 、再循環風量 V_a となり機器の側面下部から吸込まれる。

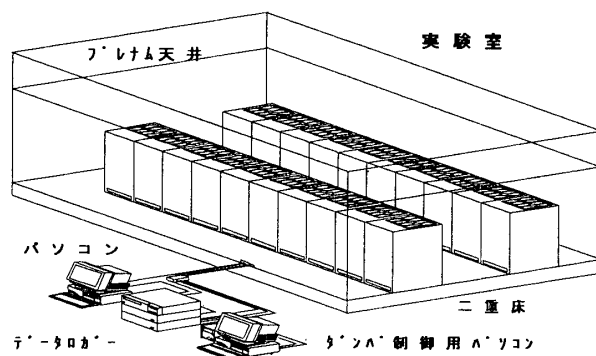


図1:測定システム

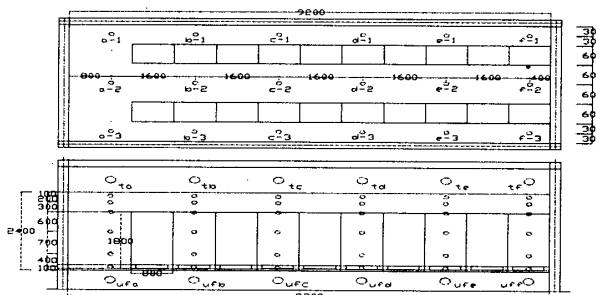


図2:実験室平面図、断面図

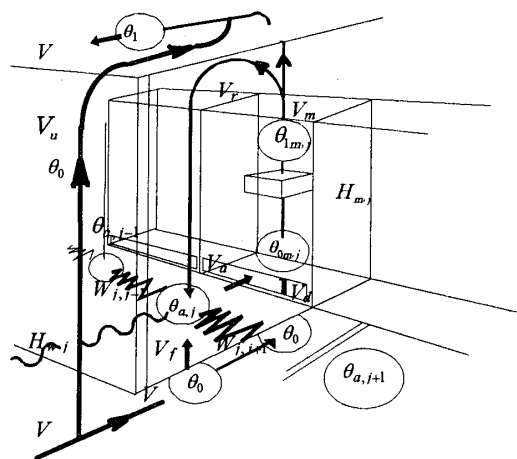


図3:モデル概要図

Highly Efficient Air Flow Systems for Air Conditioning Rooms with Forced Air Cooling Equipment
Part3 Examination of method for prediction of temperature for the under floor air supply and the ceiling return.

ABE Masahiro et al

機器下部では V_a と二重床からの空調給気量 V_d が混合し、機器冷却空気温度 $\theta_{0m,j}$ 、機器換気量 V_m となり機器の冷却に用いられる。

以上のモデルを想定すれば各機器毎に、以下の熱平衡式が成り立つ

$$c_p \rho \cdot V_m (\theta_{0m,j} - \theta_{1m,j}) + H_{m,j} = 0 \quad (1)$$

$$c_p \rho \cdot V_a (\theta_{a,j} - \theta_{0m,j}) + c_p \rho \cdot V_d (\theta_0 - \theta_{0m,j}) = 0 \quad (2)$$

$$c_p \rho \cdot V_r (\theta_{1m,j} - \theta_{a,j}) + c_p \rho \cdot V_f (\theta_0 - \theta_{a,j}) + W (\theta_{a,j-1} - \theta_{a,j}) + W (\theta_{a,j+1} - \theta_{a,j}) + H_{w,j} = 0 \quad (3)$$

$$\sum_j \{ c_p \rho \cdot (\theta_{1m,j} - \theta_1) (V_m - V_r) / 20 \} + c_p \rho \cdot V_a (\theta_0 - \theta_1) = 0 \quad (4)$$

熱移動係数 ΣW_j が実験で同定出来れば各部の温度は(1)~(4)式から次式となる。

$$\theta_{0m,j} = \frac{H_{m,j}(1 - \kappa_m \cdot \eta_v) + H_{w,j} + W(\theta_{a,j-1} - \theta_{a,j}) + W(\theta_{a,j+1} - \theta_{a,j})}{c_p \rho \cdot V_m \cdot \kappa_m \cdot \eta_v} + \theta_0 \quad (5)$$

$$\theta_{1m,j} = \frac{H_{m,j} + H_{w,j} + W(\theta_{a,j-1} - \theta_{a,j}) + W(\theta_{a,j+1} - \theta_{a,j})}{c_p \rho \cdot V_m \cdot \kappa_m \cdot \eta_v} + \theta_0 \quad (6)$$

$$\theta_{a,j} = \frac{H_{m,j}(1 - \kappa_m \cdot \eta_v) + H_{w,j} + W(\theta_{a,j-1} - \theta_{a,j}) + W(\theta_{a,j+1} - \theta_{a,j})}{c_p \rho \cdot V_m \cdot \kappa_m \cdot \eta_v (1 - \kappa_d \cdot \kappa_m \cdot \eta_v)} + \theta_0 \quad (7)$$

$$\theta_1 = \frac{\sum_j (H_{m,j} + H_{w,j})}{c_p \rho \cdot V_m \cdot \kappa_m} + \theta_0 \quad (8)$$

3. 実験方法と実験パターン 既報²⁾に示す実験装置を用い各機器の発熱パターンと空調給気量を変化させ計6ケースの実験を行った。図2と表1に発熱パターンと実験条件及び実験結果の一部を示す。

4. 実験結果

4-1. κ_m と η_v 、 κ_d の関係 図5に空調給気量の換気流量比 κ_m と η_v との関係を示す。図より κ_m の増加に伴い η_v は減少する傾向が見られる。図6に κ_m と機器下部からの換気流量比 κ_d の関係を示すが κ_m の増加に伴い、 κ_d は増加傾向となる。

4-2. 熱移動係数 W 熱移動係数 W は、実験から得られた各部の温度を(1)-(4)式の熱平衡式に代入し求めた。表1に κ_m との関係を示すが、実験結果はバラつきが見られるものの、 κ_m の影響を受けず一定となる。

5. モデルの評価 実験データを基に κ_d 、 η_v 、 W を求め(7)式に代入し、各機器の再循環温度 $\theta_{a,j}$ を算出した(図7)が、実験と、良く一致していることが分かった。図8に実験を行った全パターンの $\theta_{a,j}$ について実験と計算結果を示す。計算値は実験値と比べてやや高めとなったが、良く対応していると言える。

6. まとめ

水平方向の熱移動を考慮した室内空気再循環気流方式のモデルを作成し、実験により検証した結果、概一致し、今回の実験範囲においてモデルの妥当性が確認できた。

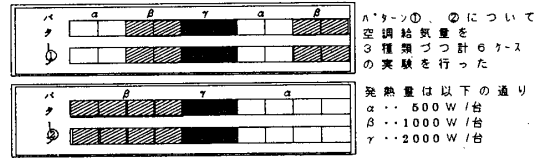


図4: 発熱パターン

表1: 実験パターンと主な実験データ

実験名	T21-025	T21-050	T21-075	T22-025	T22-050	T22-075
給気風量	6139.685	18953.72	29102.42	6767.658	18264.59	31359.94
排熱効率	0.954053	0.880529	0.698844	0.877297	0.835855	0.636095
κ_m	0.219412	0.677413	1.039544	0.241934	0.652789	1.120346
κ_d	0.59479	0.925252	1.177191	0.457357	0.886493	0.919758
W	4525.439	3435.167	2050.811	1553.288	2253.827	2309.639
発熱パターン	1	1	1	2	2	2

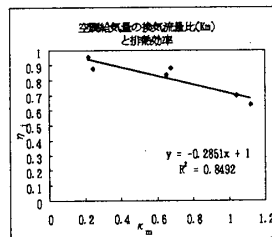


図5: 空調給気量の換気流量比と排熱効率

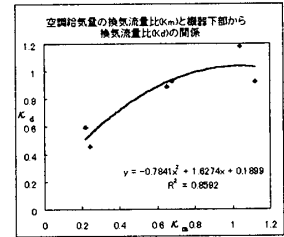


図6: 空調給気量の換気流量比と機器下部からの換気流量比

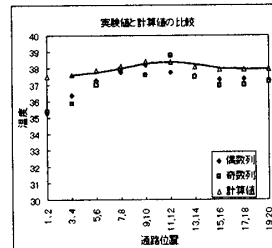


図7: 位置別の機器再循環温度(無次元化)

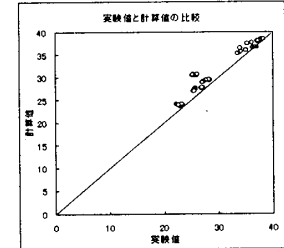


図8: 実験値と計算値の比較

参考文献

- (社)空気調和・衛生工学会: 空気調和・衛生工学便覧、第12版、6 応用編、pp. 167-172、1995.5
- 羽山広文・中里秀明・木下学: 電算機室用空調システムの研究(その1、その2、その3)、空気調和衛生工学会学術講演会講演論文、pp. 257-268、1995.10

記号表

C_p	: 空気の比熱	(J/(kg(DA)·K))
ρ	: 空気の比重	(kg/m ³)
H	: 総発熱量	(W)
$H_{m,j}$: 機器発熱量	(W)
$H_{w,j}$: 壁体の熱損失	(W)
V	: 空調給気量	(m ³ /S)
V_m	: 機器換気量	(m ³ /S)
V_d	: 機器下部からの空調給気量	(m ³ /S)
V_a	: 室内からの機器吸込み風量	(m ³ /S)
V_f	: 機器周辺からの空調給気量	(m ³ /S)
$\theta_{a,j}$: 機器再循環温度	(°C)
θ_0	: 空調給気温度	(°C)
$\theta_{0m,j}$: 機器冷却空気温度	(°C)
$\theta_{1m,j}$: 機器吹き出し温度	(°C)
κ_m	: 空調給気量の換気流量比	(V_d/V_m)
κ_d	: 機器下部からの換気流量比	($V_d/(\eta_v \kappa_m V_m)$)
η_v	: 排熱効率	($(V_d + V_f)/V$)
W	: 熱移動係数	(W/°C)

*NTTフアンティーズ

**東京理科大学大学院

***東京理科大学 助教授 工博

****(株) 竹中工務店

NTT POWER AND BUILDING FACILITIES INC.
GRADUATE SCHOOL SCIENCE UNIVERSITY OF TOKYO
ASSOC. PROF. SCIENCE UNIVERSITY OF TOKYO
Takenaka Corporation