



Title	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4 二重床吹出し・横吸込み方式における室内空気再循環モデルの検討
Author(s)	忽那, 秀治; 羽山, 広文; 山崎, 大輔 他
Citation	大会学術講演梗概集. D-2, 環境工学II, 熱, 湿気, 温熱感, 自然エネルギー, 気流・換気・排煙, 数値流体, 空気清浄, 暖冷房・空調, 熱源設備, 設備応用, 1996, 677-678
Issue Date	1996-07-30
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/50586
Rights	日本建築学会. 本文データは学協会の許諾に基づきCiNiiから複製したものである.
Type	journal article
File Information	GKKD-2_677-678.pdf



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4 二重床吹出し・横吸込み方式における室内空気再循環モデルの検討

空調調和、強制空冷、省エネルギー

正会員 ○忽那 秀治*
同 羽山 広文*
同 山崎 大輔**
同 阿部 正弘***
同 寺島 克*
同 倉渕 隆****

1. はじめに

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、室内空気再循環気流方式)の検討^{1), 2), 3), 4)}を進めている。

既報³⁾では、空調の還気にプレナム天井を用いた二重床吹出し・天井吹込みの気流方式について、水平方向の熱移動係数を考慮し各部の温度の予測モデルを示した。本報では、二重床吹出し・横吸込み方式に室内空気再循環気流方式を適用した場合について、各部の温度を予測するためのモデルを作成し、実大規模実験によりその妥当性を検証したので報告する。

2. 二重床吹出し・横吸込み方式のモデル

図1に概要図を、図2に二重床吹出し・横吸込み方式における集中定数モデルを示す。二重床から温度 θ_0 、風量 V の空調給気を行い、室内の機器発熱 H_m と壁体負荷 H_w (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 に昇温し横方向より空調機へ戻る。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 に分離して考える。横吸込みの場合、既報³⁾で用いた機器の冷却に寄与しない空調損失給気量 V_u は最終的に横方向の流れに流合し、有効に利用されると考え $V_u=0$ とした。機器冷却空気温度を θ_{om} とすると、機器発熱量 H_m により θ_{1m} まで昇温し機器から吹出される。機器からの吹出し風量はすべて機器設置領域に環流し、機器周辺からの空調給気量 V_f および風上側の隣接する空間からの流入風量 V_w (温度 θ_a)の混合と、壁面負荷 H_w の影響を受け機器再循環温度 θ_a となり、風下側の隣接する空間への流出風量 V_w と機器の側面下部から吸込まれる再循環風量 V_a に分流される。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 θ_{om} 、機器換気量 V_m となり機器に吸込まれる。以上のモデルを想定すると、以下の熱平衡式が成り立つ。

$$C_p \rho V_m (\theta_{om} - \theta_{1m}) + H_m = 0 \quad (1)$$

$$C_p \rho V_a (\theta_a - \theta_{om}) + C_p \rho V_d (\theta_0 - \theta_{om}) = 0 \quad (2)$$

$$C_p \rho V_m (\theta_{1m} - \theta_a) + C_p \rho V_f (\theta_0 - \theta_a) + C_p \rho V_w (\theta_a - \theta_a) + H_w = 0 \quad (3)$$

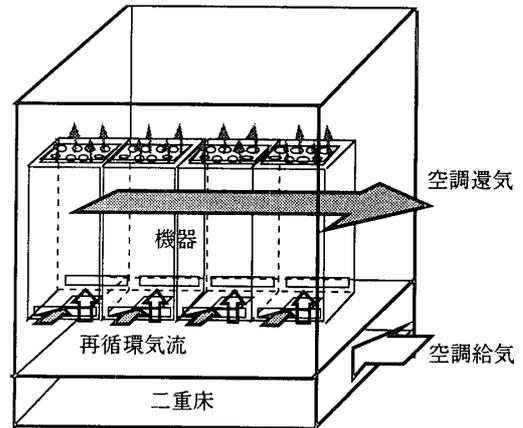


図1 二重床吹出し・横吹込み方式の概要

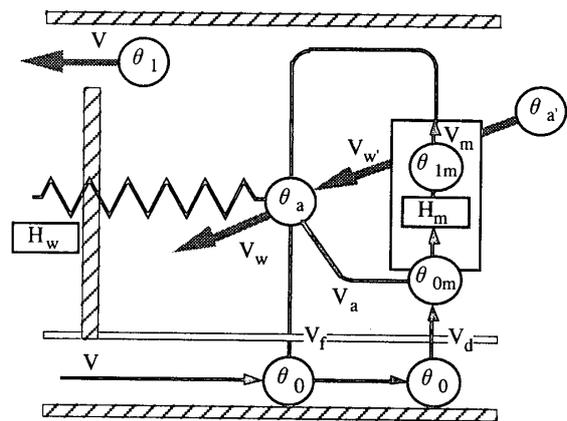


図2 室内空気再循環気流方式のモデル
二重床吹出し・横吹込み方式の場合

$$C_p \rho V (\theta_0 - \theta_1) + \sum H_m + \sum H_w = 0 \quad (4)$$

(1) ~ (4) 式について、換気流量比 $\kappa_m = V/V_m$, $\kappa_d = V_d/V$ を用いて解くと、各点の温度は次の式で表される。

$$\theta_{om} = \frac{\{H_m + H_w + C_p \rho (V_w \theta_a - V_u \theta_0)\} (1 - \kappa_d \kappa_m)}{C_p \rho (V_w + V)} + \theta_0 \quad (5)$$

$$\theta_{1m} = \frac{H_m}{C_p \rho V_m} + \theta_0 \kappa_d \kappa_m + \frac{\{H_m + H_w + C_p \rho (V_w \theta_a + V \theta_0)\} (1 - \kappa_d \kappa_m)}{C_p \rho (V_w + V)} \quad (6)$$

$$\theta_a = \frac{H_m + H_w + C_p \rho (V_w \theta_a + V_w \theta_0)}{C_p \rho (V_w + V)} + \theta_0 \quad (7)$$

Highly Efficient Air Flow Systems for Air Conditioning Rooms with Forced Air Cooling Equipments
Part 4 Examination of Recirculating Air-flow Model for the under floor air supply and horizontal return

KUTSUNA Syuji et al.

$$\theta_1 = \frac{\Sigma H_m + \Sigma H_w}{C_p \rho V} + \theta_0 \quad (8)$$

3. 実験方法および実験パターン

実験は、既報²⁾に示した実験装置を用いた。天井面の開口を塞ぎ、二重床吹出し・横吸い込みの空調気流方式とした。図3に実験パターンを示す。装置の発熱パターンを2パターン、空調送風量を3パターンの計6ケースについて実験を行った。

4. 実験結果

図4にケースB-1における機器再循環温度 θ_a の実験値と計算値を示す。その結果、発熱量の大きな機器の位置で θ_a は増加し、風下側へその影響が波及していくことがわかる。発熱量の変化に対する温度の変化は、実験値と比べ計算値の方が顕著となっている。これは、機器からの吹出し風速が大きなため、天井面に当たった気流が風上側へも拡散しているためと考えられる。また、ゾーン番号が小さな領域で実験値が計算値より高いのは、空調給気量が終端に向けて減少していることが原因と考えられる。

5. モデルの評価

図5に全実験パターンにおける機器再循環温度 θ_a の実験結果と計算結果を示す。この結果から、実験値に比べ計算値は大きくなっているが、概ね一致している。このことより今回想定したモデルが実際の現象を良く表現していると言える。

6. まとめ

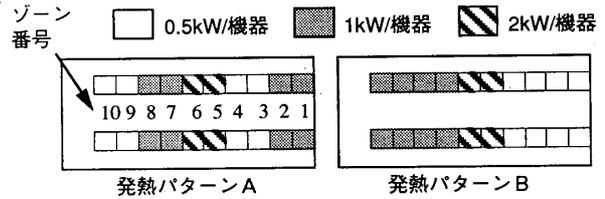
二重床吹出し・横吸込み気流方式に室内空気再循環気流方式を適用した場合のモデルを作成し実験により検証した。その結果、概ね一致し、今回の実験範囲においてモデルの妥当性が確認できた。

参考文献

- 1) 羽山・他：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1）、日本建築学会大会学術講演梗概集，1996.9
- 2) 中里・他：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2）、日本建築学会大会学術講演梗概集，1996.9
- 3) 阿部・他：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）、日本建築学会大会学術講演梗概集，1996.9
- 4) 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 / m³]
- H_m : 発熱量 [W] [J/s]
- H_w : 壁体の熱損失 [W] [J/s]
- V : 空調給気量 [m³ / s] ($\kappa_m V_m$)
- V_m : 機器換気量 [m³ / s]



換気流量比	発熱パターンA	発熱パターンB
0.2	ケースA-1	ケースB-1
0.5	ケースA-2	ケースB-2
0.75	ケースA-3	ケースB-3

図3 実験パターン

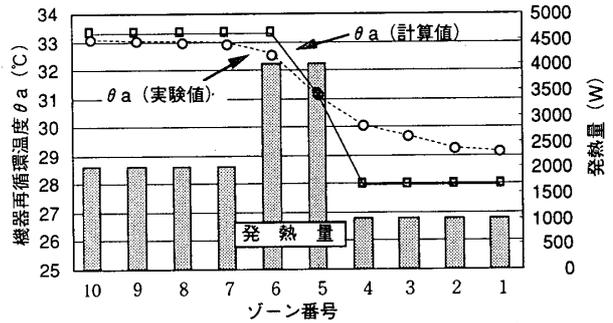


図4 実験値と計算値（ケースB-1）

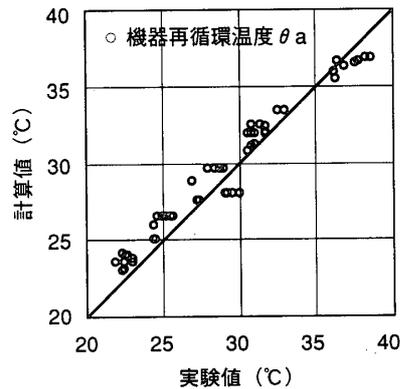


図5 全パターンの実験値と計算値

- V_d : 機器下部からの空調給気量 [m³ / s] ($\eta_v \kappa_d \kappa_m V_m$)
- V_f : 機器周辺からの空調給気量 [m³ / s] ($\eta_v (1 - \kappa_d) \kappa_m V_m$)
- V_a : 室内からの機器吸込み風量 [m³ / s] ($(1 - \eta_v \kappa_d \kappa_m) V_m$)
- V_r : 機器再循環風量 [m³ / s] ($(1 - \eta_v \kappa_m) V_m$)
- V_w : 横方向流出風量 [m³ / s]
- V_w' : 横方向流入風量 [m³ / s]
- θ_{om} : 機器冷却空気温度 [°C]
- θ_o : 空調給気温度 [°C]
- θ_i : 空調還気温度 [°C]
- θ_a : 機器再循環温度 [°C] (横方向流出温度)
- θ_a' : 横方向流入温度 [°C]
- θ_{im} : 機器吹出し温度 [°C]
- κ_m : 空調給気量の換気流量比 (V/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 ($(V_d + V_f) / V$)

* (株) NTTフェシリティーズ

** (株) 竹中工務店 (当時 東京理科大学大学院)

*** 東京理科大学 大学院

**** 東京理科大学 助教授 工博

NTT POWER AND BUILDING FACILITIES INC.

Takenaka Corporation

Graduate School, SCIENCE UNIVERSITY OF TOKYO

Assoc. Prof., SCIENCE UNIVERSITY OF TOKYO, Dr. Eng.