

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 室内空気再循環気流方式の実験検討

正会員 ○中里 秀明*
同 羽山 広文**
同 木下 学**
同 忽那 秀治**
同 倉瀬 隆***

空調調和、強制空冷、省エネルギー

1. はじめに

強制空冷方式の機器が設置された室に対する高効率な空調の実現を目的に、既報¹⁾で示した室内空気再循環気流方式の検討を進めている。本報では、実大規模の模擬機器を用いた実験を行い、均一発熱時における本空調気流方式を評価するモデルを検証したので報告する。

2. 実験設備の概要

図1に実験設備の概要を示す。温度が制御できる人工気候室内部に電算機室を模擬した床面積9200 [mm] × 3600 [mm]、天井高さ2400 [mm] の試験室を設置した。試験室は二重床およびプレナム天井を有しており、二重床吹出し・天井吸込みの空調気流方式が実施できる。二重床内には、送風機を用い温度制御された人工気候室の空気を送風した。

試験室内に20台の強制空冷装置を模擬した機器を設置した。模擬機器には容量が調整できる電気ヒーター0~5 [kW] とファンユニット1400 [m³/h] を設けた。模擬機器下部の二重床には開口面積が調整できる機構を設け、二重床内からの空調給気量を調整した。

表1に測定項目および測定方法を示す。実験は人工気候室の室温および模擬機器の換気量を一定に保ち、模擬機器の発熱量、空調給気量を実験パラメータとし、試験室内の温度がほぼ一定となった時点で各部の温度を計測した。なお、試験室の熱損失係数は、各実験の定常状態における熱平衡式から求め、算術平均した結果26.5 [W/℃] であった。

実験は表2に示すように全20台の機器発熱量を一定にし、空調給気量を変化させ実施した。なお、各機器への空調給気は、各機器下部に設けた風量調整機構の開口面積を一定に保った状態で行った。

3. 実験結果と考察

3.1 排熱効率

排熱効率 η_v は、次式で定義し²⁾ 各部の温度の実験結果から求めた。

$$\eta_v = \frac{\theta_1 - \theta_0}{\theta_{1m} - \theta_0} \quad (1)$$

各実験における排熱効率 η_v を図2に示す。この結果、 η_v は換気流量比 κ_m の増加に伴い減少傾向を示す。これ

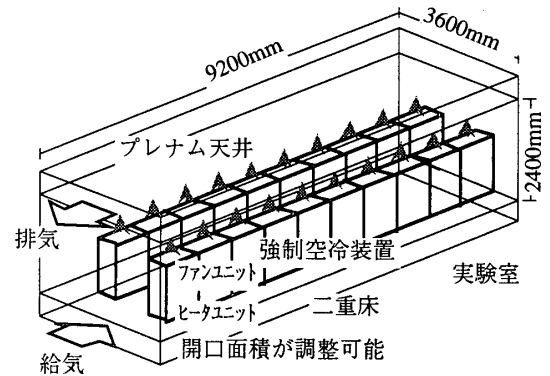


図1 実験施設概要

表1 測定項目および測定方法

室内温度	高さ100,500,1200,1800,2100,2300[mm],計108点
二重床内温度	二重床内中央の高さ225[mm],計18点
天井内温度	天井内の高さ500[mm],計18点
機器の空調給気	各機器の下部,計20点
機器再循環温度	各2点,計40点
機器冷却空気温度	各2点,計40点
機器吹出し温度	各2点,計40点
空調給気量	差圧式風速計
空調給気温度	給気ダクト内,1点
空調還気温度	還気ダクト内,1点

*温度はT型熱電対

表2 実験パターン

実験ケース	機器発熱量	機器換気量	空調給気量	換気流量比
①-1	2000[W]	1400[m ³ /h]	6100[m ³ /h]	0.218
①-2	×20[台]	×20[台]	17179	0.614
①-3			28754	1.027
①-4			42197	1.507

は、 $\kappa_m < 1$ の場合、二重床の隙間から吹出された空調給気が機器の冷却に寄与しないことが原因と考えられる。また、 $\kappa_m > 1$ の場合、機器下部からの空調給気量 V_d が機器換気量 V_m より大きくなり、室内に吹出され、 η_v の低下が促進するためと考えられる。機器毎にばらつきがあるのは、機器毎の空調給気量が均一でないためと考えられるが、実験結果は直線回帰した近似式と概ね一致していると言える。

3. 2 機器冷却空気温度差比

機器冷却空気温度差比 m_{om} は次式で定義し¹⁾ 各部の温度の実験結果から求めた。

$$m_{om} = \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = \frac{H_m(1 - \kappa_m \eta_v) + H_w}{\eta_v(H_m + H_w)}; 0 \leq \kappa_m \leq \frac{1}{\eta_v} \quad (2)$$

各実験と計算で求めた m_{om} を図3に示す。この結果、 m_{om} は換気流量比 κ_m の増加に伴い減少傾向となる。 κ_m の増加に伴い m_{om} の減少傾向が緩慢になるのは、 κ_m の増加に伴い排熱効率 η_v が減少するためと考えられる。機器毎にばらつきがあるのは、機器毎の空調給気量が均一でないため、また計算結果が実験結果より大きくなるのは、壁体負荷の算出に誤差があるためと考えられる。計算結果は実験結果を概ね良く表現していると言える。

3. 3 機器下部からの換気流量比

機器下部からの換気流量比 κ_d は次式で定義し¹⁾ 各部の温度の実験結果から求めた。

$$\kappa_d = \left(1 - \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{\theta_a - \theta_0}\right) \frac{1}{\kappa_m \eta_v} \quad (3)$$

各実験における κ_d の平均値を図4に示す。この結果、 κ_d は換気流量比 κ_m に関わらず概ね一定の値となった。これは、機器下部に設けた開口面積とそれ以外の隙間などの開口面積の比率が一定の場合、空調給気量が変化し κ_m が変わっても機器下部からの空調給気量の比率は変わらないことを示している。

3. 4 機器再循環温度差比

機器再循環温度差比 m_a は次式で定義し¹⁾ 各部の温度の実験結果から求めた。

$$m_a = \frac{\theta_a - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = \frac{H_m(1 - \kappa_m \eta_v) + H_w}{\eta_v(1 - \kappa_d \kappa_m \eta_v)(H_m + H_w)}; 0 \leq \kappa_m \leq \frac{1}{\eta_v} \quad (4)$$

各実験と計算から求めた m_a を図5に示す。この結果、 m_a は換気流量比 κ_m の増加に伴い減少する。 κ_m の増加に伴い m_a の実験結果はばらつきが大きくなっている。これは、 κ_m が大きくなるのに伴い、機器から吹出された空気の再循環量が減少し、 m_a は各風量のバランスによって変化し易くなるためと考えられる。

4. まとめ

空調給気量の削減を目的に、複数の機器が設置された状態で室内空気再循環気流方式のモデルについて、実大規模実験を行い検証した。その結果、今回の実験の範囲において計算と実験結果が概ね一致し、モデルとして妥当なことを確認した。

■参考文献

- 1) 羽山・中里・木下・忽那・倉淵：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

* NTT 建築総合研究所
 ** (株)NTTファシリティーズ研究開発部
 *** 東京理科大学工学部建築学科 助教授 工博

NTT BUILDING TECHNOLOGY INSTITUTE
 Research and Development Dept., NTT POWER AND BUILDING FACILITIES INC.
 Assoc. Prof., Dept. of Architecture, Faculty of Engineering, SCIENCE UNIVERSITY OF TOKYO, Dr. Eng.

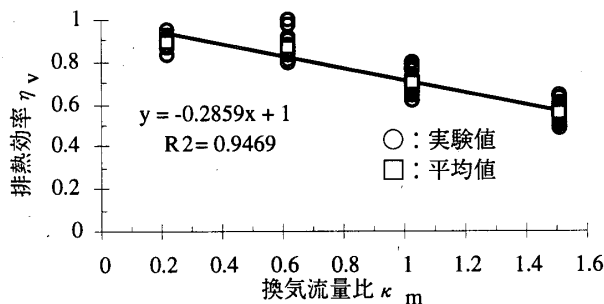


図2 排熱効率

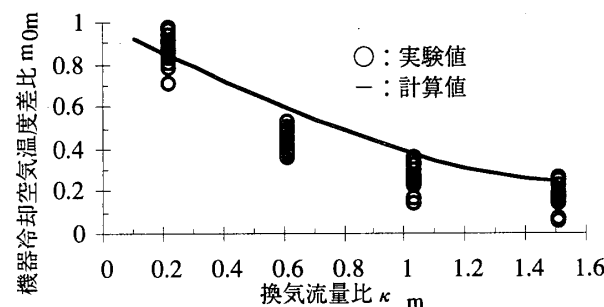


図3 機器冷却空気温度差比

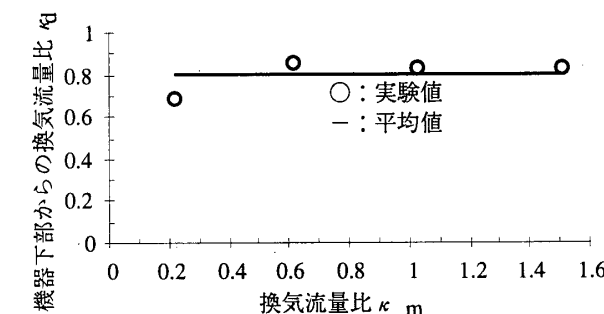


図4 機器下部からの換気流量比

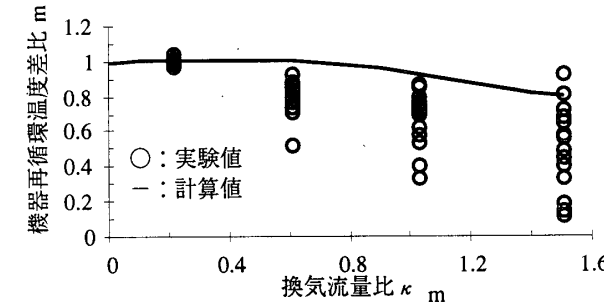


図5 機器再循環温度差比

■記号表

H_m	: 発熱量 [W] [J/s]
H_w	: 壁体の熱損失 [W] [J/s]
m_{om}	: 機器冷却空気温度差比 [-]
m_a	: 機器再循環温度差比 [-]
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] ($\eta_v \kappa_d \kappa_m V_m$)
θ_{0m}	: 機器冷却空気温度 [°C]
θ_0	: 空調給気温度 [°C]
θ_1	: 空調還気温度 [°C]
θ_a	: 機器再循環温度 [°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 ($(V_d + V)/V$)