

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 室内空気再循環方式における空調給気量の評価方法

正会員 ○羽山 広文*
同 中里 秀明**
同 木下 学*
同 忽那 秀治**
同 倉淵 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主に導入されている電算機室や通信機室では、一般に機器の要求換気量を空調給気量と一致させる設計方法が採用されている。この方法では空調機冷却能力当たりの送風機容量およびその動力が著しく大きくなる傾向があり、空調機の送風温度差が大きく取れないことが問題点として指摘されている。そこで本研究では、機器の冷却用空気として、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について検討する。この方法を用いると、機器の要求換気量を確保した上で、空調機の送風温度差を大きく取ることができ、同時に空調給気量を削減することが可能と考えられる。

本報告では、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、室内空気の再循環による空調気流方式（以後、室内空気再循環気流方式と呼ぶ）の提案と（図1）、その諸特性を明確にすることを目的に以下の検討を行う。1) 空調給気量の削減を目的に室内空気再循環気流方式を評価するモデルを作成する。2) 室内空気再循環気流方式における空調給気量の決定要因を明らかにし、空調給気量削減の可能性について評価する。

2. 室内空気再循環気流方式のモデル

室内空気再循環気流方式における機器冷却空気温度など各部の温度および空調給気量を評価するため、図2に示す集中定数モデルを作成する。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_r 、機器の冷却に寄与しない空調損失給気量 V_a に分離して考える。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_{im} まで昇温し機器から吹出される。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_r と混合することにより機器再循環温度 θ_a 、再循環風量 V_a となり機器の側面下部から吸込まれる。機器下部では V_d 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

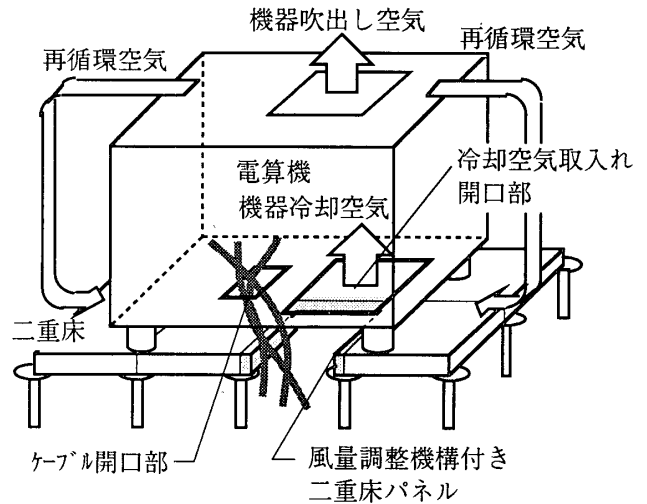


図1 室内空気再循環気流方式の概要

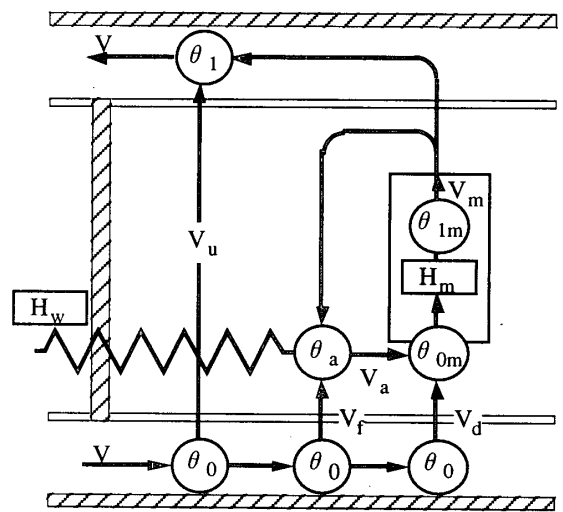


図2 室内空気再循環気流方式のモデル

となり機器に吸込まれる。

以上のモデルを想定すると、機器冷却空気温度 θ_{om} 、機器吹出し温度 θ_{im} 、機器再循環温度 θ_a 、空調還気温度 θ_1 を未知数として以下の熱平衡式が成り立つ。

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

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

$$c_p \rho V_r (\theta_{im} - \theta_a) + c_p \rho V_f (\theta_0 - \theta_a) + H_w = 0 \quad (3)$$

$$c_p \rho (V_m - V_r) (\theta_{im} - \theta_1) + c_p \rho V_u (\theta_0 - \theta_1) = 0 \quad (4)$$

機器換気量 V_m に対する空調給気量 V の比を換気流量

比²⁾ $\kappa_m = V/V_m$ 、有効な空調給気量に対する機器下部からの空調給気量 V_d の比を $\kappa_d = V_d / (V_d + V_p)$ とする。また、空調気流方式の排熱効率 η_v ^{3), 4)} を次式で定義する。

$$\eta_v = \frac{\theta_1 - \theta_0}{\theta_{1m} - \theta_0} = \frac{V_d + V_f}{V} \quad (5)$$

(1) - (5) 式を用い各点の温度差比²⁾ と機器下部からの換気流量比 κ_d との関係とを求めると以下となる。

機器冷却空気温度

$$m_{0m} = \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = \frac{H_m(1 - \kappa_m \eta_v) + H_w}{\eta_v(H_m + H_w)}; 0 \leq \kappa_m \leq \frac{1}{\eta_v} \quad (6)$$

$$m_{1m} = \frac{\theta_{1m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = \frac{1}{\eta_v} \quad (7)$$

機器再循環温度

$$m_a = \frac{\theta_a - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = \frac{H_m(1 - \kappa_m \eta_v) + H_w}{\eta_v(1 - \kappa_d \kappa_m \eta_v)(H_m + H_w)}; 0 \leq \kappa_m \leq \frac{1}{\eta_v} \quad (8)$$

$$\text{空調還気温度 } \theta_1 = \frac{H_m + H_w}{c_p \rho V_m \kappa_m} + \theta_0 \quad (9)$$

$$\text{機器下部からの換気流量比 } \kappa_d = \left(1 - \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{\theta_a - \theta_0}\right) \kappa_m \eta_v \quad (10)$$

壁体負荷 $H_w = 0$ 、すなわち $H_m / (H_m + H_w) = 1$ の場合、(6)、(8) 式は簡単になり次式となる。

$$m_{0m} = \frac{1}{\eta_v} - \kappa_m; 0 \leq \kappa_m \leq \frac{1}{\eta_v}, m_{0m} = 0; \kappa_m \geq \frac{1}{\eta_v} \quad (11)$$

$$m_a = \frac{1 - \kappa_m \eta_v}{\eta_v(1 - \kappa_d \kappa_m \eta_v)}; 0 \leq \kappa_m \leq \frac{1}{\eta_v}, m_a = 0; \kappa_m \geq \frac{1}{\eta_v} \quad (12)$$

3 空調給気量の決定要因とその評価

電算機室空調のエネルギー消費量削減には、機器冷却空気温度を機器の要求する温度条件以下に保ちながら、空調給気量を小さくすることが必要である。空調給気量は $V = \kappa_m V_m$ となり、機器換気量 V_m が与えられた場合、換気流量比 κ_m を小さくすることが空調給気量 V を減少させる条件である。ここで、(5)、(6) 式から換気流量比 κ_m は機器冷却温度差 $(\theta_{1m} - \theta_{0m})$ および機器吹出し温度差 $(\theta_{1m} - \theta_0)$ を用い次式で表すことができる。

$$\kappa_m = \frac{\theta_{1m} - \theta_{0m}}{\eta_v(\theta_{1m} - \theta_0)} \quad (13)$$

換気流量比 κ_m と機器冷却温度差 $(\theta_{1m} - \theta_{0m})$ 、排熱効率 η_v 、および機器吹出し温度差 $(\theta_{1m} - \theta_0)$ の関係を図3に示す。この結果、 $(\theta_{1m} - \theta_{0m})$ が小さく、 $\eta_v(\theta_{1m} - \theta_0)$ が大きな程 κ_m は小さくなる。 $(\theta_{1m} - \theta_{0m})$ を与条件と考えると、 κ_m を小さくするには、 η_v の向上と $(\theta_{1m} - \theta_0)$ の拡大が有効となる。

室内空気再循環気流方式の場合、機器の発熱量に応じて空調給気量の分配ができれば、 η_v が向上するとともに、機器吹出し温度 θ_{1m} は均一となる。また、 θ_{1m} は電算機室の室温とほぼ同等となる。さらに、電算機室の室温を機器の冷却に支障をきたさない範囲で高くできれば、 $(\theta_{1m} - \theta_0)$ が拡大し、空調給気量の削減効果は増加する。

4. まとめ

空調給気量の削減を目的に室内空気再循環気流方式を提案し、この気流方式を評価するモデルを作成した。また、このモデルから空調給気量の決定には排熱効率、機器冷却温度差および機器吹出し温度差が関与しており、排熱効率の向上および機器吹出し温度差の拡大が空調給気量の削減に有効であることを示した。

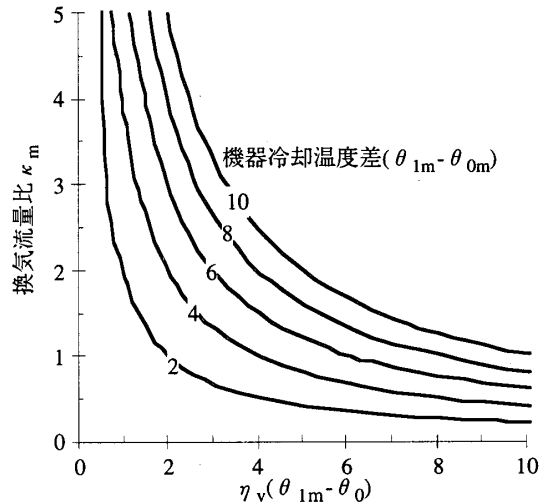


図3 $\eta_v(\theta_{1m} - \theta_0)$ と換気流量比の関係

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, 1995.3
- 中尾正喜・羽山広文・西岡真稔・松尾陽：高発熱機器室用空調気流方式の研究（第1報），空気調和・衛生工学会論文集，No.54, pp.77-89, 1994.2
- 西村美緒・他：床吹出OA空間における効率的顕熱排出に関する研究（その6），日本建築学会大会学術講演梗概集，pp.573-574, 1991.9
- 田中俊彦・他：床吹出OA空間における効率的顕熱排出に関する研究（その12），空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.285-288, 1992.10
- 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集，pp.257-268, 1995.10

記号表

c_p	: 空気の比熱 [J / (kg (DA) · K)]
ρ	: 空気の比重量 [kg / m ³]
H_m	: 発熱量 [W] [J/s]
H_w	: 壁体の熱損失 [W] [J/s]
m_{0m}	: 機器冷却空気温度差比 [-]
m_{1m}	: 機器吹出し温度差比 [-]
m_a	: 機器再循環温度差比 [-]
V	: 空調給気量 [m ³ / s] ($\kappa_m V_m$)
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] ($\eta_v \kappa_d \kappa_m V_m$)
V_f	: 機器周辺からの空調給気量 [m ³ / s] ($\eta_v (1 - \kappa_d) \kappa_m V_m$)
V_v	: 空調損失給気量 [m ³ / s] ($(1 - \eta_v) \kappa_m V_m$)
V_s	: 室内からの機器吸込み風量 [m ³ / s] ($(1 - \eta_v \kappa_d \kappa_m) V_m$)
V_r	: 機器再循環風量 [m ³ / s] ($(1 - \eta_v \kappa_m) V_m$)
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]
θ_{1m}	: 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ファシリティーズ研究開発部
 ** NTT 建築総合研究所
 *** 東京理科大学工学部建築学科 助教授 工博

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