

データセンターにおける機器冷却特性に関する研究

その4 空調効率に与える設備機器の影響

空気調和 省エネルギー 再循環温度差比

換気流量比 エネルギー消費係数

正会員 ○泉 孝典<sup>\*1</sup>  
同 羽山 広文<sup>\*2</sup>  
同 絵内 正道<sup>\*3</sup>  
同 菊田 弘輝<sup>\*4</sup>  
同 木下 学<sup>\*5</sup>

1. 研究の背景と目的

現在、データセンターをはじめとする大規模情報処理室では、機器の性能向上による高発熱化により熱負荷が増大し、機器の安定運転が実現できる範囲内で室温を維持するために、多大なコストが費やされている。また機器の更新期間が短いことで設備変更にかかる費用も大きくなる。そのため各種設備に柔軟性を持たせ、かつランニングコストの削減につながる空調方式の開発が急務となっている。本研究では、データセンターにおいて情報処理機器を積載するラックのデザイン、および空調給気量の変化が空調効率に与える影響を把握し、省エネルギーを実現するための手法を提案することを目的とする。

2. 実験

2.1 実験概要

本研究では、二重床吹き出し・天井吸込みの情報処理機器設置室において、ラック1台とその前後の通路分を対象とし、実大模擬機器を用いた実験を行った(図1)。ラック内部とその周辺の温度分布を把握するため、実用化されているラックに、1台あたり300[W]を発熱する模擬機器10台を積載し、ラック周りは通路相当分まで含めた模型空間を断熱材で覆った。また機器と模型空間の内部には排気ファンを取付け、機器は73[m<sup>3</sup>/h・台]、模型空間は300~1000[m<sup>3</sup>/h]の範囲で換気量制御を行った。

2.2 評価法

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。このモデルを用いた評価では、以下に示す2つの無次元化指標を用いる。

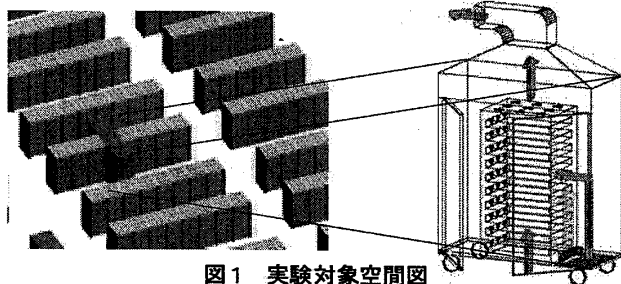


図1 実験対象空間図

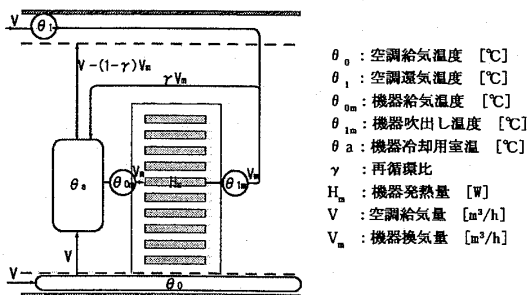


図2 集中定数モデル

I) 換気流量比  $\kappa_m$

$$\kappa_m = \frac{V}{V_m} \quad (1)$$

機器換気量  $V_m$  に対する空調給気量  $V$  の比は換気流量比として定義される。本研究では  $V_m$  を一定とし、 $V$  を可変量として設定することで  $\kappa_m$  は求められる。

II) 再循環温度差比  $m_a$

$$m_a = \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} \quad (2)$$

再循環する空気量の指標として再循環温度差比  $m_a$  を用いる。 $m_a$  は機器再循環温度差 ( $\theta_{0m} - \theta_0$ ) と空調温度差 ( $\theta_1 - \theta_0$ ) の比で定義され、再循環空気量が多いほど大きな値をとる。

2.3 実験による検証

本実験では二重床吹き出し・天井吸込みの室を模擬した模型空間内で、ラックのドア形状(図3)、機器からの排気の逆流を防止する遮蔽パネルの有無、換気流量比の三条件を変更したことによる、再循環空気量および機器の吸込み温度への影響について検証を行う。表1に実験パターンを示す。

なお温度測定には熱電対を用い、機器と模型空間の吸込み温度および吹出し温度、外気温度を5分毎に測定し、定常に達してから15分間の平均を代表値として用いた。模型空間内への給気温度は一定に保ち、機器と模型空間の換気量は発熱量と測定温度の代表値を用いて算出した。

2.4 実験結果

ラックのドア形状別の再循環温度差比と換気流量比の関係を図4、5に示す。実験の結果、遮蔽パネルを設置することでオープンドア、クローズドドアともに再循環温度差比が小さくなり、再循環空気量が減少することが分かった。また、パネルを設置することで機器の吸込み温度(図6)は、オープンラックでは3~5°C、クローズドラックでは10°C以上低下することが確認できた。

表1 実験パターン

ラック形態	遮蔽パネル	換気流量比
オープンドア	あり	0.5~2.0
	なし	
クローズドドア	あり	
	なし	

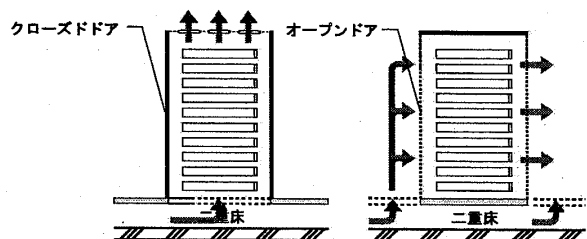


図3 ラックのドア形状

A Study of Cooling Characteristics of IT Equipment in a Data-Center  
Part4. Influences of Equipment on The Air-conditioning Efficiency

IZUMI Takanori

3. 解析

図3に示した集中定数モデルから、熱平衡式および換気量の収支式を用いて再循環温度差比  $m_a$  を表すと、換気流量比が  $(1-\gamma)/\eta_r$  を交点とする2つの一次直線によって近似することができた。この直線を  $m_a = a\kappa_m + b$  と置くと、空調給気量  $V$  は、実験より求まる  $m_a$  の近似式を用いて以下の式で表される。

※非熱効率  $\eta_r$  : 機器の冷却に有効な空調給気量の比

$$V = \frac{b}{\frac{C_p \rho}{H_m} (\theta_{0m} - \theta_0) - \frac{a}{V_m}} \quad \begin{matrix} C_p: \text{空気比熱 (0.28 [Wh/kg}\cdot\text{K])} \\ \rho: \text{空気密度 (1.2 [kg/m}^3\text{])} \end{matrix} \quad (3)$$

また、空調給気量  $V$  が式(3)で表せたことにより、空調給気温度  $\theta_0$  が以下の式で表せる。

$$\theta_0 = \theta_{0m} - \frac{H_m}{C_p \rho V_a} \cdot m_a \quad (4)$$

式(3)(4)の  $\theta_{0m}$  に、設置される機器の安定運転を実現できる温度を代入することにより、空調給気量  $V$  および空調給気温度  $\theta_0$  が算出できる。

4. 空調システムの消費エネルギー評価

本研究では評価指標としてエネルギー消費係数を用いた。エネルギー消費係数は入力エネルギーを空調負荷で除したもので、小さな値をとるほど効率が良いことを示す。以下に消費係数とその算出式を示す。

$$\begin{aligned} \text{トータルエネルギー係数 } \epsilon_T &= \text{空気搬送エネルギー消費係数 } \epsilon_A \\ &+ \text{熱源エネルギー消費係数 } \epsilon_{REF} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\epsilon_A = \frac{\text{送風機の電力消費量 } E_f}{\text{室内熱負荷 } H_L} \quad (6)$$

$$\epsilon_{REF} = \frac{\text{送風機の電力消費量 } E_f + \text{室内熱負荷 } H_L}{\text{室内熱負荷 } H_L \times \text{空調機器の総合効率 COP}_{REF}} \quad (7)$$

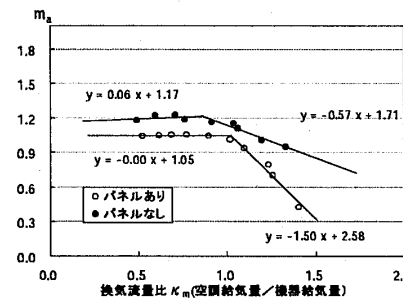


図4 再循環温度差比 (オープンドア)

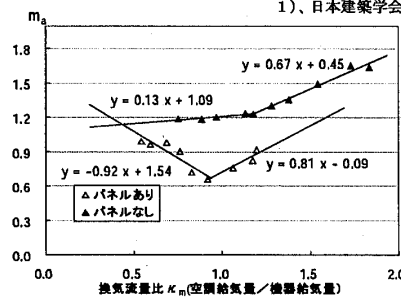


図5 再循環温度差比 (クローズドア)

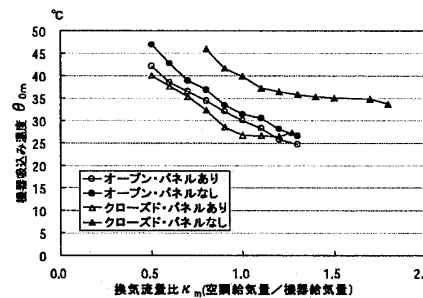


図6 機器吸込み温度

表2 設定条件

項目	単位	値
室高	L	12
二重床の高さ	Wd	2.2
二重床有効高さ	h	0.4
二重床内空気抵抗	lambda	0.66
風量分布の不均一事	epsilon	0.3
空気比熱	C	0.28 [Wh/kgK]
空気密度	rho	1.2 [kg/m3]
空調機室内静圧	Pc	196 Pa
送風機の総合効率	Pcr	0.5 Pa
ラック内静圧	Pcu	90 Pa
ユニット内静圧	Pcu	200 Pa
ファンファン総合効率		0.3
ユニットファン総合効率		0.3
ユニット冷却温度差	delta Tm	12.27 K
ユニット吸込み温度上限	theta_0ma	30 C
空調機吐出温度	theta_0	10~20 C
換気量	HL	45000 W/m2
室内熱負荷密度	Ha	1705 W/m2

式(5)~(7)より、表2に示す設定条件の室でのエネルギー消費係数を算出した。 $\theta_0$ を変数とした時の $\epsilon_T$ を図7に、 $\theta_0$ を18℃としたときの $\epsilon_T$ およびその内訳を図8に示す。クローズドア・パネルなし以外は、 $\theta_0$ の変化による $\epsilon_T$ の差異はほとんど見られなかったが、クローズドア・パネルなしでは $\epsilon_T$ は $\theta_0=18$ ℃より高温になると急激に増大する。また $\theta_0$ をデータセンタで一般的な18℃に設定した場合、遮蔽パネルを設置したクローズドアラックが優れていることが示された。またドア形状別にみると、遮蔽パネルの設置によりオープンドアでは1.7%、クローズドアでは16.4%の省エネルギーが可能となる。表3に本実験の設定条件において、各ラックが最も省エネルギーを実現した室条件およびそのときの $\epsilon_T$ を示す。

表3 空調設定条件とトータルエネルギー消費係数

ラック形状	換気流量比	空調給気温(℃)	$\epsilon_T$
オープンドア・パネルあり	0.64	10.0	0.375
オープンドア・パネルなし	0.74	10.0	0.393
クローズドア・パネルあり	0.81	18.0	0.378
クローズドア・パネルなし	0.72	10.0	0.406

5. 結論

本研究より以下の知見が得られた。

- 機器の排気の再循環を防止する遮蔽パネルの設置は機器の吸込み温度を低下させ、エネルギー消費量の削減に貢献する。
- ラックの種類により、最も省エネルギーを実現する室条件は異なるため、ラックを設置する際にはそのラックに合った空調制御を行うことが望ましい。
- 遮蔽パネルを設置したクローズドラックは空調給気温が17℃~18℃を上回ると機器冷却に要するエネルギー消費量は非常に大きくなるため、給気温をそれ以下に設定することが望ましい。

参考文献

- 羽山広文：床吹き出し空調システムの高効率化、日本建築学会技術報告書 第二号、pp110-114、1996.3
- 木下学・降旗由紀・羽山広文：データセンターにおける機器冷却特性に関する研究(その1)、日本建築学会大会学術講演梗概、pp. 1053-1054

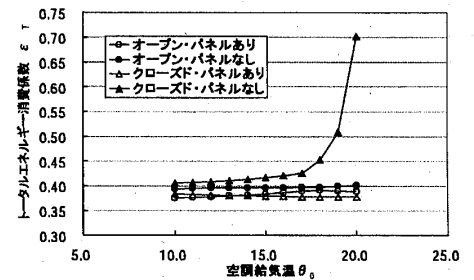


図7 空調給気温とエネルギー消費係数  $\epsilon_T$

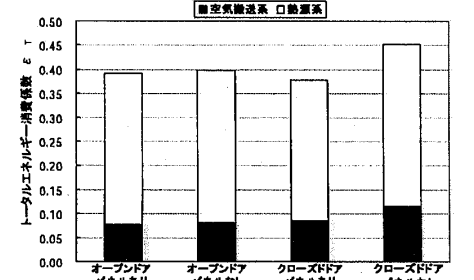


図8 ラック形状別エネルギー消費係数  $\epsilon_T$  ( $\theta_0=18$ ℃)

※1 北海道大学大学院工学研究科 大学院生  
 ※2 北海道大学工学研究科 助教授・博(工)  
 ※3 北海道大学工学研究科 教授・工博  
 ※4 北海道大学工学研究科 助手・博(工)  
 ※5 NTT ファシリティーズ研究開発本部 博(工)

Graduate Student, Graduate School of Engineering, Hokkaido Univ.  
 Assoc. Prof., Graduate School of Engineering, Hokkaido Univ., Dr. Eng.  
 Prof., Graduate School of Engineering, Hokkaido Univ., Dr. Eng.  
 Reserch Assistant, Graduate School of Engineering, Hokkaido Univ., Dr. Eng.  
 Reserch and Development HQ, NTT Facilities Inc., Dr. Eng.