HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	データセンターの機器冷却特性と空調効率に関する研究
Author(s)	羽山, 広文; 降旗, 由紀; 森, 太郎 他
Citation	日本建築学会環境系論文集, 74(640), 721-728 https://doi.org/10.3130/aije.74.721
Issue Date	2009-06
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/50459
Rights	日本建築学会
Type	journal article
File Information	AIJ.640.721-728.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

日本建築学会環境系論文集 第74巻 第640号, 721-728, 2009年6月
J. Environ. Eng., AIJ, Vol. 74 No. 640, 721-728, Jun., 2009

データセンターの機器冷却特性と空調効率に関する研究

A STUDY ON COOLING CHARACTERISTICS OF ICT EQUIPMENT AND COOLING PERFORMANCE IN A DATA CENTER

羽山広文*1, 降旗由紀*2, 森　太郎*3, 絵内正道*4, 木下　学*5
Hirofumi HAYAMA, Yuki FURIHATA, Taro MORI, Masamichi ENAI and Manabu KISHITA

In the work reported here, we investigated the items listed below to identify factors that affect the ICT machine air intake temperature, focusing on the effects of machine cooling characteristics on air conditioning efficiency. 1)We created a machine cooling model that relates the temperatures in different parts, derived the parameters that affect the machine air intake temperature, and analyzed the factors that govern the machine cooling characteristics. 2)To understand the factors that affect the air intake temperature of rack-mounted machines that generate high heat, we conducted experiments on the relation of the machine mounting method and the air intake temperature for various amounts of air conditioning in-flow. 3)We presented a method for determining the amount of air conditioning inflow that takes machine cooling characteristics into account, and evaluated the effect of machines cooling characteristics on air conditioning efficiency.

Keywords: *Air Conditioning, Data Center, Forced Air cooling, Ventilation Flow Amount, Energy Consunption*
空気調和，データセンター，強制空冷方式，換気流量比，エネルギー消費

1. はじめに

情報化社会の発展にともない、データセンターにはICT (Information and Communication Technology) 機器の導入が進んでいる。これらの機器は高密度にユニット化され、高発熱化が著しいことから、冷却ファンを用いた強制空冷方式が採用されている。高発熱のICT機器が多数設置された室内は発熱密度が高く、その冷却には機器の吸込み温度を適正に維持する空調システムが不可欠になり、大量の空調給気量が必要なことから、空調効率の低下が懸念されている。

これまでに、早川ら[1]は電算機室の空調を対象に空調給気の適正な分配方法、室温分布の均一化とエネルギー消費量の削減に関し報告している。また、田中ら[2]はOA機器が設置された空間での排熱効率に関し、実験および気流解析により検討している。さらに、三宅ら[3]は高発熱機械室やデータセンターにおける空調気流方式と室温分布に関し報告している。

高発熱機械室における機器冷却特性について中尾ら[4),5]は集中定数モデルを作成し評価している。このモデルは室内に設置される機器からの再循環比を定義し、熱平衡式から各点の温度を求めている。また、筆者ら[6]、降旗ら[7]はラックの形状の差異が空調用エネルギー消費量へ与える影響について検討している。これらのモデルは機器換気量よりも機器に供給される空調給気量が多い場合、再循環が生じないことを前提にしている。ところが、ラックに搭載されている複数の機器が個々に冷却ファンを有する場合、室内に供給される空調給気量が機器換気量より大きな状態でも、一部の機器は再循環し、機器吸込み温度の上昇が見られる[(1)]。

一方、各種空調気流方式および室内に設置される機器の形態により、室内に温度分布が生ずる。空調設備の設計および運転管理の観点では、全ての機器の吸込み温度を適正な範囲に制御することが必要なため、機器吸込み温度が最も高くなる機器を対象に設計や運用が求められる。

本研究では、これらの課題を解決するため、室内とラック内における二種類の再循環を考慮した機器冷却モデルを提案し、機器吸込み温度に影響する要因を明らかにするとともに、機器の冷却特性が空調効率に与える影響に着目し、以下の検討を行う。

1) 各部の温度を関連付ける機器冷却モデルから評価方法を提案する。また、機器吸込み温度に影響を与えるパラメータを導き、機器の冷却特性を左右する要因を分析する。
2) ラックに搭載された高発熱の機器について、機器吸込み温度に影響を与える要因を把握するため、空調給気量を変化させながら機器の搭載方法とその吸込み温度の関係を実験により把握する。また、機器吸込み温度上昇を抑制するため、機器内での再循環を防止する遮蔽パネルの効果を検証する。
3) 機器の冷却特性を考慮した空調給気量の決定方法を示し、機器冷却特性が空調効率へ与える影響を評価する。

本論文の一部は，日本建築学会大会学術講演梗概集(2005)および(2006)において発表した内容をもとに作成したものである。
*1 北海道大学大学院工学研究科　准教授・博士(工学)　Assoc. Prof., Graduate School of Engineering, Hokkaido University, Dr. Eng.
*2 中部電力　修士(工学)　CHUBU Electric Power Inc., M. Eng.
*3 釧路工業高等専門学校　准教授・博士(工学)　Assoc. Prof., Kushiro National College of Technology, Dr. Eng.
*4 北海道大学　名誉教授・工博　Prof. Emeritus, Hokkaido University, Dr. Eng.
*5 NTTファシリティーズ研究開発本部　博士(工学)　NTT Facilities Inc., Dr. Eng.

2．機器冷却特性の評価方法

2．1　機器冷却モデルの概要

室内に設置されたラックおよびそれに搭載された機器の冷却性能を評価するため、図1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 の空調給気を室内に供給する。室内の機器発熱量 H_m と壁体熱損失 H_w（冷房負荷になる場合は正の値）によって最終的に空調環気温度 θ_1 に昇温し空調機へ戻る。温度 θ_0 の空調給気量 V は機器の冷却に有効な風量（有効空調給気量 V_f）と機器の冷却に寄与しない風量（無効空調給気量 V_u）に分離する。機器吸込み温度 θ_{0m} は、機器発熱量 H_m により θ_{1m} まで昇温し機器から排気される。機器から換気量（機器換気量 V_m）の内、再度機器へ再循環する比率を機器再循環率 γ_m とすると、$\gamma_m V_m$ は機器に還流する。一方、ラックからの排気 $(1-\gamma_m)V_m$ の内、ラック周囲を再循環する比率を室内再循環率 γ_r とすると、$\gamma_r V_m$ は有効空調給気量 V_f と混合し、再循環温度 θ_a になる。この再循環温度を室内温度とする。

2．2　換気流量比と排熱効率

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[4] κ_m、空調給気量 V に対する機器の冷却に有効な風量 V_f の比を排熱効率[2] η_v とし次式で定義する。

$$\kappa_m = \frac{V}{V_m} = \frac{\theta_{1m}-\theta_{0m}}{\theta_1-\theta_0}, \quad \kappa_m \geq 0 \tag{1}$$

$$\eta_v = \frac{V_f}{V} = \frac{V-V_u}{V} = 1-\frac{V_u}{V} = \frac{\theta_1-\theta_0}{\theta_{1m}-\theta_0} \tag{2}$$

$$V_f = \eta_v \kappa_m V_m, \quad V_u = (1-\eta_v)\kappa_m V_m \tag{3}$$

2．3　平衡式と各部の温度差比

空調給気量 V、無効空調給気量 V_u および有効空調給気量 V_f の体積収支より次式が得られる。

$$V_u + V_f = V \tag{4}$$

機器吸込み温度 θ_{0m}、再循環温度 θ_a、機器吹出し温度 θ_{1m}、空調環気温度 θ_1 を未知数として以下の熱平衡式が成り立つ。

$$c_p\rho V_m(\theta_{01}-\theta_{1m}) + H_m = 0 \tag{5}$$

$$c_p\rho(1-\gamma_m)V_m(\theta_a-\theta_{0m}) + c_p\rho\gamma_m V_m(\theta_{1m}-\theta_{0m}) = 0 \tag{6}$$

$$c_p\rho V_f(\theta_0-\theta_a) + c_p\rho\gamma_r V_m(\theta_{1m}-\theta_a) + H_w = 0 \tag{7}$$

$$\begin{aligned} &c_p\rho\{V_f-(1-\gamma_r-\gamma_m)V_m\}(\theta_a-\theta_1) \\ &+c_p\rho(1-\gamma_r-\gamma_m)V_m(\theta_{1m}-\theta_1) + c_p\rho V_u(\theta_0-\theta_1) = 0 \end{aligned} \tag{8}$$

(1)～(4)式の条件を用い(5)～(8)式を整理し、各部の温度を空調温度差 $\theta_1-\theta_0$ で除し無次元化すると以下になる。なお、室内再循環比 γ_r と機器再循環比 γ_m は(9)式の関係を満たすものとする。一方、各温度差比は壁体熱損失 H_w を考慮しているが、発熱量が大きな室内の場合その比率は小さく、無視することができる。このとき、$H_w=0$ とすることで簡単に記述できる。

$$\gamma_r + \gamma_m \leq 1 \tag{9}$$

・機器吸込み温度差比

$$m_{om} = \frac{\theta_{0m}-\theta_0}{\theta_1-\theta_0} = \frac{(\eta_v\kappa_m\gamma_m+\gamma_r)H_m+(1-\gamma_m)H_w}{\eta_v(1-\gamma_m)(H_m+H_w)} \tag{10}$$

$H_w=0$ のとき、$m_{om} = \dfrac{\theta_{0m}-\theta_0}{\theta_1-\theta_0} = \dfrac{\eta_v\kappa_m\gamma_m+\gamma_r}{\eta_v(1-\gamma_m)}$ (11)

・再循環温度差比

$$m_a = \frac{\theta_a-\theta_0}{\theta_1-\theta_0} = \frac{\gamma_r H_m+(1-\gamma_m)H_w}{\eta_v(1-\gamma_m)(H_m+H_w)} \tag{12}$$

$H_w=0$ のとき、$m_a = \dfrac{\theta_a-\theta_0}{\theta_1-\theta_0} = \dfrac{\gamma_r}{\eta_v(1-\gamma_m)}$ (13)

・機器吹出し温度差比

$$m_{1m} = \frac{\theta_{1m}-\theta_0}{\theta_1-\theta_0} = \frac{(\eta_v\kappa_m+\gamma_r)H_m+(1-\gamma_m)H_w}{\eta_v(1-\gamma_m)(H_m+H_w)} \tag{14}$$

$H_w=0$ のとき、$m_{1m} = \dfrac{\theta_{1m}-\theta_0}{\theta_1-\theta_0} = \dfrac{\eta_v\kappa_m+\gamma_r}{\eta_v(1-\gamma_m)}$ (15)

2．4　室内再循環比と機器再循環比

室内再循環比 γ_r と機器再循環比 γ_m は各部の温度差比を用い下記のように求められる。

・室内再循環比

$$\gamma_r = \frac{\kappa_m\{\eta_v m_a(H_m+H_w)-H_w\}}{(m_{0m}-m_a)(H_m+H_w)+\kappa_m H_m} \tag{16}$$

$H_w=0$ のとき、$\gamma_r = \dfrac{\kappa_m\eta_v m_a}{m_{0m}-m_a+\kappa_m}$ (17)

・機器再循環比

$$\gamma_m = \frac{(m_{0m}-m_a)(H_m+H_w)}{(m_{0m}-m_a)(H_m+H_w)+\kappa_m H_m} \tag{18}$$

$H_w=0$ のとき、$\gamma_m = \dfrac{m_{0m}-m_a}{m_{0m}-m_a+\kappa_m}$ (19)

2．5　排熱効率と機器吸込み温度差比を決定する要因

排熱効率と機器吸込み温度差比を決定する要因を分析する。まず、(2)式の排熱効率 η_v は機器吹出し温度差比 m_{1m} の逆数と定義した。そこで、(2)式および(14)式から排熱効率 η_v は次式になる。

$$\eta_v = \frac{1-\gamma_m-\gamma_r}{\kappa_m} \tag{20}$$

機器再循環比 γ_m と室内再循環比 γ_r の合計を総合再循環比

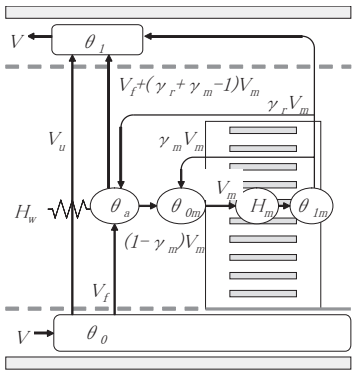


図1　機器冷却モデル

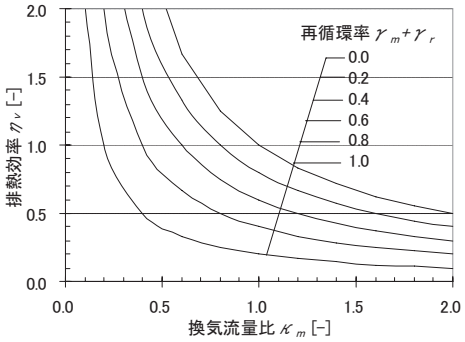


図2　換気流量比と排熱効率の関係

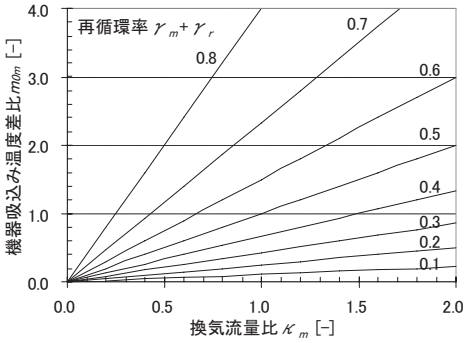


図3　換気流量比と機器吸込み温度差比の関係

$\gamma_a=(\gamma_m+\gamma_r)$とし、これをパラメータに、換気流量比$\kappa_m$と排熱効率$\eta_v$の関係を図2に示す。その結果、換気流量比の増加にともない排熱効率は低下するが、その傾向は総合再循環比の増加にともない顕著になる。排熱効率は空調給気量Vの内、有効空調給気量V_fの比率を表しており、空調気流方式の効率を評価する指標である。これを高く維持するには、総合再循環比と換気流量比の双方を小さくすることが重要である。

次に、(20)式を(10)式に代入し整理すると、機器吸込み温度差比m_{0m}は次式になる。

$$m_{om}=\frac{\kappa_m\{(\gamma_m+\gamma_r)H_m+H_w\}}{(1-\gamma_m-\gamma_r)(H_m+H_w)}=\frac{\kappa_m(\gamma_a H_m+H_w)}{(1-\gamma_a)(H_m+H_w)} \quad (21)$$

$H_w=0$のとき、$m_{om}=\frac{\kappa_m(\gamma_m+\gamma_r)}{1-\gamma_m-\gamma_r}=\frac{\kappa_m\gamma_a}{1-\gamma_a}$ (22)

機器吸込み温度差比m_{0m}は文字どうり機器の冷却を保証する温度であり、これを適正な範囲に維持することが空調設備の使命である。(22)式を用い、総合再循環比γ_aをパラメータに換気流量比κ_mと機器吸込み温度差比m_{0m}の関係を図3に示す。その結果、機器吸込み温度差比は換気流量比と比例関係にあり、その値は総合再循環比により決定される。

総合再循環比の増加は機器吸込み温度差比を相乗的に増大させることから、機器吸込み温度差比を低く維持するには、総合再循環比の抑制が欠かせない。なお、総合再循環比を構成する機器再循環比γ_mと室内再循環比γ_rは、室内に設置されるラックの状況、ラック内に設置される機器の状況により異なると予想され、CFDによる解析、あるいは機器の構成を再現した実験により把握することが必要になる。

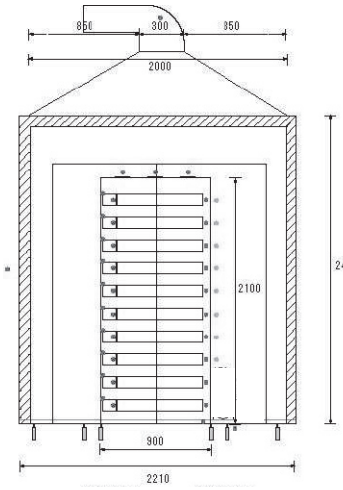


図4　実験箱の構成（断面図）

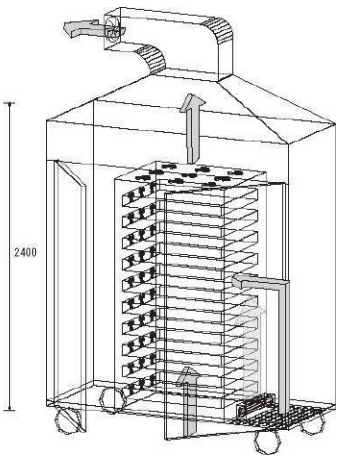


図5　実験箱の気流の様子

表2　実験装置の温度測定点

測定点	点数	備考
断熱箱外の温度	1	各測定点と比較し、実験室内定常状態を測る
断熱箱下	2	空調からの給気温度
ダクト	1	空調への環気温度
室内温度	10	室内温度
ラック排気前列	2	ラック排気温度
ラック排気中列	2	ラック排気温度
ラック排気後列	2	ラック排気温度
機器吸込み部	10	機器給気温度
機器吹出し部	10	機器排気温度
機器出口混合部	10	機器排気側混合温度
計	50	

2.6　各部の温度差比

各部の温度差比は機器吸込み温度θ_{0m}、再循環温度θ_a、機器吹出し温度θ_{1m}、空調環気温度θ_1そして空調給気温度θ_0から得られる。また、室内全体の平均値を用いることだけでなく、個別の機器についても求めることができ、空調気流方式および機器の冷却特性評価の指標として活用できる。例えば、機器吸込み温度が最も高くなる値を$\theta_{0m,max}$とし、最高機器吸込み温度差比$m_{0m,max}$を求め、これを基に空調給気量が決定でき、実際に稼働している機械室でも利用できる。

3．機器冷却特性の実験

3.1　実験方法

（1）実験装置の概要

データセンターで多く見られる二重床吹出し・天井吸込み気流方式の空間を実現し、ラックに搭載された機器の冷却特性を把握することを目的に実験装置を作成した（図4、図5）。ラックが架列状に連続して配置されている状態を模擬できるよう、ラック前後の通路中央を対称面としラック1台のみで試験できるようにした。

実験装置を冷凍庫用の厚さ50mmの断熱パネルで構成し、二重床と天井を設置した。ラック正面側の二重床には穴あきパネル（直径5mm、開口率12.7%）を配置し、天井にはスリット状の開口（110mm×2010mm）を設けた。天井上部のチャンバーに送風機を接続し、排気できるような構成とした。この送風機を動作させることにより、実験箱の下部から吸込んだ空気がラック内に設置された機器を冷却し、ラック上部からの排気が天井面に吸込まれる。送風機はインバータで制御し、換気流量比（0.49～1.33）を変化させた。なお、実験箱の総熱還流率は20.1W/Kであり、実験中の実験箱内外の温度

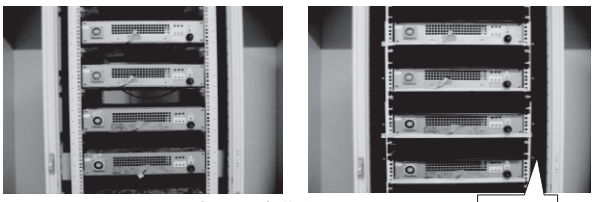


写真1　遮蔽版の設置状況

表1　実験装置の仕様

【機器(ユニット)】			
外形寸法	W430*D550*H88[mm]	気流方向	前面吸込み背面吹出し
発熱量	300W	風量	73[m^3/h・台]
【ラック】			
外形寸法	W695*D900*H2000[mm]	定格風量	730[m^3/h](0.203[m^3/s])
気流方向	側面給気天井排気	材質	鉄
【断熱箱】			
組立式	プレハブ庫	本体	防熱50mm　ファスナー式
外形寸法	W805*D2210*H2548[mm]	内外装	鋼板
気流方向	底面給気天井排気	架台	角パイ　グレー塗装
定格風量	324～972[m^3/h]	付属品	キャスター　パンチング板

表3　実験パターン

遮蔽パネルなし	換気流量比κm [-]	0.49	0.60	0.71	0.76	0.91	1.03	1.06	1.20	1.33
	空調温度差ΔT[K]	24.3	20.0	16.9	15.7	13.1	11.6	11.3	10.0	9.0
遮蔽パネルあり	換気流量比κm [-]	0.52	0.62	0.69	0.77	0.90	1.02	1.10	1.23	1.26
	空調温度差ΔT[K]	22.9	19.4	17.4	15.4	13.3	11.8	10.9	9.7	9.5

差を乗じて室内の熱負荷とした。実験装置の仕様は表１に示すとおりである。

（２）機器とラック

機器およびラックはアメリカ電子工業会 EIA (Electronic Industries Alliance) により規格化 (TIA/EIA-310-D) されたものを使用した。ラック内の機器取り付け用支柱のネジの水平間隔は１９インチと定められ、１９インチラックと通称される。

機器は、１台当たり３００Ｗの発熱量を有し、冷却ファンが搭載され

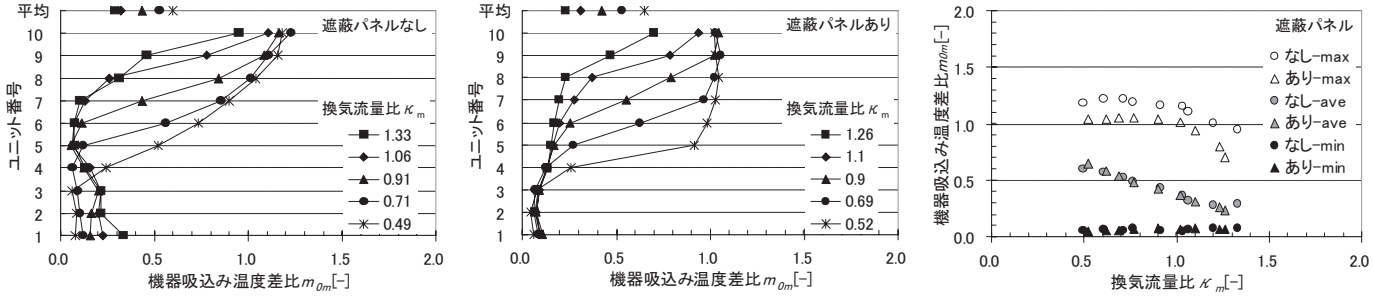


図６　機器吸込み温度差比（左：遮蔽パネルなし、中：遮蔽パネルあり、右：最大値・平均値・最小値）

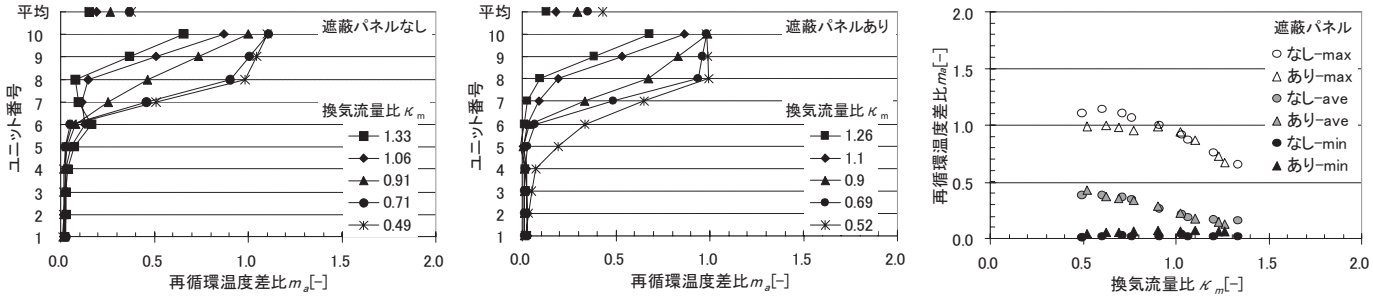


図７　再循環温度差比（左：遮蔽パネルなし、中：遮蔽パネルあり、右：最大値・平均値・最小値）

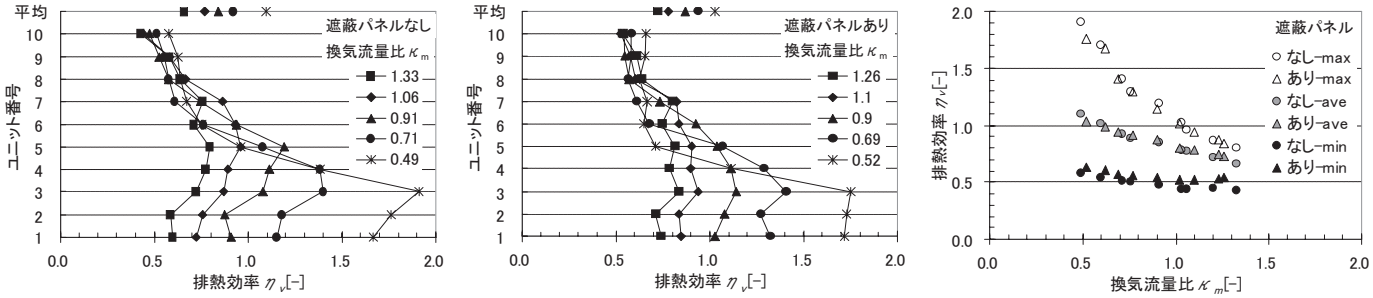


図８　排熱効率（左：遮蔽パネルなし、中：遮蔽パネルあり、右：最大値・平均値・最小値）

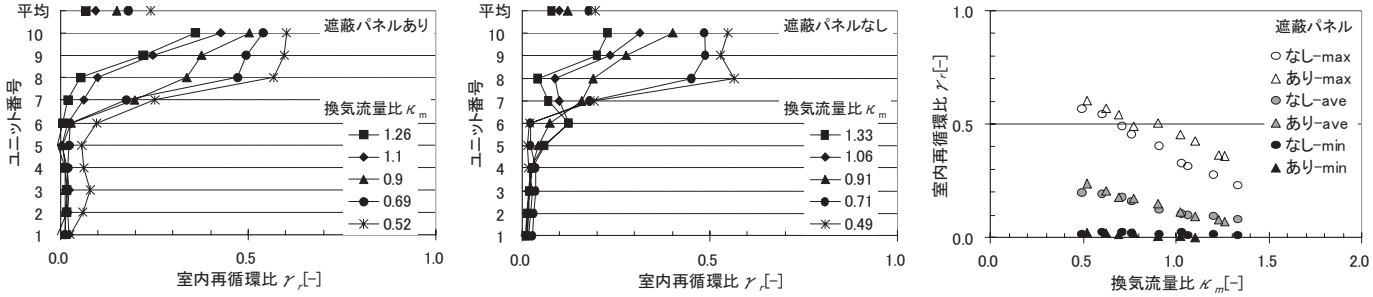


図９　室内再循環比（左：遮蔽パネルなし、中：遮蔽パネルあり、右：最大値・平均値・最小値）

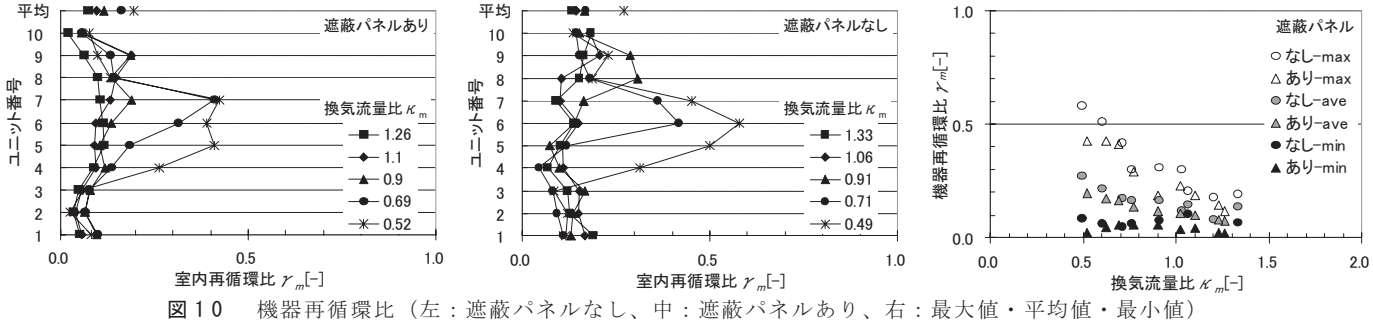


図１０　機器再循環比（左：遮蔽パネルなし、中：遮蔽パネルあり、右：最大値・平均値・最小値）

ている。このファンの風量は73m³/(h・台)であり、10台の総換気量は730m³/h (0.203m³/s) である。

一方、機器の冷却のためラック上部には定格風量114m³/(h・台)のファンを9台設置し、ラックに搭載されている機器の風量と概ね同一になるよう制御した。

(3) 遮蔽パネル

機器を搭載するラックは汎用品であるため写真1 (左側) に示すように機器が搭載されている周囲には隙間が多く、機器の裏面からの排気が機器正面側へ再循環する。そこで、写真1 (右側) に示すように、機器を搭載した後に機器周囲に生ずる隙間を塞ぎ、機器裏面からの再循環を防止する遮蔽パネルを設置した。

(4) 温度および風量の計測

本実験では図5および表2に示す個所の温度を熱電対を用い5分間隔で測定した。概ね定常状態になったことを確認し、15分間の平均値を用いた。一方、機器の換気量、ラックの換気量および空調換気量は、予め各筐体の熱損失係数を求め、熱量と換気量の収支から風量を推定した。実験は表3に示すように、遮蔽パネルの有無により各9種類の換気流量比で実験した。

3.2 実験結果

(1) 機器吸込み温度 m_{om}

遮蔽パネル有無の双方のケースについて機器吸込み温度を(10)式を用い無次元化し図6に示す。双方の結果とも、一部に最下段の機器吸込み温度差比が高くなる箇所があるが、総じて上段の機器ほど高くなっている。また、換気流量比の増加とともに、機器吸込み温度差比は急激に上昇する位置が高くなり、またその値も小さくなる。遮蔽パネルを設置することで、機器吸込み温度差比の値は低下している。特に、下段での低下だけでなく上段での低下も見られる(図6中)。

図6右に換気流量比と機器吸込み温度差比の最大値・平均値・最小値を示す。これらの結果から、平均値と最小値は遮蔽パネルの有無ともに差異は少なく、平均値は換気流量比の増加にともない、ほぼ直線的に減少する。一方、最大値は換気流量比の増加にともない概ね一定になっている領域と急激に減少する二つの領域が見られる。また、遮蔽パネルを設置したケースではその値が小さくなり、遮蔽パネルの効果が表れている。

(2) 再循環温度差比 m_a

(12)式を用い、再循環温度差比を求め図7に示す。各ケースとも床面から上方に向かい再循環温度差比が増大する傾向にあるが、ある高さから急激に上昇する。温度差比が急激に上昇する位置は、換気流量比の低下とともに下方へ移動する。その傾向は遮蔽パネルありの方が顕著である。これは、遮蔽パネルを設置することで機器の再循環が低下した分、室再循環の比率が増加したものと推察される。

図7右に換気流量比と再循環温度差の最大値・平均値・最小値を示す。これらの結果から、平均値と最小値は遮蔽パネルの有無ともに差異は少なく、平均値は換気流量比の増加にともない、ほぼ直線的に減少する。さらに、最大値は換気流量比が1.0以下の領域で遮蔽パネルありの方が小さくなっている。これは、最上段の最も再循環の影響を受ける機器の再循環比が減少したためと推察される。

(3) 排熱効率 η_v

(2)式を用い、排熱効率を求め図8に示す。これらの結果から、上段の機器ほどその値が減少している。また、換気流量比の増加にともないその値は低下し、その傾向は下段より上段の機器の方が顕著である。さらに、遮蔽パネルの設置により上段の機器の排熱効率が高くなっている。

図8右に換気流量比と排熱効率の最大値・平均値・最小値の関係を示す。これらの結果から、いずれの値も遮蔽パネルの有無による差異は少なく、換気流量比の増加とともに減少するが、その傾向は最小値、平均値、最大値の順で顕著になる。

(4) 室内再循環比 γ_r

(16)式を用い、室内再循環比を求め図9に示す。これらの結果から、換気流量比の小さなケースにおいて上段の機器ほどその値が増加する。また、換気流量比の増加にともないその値は低下し、その傾向は下段より上段の機器の方が顕著である。遮蔽パネルありの場合、換気流量比が小さな領域で最大値の値が遮蔽パネルなしよりも上回る。これは、遮蔽パネルの設置により機器再循環比が減少した分、室内再循環比が増加したためと考えられる。

図9右に換気流量比と室内再循環比の最大値・平均値・最小値を示す。これらの結果から、換気流量比の増加にともない、ほぼ直線的に減少する。平均値は遮蔽パネルの有無に関わらず同様の傾向を示すのに対し、最大値は遮蔽パネルありの方がやや小さな値となっている。遮蔽パネルを設置することによる再循環比の減少が機器吸込み温度差比の低下に寄与していると推察される。

(5) 機器再循環比 γ_m

(18)式を用い、機器再循環比を求め図10に示す。これらの結果から、遮蔽パネル有無双方のケースについて、中段の値に乱れが見られる。しかし、換気流量比が小さな領域の中段および、最上段において遮蔽パネルありの方が機器再循環比の値は小さくなり再循環の防止に寄与していると考えられる。

図10右に換気流量比と室内再循環比の最大値・平均値・最小値を示す。これらの結果から、ばらつきが大きなものの、最大値および平均値において、遮蔽パネルありは遮蔽パネルなしと比較し全般的に小さな値になっている。

(6) 総合再循環比 γ_a

遮蔽パネル有無の双方のケースについて、室内再循環比 γ_r および機器再循環比 γ_m の和を総合再循環比 $\gamma_a = \gamma_m + \gamma_r$ とし、その最大値と平均値を図11に示す。その結果、総合再循環比は換気流量比の増加にともない、直線的に減少し、遮蔽パネルありの方がなしに比べやや小さな値になっている。これらの実験結果を一次関数で

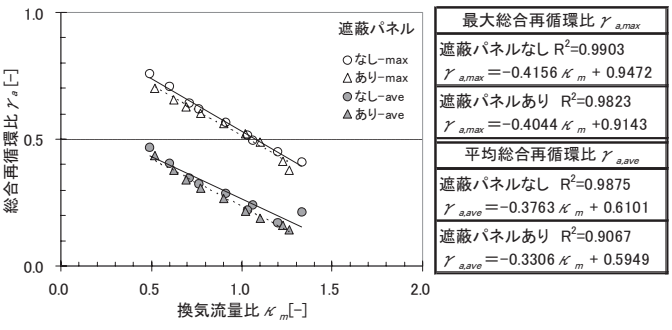


図11 換気流量比と最大機器吸込み温度差比と近似式

近似する。その結果、換気流量比 $\kappa_m = 0$ での最大総合再循環比 $\gamma_{a,max}$ の値が1.0に近くなり、(9)式の条件も満たしている。

4. 空調用エネルギー消費量の評価

4.1 空調用エネルギー消費係数

本研究では機器の冷却特性と空調効率の関係を明確にすることを目的の一つとし、空調用エネルギー消費量の評価にエネルギー消費係数を用いる。発熱密度が高いデーターセンターの場合、機器発熱量が大きく、さらに機器の冷却に大量の循環風量が求められる。すなわち、空調機は空調温度差の小さな運転になる。このような場合、送風機のエネルギー消費量が熱源の負荷として大きな比率になる。ここでは、空気搬送系と熱源系双方のエネルギー消費量を評価するため、空気系熱量係数、室内熱量係数などの各種の熱量損失・利得[8]を全て1とし、各部のエネルギー消費係数で定義する[9]。

（1）空調機の空気搬送エネルギー消費係数

空調機の空気搬送エネルギー消費量 E_{FA} は、空調給気量および各部の圧力損失を用い(23)式で表される。

$$E_{FA} = \frac{V\left(P_{CA} + P_{SA}\right)}{\eta_{TA}}, \quad P_{SA} = \xi_{SA}\frac{\rho}{2}V^2 \tag{23}$$

P_{CA} は空調機の機内圧力損失を表し、空調温度差と室内機の形状が決まれば定数で与えられる。一方、P_{SA} は空気搬送系のダクトの他、二重床やプレナム天井での圧力損失を含み、風量の二乗に比例する。二重床やプレナム天井の圧力損失は既報[9]の方法で吹出し・吸込み風量分布の均一性を考慮し求めることもできるが、ここでは、空気搬送系トータルの通気抵抗係数 ζ_{SA} を用いる。さらに、空気搬送エネルギー消費係数 ε_{FA} は、空気搬送エネルギー消費量 E_{FA} を熱負荷 H_L で除し次式で得られる。

$$\varepsilon_{FA} = \frac{E_{FA}}{H_L} \tag{24}$$

（2）機器の空気搬送エネルギー消費係数

ラックに搭載されている機器の冷却には一般に軸流ファンが用いられている。この冷却ファンの全圧損失 P_{TM} は40Pa程度の機種が多く、空調機の全圧損失と比較して小さい。しかし、機器冷却温度差が小さな場合、そのエネルギー消費量は無視できない。空調機の場合と同様に機器の空気搬送エネルギー消費量 E_{FM} および機器の空気搬送エネルギー消費係数 ε_{FM} は次式になる。

$$E_{FM} = \frac{V_m\, P_{TM}}{\eta_{TM}} \tag{25}$$

$$\varepsilon_{FM} = \frac{E_{FM}}{H_L} \tag{26}$$

（3）熱源エネルギー消費係数

熱源エネルギー消費量 E_{COM} は、熱負荷 H_L と空気搬送エネルギー消費量 E_{FA} および機器冷却エネルギー消費係数 ε_{FM} の和を熱源機器の効率 COP_{COM} で除し次式になる。なお、冷却用の熱源はパッケージ型空調機を想定し、総合効率 COP_{COM} を用いる。

$$E_{COM} = \frac{H_L + E_{FA} + E_{FM}}{COP_{COM}} \tag{27}$$

$$\varepsilon_{COM} = \frac{H_L + E_{FA} + E_{FM}}{H_L \cdot COP_{COM}} \tag{28}$$

（4）トータルエネルギー消費係数

以上の各エネルギー消費係数の和がトータルエネルギー消費係数 ε_T になり、次式で表される。

$$\varepsilon_T = \varepsilon_{FA} + \varepsilon_{FM} + \varepsilon_{COM} = \frac{E_{FA}}{H_L} + \frac{E_{FM}}{H_L} + \frac{H_L + E_{FA} + E_{FM}}{H_L \cdot COP_{COM}}$$

ただし $E_{FA} = \dfrac{V\left(P_{CA} + P_{SA}\right)}{\eta_{TA}}$, $P_{SA} = \xi_{SA}\dfrac{\rho}{2}V^2$, $E_{FM} = \dfrac{V_m\, P_{TM}}{\eta_{TM}}$ (29)

4.2 空調給気量とトータルエネルギー消費係数

空調用エネルギー消費量の評価に必要な空調給気量 V は(30)式で得られる。一方、空調温度差 $\theta_1 - \theta_0$ は(10)式の関係から(31)式になる。さらに、機器吸込み温度差比 m_{0m} は(21)式に示すように換気流量比 κ_m と総合再循環比 γ_a で表される。これらを整理すると、空調給気量 V は(31)式になる。

$$V = \frac{H_L}{c_p\rho\left(\theta_1 - \theta_0\right)}, \quad \text{ただし } H_L = H_m + H_w \tag{30}$$

$$\theta_1 - \theta_0 = \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{m_{0m}} \tag{31}$$

$$V = \frac{H_L\, m_{0m}}{c_p\rho\left(\theta_{0m} - \theta_0\right)} = \frac{H_L\,\kappa_m\left(\gamma_a H_m + H_w\right)}{c_p\rho\left(\theta_{0m} - \theta_0\right)\left(1-\gamma_a\right)\left(H_m + H_w\right)} \tag{32}$$

前章にも述べたように、総合再循環比 γ_a は換気流量比 κ_m の一次関数で表され、これを代入すると次式になる。

$$V = \frac{H_L\,\kappa_m\left\{\left(a\,\kappa_m + b\right)H_m + H_w\right\}}{c_p\rho\left(\theta_{0m} - \theta_0\right)\left\{1-\left(a\,\kappa_m + b\right)\right\}\left(H_m + H_w\right)}, \quad \kappa_m = \frac{V}{V_m} \tag{33}$$

H_w=0 のとき、$V = \dfrac{H_L\,\kappa_m\left(a\,\kappa_m + b\right)}{c_p\rho\left(\theta_{0m} - \theta_0\right)\left\{1-\left(a\,\kappa_m + b\right)\right\}}$, $\kappa_m = \dfrac{V}{V_m}$ (34)

(33)式および(34)式における機器吸込み温度 θ_{0m} は空調設備設計あるいは運用時の目標値になる。室内に設置した機器の内、最大機器吸込み温度を設定するならば、各々最大機器吸込み温度 $\theta_{0m,max}$、最大機器吸込み温度差比 $m_{0m,max}$ および最大総合再循環比 $\gamma_{a,max}$ を用い、その必要空調給気量が得られる。

なお、(33)式および(34)式の換気流量比 κ_m は空調給気量 V の関数になっているため、解を得るには繰り返し計算などが必要になる。ここで得られた空調給気量 V を(23)式に代入し、(29)式から次式のトータルエネルギー消費係数 ε_T が得られる。

4.3 空調用エネルギー消費量の評価結果

機器の冷却特性が空調効率へ与える影響を把握するため、最大機器吸込み温度、および機器冷却温度差を変化させ空調のトータルエネルギー消費係数を求めた。また、ラック内の再循環を抑制する遮蔽パネルの効果を検証した。なお、検討は表4に示す条件で行った。

（1）最大機器吸込み温度の影響

最大機器吸込み温度が各エネルギー消費係数に与える影響を検討するため、遮蔽パネルなしのケースについて、最大機器吸込み温度と空調給気温度の差 $\theta_{0m,max} - \theta_0$ と各エネルギー消費係数の関係を図12に示す。その結果、最大機器吸込み温度が低下し、$\theta_{0m,max} - \theta_0$ の減少にともない熱源エネルギー消費係数 ε_{COM} および空調機の空気搬

表4 検討条件

壁体熱負荷	H_w	0	[W]
空調機機内圧力損失	P_{CA}	200	[Pa]
空気搬送系の通気抵抗係数	ζ_{SA}	5	[−]
空調機の送風機効率	η_{TA}	0.5	[−]
機器冷却ファンの全圧損失	P_{TM}	40	[Pa]
機器冷却ファンの送風機効率	η_{TM}	0.4	[−]
熱源の総合効率	COP_{COM}	4	[−]

送エネルギー消費係数 ε_{FA} が増加する。空調機の空気搬送エネルギー消費係数の増加は、空調給気量の増加が原因である。また、熱源エネルギー消費係数の増加は、空調機の空気搬送エネルギー消費量が熱源の負荷になっているためである。一方、機器の空気搬送エネルギー消費係数 ε_{FM} は全体に占める比率が小さい。

（２）遮蔽パネルの効果

遮蔽パネルの設置効果を検討するため、最大機器吸込み温度と空調給気温度の差 $\theta_{0m,max}-\theta_0$ と各エネルギー消費係数の関係を図13に示す。その結果、トータルエネルギー消費係数 ε_T に与える遮蔽パネルの効果は約6％であり、最大機器吸込み温度と空調給気温度の差に関わらず概ね一定の値を示した。

（３）機器冷却温度差の影響

機器冷却温度差が各エネルギー消費係数に与える影響を検討するため、遮蔽パネル有無双方のケースについて、機器冷却温度差 $\theta_{1m}-\theta_{0m}$ とトータルエネルギー消費係数の関係を図14に示す。その結果、遮蔽パネル有無双方のケースとも、トータルエネルギー消費係数は機器冷却温度差の減少とともに増大するが、機器冷却温度差が2～3Kよりも下回ると減少に転ずる。これまで、機器冷却温度差が減少すると空調効率は低下することが示されている[6)]が、さらに極端に機器冷却温度差が減少すると空調効率向上へ転ずる。

これは、機器冷却温度差が減少し機器換気量 V_m が増大すると、換気流量比 κ_m が減少する。これにより、総合再循環量 γ_a は増加するが、排熱効率 η_v および機器吸込み温度差比 m_{0m} は低下し、換気流量比が小さくても最高機器吸込み温度 $\theta_{0m,max}$ を満たすようになる。すなわち、機器冷却温度差が極端に小さな状態において、室内は完全混合に近い状態になり、室内温度のばらつきが小さくなる。そのような状態では、空調給気量が減少しても許容する最高機器吸込み温度 $\theta_{0m,max}$ を満たしながら空調給気量を低下できるようになる。これは、機器の冷却ファンの全圧損失が空調機の送風機と比較し十分に小さなことにより実現する。

一方、トータルエネルギー消費係数に与える遮蔽パネルの効果は、機器冷却温度差の減少にともない拡大する。今回の検討範囲において、エネルギー消費係数が最大になる機器冷却温度差は、遮蔽パネルなしの場合に約2.0K、遮蔽パネルありの場合に約3.0Kであり、遮蔽パネルありの方がやや高い。

5. まとめ

高発熱の機器の冷却特性が空調効率へ与える影響を把握するため、機器冷却モデルを構築した後、実験結果から各パラメータを同定し、これを用いてエネルギー消費係数を得る方法を示した。さらに、各種条件を変更した場合の検討例から空調効率に与える影響を定量的に評価した。これらの結果から得られた知見を以下に示す。

1) 各部の温度を関連付ける機器冷却モデルから機器の冷却特性の評価に有効な各部の温度差比、排熱効率、室内再循環比、機器再循環比を定義し、実験結果からこれらのパラメータを同定する手法を示し、機器の冷却特性を左右する要因を明らかにした。これらの指標は実際に稼働している機械室でも利用できる。
2) 機器の冷却特性と空調エネルギー消費係数の関係を整理し、機器吸込み温度を与条件にした場合、機器の冷却に必要な空調給気量を得る方法を示した。
3) ラックに搭載された高発熱の機器について、空調給気量を変化させながら各部の温度を計測する実験を行った。これらの結果から、機器の冷却特性を決定するパラメータ間の関係を明らかにした。
4) 機器冷却温度条件と空調効率の関係から、最大機器吸込み温度と空調給気温度の差を小さくすることは、すなわち、機器吸込み温度の許容条件が低くなるほど空調のトータルエネルギー消費係数は増加する。
5) 機器の吸込み温度の上昇を抑制するため、ラック内で生ずる機器再循環を防止する遮蔽パネルの効果を検証した。その結果、機器冷却温度差が5Kの場合、空調のトータルエネルギー消費係数の削減率は約5％だった。一方、機器冷却温度差が低下し、機器換気量が大きな場合、その効果は増加し、機器冷却温度差が2Kの場合、約20％になった。このことから、遮蔽パネルは機器冷却温度差が小さな場合に有効といえる。
6) 機器冷却温度差には最も空調効率が悪化するポイントがあることがわかった。機器冷却温度差の低下は、機器の冷却ファンの増設に繋がるが、空調効率の向上という視点からは新たな知見といえる。今後、機器の冷却設計に当たっては、空調効率を考慮すること重要であり、本報告で示した手法が有用と考えている。

謝辞：本研究の一部はNTTファシリティーズとの共同研究で実施した。また、本研究の実験は泉孝典氏（当時北海道大学工学部学生）により行われた。記して謝意を表す。

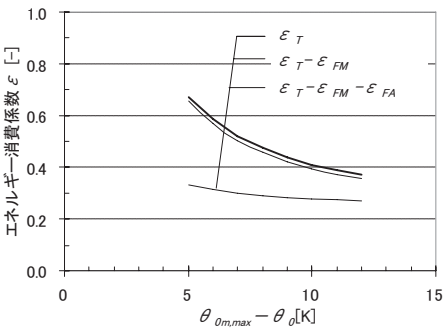


図12　最大機器吸込み温度と各エネルギー消費係数の関係

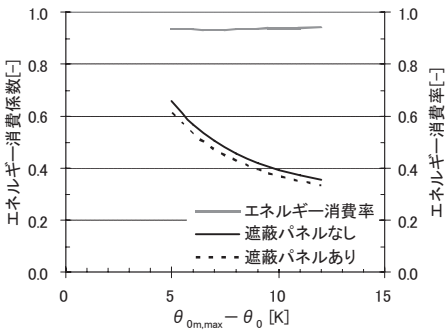


図13　遮蔽パネルの効果

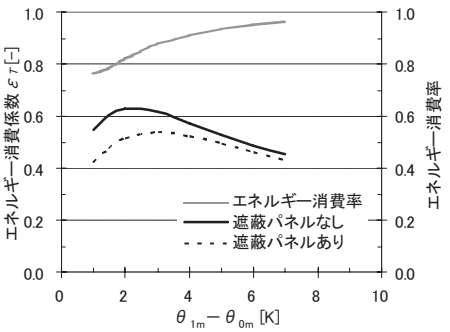


図14　機器吸込み温度差とエネルギー消費係数の関係

本論文に関する既発表論文

(1) 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機器吸込み温度と機器周辺の気流・温度：日本建築学会大会学術講演梗概集(近畿)，環境工学II，pp.1053-1054，2005.9

(2) 降旗由紀，羽山広文，木下学，絵内正道、森太郎：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2ラック形態と空調用エネルギー消費量の関係，日本建築学会大会学術講演梗概集(近畿)，環境工学II，pp.1055-1056，2005.9

(3) 羽山広文，降旗由紀，木下学，絵内正道、森太郎：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3　IT機器の吸込み温度のモデル化，日本建築学会大会学術講演梗概集(近畿)，環境工学II，pp.1057-1058，2005.9

(4) 泉孝典，羽山広文，絵内正道，菊田弘輝，木下学：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，日本建築学会大会学術講演梗概集(関東)，環境工学II，pp.1113-1114，2006.9

参考文献

1) 早川一也，桜井翰：電算機室の空気調和に関する一考察，空気調和・衛生工学，第43巻第7号，pp.591-611，1969.7

2) 田中俊彦，村上周三，加藤信介，雀棟皓，北澤智一：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10），空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.285-288

3) 三宅弘朗，木下学，植草常雄：データセンターの気流設計手法に関する研究(室内温度を評価指標とした空調気流設計)：空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp.1975-1978，2008.8

4) 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－気流方式の比較と機器吸込み平均温度計算モデルの実験検討，空気調和・衛生工学会論文集，No.54，pp.77-89，1994.2

5) 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2報－温度差比の垂直分布モデル，空気調和・衛生工学会論文集，No.56，pp.87-97，1994.10

6) 羽山広文，中里秀明，木下学，倉渕隆:強制空冷機器を収容した機械室における空調方式の高効率化に関する研究，日本建築学会計画系論文集，No.494，pp.29-36，1997.4

7) Yuki Furihata, Hirofumi Hayama, Masamichi Enai, Taro Mori: The Effect Air-Intake Format of Equipment Gives to Air Conditioning System in a Data Center, IEICE TRANS. COMMUN., Vol.E87-B, No.12, pp.3568-3575, 2004.12

8) (社)空気調和・衛生工学会：建築・設備の省エネルギー技術指針，pp.192-198，1994.6

9) 羽山広文：床吹出し空調システムの高効率化，日本建築学会技術報告集，No.2，pp.110-114，1996.3

記号表

c_p ：空気の比熱[J/(kg(DA)･K]
COP_{COM}：熱源の総合効率[-]
E_{FA} ：空調機の空気搬送エネルギー消費量[W]
E_{FM} ：機器の空気搬送エネルギー消費量[W]
E_{COM} ：熱源の空気搬送エネルギー消費量[W]
H_L ：室内熱負荷[W][J/s]
H_m ：機器発熱量[W][J/s]
H_w ：壁体熱損失[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[-]
P_{CA} ：空調機の機内圧力損失[Pa]
P_{SA} ：空調機の機外圧力損失[Pa]
P_{TA} ：機器冷却ファンの全圧損失[Pa]
V ：空調給気量[m³/s]
V_m ：機器換気量[m³/s]
V_f ：有効空調給気量[m³/s]
V_u ：無効空調給気量[m³/s]
ε_{FA} ：空調機の空気搬送エネルギー消費係数[-]
ε_{FM} ：機器の空気搬送エネルギー消費係数[-]
ε_{COM} ：熱源の空気搬送エネルギー消費係数[-]
θ_0 ：空調給気温度[℃]
θ_1 ：空調環気温度[℃]
θ_{0m} ：機器吸込み温度[℃]
θ_{1m} ：機器吹出し温度[℃]
θ_a ：機器再循環温度[℃]
κ_m ：換気流量比[-]
ρ ：空気の比重[kg/m³]
ζ_{SA} ：空気搬送系の通気抵抗係数[-]
η_v ：排熱効率[-]
η_{TA} ：空調機の送風機効率[-]
η_{TM} ：機器冷却ファンの送風機効率[-]
γ_m ：機器再循環比[-]
γ_r ：室内再循環比[-]
γ_a ：総合再循環比[-]

(2009年1月10日原稿受理，2009年3月11日採用決定)