

データセンターにおける再循環を考慮した空調給気温度と空調給気量の省エネルギー制御に関する研究

Study on Energy-Saving Control of Air-Conditioning Air Supply Temperature and Air-Conditioning Air Supply Amount Considering Recirculation in Data Center

学生会員 ○宮本 将行（北海道大学） 正会員 二渡 直樹（NTTファシリティーズ）
技術フェロー 羽山 広文（北海道大学） 正会員 森 太郎（北海道大学）

Masayuki MIYAMOTO*¹ Naoki FUTAWATARI*² Hirofumi HAYAMA*¹ Taro MORI*¹

*¹ Hokkaido University *² NTT FACILITIES, INC.

In a data center, which is a facility specializing in the installation and operation of ICT equipment, some of the exhaust air from equipment may recirculate to the intake side of the equipment, reducing air conditioning efficiency. Recirculation is affected by various components such as CAC / BP, air-conditioning air supply, etc., making uniform evaluation difficult. In this study, we propose a series of processes for energy-saving control of air conditioners in consideration of recirculation in order to help the operation method according to various installation conditions in the data center.

1. 研究目的

ICT機器の設置・運用に特化した施設であるデータセンターでは、機器の排気の一部が吸気側へと再循環し空調効率が低下する例が見られる。再循環を抑制する気流分離技術として図1に示すコールドアイルコンテインメント（以下、CAC）やブランクパネル（以下、BP）などが提案されているが、これらの技術を用いても微小な隙間からの再循環の完全な抑制は困難である。

データセンターの省エネルギー化を考える上では再循環を考慮することが重要だが、CACやBPの他に空調給気量、空調給気温度などの様々な構成要素の影響を受けるため、一様な評価は難しい。そこで、本研究ではデータセンター内の様々な設置状況に応じた運用方法の一助とするべく、再循環を考慮した空調機の省エネルギー制御のプロセスを提案する。特に、消費エネルギーが最小になるような空調機の給気温度と給気量の決定方法について説明する。また、これらの省エネルギー制御を用いて気流分離技術が消費エネルギーに与える影響を検証する。

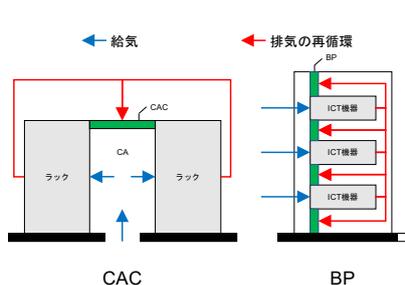


図1 CAC・BP

2. 研究方法

冷房運転時の空調機は、高温・低风量での運転により消費エネルギーを削減できる。一方で、高温の給気は機器吸込み温度を高温にする。低风量での運転も再循環を増加させ、機器吸込み温度を高温にする場合が多い。機器吸込み温度の上昇は機器の正常な運転を妨げる可能性があるため、所定の温度以下に収める必要がある。これらの事実をふまえ、本研究では機器吸込み温度が上限を超えない条件下で、最小となる空調給気温度と空調給気量を検討する。再循環の検討には気流や温度分布の把握が必要のため、CFD解析を用いる。

2.1 CFD解析

解析モデルは図2に示す、二重床吹出し横吸込み方式の実験施設を対象に作成した。空調機は表1に示す、メーカーの実測値が得られているものを対象とした。解析モデルの概要を図3、表2、表3に示す。二重床吹出し横吸込み方式を再現するため、床下には二重床吹出し用の高さ600mmの領域を作成した。2列にそれぞれ11台ずつ作成したラック間の

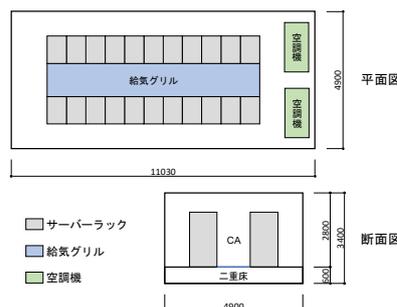


図2 対象施設平面図・断面図

表1 空調機仕様

冷房能力[kW]	63.0
消費電力[kW]	20.7
放熱方式	空冷
吹出し方式	下吹出し
寸法(W×D×H)[mm]	1795×900×1950
送风量[m ³ /h]	19200
冷媒	R410A

コールドアイルには床吹き出し用の給気グリルを作成した。再循環による機器吸込み温度の上昇を主な解析対象とするため、CAC及びBPを開口パネルで作成し、開口率を設定することで微小な隙間を再現した。

2.2 熱源消費電力の計算

冷房運転時の空調機の熱源総合効率 COP_{COM} は還気温度が高いほど、外気温が低いほど高い値を示す。空調還気湿球温度 $\theta_{1,WB}$ 、外気温 θ_{out} 、特性データを考慮した係数A~Dを用いて、式(1)より求める。図4に、外気温別の熱源総合効率の例を示す。

$$COP_{COM} = (A\theta_{1,WB}^2 + B\theta_{1,WB})(C\theta_{out} + D) \quad (1)$$

2.3 空調還気湿球温度

本研究で用いる空調機の熱源総合効率 COP_{COM} の計算には、空調還気温度および絶対湿度より算出した空調還気湿球温度 $\theta_{1,WB}$ が必要である。湿球温度の計算は複雑であり代数的に計算することができないため、反復法²⁾により求める。

2.4 送風機消費電力

空調機の通気抵抗係数 ζ は、空調機の全圧差 P_T 、空気の比重 ρ 、空調給気量 V を用いて式(2)より求める。また、空調機の送風機総合効率 η_T は空調機の定格空気搬送消費電力 E_{Fr} 、定格空調機風量 V_r を用いて式(3)より求める。

$$\zeta = \frac{2P_T}{\rho V^2} \quad (2)$$

$$\eta_T = \frac{P_T V_r}{E_{Fr}} \quad (3)$$

空調機の消費電力 E_F は次式(4)により求める。

$$E_F = \frac{VP_T}{2\eta_T} = \frac{\zeta\rho V^3}{2\eta_T} \quad (4)$$

ここで、式(4)における V^3 の係数を空気搬送消費電力 φ として、 E_F を式(5)で表す。

$$E_F = \varphi V^3, \quad \text{ただし} \quad \varphi = \frac{\zeta\rho}{2\eta_T} \quad (5)$$

メーカーにより全圧差 P_T および空気搬送消費電力 E_{Fr} が実測されているため、これらの値を用いて、各風量設定での空気搬送消費電力算出係数 φ の平均を算出した。各風量における空気搬送消費電力 E_F の計算値の例を図5に示す。実測値をおおむね再現できたため、本研究では計算値を空気搬送消費電力 E_F として用いる。

2.5 消費エネルギーの評価

発熱密度が大きいデータセンターにおいては機器の冷却に必要なエネルギーは大きくなるため、機器の発熱密度を考慮する必要がある。発熱密度の大小によらない性能評価のために、各部の消費電力を室内熱負荷で除した指標を用いる。熱源消費電力 E_{COM} および空気反動消費電力 E_F をそれぞれ室内熱負荷 H_L で除し、熱源エネルギー消費係数 ε_{COM} 、空気搬送エネルギー消費係数 ε_F を式(6)、式(7)より求める。

$$\varepsilon_F = \frac{E_F}{H_L} \quad (6)$$

$$\varepsilon_{COM} = \frac{E_{COM}}{H_L} \quad (7)$$

熱源エネルギー消費係数 ε_{COM} 、空気搬送エネルギー消費係数 ε_F を用いて、式(8)よりトータルエネルギー消費係数 ε_T を求める。

$$\varepsilon_T = \varepsilon_F + \varepsilon_{COM} \quad (8)$$

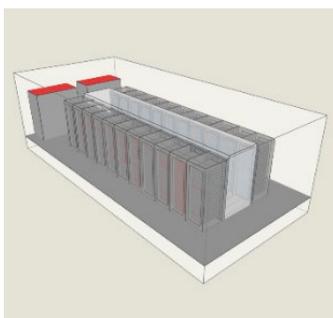


図3 解析モデル外観

表2 解析概要

ソフトウェア	FlowDesigner2019
解析種類	定常解析
解析対象	温度・速度
解析モデル	乱流k-εモデル
領域(W×D×H)[m]	4.9×11.03×3.4
メッシュ数	1000000
計算回数	400
境界条件	流出風量 流入風量・温度
流体	空気(標準)

表3 入力条件

解析対象	CFDモデル	寸法[mm]			入力条件	
		W	D	H	項目	値
空調機	外形	1800	900	1950	—	—
	吸込み口	1800	900	—	風量	CASEごとに設定
	吹出し口	1800	900	—	風量・温度	CASEごとに設定
	外形	480	700	45	—	—
機器	吸込み口	480	—	45	開口率	7%
	吹出し口	480	—	45	開口率	7%
	ファン	480	—	45	風量	1[m³/h]
	発熱	480	700	45	発熱量	200[W]
ラック	外形	900	690	2000	—	—
	扉	500	—	—	開口率	75%
床	形状モデル	4900	1030	—	—	—
給気グリル	開口・圧損	1200	290	—	開口率	25%・50% (二種類の開口率を交互に配座)
CAC	開口・圧損	1200	7700	60	開口率	CASEごとに設定
BP	開口・圧損	700	—	2000	—	CASEごとに設定

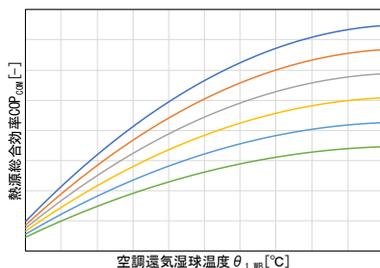


図4 熱源総合効率例

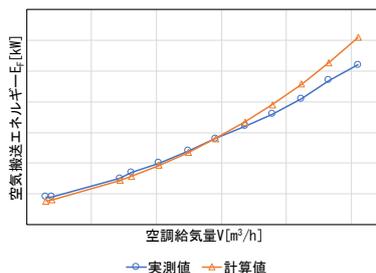


図5 送風機消費電力例

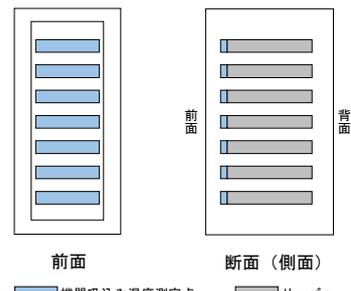


図6 機器吸込み温度測定点

また、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 κ_m とし、式(9)に定義する。

$$\kappa_m = \frac{V}{V_m} \tag{9}$$

2.6 空調給気量・空調給気温度の決定

機器吸込み温度の上限を制限温度 θ_L としたとき、トータルエネルギー消費係数が最小となる空調給気量と空調給気温度の組み合わせを、以下の手順により求める。

- 1) 任意の給気温度 θ 、任意の空調給気量 V を条件として CFD 解析を実行し、機器吸込み最大温度 $\theta_{om,max}$ を出力する。次式(10)により機器吸込み最大温度 $\theta_{om,max}$ の制限温度 θ_L に対しての超過値から、トータルエネルギー消費係数を最小とする給気温度を θ_0 算出する。

$$\theta_0 = \theta + (\theta_L - \theta_{om,max}) \tag{10}$$

θ_0 を最適な空調給気温度とし、トータルエネルギー消費係数 ϵ_T を算出する。

- 2) 空調給気量 V を変化させながら、1)の計算によりそれぞれの空調給気量 V に対する空調給気温度 θ_0 およびトータルエネルギー消費係数 ϵ_T を算出する。
- 3) 1)~2)よりトータルエネルギー消費係数 ϵ_T が最小となる空調給気量 V と空調給気温度 θ_0 の組み合わせを求める。

3. 研究結果と考察

2章で説明した最適化計算を用いて、運用状況が空調効率に及ぼす影響を検証した。制限温度 θ_L を25℃、給気の湿度をRH60%とした。

表4 各CASE条件

CASE	BP開口率[%]	CAC開口率[%]	機器取付け位置
A-1	100	100	i
A-2	100	100	ii
A-3	100	100	iii
B-1	100	100	ii
B-2	5	5	ii
B-3	2.5	2.5	ii
B-4	0.1	0.1	ii

表5 検証条件

項目	入力条件	備考	
空調機	給気量[m ³ /h]	一台 7524 ~17556 合計 15048 ~35112	換気流量比が0.6~1.4の範囲で0.1ずつ設定。 空調機2台の合計。
	給気温度[℃]	20	仮の給気温度。
	台数[台]	418	ラックあたり19台搭載。
機器	換気量[m ³ /h]	一台 60 合計 25080	機器418台の合計。
	発熱量[kW]	一台 0.2 合計 83.6	機器418台の合計。
	熱源	断熱	

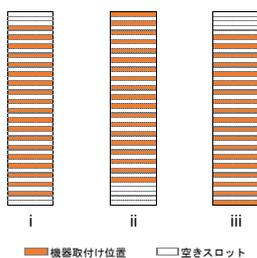


図7 機器取付け位置

3.1 機器取付け位置の効果の検証 (検証 A)

機器の取付け位置が空調効率に与える検証するため、表4、表5、図7の条件で、省エネルギー制御となるような条件を求めた。計算結果を図8~図10に示す。図8に示すようにトータルエネルギー消費係数 ϵ_T が最小となる換気流量比 κ_m はA-2、A-3でそれぞれ1.3、0.9と、機器取り付け位置により異なる値を示した。図9に見られるように、一部の機器吸込み温度が高温になるため、制限温度を満足するために空調給気温度を低下させる必要があり、熱源の消費電力が増加する。図10に示すように、機器を上部に取付けたA-2においてトータルエネルギー消費係数 ϵ_T は高い値を示した。

3.2 気流分離技術の検証 (検証 B)

気流分離技術が空調効率に与える検証するため、表4および表5の条件でCACとBPに開口率を設定し、省エネルギー制御となるような条件を求めた。CACおよびBPの有無が与える影響を見るために、B-1は開口率100%とした。また、微小な隙間の大きさが与える影響を見るために、B-2~B-4は隙間となる開口率を変化させた。計算結果を図11~図13に示す。図13に示すようにB-2~B-4ではトータルエネルギー消費係数 ϵ_T に大きな差がみられず、0.1%~5.0%の範囲での開口率の違いは空調効率に大きな影響を与えなかった。

3.3 年間計算

札幌・東京・福岡の3都市に関してトータルエネルギー消費係数 ϵ_T の年間計算を行った。計算に使用したHASP標準年気象データを図14に示す。1時

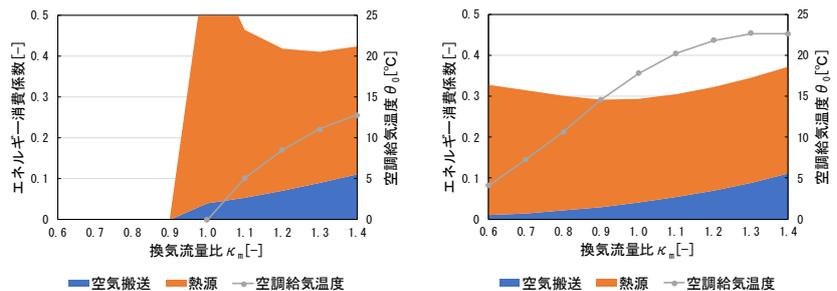


図8 エネルギー消費係数 (検証 A)

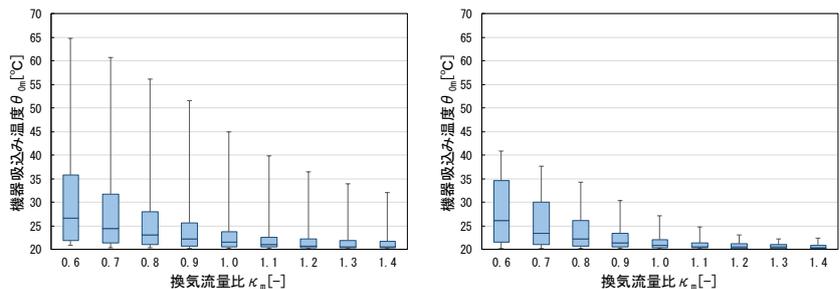


図9 機器吸込み温度 (検証 A、給気温度 20℃)

間ごと、1℃ごとの外気温に対するトータルエネルギー消費係数 ϵ_T を算出し、1年間の平均を求めた。図15に示すように、寒冷地ではトータルエネルギー消費係数 ϵ_T が小さくなった。また、CAC・BPの設置状況や機器の取付け位置によってはトータルエネルギー消費係数 ϵ_T が極端に大きくなり、外気温の差以上の影響を与えるケースがみられた。

4. 結論

消費エネルギーが最小になるような空調機の給気温度と給気量の決定方法を示し、気流分離技術や機器取付け位置の影響を検証することができた。機器取付け位置によっては空調効率が大きく悪化するので、注意が必要である。

参考文献

1)宇田川光弘:パソコンによる空調和計算法, オーム社, pp.26-30, 1986.12

謝辞

本研究の一部は、民間等共同研究 (NTT ファシリティアーズ) および科学研究費助成事業、基盤研究(B)(課題番号:18H01591)による。

記号表

COP_{COM}	熱源総合効率[-]	H_L	室内熱負荷[W]
$\theta_{1,WB}$	空調還気湿球温度[°C]	E_F	空気搬送消費電力[W]
θ_{out}	外気温[°C]	E_{COM}	熱源消費電力[W]
ζ	通気抵抗係数[-]	ϵ_T	トータルエネルギー消費係数[-]
P_T	全圧差[Pa]	ϵ_F	空気搬送エネルギー消費係数[-]
ρ	空気の比重[kg/m ³]	ϵ_{COM}	熱源エネルギー消費係数[-]
η_T	送風機総合効率[-]	V_m	機器換気量[m ³ /s]
E_{Fr}	定格空気搬送消費電力 [W]	κ_m	換気流量比[-]
V	空調給気量[m ³ /s]	θ_0	空調給気温度[°C]
V_r	定格空調機風量[m ³ /s]	$\theta_{0m,max}$	機器吸込み最高温度 [°C]
φ	空気搬送消費電力算出係数[kg/m ³]	θ_L	制限温度[°C]

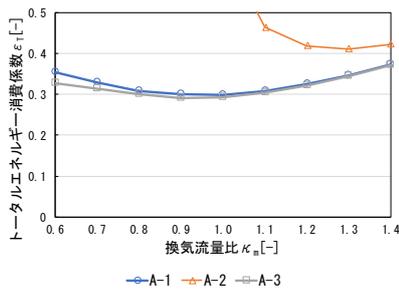
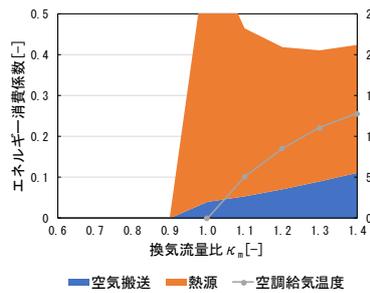
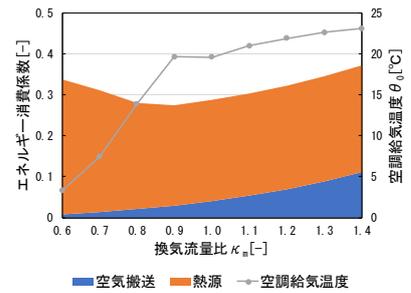


図10 ϵ_T の比較 (検証A)

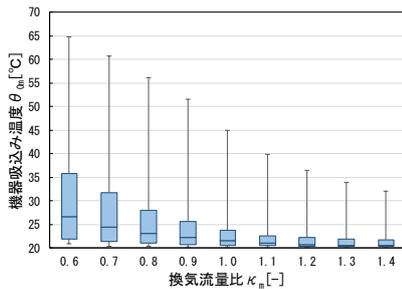


(a) B-1

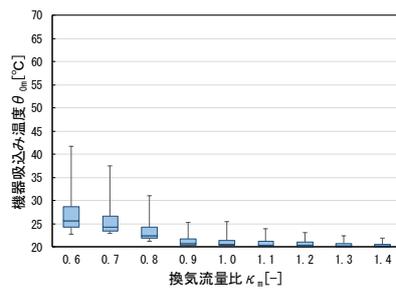


(b) B-4

図11 エネルギー消費係数 (検証B)



(a) B-1



(b) B-4

図12 機器吸込み温度 (検証B、給気温度20℃)

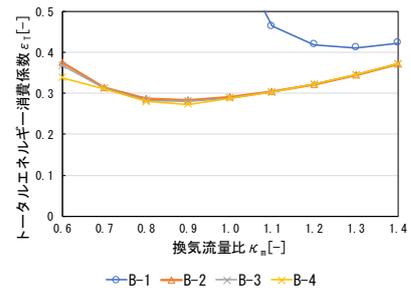


図13 ϵ_T の比較 (検証B)

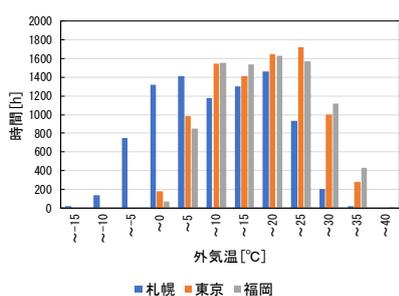
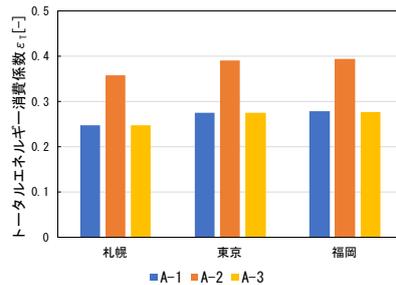
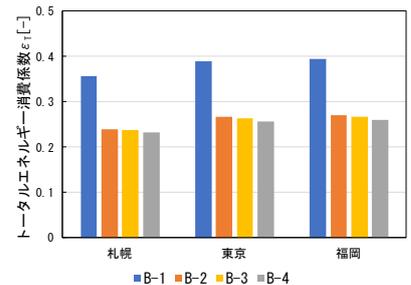


図14 標準年気象データ



(a) 検証A



(b) 検証B

図15 トータルエネルギー消費係数年間計算