

天井付設冷却パネルを用いた空調方式のエネルギー消費量に関する検討

正会員○羽山広文*1
同 譲原 聡*2
同 絵内正道*3
同 森 太郎*4
同 瀬沼 央*5
同 山岸 浩*5

空気調和、省エネルギー、放射冷房、エネルギー消費

1. はじめに

インテリジェントビルなど、発熱密度の高い室内の空調システムでは、一般に二重床吹出し方式や、VAV方式などが用いられているが、いずれの方式も空気を熱媒に送風機による熱搬送方式が採られている。しかし、これらの方式では送風機動力の削減にも限度があり、十分な省エネルギーが困難と考えられる。オフィスなど事業用建物の空調システムにおいて、エネルギー消費の約50[%]は、熱媒の搬送に消費されている(図1)。この搬送系エネルギーの削減は、空調システムの省エネルギー化のための要諦となる。

そこで、本研究では、室内の天井面に自然通風型の熱交換器を配置し、熱源からの冷水をカスケード的に利用する送水方式により、熱搬送動力を著しく削減し、省エネルギーと室内環境の向上を実現する高効率なオフィス用空調システムの実現を目的に以下の検討を進める。

- 1) 各種空調方式毎に建物の熱性能と空調用エネルギー消費量の関係をシミュレーションにより比較する。
- 2) 天井冷却パネルを用いた空調方式では、パネル内に送水する冷水の製造にクーリングタワーを用いた間接外気冷房方式の省エネルギー効果を検討する。
- 3) 天井面に付設した冷却パネルの放射効果を考慮し、同様の作用温度とした場合の省エネルギー効果を検討する。

2. シミュレーションの概要

これまで筆者らは2, 従来の天井放射パネル方式に対流の効果を加えることで、冷却能力を向上させることを示してきた^{2), 3)}。本報では、空気系空調方式(空気方式)と水系空調方式(水方式)の年間空調用エネルギー消費量を数値シミュレーションにより算出し、比較検討を行う。検討した

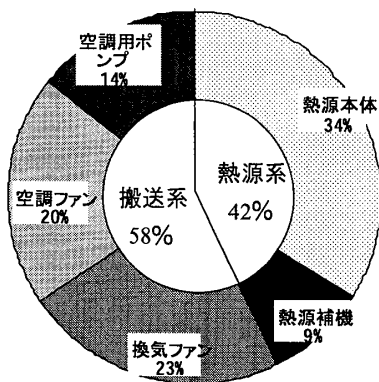


図1 オフィスビルのエネルギー消費量試算例¹⁾

方式を図2, 建物の平面図を図3に示す。また、計算条件、空調運転スケジュールを表1, 2に示す。計算手順は、以下による。1)建物の熱負荷を非定常熱負荷計算により1年間の各時刻毎求める。2)空調方式毎に各機器の動力を求める。3)以上から年間エネルギー消費量を換算する。

3. 各機器動力の算出方法

3.1 送風機動力

FCUの送風機と空気方式①(CAV)のAHU送風機は定風量方式とする。空気方式①(CAV)以外のAHU送風機は、変風量方式とする。また、AHUは各階のゾーン毎に1台を配置し、FCUは各階のゾーン毎に5台配置とする。以下より、年間送風機動力を算出する。

1) 送風機風量

各時刻毎の風量を式(1)より、算出する。定風量方式においては、ピーク顕熱負荷時の風量で定格運転とする。

$$q = \frac{Q_s}{0.34 (t_r - t_s)} \quad (1)$$

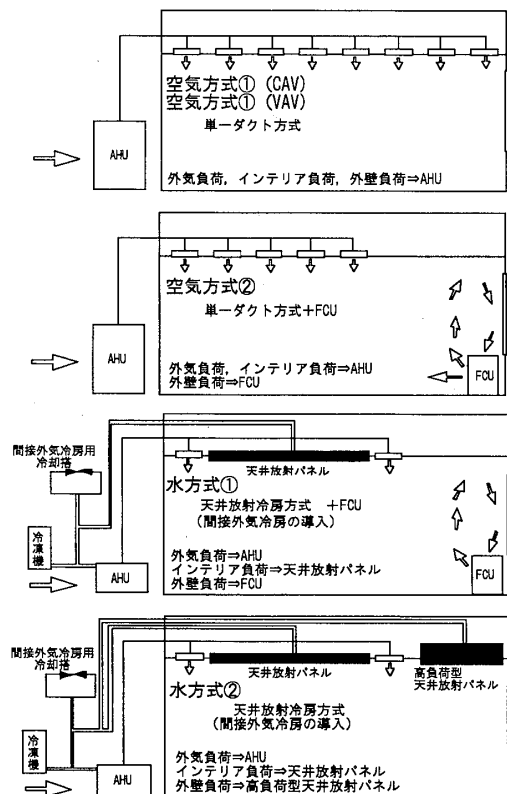


図2 各方式の模式図

Study on an Air-conditioning System with Cooling Coils on a Ceiling

HAYAMA Hirofumi, YUZURIHARA Satoshi, MORI Taro, ENAI Masamichi, SENUMA Hiroshi, YAMAGISHI Hiroshi

2) 送風機軸動力

式(2)より、軸動力を算出する。変风量方式における风量の制御はインバータ制御を想定し、最大风量(100%)~50%までとする。风量が0~50%の範囲においては、50%時の軸動力で一定とする。また、AHUの全圧損失はダクト静圧や機内静圧などを見込んで500[Pa]とし、常に一定となるような制御を想定する。FCUの全圧損失は、40[Pa]とする。送風機の効率は、AHU、FCU共に0.5とする。

$$W = \frac{q \times Pt}{1000\eta_i \times 3600} \quad (2)$$

3) 年間送風機動力

定风量方式においては、2)より得られた定格値に空調運転時間を乗じることで、年間送風機動力を得る。変风量方式においては、2)より得られた時刻毎の送風機軸動力を年間積算する。

3.2 ポンプ動力

全ての方式において、定流量方式を用いるものとする。以下より、年間ポンプ動力を算出する。

1) ポンプ流量

式(3)より、ピーク全熱負荷を用いてポンプの定格流量を算出する。 $\Delta T=5$ [K](AHU, FCU), $\Delta T=3$ [K](放射パネル)

$$Q = \frac{H_t \times 0.86}{\Delta T \times 60 \times 1000} \quad (3)$$

2) 年間ポンプ動力

式(4)より、ポンプ動力の定格値を算出する。得られた定格値に年間空調運転時間を乗じることで、年間ポンプ動力を得る。揚程は方式毎に配管抵抗や機器抵抗より得られた概算値を用いる。また、ポンプの全圧効率は0.7とする。

$$P_w = \frac{0.163\gamma QH}{\eta_p} \quad (4)$$

3.3 熱源動力

全熱負荷を成績係数 COP で除することで熱源動力を算出する。成績係数 COP は、年間を通じ4で一定とする。また、冷房時の熱源動力を算出する際、送風機の電力消費量を内部発熱と同様に熱負荷として扱う。

4. 間接外気冷房システムの導入

1) システムの概要

間接外気冷房システムとは、外気温の低い時にクーリ

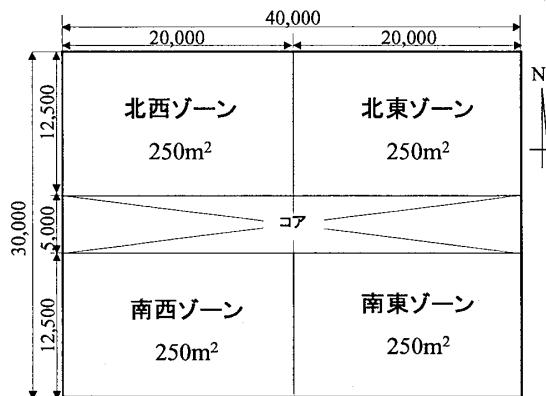


図3 基準階平面図

ングタワーで外気と冷水配管を接触させることで冷水を生成し、冬でも冷房負荷が発生するような場合に冷熱源として有効利用するシステムである。従来の空気方式では、約7℃の冷水を生成しなければ冷熱源として利用できないのに対し、水方式においては約18℃の冷水でも利用できる。この間接外気冷房システムを水方式に導入することで、熱源動力の削減が期待できる。図4にシステム系統図を示す。

2) 熱源動力の削減量計算

以下の計算手順で、熱源動力の削減量を算出する。

① 時刻毎に必要なとされる冷水温度を算出する。(ピーク負荷時の冷水温度を18℃とする。)

② パネルの行き還り温度差を3[K]とする。パネル通水後の冷水をクーリングタワーへ送水することを考え、クーリングタワー入口温度(t_{w1})を算出する。

③ クーリングタワーの温度効率(α)を0.5とし、式(5)より、生成冷水温度(t_{w2})を算出する。

$$t_{w2} = t_{w1} - \alpha \times (t_{w1} - t_o) \quad (5)$$

④ 必要冷水温度(t_a)よりも、生成冷水温度(t_{w2})の方が低ければ、パネル還り冷水とミキシングすることで、熱源として利用できる。その際の冷房負荷を間接外気冷房によって除去することになる。

3) クーリングタワーの動力

クーリングタワーの送風機、ポンプ共に定格運転とする。

表1 計算条件

地域	札幌、東京
基準階面積	1,000[m ²] (12.5[m]×20[m]×4室)
階数	8[階]
階高	3.7[m]
天井高	2.7[m]
人員密度	0.2[人/m ²] (在室時間：平日8~18時)
コンセント負荷	0~50[W/m ²] (負荷発生時刻：平日8~18時)
照明負荷	25[W/m ²] (負荷発生時刻：平日8~18時)
外気量	25[m ³ /人] (在室時刻：平日8~18時)
ブラインド	あり(終日)
窓面積	南面51.2[m ²]、北面51.2[m ²]、東面32[m ²]、西面32[m ²]

表2 空調運転条件

空調運転時間	平日の8~18時 (10時間運転)
冷房設定温度	26℃, 50% (冬: 26℃, 40%)
暖房設定温度	22℃, 50% (冬: 22℃, 40%)

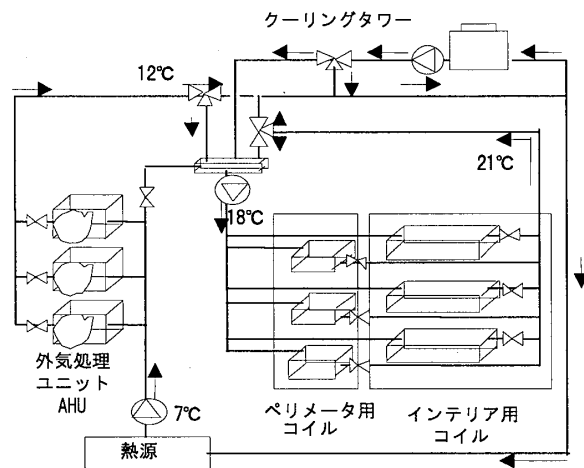


図4 間接外気冷房システム系統図

また、送風機の全圧損失を100[Pa]、全圧効率0.5とし、ポンプの揚程を5[mAq]、ポンプ効率を0.7とする。送風機、ポンプ共に、間接外気冷房時のみ運転するものとして、計算を行う。

5. シミュレーション結果

5.1 建物の熱性能と空調用エネルギー消費量の関係

東京および札幌における建物の熱性能と各方式の空調用エネルギー消費量の関係を図5(東京)、図6(札幌)に示す。なお、これらの検討は内部発熱量60[W/m²]としている。これらの結果、建物の断熱性能が向上すると各方式とも空調用エネルギー消費量は減少する。その傾向は札幌の方が顕著である。これは、暖房負荷の減少が顕著なためと考えられる。一方、各空調方式での空調用エネルギー消費量を比較すると、空気方式では送風機の占める割合が高い。水方式②は空気方式①(CAV)と比較すると45~49%(東京)、43~55%(札幌)、空気方式①(VAV)と比較すると、31~34%(東京)、26~38%(札幌)省エネルギーとなる。

5.2 内部発熱量と空調用エネルギー消費量の関係

内部発熱量と各方式の空調用エネルギー消費量の関係を図7(東京)、図8(札幌)に示す。なお、建物の断熱性能は壁の内側断熱材50[mm]、複層ガラスの場合である。内部発熱量の増加に伴ない空調用エネルギー消費量は増大する。その傾向は、東京の方がやや顕著である。これは、札幌では内部発熱量の増加にともない暖房負荷が減少するのに対し、東京では暖房負荷がもともと少なく、冷房負荷の増加が直接作用したと考えられる。一方、各空調方式での空調用エネルギー消費量を比較すると、水方式と比較し、空気

方式の方が、内部発熱量の増加にともなうエネルギー消費量の増大が顕著となる。これは、冷房期間の長期化にともない送風機のエネルギー消費量が増加するためと考えられる。水方式②は空気方式①(CAV)と比較すると41~51%(東京)、42~51%(札幌)、空気方式①(VAV)と比較すると26~37%(東京)、27~37%(札幌)の省エネルギーとなり、省エネルギーの傾向は東京と札幌で差異が少ない。

5.3 間接外気冷房の効果

水方式②における間接外気冷房の有無を比較し、図9、図10(東京、札幌)に示す。なお、図9は、建物の断熱仕様が壁の断熱材50mm、複層ガラスの場合であり、図10は、内部発熱量60[W/m²]の場合である。内部発熱量の増加に伴ない、間接外気冷房の効果が拡大する。その傾向は東京の方が顕著である。これは、内部発熱量の増加にともない、外気温度の低い時期での冷房の割合が増加するためである。削減率は5~17%(東京)、7~15%(札幌)となる。また、断熱性能が向上するとやや間接外気冷房の効果は大きくなる。間接外気冷房には水搬送のポンプ、冷却塔の送風機に動力を要するため、大きな省エネルギー効果が得られなかった。冷却塔の送風機に制御機能を設けるなどの対策が必要になると考えられる。

5.4 空調設定温度に関する検討

水方式では、天井に付設した冷却パネルの放射効果により冷房時の空調設定温度をやや高くしても快適性が損なわれない⁴⁾。そこで、水方式の冷房時設定温度を高くすることによるエネルギー消費量削減効果に関する検討を行う。ここでは、作用温度0Tを用い検討する。0Tが、空気方式と水

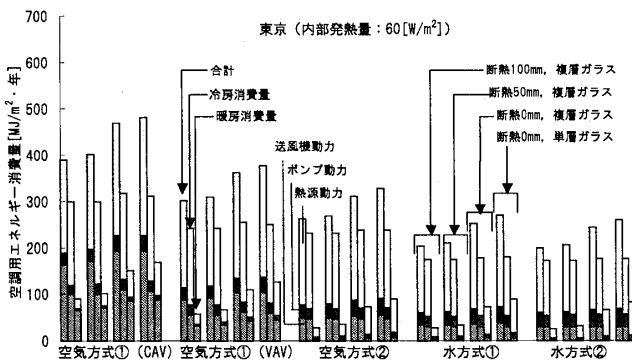


図5 断熱性能と空調エネルギー消費量の関係(東京)

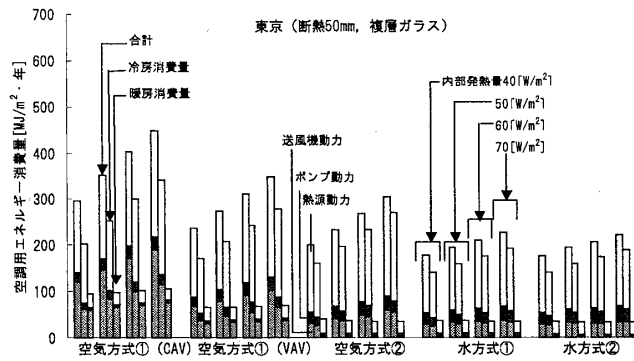


図7 内部発熱量と空調エネルギー消費量の関係(東京)

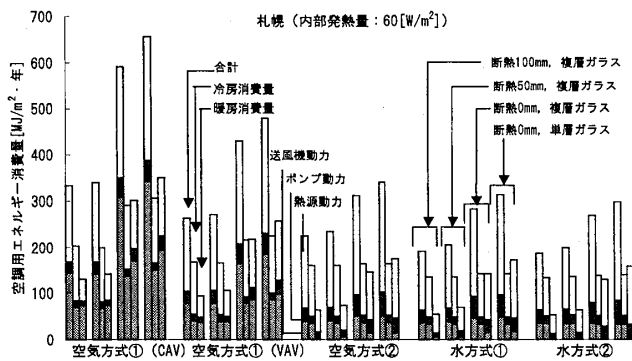


図6 断熱性能と空調エネルギー消費量の関係(札幌)

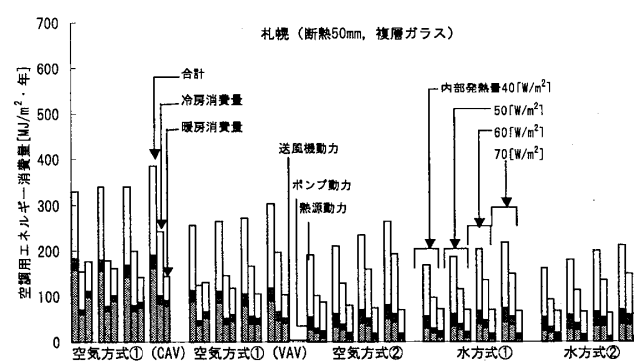


図8 内部発熱量と空調エネルギー消費量の関係(札幌)

方式で同じとなるように、水方式の空調設定温度を算出する。放射パネル表面温度18℃とし、その他の壁面温度は室内温度と同じであると仮定し、式(6)、式(7)を用いる。

この結果、空気方式の26℃と、水方式の27.8℃は同じOT値となり、約1.8℃設定温度を高くしても同程度の快適性が得られる。水方式の冷房設定温度をそれぞれ26℃、27.8℃とした場合のエネルギー消費量を図11に示す。放射温度を考慮して設定温度を高くすることで、水方式①、②共に、約10%の冷房エネルギー消費量を削減できる。

$$OT = \frac{(\theta + MRT)}{2} \quad (6)$$

$$MRT = \frac{\sum_{i=1}^n \theta_i S_i}{\sum_{i=1}^n S_i} \quad (7)$$

6. まとめ

天井付設冷却パネルを用いた空調方式に関し、省エネルギー効果を検討した結果、以下の知見が得られた。

- 1) 建物の断熱性能を高めることで空調用エネルギー消費量は減少する。その傾向は東京より札幌の方がやや顕著である。
- 2) 空気方式と水方式を比較すると、CAVの空気方式の場合、43～55%、VAVの空気方式の場合26～38%の空調用エネルギー消費量の削減が可能となる。その傾向は東京と札幌で同程度である。
- 3) クーリングタワーを用いた間接外気冷房方式を採用した場合、空調用エネルギー消費量は5～17%程度の削減にとどまった。クーリングタワーのファン、ポンプの動力が影響しているものと考えられる。
- 4) 天井に設置した冷却パネルの放射効果により、同一の作用温度とした場合、室内の設定温度1.8℃高くなり、空調用エネルギー消費量の削減は約10%であった。
- 5) 制御方法、施工方法、建設費など今後改善しなければならない課題は多いが、空調用エネルギー消費量の削減には水方式の空調方式は一つの選択肢と考えられる。

参考文献

- 1) 建築学会編、丸善：建築資料集成
- 2) 羽山広文ほか：天井付設コイルを用いた空調方式に関する検討，日本建築学会大会学術講演梗概集環境工学II, pp. 1167-1168, 2003
- 3) 譲原聡ほか：多孔型パネルを用いた天井冷房方式に関する研究 その2 多孔型パネルの冷却特性と熱移動の把握，日本建築学会大会学術講演梗概集環境工学II, pp. 1075-1076, 2003
- 4) 瀬沼央・武田仁：放射冷暖房システムに関する研究-第1報水熱媒冷暖房システムの構築と従来システムとの比較，空気調和衛生工学会論文集, No73, p. 57, 1999
- 5) 中原信夫著：ビル・建築設備の省エネルギー

記号表

q : 送風量[m ³ /h]	Q_s : 顕熱負荷[W]	t_r : 室内温度[°C]
t_s : 送風温度[°C] ($t_r - t_s = 10^\circ\text{C}$)	W : 送風機の所要軸動力[kW]	
P_t : 全圧[Pa]	η_t : 全圧効率	ρ : 水量[m ³ /min]
H_t : 空調機負荷[W]	ΔT : 冷水出入り口の温度差[K]	
P_w : ポンプの所要軸動力[kW]	γ : 流体の比重(水の場合=1)	
H : 所要揚程[mAq]	η_p : ポンプ効率	
OT : 作用温度[°C]	θ : 表面温度	
MRT : 平均放射温度	S : 表面積	

- *1 北海道大学院工学研究科 助教授・博士(工学)
- *2 新日本空調 工学修士
- *3 北海道大学院工学研究科 教授・工博
- *4 釧路工業高等専門学校 助教授・博士(工学)
- *5 (株)トヨックス

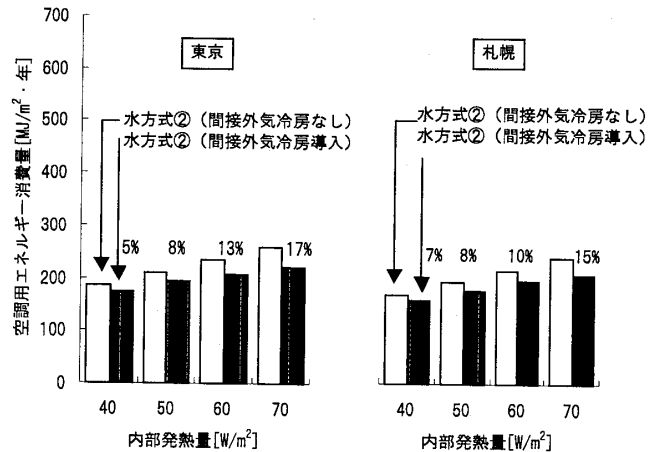


図9 間接外気冷房の有無とエネルギー消費量の関係 (発熱量をパラメータ)

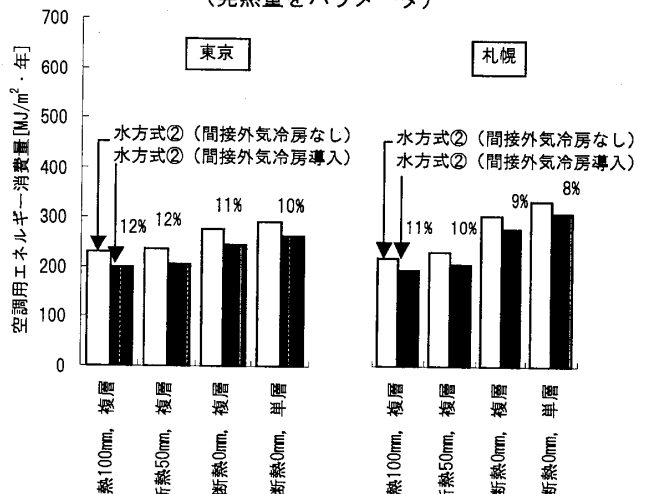


図10 間接外気冷房の有無とエネルギー消費量の関係 (断熱性能をパラメータ)

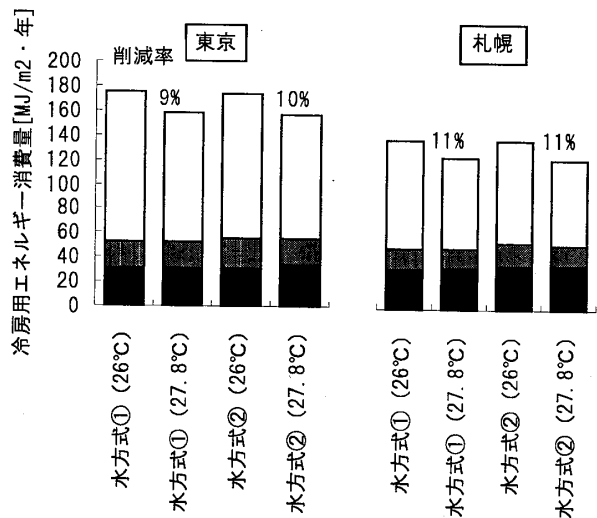


図11 冷房設定温度と冷房エネルギー消費量の関係

- Assoc. Prof., Hokkaido University, Dr. Eng. Shinnippon Technologies CO., LTD, M. Eng. Prof., Hokkaido University, Dr. Eng. Assoc. Prof., Kushiro National College of Technology, Dr. Eng. TOYOX CO., LTD