

コアンダ効果利用型躯体蓄熱空調システムの実証研究

—事務所ビルでの性能調査—

関根 賢太郎*¹・濱田 憲一*²・杉橋 琢哉*³・渡邊 激雄*⁴・菅原 敏則*⁴・後藤 秀之*⁴

Keywords : air-conditioning system, concrete slab thermal storage, coanda effect, positive displacement

空調システム, 躯体蓄熱, コアンダ効果, 実測調査

1. はじめに

蓄熱式空調システムは、割安な夜間電力の利用や設備容量の軽減による経済性に加えて、省エネルギー、環境保全、電力負荷平準化といったメリットのある有効なシステムである。

躯体蓄熱空調システムは建築躯体であるスラブを蓄熱体として用いるため、蓄熱式空調システムの短所とも言われているイニシャルコストや設置スペースの削減に大きく寄与するものである。しかし、本格的に建物に採用され始めてからまだ日が浅い技術であり、採用件数も少なく、躯体蓄熱空調システムの普及を図るためにはさらなる技術の検証と評価が必要である。

本報は、空調機の吹出空気をスラブ下面にコアンダ効果(流体を固体壁に沿って流すと、流体と固体壁の間の圧力が低下し、流れが壁に吸い寄せられる現象)を利用して水平に吹き付け、熱を蓄える「コアンダ効果利用型躯体蓄熱空調システム」を採用した事務所ビルにおいて年間を通じた運転データの収集・解析を行い、本システムの性能、経済性の把握を行った結果について報告する。

2. 建物概要

2.1 建築概要

対象物件は、名古屋市内に 2002 年 7 月に竣工した事務所ビルである。本建物は、躯体蓄熱の他に外気負荷を低減するために建物東面にダブルスキンや免震ピット内を利用して換気用の外気を予冷または予熱するクールピットなど環境負荷削減手法を取り入れている。表-1 に建築概要、図-1 に基準階平面図を示す。

- *1 技術センター建築技術研究所環境研究室
- *2 設計本部設備グループ
- *3 名古屋支店設計部
- *4 中部電力(株)

表-1 建築概要

Building Outline

所在地	愛知県名古屋市中
主用途	事務所
敷地面積	1,008.02m ²
建築面積	803.06m ²
延床面積	9,550.31m ²
構造種別	S造
階数	地下なし 地上14階 塔屋1階

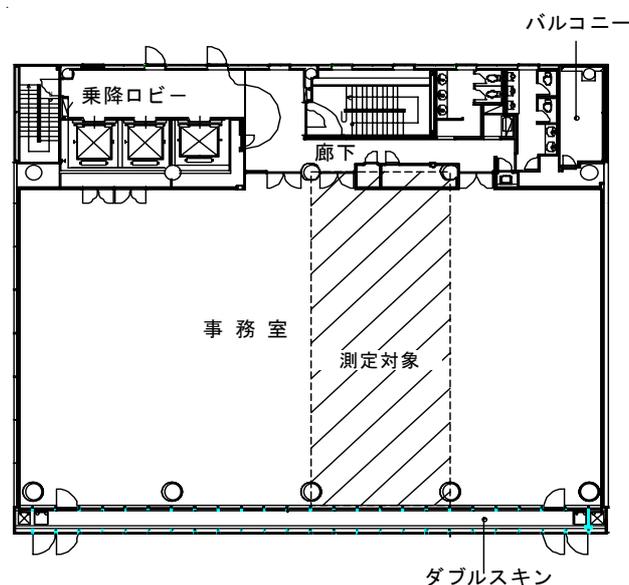


図-1 基準階平面図
Typical Floor Plan

2.2 設備概要

本建物の空調設備は、各階ともビル用マルチエアコン(以下、ビル用マルチと呼ぶ)または水蓄熱ビル用マルチによる個別分散型空調方式が基本となっている。躯体蓄熱は、事務室階(5~11階:7層)に採用している。事務所ペリメータ・役員フロア・研修フロアは冷暖同時型、シ

ョールームなどは冷暖切り替え型としている。

事務室階の空調は、1 スパン内インテリア側の室内機 2 台とペリメータ側の室内機 1 台で分割されている。インテリア側の室内機が躯体蓄熱用であり、ペリメータ側の室内機は躯体蓄熱用ではなく、冷暖同時型のビル用マルチである。事務室階 4 スパン 8 台の室内機は 1 台の氷蓄熱槽+室外機系統になっており、換気設備として 1 スパン毎に 1 台の全熱交換器が設置されている。インテリア側の室内機には、昼間の事務室内への吹出用と夜間の躯体への吹出用の切り替えダンパが設置されている。表-2 に機器仕様、図-2 に空調概要を示す。

表-2 機器仕様(躯体蓄熱対象階)
Machine Specification

系統	仕様
4~11 階事務室 ペリメータゾーン	室外機：空冷ヒートポンプマルチ 冷暖同時型(10HP：28kW) 室内機：天井埋込型ダクトタイプ
5~11 階事務室 インテリアゾーン	室外機：躯体・氷蓄熱空冷ヒートポンプマルチ (20HP：56kW)+氷蓄熱ユニット(319MJ) 室内機：天井埋込型ダクトタイプ

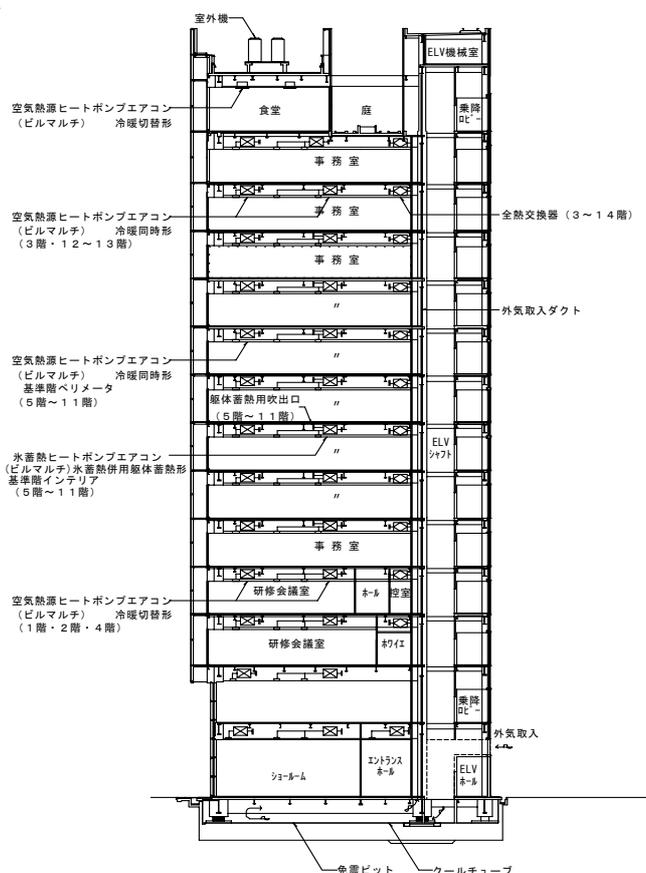


図-2 空調概要図
Air Conditioning Outline

2.3 躯体蓄熱概要

本建物に導入した躯体蓄熱空調システムは、水平吹付け方式によりコアンダ効果を利用した方式である。本方式は、コンクリート成型板型枠を用いたスラブのように小梁がなく、スラブ下面が大スパンに渡り平滑となる場合に有効であることを確認している。しかし、対象物件は構造的に従来工法を使用しているため、大梁と小梁が天井内にある。そこで、夜間蓄熱時の気流の流れを考慮して、大梁で囲まれた 1 スパンに 2 台の室内機を設置し、小梁で囲まれた部分にそれぞれの室内機からダクトにより分岐した吹出口により小梁で囲まれたそれぞれのスラブを蓄熱できるようにした。

図-3 に基準階空調平面図を示す。なお、冷房・暖房期間の躯体蓄熱運転時間(設定)を表-3 に示す。

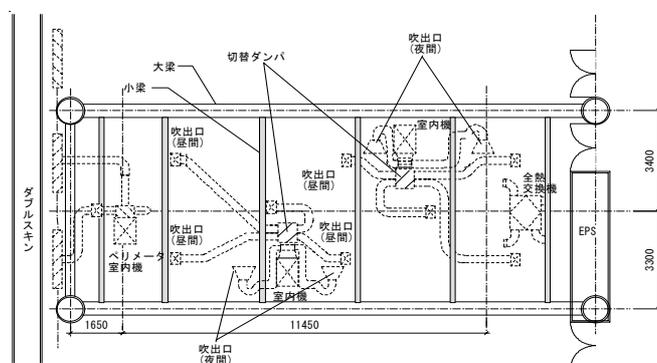


図-3 基準階空調平面図(1スパン：測定対象スパン)
Typical Floor Air Conditioning Plan

表-3 蓄熱運転時間(設定)
Thermal Storage Operating Time

	氷蓄熱運転時間	躯体蓄熱運転時間
冷房期間	22:00~3:00	3:00~6:30
暖房期間	温水蓄熱なし	5:00~7:00

※躯体蓄熱運転時間は始業開始を考慮した

3. 吹出形状の検討

実施に際し、吹出口設置位置および気流方向を決定するために気流シミュレーションおよび実験室での気流可視化実験を行った。

3.1 気流シミュレーション

実験に先立ち、効果の高い吹出方式を探ることを目的として気流シミュレーション(CFD 解析)によりプレスタディを行った。なお、解析には 3 次元直交座標系の解析ソフトであるソフトウェアクレイドル社製 STREAM を使用した。

シミュレーションは、図-3 に示す測定スパン部分をモデル化した。図-4 に解析領域を示す。

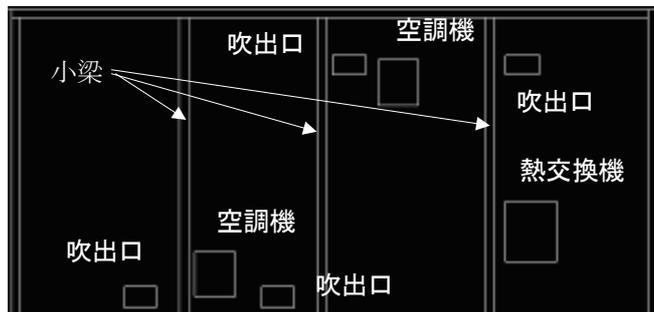


図-4 解析領域
Analytic Area

3.1.1 検討ケース

表-4 に検討を行ったケースを示す。ケースは吹出口とスラブとの関係を垂直・水平方向それぞれに分け、検討を行った。シミュレーションは蓄熱運転1時間とし、各ケースの気流分布、躯体温度分布の比較を行った。

表-4 シミュレーションケース
Simulation Cases

ケース	垂直方向(スラブ向き)	垂直方向(スラブ水平)
0	水平方向(気流直進)	
A1	水平方向(気流拡散)	
A2	水平方向(気流集中)	
B1		水平方向(気流直進)

3.1.2 シミュレーション結果

シミュレーション結果から蓄熱運転1時間後における床スラブの平均温度、初期温度 26℃からの温度低下を比較した結果を表-5 に示す。

ケース A1(垂直方向：スラブ向き・水平方向：気流拡散)が最も効果が高く、次いでケース B1(垂直方向：スラブ水平・水平方向：気流直進)が高い結果となった。

表-5 シミュレーション結果
Results of Simulation

ケース	蓄熱運転1時間後のスラブ平均温度	初期温度(26℃)からの温度低下	順位
0	25.51℃	0.49℃	4
A1	25.38℃	0.62℃	1
A2	25.44℃	0.56℃	3
B1	25.41℃	0.59℃	2

3.2 気流可視化実験

シミュレーション結果を踏まえて、実際の基準階1スパン1部分の天井をモデルとした装置を実験室内に構築し、実機と同じスペックの室内機を設置して吹出口からの気流方向を変化させた気流可視化実験を行い、最終的な仕様の決定を行った。図-5、6 に実験室の平面、断面図を示す。

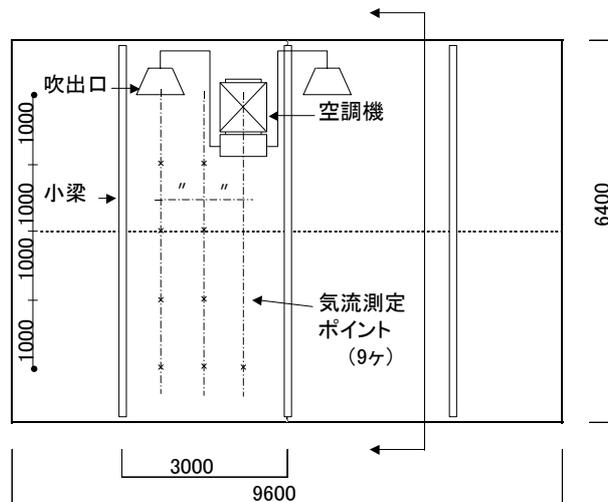


図-5 実験平面図
Experiment plan

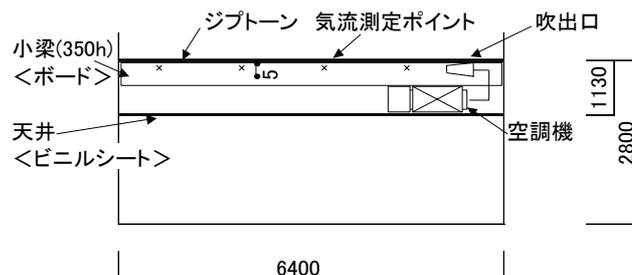


図-6 実験断面図
Experiment Cross-section

3.2.1 実験ケース

実験ケースは、シミュレーションと同様、吹出口とスラブとの関係を垂直・水平方向それぞれに分け、検討を行った。なおケース B は、吹出口に気流方向の調整が可能なように水平・垂直方向に翼を動かし、気流方向を調整できる VH 吹出口を設置し、実験を行った。表-6 に実験ケース、図-7 に VH 吹出口を示す。

表-6 実験ケース
Experiment Cases

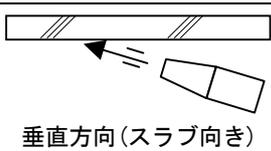
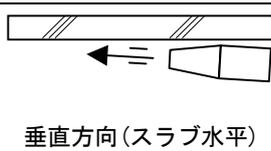
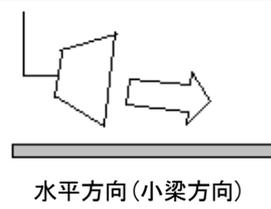
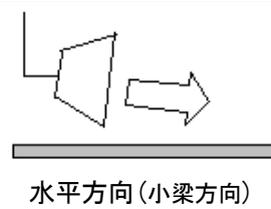
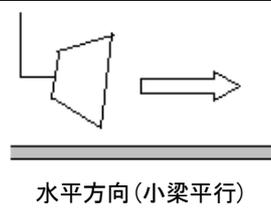
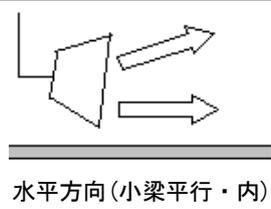
ケース		
	垂直方向(スラブ向き)	垂直方向(スラブ水平)
A1		/
	水平方向(小梁方向)	
B2	/	
		水平方向(小梁方向)
B3	/	
		水平方向(小梁平行)
B4	/	
		水平方向(小梁平行・内)



図-7 VH 吹出口
VH Air Outlet

3.2.2 実験結果

図-5、6 に示す個所での風速を測定し、表面熱伝達率と蓄熱量の関係から「スラブ下面表面風速が 1.5m/s 以上」となる箇所が「最も広い範囲」で得られるケースについて検討した。表-7 に実験結果を示す。

表-7 実験結果
Experimental Results

ケース	A1	B2	B3	B4
風速 1.5m/s 以上の個所	2	2	3	5
平均風速[m/s]	0.92	0.83	1.02	1.10
平均対流熱伝達[W/m ² K]	2.34	2.20	2.79	3.25

A1 の風速分布は吹き出し口直後 1,000mm での風速が 3m/s 以上になるだけで、ほとんどが 1m/s 以下であった。この結果、吹き出し口直後のスラブ面のみ蓄熱されてしまい、コアンダ効果を有効に利用できていないことになる。

B2 は、A1 と大差なく、むしろ全体の平均風速は A1 より下がってしまう。これは、吹出空気が小梁に当たり拡散していることが要因であると考えられる。

B3 は、吹き出し口方向には風速分布の改善が見られ、平均風速も 1.00m/s 以上となった。しかし、吹き出し口と空調機本体との間や空調機前面などの風速は小さく、平面方向に均一化していない。

垂直翼(H)の小梁側半分を小梁と平行、空調機側の半分を空調機側にした B4 は、吹き出し口方向の風速は B3 より下がったが、平面的な分布は最も良く、平均風速は 1.10m/s となった。

以上の結果から最も平面的な風速分布が良いケースは、B4 であり、垂直方向は、スラブに平行に吹き出し、水平方向は、吹き出し口の半分は小梁と平行に、他の半分は空調機側にやや向けて平面的な分布をなくす様に調整することが最も有効であることを確認した。

その結果、吹き出し口がある部分とない部分での平面方向での気流分布が少なくなり、かつスラブ下表面付近で蓄熱されやすい風速になる部分が多くなるように実物件での施工を行った。

4. 実測結果

4.1 測定概要

夏期冷房時および冬期暖房時を主に躯体蓄熱空調システムを採用している事務室階のうち 10 階の 1 スパンで年間での測定を行った。測定は、床スラブ温度(平面 27 箇所×深さ 3~5 箇所)、天井内空気温度、大・小梁温度、

空調機吹出・吸込温湿度、外気温湿度などを T 型熱電対および湿度センサーで行った。また、温湿度以外に室外機・室内機電力量をクランプ式電力計、氷蓄熱槽内に水位センサーを設置し、氷蓄熱槽内の測定も併せて行った。また、ビル用マルチチェッカーにより室外機および室内機の各種測定も同時に行い、測定スパン部分の冷媒分配比率なども求めた。

測定期間は、2003 年 7~9 月(冷房期)、10~11 月(中間期)、2 月(暖房期)とした。

4.2 代表日温度分布

図-8 に冷房代表日における各温度分布を示す。蓄熱の開始から終了までに、吹出口では 14℃から 11℃に、吸込口では約 20℃から徐々に下がり、終了時点で約 17℃となった。天井内空気温度は蓄熱開始時に 26℃、蓄熱運転中は 20℃から 18℃に変化した。スラブ温度は、蓄熱開始時に 25.5~26℃であった。蓄熱運転を開始すると徐々にスラブ温度が下がり、蓄熱終了時間(6:30)で下表面温度が約 24.5℃となった。スラブ中心および上表面温度は、蓄熱運転を終了した後もさらに下がり、9:30 で 24.7℃と最も低く、その後空調運転により温度が上昇した。室温は蓄熱開始時に約 26℃、蓄熱終了時は約 24℃となり、蓄熱運転中の室温が 2℃降下した。

4.3 スラブ温度分布

図-9 に冷房蓄熱開始時および終了時のスラブ温度分布(下表面)を示す。蓄熱開始時(3:00)の平均温度は 25.2℃であるのに対し、蓄熱終了時(6:30)の平均温度は 22.9℃となり、2.3℃温度が下がった。

吹出口と吹出口の間でスラブ温度が下がっており、また吹出口方向にも蓄熱されている範囲が広がっていることが確認でき、事前検討および施工後の吹出方向の調整により、コアンダ効果を有効に利用してスラブに温度分布なく蓄熱できた。

4.4 シミュレーション結果との照合

4.4.1 基礎方程式

吹出口検討時のシミュレーションモデルを用いて、測定結果の温度データでシミュレーションを行い、実測データとの照合を行った。

4.4.2 解析条件

CFD 解析は、蓄熱運転 3.5 時間について行った。表-8 に解析で設定した初期温度と境界条件、表-9 に空調吹き出す条件を示す。なお、実測値との照合のため夏期代表日の 8/20 の数値を用いた。

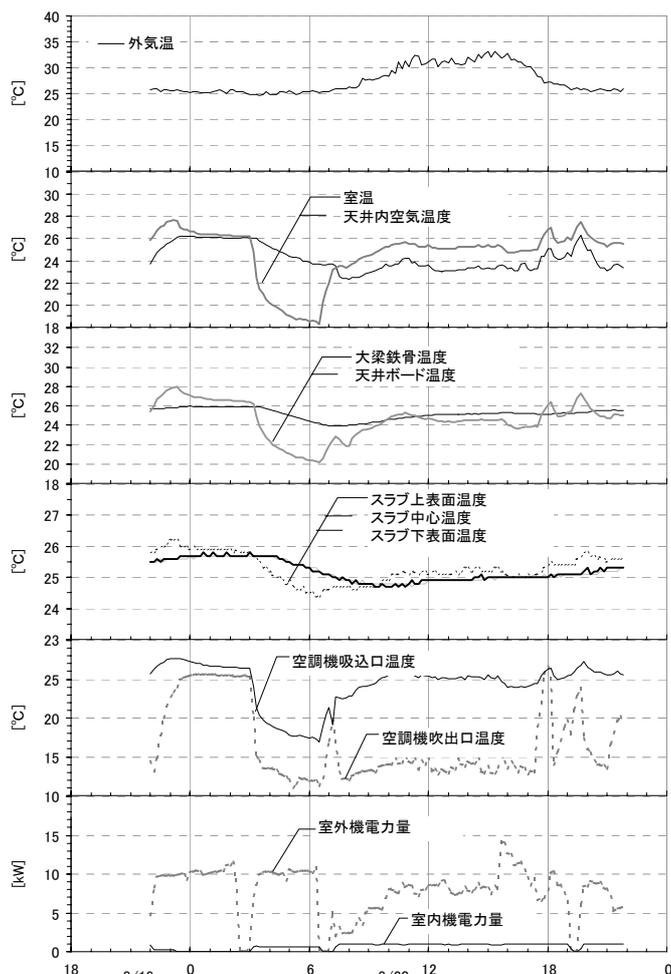


図-8 冷房代表日温度分布
Temperature Distribution

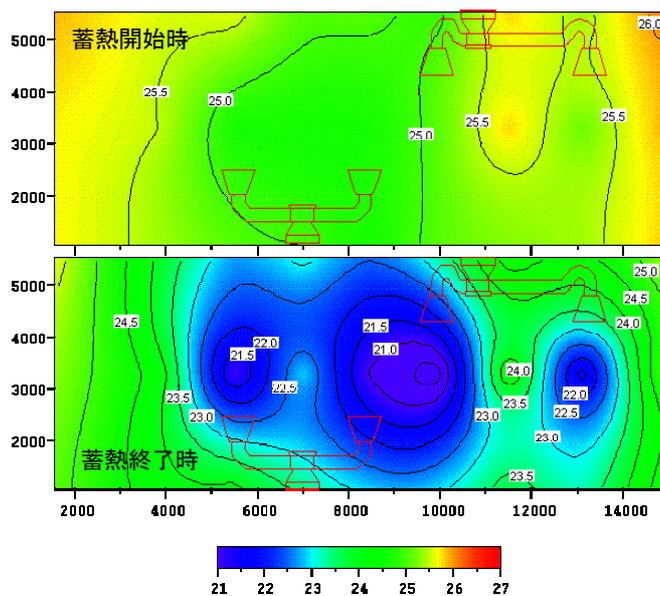


図-9 冷房代表日のスラブ温度分布(下表面)
Temperature Distribution Slab

表-8 蓄熱運転解析条件
Analytic Terms

初期温度 8/20 AM3 時の実測平均値	
スラブ温度	25.2 °C
事務室温度	26.0 °C
天井内温度	26.2 °C
CFD 解析の境界条件	
速度:	一般化対数則
温度:	熱伝達率を与え計算 ・天井内スラブ下側熱伝達率: 11.5W/m ² K ・天井面熱貫流率: 3.5W/m ² K ・外壁、内壁の熱貫流は考慮しない(断熱)

表-9 空調吹出条件
Air Conditioning Outlet Terms

吹出口	1つにつき
形状	0.636m×0.038m
有効開口率	75%
風速	8.5m/s
風量	555CMH
温度	13.0°C

4.4.3 CFD 解析結果および考察

図-10 に蓄熱運転開始後 3.5 時間後(蓄熱終了時)のスラブ下面温度のシミュレーション結果、図-11 に 8/20 の実測結果でのスラブ下面温度(蓄熱終了時)、表-10 にシミュレーションと実測の蓄熱完了時スラブ平均温度を示す。

図よりシミュレーション結果は、実測結果より吹出口方向で温度低下範囲の分布が良くなっているが、温度分布などはほぼ一致している。

表-10 スラブ温度比較
Comparing of Temperature Distribution Slab

蓄熱	開始時[°C]	終了時[°C]			
	平均	上面	中央	下面	平均
シミュレーション	25.2	-	-	-	23.5
実測	25.2	24.50	24.28	22.95	23.9

蓄熱終了時のスラブ平均温度は、シミュレーション 23.5°C、実測 23.9°Cと良好な一致を得た。シミュレーションと実測でスラブ温度に若干の差が生じた理由は、シミュレーションは外壁および内壁の熱貫流は考慮していない(完全断熱)のため、窓側(外壁)および廊下側(内壁)で熱損失がなく、スラブ温度が低くなっているためである。全体としてシミュレーション結果と実測値は、よく一致しており、設計時に気流解析を行うことにより、スラブ温度分布の把握を行うことが可能であることが確認できた。

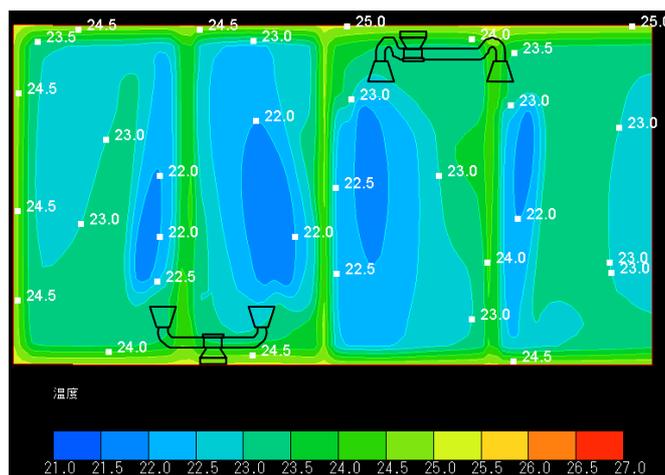


図-10 シミュレーション結果
Results of Simulation

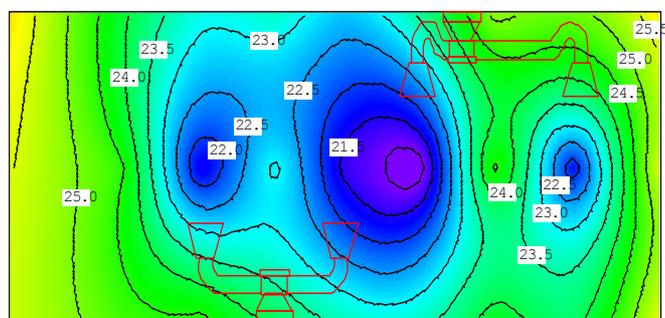


図-11 実測結果
Results of Actual Measurement

4.5 熱量比率

表-11 に各月の各熱量比率を示す。蓄熱投入熱量比率は、月平均で 65.6%(7月)、64.0%(8月)、76.9%(9月)となり、冷房期間での平均は、69.7%となった。また暖房期間は 70.6%となり、冷房・暖房とも約 70%であった。

各月とも週始めの月曜日が最も蓄熱投入熱量比率が高い場合が多かった。これは、日曜日(休日)に放熱されるため、蓄熱しやすい状況となっていることが考えられる。なお、蓄熱量はスラブ、天井材、大梁鉄骨、大梁被覆、小梁鉄骨、小梁被覆の合計量により算出した。

表-11 熱量比率
Heat Flow Rate

	蓄熱投入 熱量比率[%]	放熱投入 熱量比率[%]	放熱蓄熱量 比率[%]
7月	65.6	60.7	92.4
8月	64.0	57.7	90.1
9月	76.9	62.2	81.0
冷房期平均	69.7	59.9	85.9
2月	70.6	63.9	90.5

5. ランニングコスト

測定結果をもとに躯体蓄熱運転期間での各種空調方式(非蓄熱、氷蓄熱、躯体蓄熱のみ、氷・躯体併用)のランニングコスト試算を行った。表-12 に比較するシステムの計算方法、表-13 に計算に用いた実測値、表-14 にピーク負荷での各システムの熱源機容量を計算した結果を示す。

図-12 に各方式の昼夜別のランニングコスト比較結果を示す。非蓄熱を基準(100%)とすると、氷蓄熱で 89.6%、躯体蓄熱で 91.2%、氷・躯体併用で 82.7%となり、本建物で採用した氷・躯体併用方式はランニングコストが最も低く、非蓄熱方式と比較すると 17%のランニングコスト削減となった。

また、図-13 に各方式の季節別のランニングコスト比較結果を示す。各方式とも基本料金と夏季料金で大部分を占めることがわかる。

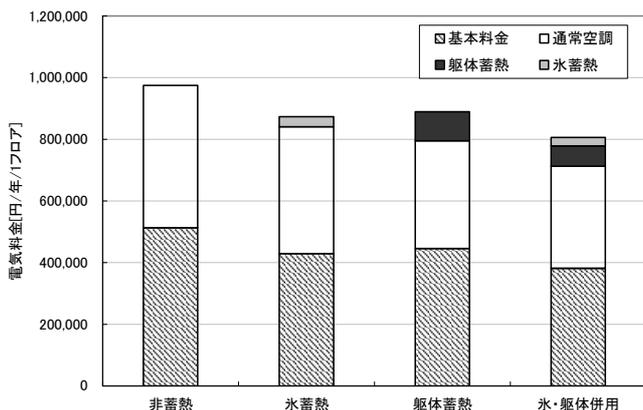


図-12 ランニングコストの比較(昼夜別)
Comparing of Running Cost

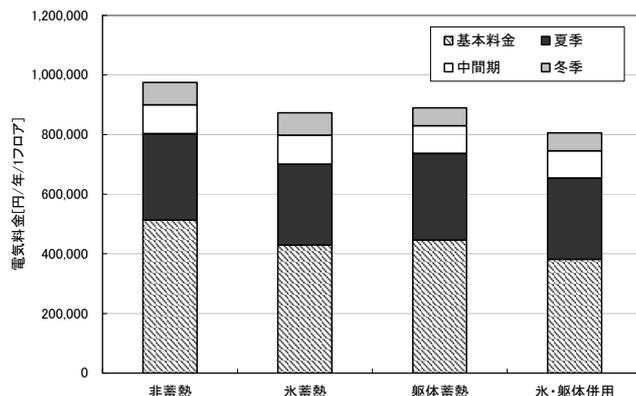


図-13 ランニングコストの比較(季節別)
Comparing of Running Cost

表-13 実測値
Actual Measurement Value

	室外機電力量		室内機電力量		運転 日数	氷		室内負荷	躯体		空調 負荷	
	夜(水)	夜(躯体)	昼間	蓄熱		蓄熱量	放熱量		放熱量	蓄熱量		
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	日	[kJ/m ²]						
7月	87.3	49.3	210.8	12.6	59.4	6.0	3,096.0	2,969.1	21,149.0	1,734.1	1,876.2	16,445.7
8月	470.4	213.3	1,270.3	60.7	287.3	24.0	20,254.2	19,288.3	115,409.3	8,668.1	9,624.6	87,452.9
9月	452.2	210.7	1,295.7	58.3	310.6	26.0	19,589.6	17,764.2	103,892.7	8,527.3	10,532.2	77,601.2
10月	50.5	103.9	255.3	60.1	230.1	26.0	2,760.8	2,533.4	35,806.4	6,574.5	5,443.5	26,698.5
11月	35.8	55.1	147.9	18.4	65.2	19.0	1,849.3	676.2	14,601.8	5,384.1	2,829.3	8,541.5
2月	0.0	47.1	41.8	10.5	55.3	10.0	0.0	0.0	1,799.8	1,152.2	1,999.5	647.6

表-14 各システムの熱源機器容量計算例
Calculation Example

	非蓄熱	氷蓄熱	躯体蓄熱	氷・躯体併用
室内負荷(日積算)	kJ/m ²	6,069		
ピーク負荷(1スパン)	kJ/m ² ·h	474		
ピーク負荷(1フロア)	kJ/m ² ·h	1,896		
躯体放熱量(想定)	kJ/m ² ·h	-	-	22.4
ピーク負荷	kW	55.3	55.3	52.6
熱源機容量(余裕率:1.0)	kW	55.3	55.3	52.6
	馬力	19.7	19.7	18.8
熱源機容量(選定)	馬力	20	20	20
		1.0m ³	0.6m ³	0.6m ³
熱源機容量(蓄冷非利用時)	kW	56.0	56.0	56.0
		(41.5)	(41.5)	(41.5)
設置スペース(面積)	m ²	1.67	2.86	2.38
H	mm	1,755	1,755	1,755
W	mm	1,990	1,990	1,990
D	mm	1,060	1,060	1,060
	mm	840	840	840
定格電力	kW	18.69	12.48	18.69
				12.48

※1フロアのピーク負荷=測定スパンのピーク負荷×4

表-12 各システムのランニングコスト計算方法
Methods of Running Cost Calculation

	基本料金	従量料金
① 非蓄熱	ピーク負荷[kJ/m ²]×面積[m ²]÷(COP(氷非利用)×3,599.96)×基本料金[円/kW]	・各月の実測値の室内負荷A(躯体放熱+氷放熱+空調)と各月のCOP(氷非利用)から各月の室外機電力量を算出 ・電力量をもとに各月の電力量料金を算出
② 氷蓄熱	ピーク負荷[kJ/m ²]×面積[m ²]÷(COP(氷利用)×3,599.96)×基本料金[円/kW]	・氷放熱量=氷放熱量A+(躯体放熱量A)×5h/3.5h×氷放熱量A×(氷放熱量A+空調負荷A) ・氷蓄熱量=氷放熱量(氷)×氷蓄熱量A/氷放熱量A ・氷蓄熱量をCOP(氷)で割り、室外機電力量夜(氷)を算出 ・室内負荷とCOP(氷利用)から室外機電力量(昼間)を算出 ・電力量をもとに各月の電力量料金を算出
③ 氷・躯体併用(氷5h+躯体5h(冬季2h))	ピーク負荷[kJ/m ²]×面積[m ²]÷(COP(氷・躯体利用)×3,599.96)×基本料金[円/kW]	・躯体放熱量=躯体放熱量A×5h/3.5h(夏季の場合) ・躯体蓄熱量=躯体放熱量(躯体)×躯体蓄熱量A/躯体放熱量A ・室内負荷Aから躯体放熱量と氷放熱量を差し引いて、COP(氷非利用)から室外機電力量(昼間)を算出 ・室外機電力量(躯体)=室外機電力量(躯体)A×5h/3.5h(夏季) ・室内機電力量(蓄熱)=室内機電力量(蓄熱)A×5h/3.5h(夏季) ・室外機電力量(氷)は実測値 ・電力量をもとに各月の電力量料金を算出
④ 躯体蓄熱(夏季10h,中間期5h,冬季2h)	ピーク負荷[kJ/m ²]×面積[m ²]÷(COP(躯体利用)×3,599.96)×基本料金[円/kW]	・躯体放熱量=躯体放熱量A×10h/3.5h(夏季の場合) ・躯体蓄熱量=躯体放熱量(躯体)×躯体蓄熱量A/躯体放熱量A ・室内負荷Aから躯体放熱量を差し引いて、COP(氷非利用)から室外機電力量(昼間)を算出 ・室外機電力量(躯体)=室外機電力量(躯体)A×10h/3.5h(夏季) ・室内機電力量(蓄熱)=室内機電力量(蓄熱)A×10h/3.5h(夏季) ・電力量をもとに各月の電力量料金を算出

※ ○○○A は実測値を示す

※各COPは実測値より算出

※躯体蓄熱は3.5hの結果から換算

6. おわりに

『コアンダ効果利用型躯体蓄熱空調システム』を採用した実建物において、従来工法による大梁、小梁のある構造にもかかわらず、本システムは蓄熱投入熱量比率が高く、ランニングコストも低いことを確認した。

『コアンダ効果利用型躯体蓄熱式空調システム』のメリットは、ランニングコスト低減・設置スペースの低減・放射による室内の快適性などであり、デメリットは熱損失やイニシャルコスト増になる点である。また、人為的な問題により性能が損なわれる可能性が大きいことも2年間の測定により判明した。

そのため、計画・施工的な管理(吹出口位置の検討や試運転調整)を十分に行うことや実際の利用者にシステムの特徴や特性を事前に十分に説明し、効率よく利用してもらうことも重要である。

参考文献

- 1) 躯体蓄熱空調システムについて，平成13年躯体蓄熱研究会
- 2) 廬，宇田川，三宅，渡邊，高橋，横井：躯体蓄熱空調システムの効率向上に関する研究 その1～4，日本建築学会大会学術講演梗概集，2001年9月
- 3) 関根，濱田，杉橋，渡邊，菅原，後藤：コアンダ効果利用型躯体蓄熱空調システムの実証研究 実建物での測定結果，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，2004年9月