

# 有限要素法によるボイドスラブの非定常伝熱解析

## (4) 空調ダクトとして利用する場合の熱性能

小原 聡司\*・赤坂 裕・黒木荘一郎  
(受理 平成4年5月31日)

### An Analysis of Transient Heat Conduction of Void Slabs Using Finite Element Method (4) Thermal Performance of Void Slabs Utilized as Air-Conditioning Ducts

Satoshi OBARA, Hiroshi AKASAKA, and Soichiro KUROKI

The purpose of this report is to analyse the thermal characteristics of the void slab when the voids in the slab are used as air-conditioning heating and cooling ducts.

A computer program has been developed for the successive calculation of the temperature variation of the void air from the inlet to outlet in the direction of void air flow. The program utilizes the two-dimensional finite element method (FEM) to compute transient heat conduction and temperature distribution of the cross section of the void slab.

Using this computer program, the temperature variation of the void air for nine types of void slabs : uninsulated, upside of the slab insulated, the surface of the voids insulated, both upside of the slab and the surface of the voids insulated are all simulated under actual air-conditioning conditions for a commercial building.

The following results are obtained based on the simulations.

- (1) When voids in an uninsulated roof slab are used as heating ducts, outlet air from the voids loses over 50% of supplied sensible heat. However, when the surface of the voids are insulated with 30mm thick foam polystyrene, heat loss is less than 10% of the supplied heat.
- (2) Even if the exterior surface of the roof void slab is pasted with 50mm thick insulation, both the rate of temperature drop of void air during heating and the temperature rise during cooling are great. To avoid the heat loss/gain from the void to the outside, insulation on the surface of the void as well as on the exterior surface of the roof should be required.
- (3) Even if the floor slab is uninsulated, surface condensation does not occur during cooling when the relative humidity of the room is kept under 70%.

## 1. 序

既報1), 2) において筆者らはボイドスラブ (本稿では以下単にスラブと呼ぶ) 内部の水平な円柱状の中空部 (ボイド) が自然対流の場合と強制対流の場合 (空調用ダクトとして用いる場合に相当する) について, 有限要素法 (FEM) による2次元の非定常伝熱

解析を用い, ボイド長軸方向に直交する平面内の温度分布とボイド内の空気温度を求めた。本稿では既報3)と同様に2次元の計算を供給空気流の流れ方向に繰り返し, その非定常伝熱性状を3次元的に計算した。その際ボイド内気流による中空部の対流熱伝達率の変化, 中空部表面間の相互放射の影響, 室内外空気温の日周期変動を考慮し, ボイドスラブが事務所ビルの中間階

あるいは最上階に用いられた場合の伝熱性状を解析した。また種々の断熱を施したボイドスラブの計算結果から、供給された熱量のうち、室の冷暖房に真に寄与する割合を予測する資料を作成し、この資料に基づいてボイドスラブの断熱方法について考察を加えた。さらに冷房時のスラブ表面における結露発生の可能性についても検討した。

以上のように本報告では、一連の報告のまとめとして、ボイドスラブを空調用ダクトとして用いる場合の実用上の問題点とその熱性能について、シミュレーションによる伝熱解析の結果を整理した。

## 2. 解析手法

### 2.1 ボイドスラブの断面形状のモデル化

図1は円形断面のボイドを有するスラブの、供給空気の流れに直交する断面を示す。スラブ本体は厚さ400mmのコンクリートであり、内部に厚さ0.5mmのスチール管で構成された円柱状中空部(ボイド)を有している。ボイドの配置間隔はスラブ本体厚さと同じ400mmである。図2は三角形要素による分割例を示す。円柱状ボイドは図のように正八角柱(形)で近似させた。

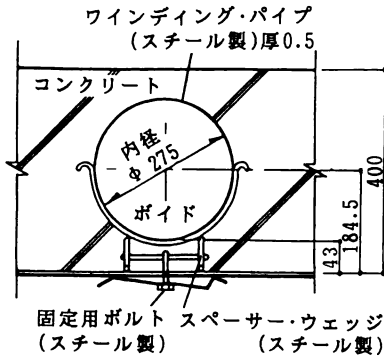


図1 ボイドスラブの断面 単位 [mm]

実際のボイドスラブではコンクリートの打ち込み時にスチールパイプの位置を保持するため、鉄筋やスペーサー等の金属材料を使用するが、本稿ではそれらを無視して断面のモデル化を行った。図3は供給空気の流れ方向の断面を示す。図のようにボイドへの調和空気供給口から吹出口までの全長Lを長さ $\Delta L$ でN分割したモデルを考え、各断面における節点の温度およびボイド空気温度を求めた。

2.2 ボイド空気温度と流れ方向の温度変化の導出  
ボイド空気温度の導出については既報1), 2)と同様、Galerkin法に基づく2次元のFEMで空間の離散化を行い、時間についてはCrank-Nicolson型の離散化を行った。強制対流時(空調時)における供給空気の流れ方向の温度変化については2次元の計算を一定距離間隔でボイド内空気の流れ方向に繰り返して順次求めている。詳細な有限要素式や差分化式については既報1)~3)にまとめてあるため、ここでは省略する。

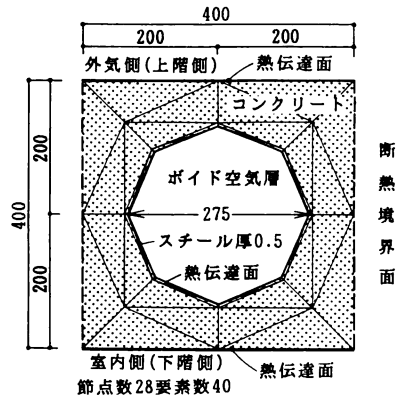


図2 有限要素によるボイドスラブの分割モデル例 単位 [mm]

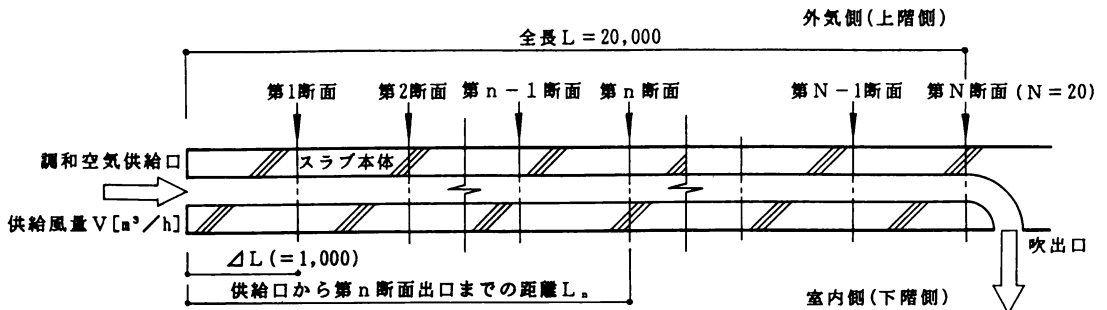


図3 供給空気の流れ方向の断面 単位 [mm]

### 3. 計算条件

#### 3.1 建物仕様および室内の使用条件

日周期的に変動する室温や外気温など、より現実に近い非定常熱環境下において、室の一部としてのボイドスラブがどのような伝熱性状を示すかを調べるため、建物モデルは図4に示すような東京にある事務所ビルの中間階および最上階のインテリアゾーンを想定した<sup>4</sup>。運転方式は定風量式、空調時間は8:00~19:00までである。空調時間中における時刻別の顕熱・潜熱負荷、供給空気温度はMicro-Peak/1987<sup>5)</sup>により

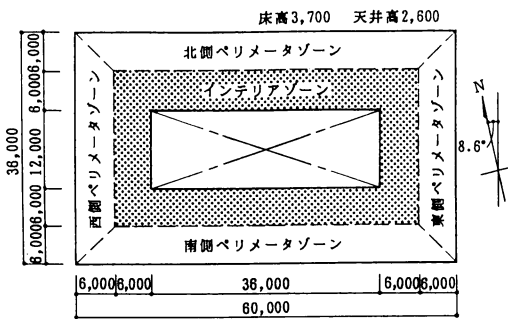


図4 熱負荷計算を行った事務所ビルの平面単位 [mm]

求めた。その際、外界条件として東京におけるTAC 10%の設計計算用気象データを使用した。Micro-Peakによって得られた時刻別の顕熱・潜熱負荷と供給空気温度の経時変化については既報3)を参照されたい。

#### 3.2 スラブ断面形状の種類

断熱材の厚さや貼付位置がボイド空気の温度へ与える影響を検討するため、図5(a)~(i)に示す9種類の断熱および無断熱仕様のスラブ断面を想定したが、流速の大小、すなわち供給空気と室温の温度差の大小が伝熱性状に与える影響についても検討するため、最終的には表2に示す11のケースについて計算を行った。流速は6, 3, 4.96 m/sの3種類である。4.96 m/sはボイド表面を断熱したことによってボイド断面積が減少し供給風量が減少するのを防ぐために流速で補ったものであり、供給空気と室温との差は3 m/sの場合と等しい。スラブを構成する各材の熱物性値を表1に示す<sup>5)</sup>。

流れ方向の温度・熱流分布を調べるため、スラブ全長Lは20m、計算を行う断面の間隔ΔLは1mとし、計算時間間隔は0.1時間で7日分の計算を行った。計

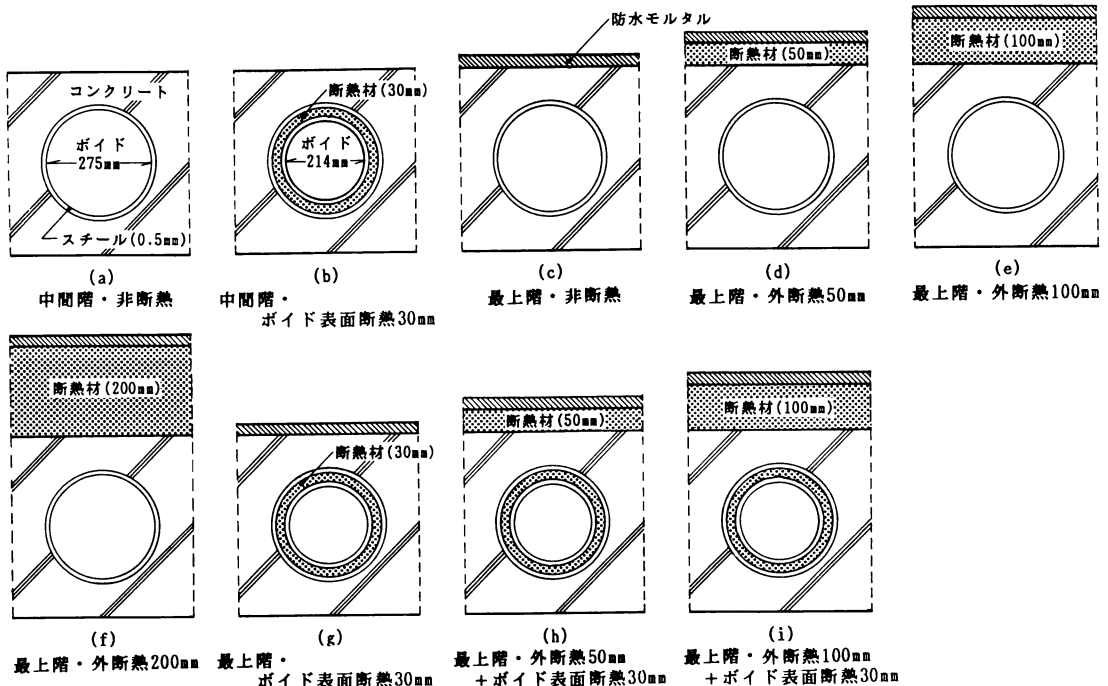


図5 計算対象としたボイドスラブの断面

算初日の時間ステップにおけるスラブの初期温度は中間階のスラブについては時刻別室温の平均値，最上階のスラブについては時刻別室温と相当外気温度の平均値を与えた。

表1 空気およびスラブの構成材の熱物性値

材名	空気	コンクリート	防水モルタル	スチール	断熱材
比熱 $c$ [kJ/kg·K]	1.005	0.879	0.795	0.419	4.480
密度 $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1.20	2200	2000	7800	20
熱伝導率 $\lambda$ [W/m·K]	0.022	1.105	1.302	44.20	0.041

表2 スラブのケース名とその計算条件

階 (空調モード)	断熱材厚[mm]		図5 の断面形	供給 空気流速 [m/s]	名称
	外気側	ボイド			
中間階 (冷暖房)	0	0	(a)	6.00	ケース1
				3.00	ケース2
	0	30	(b)	4.96	ケース3
最上階 (冷暖房)	0	0	(c)	6.00	ケース4
				3.00	ケース5
	50	0	(d)	3.00	ケース6
	100	0	(e)	3.00	ケース7
	200	0	(f)	3.00	ケース8
	0	30	(g)	4.96	ケース9
	50	30	(h)	4.96	ケース10
	100	30	(i)	4.96	ケース11

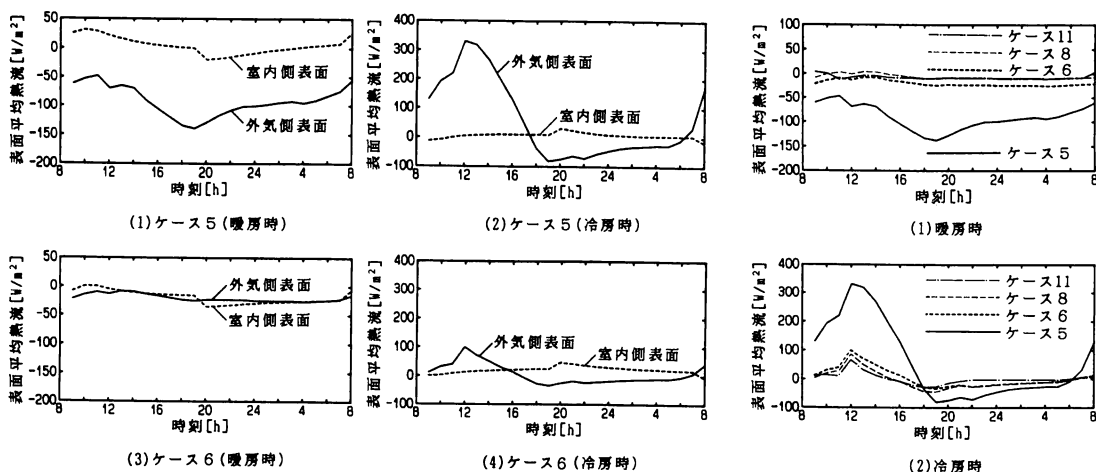
## 4. 計算結果

### 4.1 最上階スラブにおける熱流入・熱流出

図6に最上階スラブの室内外面における熱流の例を示す。図6(1)(2)は無断熱のケース5について室内外面熱流の経時変化を示す。図中の縦軸が負の場合はスラブからの流出熱流，正の場合はスラブへの流入熱流を表す。図より表面平均熱流の変化形状は異なるものの，いずれも外気側表面の熱流が室内側表面の熱流を大きく上回っていることがわかる。このように外気側表面の熱流が大きくなるのは，供給空気温度と相当外気温度との差が，供給空気温度と室内空気温度との差に比べ大きいためである。よって最上階の場合は外気への熱の流入を防ぐために外気側表面を断熱する必要があるといえる。

図6(3)(4)は外気側表面に厚50mmの断熱材を貼布したケース6の室内外面熱流の経時変化を示す。ケース5に比べて冷暖房時ともに室内側表面の熱流はあまり変化がないが，外気側表面の熱流が大幅に減少しており，外断熱の効果が表れている。

図7は無断熱の場合と外気側表面またはボイド表面を断熱した場合の外気側表面熱流の比較を示す。図7(1)(2)より無断熱仕様のケース5に比べ，断熱材を貼布したケースはいずれも熱流の絶対値が大幅に低下していることがわかる。ケース6，8，11では，外気側表面にのみ厚50mmの断熱を施したケース6に比べ，外気側表面にのみ厚200mmの断熱を施したケース8，

図6 最上階スラブの室内外面における熱流 (計算7日目,  $L_n=10\text{m}$ )図7 最上階スラブの外気側表面における熱流の比較 (計算7日目,  $L_n=10\text{m}$ )

あるいはボイドの表面およびスラブの外気側表面の両方に断熱を施したケース11の方が冷暖房時ともに流入出熱量が少なくなっていることがわかる。

4.2 最上階スラブにおける断熱方法の検討

4.2.1 有効熱量率  $ETR_{Ln}$ 、平均熱量損失率 MTR および修正有効熱量率  $ETR_{Ln}^*$  の定義

ボイドに供給された熱量の一部は搬送中にスラブの温度を変化させるために費やされるから、すべてが冷暖房に有効に使用されるわけではない。ボイドを空調ダクトとして用いる場合、このような有効熱量がどの程度であるかは極めて重要である。そこでボイド入口（供給口）からある距離だけ離れた吹出口において、ボイド入口の供給熱量がどの程度有効に冷暖房に使用されるかを表す方法について考える。ボイドへの調和空気供給口における供給熱量  $Q_o$  [W] と、供給口からの距離が  $L_n$  [m] の位置につけられた吹出口における供給熱量  $Q_{Ln}$  [W] は、その時刻の室温を  $\theta_R$  [°C]、その位置におけるボイドの空気温度を  $\theta_{Ln}$  [°C]、吹出風量を  $V_{Ln}$  [m³/h] とすると次式で表される。

$$Q_o = UV_{Ln} \rho c (\theta_o - \theta_R) \dots\dots\dots (1)$$

$$Q_{Ln} = UV_{Ln} \rho c (\theta_{Ln} - \theta_R) \dots\dots\dots (2)$$

$\rho$ ：密度，[kg/m³]  $c$ ：空気の比熱，[kJ/kg·K]

$\theta_o$ ：供給口の空気温度，[°C]

U：左辺の熱量単位 [kJ] と右辺の熱量単位 [W] との換算係数 (=1/3.6)

$Q_{Ln}$  をボイド入口における同風量による供給熱量  $Q_o$

で基準化し、これを有効熱量率  $ETR_{Ln}$  (Effective Thermal Rate) [%] と定義することにする。 $ETR_{Ln}$  は次式で表される。

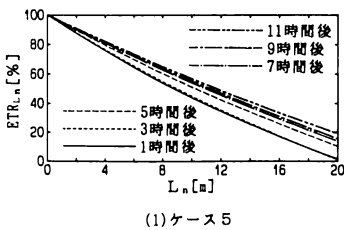
$$ETR_{Ln} = Q_{Ln} / Q_o \times 100 \dots\dots\dots (3)$$

$$= (\theta_{Ln} - \theta_R) / (\theta_o - \theta_R) \times 100 \dots\dots\dots (4)$$

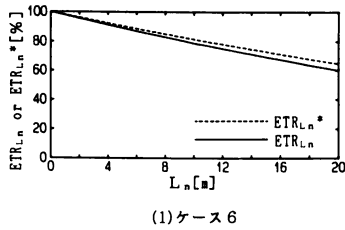
$ETR_{Ln}$  はボイド内に供給される熱量がどの程度室に吹き出されるかを表す比率 (%) であり、値が高いほど供給口の温度が維持されていることを表す。 $ETR_{Ln}$  の計算例を図8に示す。ケース5, 11とも変化の勾配は供給口からの距離  $L_n$  によらずほぼ一定となる。この点については他の断熱仕様のスラブの場合も同様の傾向であった。これはボイドから失われ無効となる単位長さあたりの熱量が  $L_n$  によらずほぼ一定であることを意味している。そこで計算7日目、 $L_n = 20$  m における有効熱量率の値  $ETR_{20}$  を用いて 1 m あたりの無効熱量の変化を平均熱量損失率 MTR (Mean Thermal Loss Rate) [%/m] とし、次式のように定義する。

$$MTR = (100 - ETR_{20}) / 20 \dots\dots\dots (5)$$

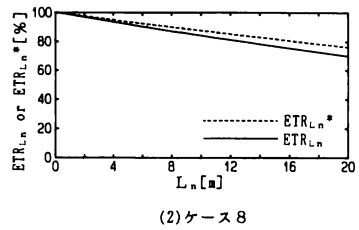
$ETR_{Ln}$  および MTR はボイド空気温度の変化のみを評価する値である。しかし、たとえば暖房時には、ボイドからスラブへ流入する熱量のうち室内側へ流出する成分、すなわち暖房に寄与する（パネルヒーティングと同様の効果を有する）成分を含めた評価も必要となる。そこで、供給熱量のうち供給口から距離  $L_n$  [m] までに室内側表面から室へ流出する熱流の割合の合計を  $ETR_{Ln}$  に加え修正した値を修正有効熱量率



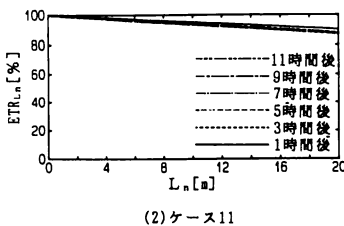
(1) ケース 5



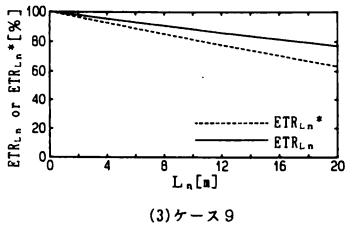
(1) ケース 6



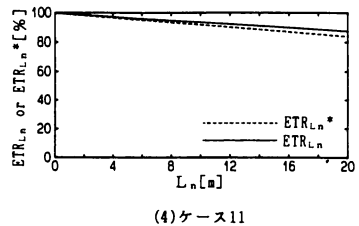
(2) ケース 8



(2) ケース 11



(3) ケース 9



(4) ケース 11

図8 有効熱量比  $ETR_{Ln}$  と供給口からの距離  $L_n$  の関係（最上階、暖房時、計算7日目）

図9 有効熱量比  $ETR_{Ln}$  と修正有効熱量比  $ETR_{Ln}^*$ （最上階、暖房時、計算7日目）

ETR<sub>L<sub>n</sub></sub>\* (Modified Effective Thermal Rate) [%]  
とする。すなわち、

$$ETR_{L_n}^* = ETR_{L_n} + \left\{ \sum_{i=1}^L \Delta L \alpha_i (\theta_R - \theta_{s_n}) \right\} / Q_o \times 100 \quad \dots\dots\dots (6)$$

ただし、

$\alpha_i$ : 室内側表面の総合熱伝達率, [W/m<sup>2</sup>·K]

$\theta_{s_n}$ : スラブ室内側表面の温度, [°C]

断熱した各ケースについて供給口からの距離 L<sub>n</sub> = 5, 10, 15, 20m 位置における ETR<sub>L<sub>n</sub></sub>, ETR<sub>L<sub>n</sub></sub>\* (空調開始1~11時間の平均値) および MTR (1~11時間の ETR<sub>20</sub> から求めた値) の一覧を表3 (1) (2) に示す。

#### 4.2.2 有効熱量率 ETR<sub>L<sub>n</sub></sub> の経時変化

表3 (1), (2) では ETR<sub>L<sub>n</sub></sub> 等を空調時間中の平均値で表したので、本項ではその経時変化について述べる。図8は最上階のケース5およびケース11における暖房時の ETR<sub>L<sub>n</sub></sub> である。無断熱仕様のケース5の場合 (図8 (1) 参照), 供給口からの距離20mでは

空調開始1時間目の ETR<sub>20</sub> がほぼ0となっている。また各時間の ETR<sub>L<sub>n</sub></sub> もややばらついている。しかし断熱仕様のケース11の場合 (図8 (2) 参照) の ETR<sub>20</sub> は約80%を維持しており、各時間の ETR<sub>20</sub> のばらつきもケース5に比べて小さくなっている。

#### 4.2.3 断熱部位と平均熱量損失率 MTR

最上階・暖房時における断熱材の厚さとその貼布位置の違いによるポイド空気温度への影響を表3 (1) の MTR によって比較する。

外気側表面の断熱材厚をケース6の厚50mmから、100mm (ケース7), 200mm (ケース8) と増加させると、MTRは2.00から1.70, 1.52へ低下する。しかし断熱材厚を50mmから100mmへ変化させた場合の MTR の変化量0.30に比べ、100mmから200mmへ増加させた場合の変化量0.18は小さい。一方ポイドの表面にのみ30mmの断熱材を貼布したケース9の MTR は1.16であり、外気側表面にのみ50mmの断熱を施したケース6の2.00よりかなり効果的であるといえる。またポイドの表面に

表3 最上階ポイドスラブの ETR<sub>L<sub>n</sub></sub>, ETR<sub>L<sub>n</sub></sub>\* および MTR (計算7日目, 空調時間中の平均値)  
(1) 暖房時

名 称	ETR <sub>L<sub>n</sub></sub> [%] (ETR <sub>L<sub>n</sub></sub> * [%])				MTR [%/m]
	供給口からの距離 L <sub>n</sub>				
	5 m	10m	15m	20m	
ケース4	73.5 (72.6)	48.4 (46.2)	24.6 (20.8)	2.0 (-3.8)	4.90
ケース5	73.7 (72.9)	49.9 (47.6)	28.1 (23.8)	8.4 ( 1.6)	4.58
ケース6	89.1 (90.7)	78.9 (81.7)	69.2 (73.1)	60.1 ( 64.6)	2.00
ケース7	90.8 (92.7)	82.1 (85.5)	73.9 (78.6)	66.1 ( 71.8)	1.70
ケース8	91.8 (93.8)	84.0 (87.7)	76.6 (81.8)	69.6 ( 76.1)	1.52
ケース9	94.0 (90.7)	88.2 (81.4)	82.5 (72.2)	76.9 ( 63.2)	1.16
ケース10	96.4 (95.1)	92.9 (90.3)	89.5 (85.5)	86.1 ( 80.7)	0.70
ケース11	96.9 (96.0)	93.8 (91.9)	90.8 (88.0)	87.9 ( 84.0)	0.61

#### (2) 冷房時

名 称	ETR <sub>L<sub>n</sub></sub> [%] (ETR <sub>L<sub>n</sub></sub> * [%])				MTR [%/m]
	供給口からの距離 L <sub>n</sub>				
	5 m	10m	15m	20m	
ケース4	80.1 (81.0)	61.5 (62.9)	44.0 (45.5)	27.7 (28.9)	3.62
ケース5	79.4 (80.9)	60.8 (63.3)	44.1 (46.9)	29.1 (31.7)	3.55
ケース6	90.2 (93.1)	81.1 (86.5)	72.6 (80.2)	64.7 (74.1)	1.77
ケース7	91.3 (94.3)	83.0 (88.8)	75.3 (83.5)	68.1 (78.3)	1.60
ケース8	92.8 (95.4)	85.9 (91.0)	79.4 (86.7)	73.2 (82.5)	1.34
ケース9	95.5 (94.1)	91.0 (88.3)	86.7 (82.6)	82.5 (76.9)	0.88
ケース10	97.1 (96.4)	94.3 (92.8)	91.5 (89.3)	88.7 (85.8)	0.56
ケース11	97.3 (96.9)	94.7 (93.8)	92.2 (90.7)	89.6 (87.6)	0.52

30mm, 外気側表面に50mmの断熱材を貼布したケース10では0.70, 同じく100mmの断熱材を貼布したケース11では0.61であり, 外気側だけに200mmの断熱をしたケース8の1.52に比べ, ともに半分以下の熱損失となっている。よって, 吹出空気温度変化を防ぐためにはまずボイド表面への断熱材貼布が必要であるといえる。

#### 4.2.4 断熱部位と有効熱量率 $ETR_{Ln}$ および修正有効熱量率 $ETR_{Ln}^*$

暖房時に供給された熱量のうち, 室の空調に真に寄与する熱量の割合を  $ETR_{Ln}$ ,  $ETR_{Ln}^*$  により検討する。図9はケース6, 8, 9, 11における  $ETR_{Ln}$  と  $ETR_{Ln}^*$  を示す。ケース6および8は外気側表面を断熱した場合であるが, 室内側表面から室へ流出する熱流が生じているため,  $ETR_{Ln}^*$  は  $ETR_{Ln}$  より上側にある。縦軸の100%と  $ETR_{Ln}^*$  の間は外気側表面からの流出分(損失分)と空調時間中のスラブへの蓄熱分である。ケース9, 11はボイドの表面を断熱した場合であるが,  $ETR_{Ln}^*$  が  $ETR_{Ln}$  を下回っており, 室内からスラブへの流入熱流が生じていることを示している。すなわち, ケース6, 8の場合はパネルヒーティング効果があり暖房に寄与しているが, ケース9, 11では逆に暖房効果を減じていることになる。これはボイドの表面の断熱材がボイドからスラブへの流入熱量を防ぐ一方, 低い外気温によって外気側表面からスラブ本体が冷却され, その結果室内側から外気側へ貫流する熱流が生じるためである。表3(1)に暖房時の各ケースにおける  $ETR_{Ln}$ ,  $ETR_{Ln}^*$  を示す。スラブの外気側表面のみを断熱したケース6~8の  $ETR_{20}^*$  は  $ETR_{20}$  に比べ暖房時で5~6%程度高いが,  $ETR_{20}^*$  の最大値はケース8の76.1%であり, 残り約24%は外部に流出するかスラブ内部に蓄熱されていることになる(ただし, 空調停止中に室内へ流出する分もある)。ボイドの表面のみを断熱したケース9の  $ETR_{20}$  は76.9%でありケース6~8より高いが,  $ETR_{20}^*$  は63.2%に低下しており, ケース6の64.6%より低い。すなわち室全体としての暖房効率はいずれも低くなっているといえる。ボイドの表面とスラブ外気側表面を断熱したケース10, 11では  $ETR_{Ln}$ ,  $ETR_{Ln}^*$  とともにケース6~9より高い。外気側のみ200mmで断熱したケース8の  $ETR_{20}^*$  が76.1%であり, ボイドの表面に30mm, 外気側に50~100mmの断熱を施したケース10, 11の  $ETR_{20}^*$  が80.7~84.0%であることを考えると, 外気側表面のみの断熱材厚を増すよりも, 外気側表面は適当な厚さ

に抑え, ボイド表面を断熱する方が効果的であるといえる。表3(2)は冷房時の  $ETR_{Ln}$  および  $ETR_{Ln}^*$  を示すが, 暖房時と同様の傾向を示している。以上の結果と4.2.3のMTRの結果から, 最上階において長さ20m程度のボイドスラブを空調用のダクトとして利用する場合, スラブ本体への熱流入を防ぐ断熱材をボイドの表面に貼布し, 加えて外気側表面に50~100mm程度の断熱材を貼布すれば, 供給熱量の8割以上を空調に利用できることがわかる。

#### 4.3 中間階スラブにおける表面結露の検討

ボイド部分が冷房用のダクトとして用いられる場合, スラブ表面温度は室空気温度より低くなるが, その際表面温度が室空気の露点温度以下になる場合には表面結露の可能性がある。この結露水は天井や床仕上げ材の腐朽や汚れの原因となるだけでなく, 床面を滑りやすくするなど危険でもある。そこで本節では中間階のボイドスラブの上階側表面, すなわち床表面における冷房時の結露発生の有無について検討する。表面結露発生の判断は次式を利用する。

$$\phi_s = f_s / f_R \times 100 \dots\dots\dots (7)$$

$f_s$ : スラブ上階側表面節点の温度から求めた飽和水蒸気圧, [mmHg]

$f_R$ : 室空気温度から求めた飽和水蒸気圧, [mmHg]

$\phi_s$  [%] が室空気の相対湿度  $\phi_R$  (冷房時には50%に設定されている) 以下になる場合は表面結露が生じることになる。図10はケース2の冷房時について, 上階側表面温度と室空気温度から式(7)を用いて求めたスラブ表面(近傍)の相対湿度  $\phi_s$  [%] の変化を, 供給口からの距離  $L_n$  をパラメーターとして表したものである。各  $L_n$  における冷房運転中(8時から19時)の  $\phi_s$  は時間の経過とともに低下している。このうち  $L_n = 1$  m の場合の  $\phi_s$  が他の  $L_n$  の値より低くなっており, 結露の危険性が最も高いのはボイドへの調和空気供給口付近であることがわかる。図11は最大顕熱負荷時の供給空気温度  $\theta_s$  と室温  $\theta_R$  との差(これを  $\theta_d$  と呼

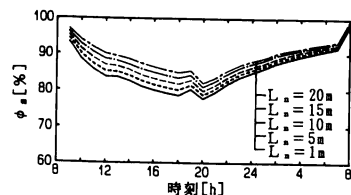


図10 上階側表面近傍の相対湿度  $\phi_s$  と供給口からの距離  $L_n$  の関係 (ケース2, 冷房時)

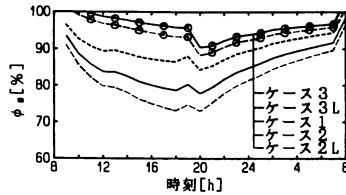


図11 上階側表面近傍の相対湿度  $\phi_s$  と室温-供給空気温度の差  $\theta_a$  の関係 (冷房時,  $L_s = 1$  m)

表4 スラブ表面における結露検討のための計算条件一覧

階 (空調モード)	ボイド 断熱材 厚 [mm]	図5 の断 面形	供給空 気流速 [m/s]	$\theta_a$ の 最大値 [°C]	名 称
中間階 (冷房)	0	(a)	6.00	5	ケース1
			3.00	10	ケース2
			2.00	15	ケース2L
	30	(b)	4.96	10	ケース3
			3.31	15	ケース3L

ぶ) をケース2, 3の10°Cから表4のように5°Cまたは15°Cに変化させた場合の  $\phi_s$  の経時変化 ( $L_s = 1$  m) を示す。ボイド表面が無断熱の場合,  $\theta_a$  を5°Cとしたケース1はケース2に比べ最大7%程度  $\phi_s$  が上昇し, 表面結露の危険性が低くなるのに対し,  $\theta_a$  を15°Cとしたケース2Lではケース2に比べ逆に最大5%程度下降し, 18~20時には約73%まで低下している。ボイド表面を厚30mmで断熱したケース3およびケース3Lの場合の  $\phi_s$  は最低でも88%であり, 無断熱のケース1~2Lの場合に比べ7~25%程度安全側にある。ビル管理法では冷房室の相対湿度を40~70%に規定しており, 法規の範囲内で正確に湿度の調整が行われていればケース2L (最低値73%) であっても表面結露が生じるとは必ずしも言えない。しかし, 空調を行っていても実際の相対湿度が70~85%に達している場合もあり<sup>9)</sup>, ボイドを無断熱のまま冷房用ダクトとして用いるのは結露発生の危険がやや高いといえる。また, 空調室に開口部の開放など何等かの原因で湿度の高い外気が侵入してきた場合は図11に示した  $\phi_s$  が更に低くなる可能性があり, このような場合を考慮するとケース3のようにボイド表面に断熱を施した方がよいといえる。

## 5. おわりに

ボイドスラブの冷暖房時における伝熱性状を3次元的に取り扱い, その伝熱性状や適切な断熱方法およびスラブ表面結露について検討を行った。その結果を以

下にまとめる。

- (1) 最上階に用いる場合に無断熱であると, 20m程度のボイド長ではほぼ完全に冷暖房効果を失う。
- (2) 最上階に用いる場合, 外気側表面を断熱すると供給熱量の数%程度のパネルヒーティング効果が期待できる。
- (3) 最上階の場合は外気側表面にのみに貼布した断熱材の厚さを増すよりも, 外気側は50~100mm程度に抑え, ボイドの表面に30mm程度の断熱を施せば, 供給空気の温度低下を抑え, 同時に供給空気の持つ熱量の80%以上 (長さ20mの場合) を冷暖房に利用できる。
- (4) 冷房時の中間階のスラブ表面における結露は, 相対湿度が70%以下に管理されていれば断熱の有無にかかわらず発生する可能性は少ない。しかし, ボイド表面を30mm厚で断熱すれば結露発生の危険性はより低くなる。

以上のように本報告では既報1)~3)の基礎的な伝熱解析の結果をふまえ, ボイドスラブを冷暖房用の空調ダクトとして用いる場合の熱損失の割合や室内に還元される熱流の有無, 表面結露発生の可能性など, 実用にあたっての熱的な問題点を整理し, 空調設計用の資料を作成した。本報告をもって一連の報告のまとめとする。

## 参考文献

- 1) 小原・赤坂・黒木: 有限要素法によるボイドスラブの非定常伝熱解析 (1) ボイド内部が自然対流の場合について, 鹿児島大学工学部研究報告第31号, 1989. 11, pp. 141~150
- 2) 小原・赤坂・黒木: 有限要素法によるボイドスラブの非定常伝熱解析 (2) ボイド内部が強制対流の場合について, 鹿児島大学工学部研究報告第32号, 1990. 9, pp. 155~161
- 3) 小原・赤坂・黒木: 有限要素法によるボイドスラブの非定常伝熱解析 (3) スラブ内通過時における調和空気の温度変化, 鹿児島大学工学部研究報告第33号, 1991. 9, pp. 239~247
- 4) Micro-Peak/1987 cogen-de 1 利用者マニュアル, 日本コージェネレーション研究会, 日本空調設備士協会, 1988. 1, pp. 13~28
- 5) 中村 洋, 小島武男: 現代建築環境計画, オーム社, 1983. 3, pp. 122~126
- 6) 空気調和衛生工学会編: 空気調和衛生工学便覧第11版, 1987, II-908