

不完全混合室内の居住域換気効率の評価に関する研究 (その17)

## 天井吹出・天井吸込型空調オフィスの居住域平均濃度とVFの解析

正会員 ○伊藤義文<sup>\*1</sup> 正会員 加藤信介<sup>\*2</sup>  
同 村上周三<sup>\*3</sup> 同 伊藤一秀<sup>\*4</sup>

## 1. 序

本報を含む一連の研究は、HASS102 換気基準<sup>文1)</sup>で定義される室内の換気効率、即ち平均排気濃度で無次元化された居住域平均濃度の構造を Visitation Frequency (VF: 訪問回数)、Local Purging Flow Rate (L-PFR: 局所排出換気量)の指標<sup>注1)</sup>により詳細に解析することを目的としている<sup>文2,3)</sup>。本報では天井吹出・天井吸込方式型空調 (unit 型空調機を天井面に設置)されるオフィス空間を対象とし、居住域パーティションの有無、及び空調吹出空気に含まれる再循環空気(Return Air: 環気)の割合を変化させた場合の居住域平均濃度の構造を系統的に解析する。続いて次報では床吹出・天井吸込型空調されるオフィス空間を対象として同様の解析を行い、両者の換気性状の相違を構造的に評価する。

## 2. 解析オフィス空間の概要

2-1. 解析対象オフィス(図1) 奥行き(X方向)10.0m、幅(Y方向)3.0mのオフィス空間を想定する。片側壁面(図1左壁面)には窓面を設置し、日射負荷及び熱貫流を考慮する。

2-2. 解析ケース及び熱負荷設定(表1) 解析ケース及び熱負荷(顕熱)を表1に示す。今回の解析は潜熱に関して考慮していない。①夏期冷房負荷(パーティション無しの場合 case1-1、有りの場合 case1-4)、②冬期冷房負荷(同 case1-2、case1-5)、③暖房負荷(同 case1-3、case1-6)の3種の熱負荷条件(解析ケース)を設定。人体は人員密度0.2人/m<sup>2</sup>、及び1人当たり1台のOA機器(PC)を仮定し、床面一様に発熱量を与える。照明負荷(20W/m<sup>2</sup>)は天井面一様に与える。窓面への日射熱量は、夏期冷房時には367W/m<sup>2</sup>(東京8月南面全天日射)、冬期冷房時及び暖房時には757W/m<sup>2</sup>(東京2月南面全天日射)と仮定し、その1/2を室内発熱量とする。窓ガラスは1枚ガラスとし、熱貫流率6.17W/m<sup>2</sup>・℃と仮定する。外気温は夏期冷房時29.8℃、冬期冷房時及び暖房時1.3℃と仮定する。また暖房時はインテリア負荷を無視し、内壁面に夜間冷却による蓄冷を想定した暖房負荷(40W/m<sup>2</sup>)を与える。全てのケースにおいてパーティション無しと居住域にパーティションを設置したケースの検討を行う(図1)。

2-3. 空調条件 unit 型空調機1台の吹出風量は20m<sup>3</sup>/min、吹出口・吸込口温度差は夏期冷房4.6℃、冬期冷房4.8℃、暖房3.4℃。吹出口面積は0.8m<sup>2</sup>と多少広く想定し、吹出風速は0.42m/sとした。

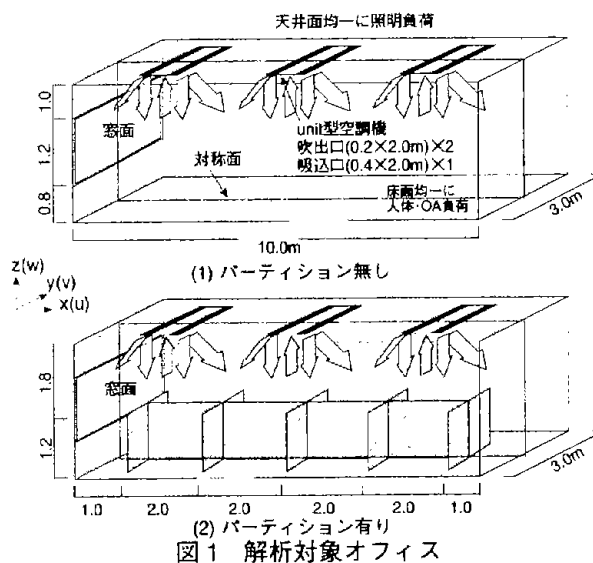


表1 解析ケース及び熱負荷条件(顕熱)

	照明	人体	OA	日射	熱貫流(窓)	壁面冷熱負荷	合計
Case1-1 夏期冷房	600 (20)	330 (11)	1200 (40)	660 (22)	84 (2.8)	-	2880 (96)
Case1-2 冬期冷房	600 (20)	330 (11)	1200 (40)	1360 (45)	-500 (-17)	-	2990 (100)
Case1-3 暖房	-	-	-	1360 (45)	-500 (-17)	-2980 (-99)	-2120 (-71)

単位はW、( )内の値は床面積当たりの発熱量W/m<sup>2</sup>、潜熱負荷は考慮していない

表2 境界条件及び計算条件

解析メッシュ	73(x)×21(y)×23(z)
差分スキーム	移流・拡散項共に Hybrid
流入境界	$U_{in}=0.42\text{m/s}$ , $k_{in}=3/2 \cdot (U_{in} \times 0.05)^2$ , $\epsilon_{in}=C_{\epsilon} \cdot k_{in}^{3/2} / l_{in}$ , $l_{in}$ =吹出幅の1/7, $C_{\epsilon}=0.09$
流出境界	$U_{out}$ =(質量保存による), $K_{out}$ , $\epsilon_{out}$ =free slip
壁面境界	速度: 一般化対数則、 温度: 対流熱伝達量は既報 <sup>文4,5)</sup> で行った対流・放射連成シミュレーションの結果より与える
その他	吹出風速、即ち吹出風量は $\text{min. O.A.} = 30\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{人}$ を仮定し、O.A.導入量を空調風量の10%とした場合の換気回数20回/hに基づいて定めた。 流れ場を解析した後、居住域・呼吸域内で passive contaminant を一様発生させ拡散場解析を行う。

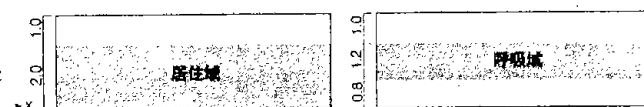


図2 居住域・呼吸域の設定

2-4. 室内流れ場の解析 標準 k-ε model に基づく3次元解析を行う。計算上で用いた室内熱負荷の対流熱伝達量分布は既報<sup>文4,5)</sup>で行った対流・放射連成シミュレーションの結果より与える<sup>注2)</sup>。境界条件及び計算条件

は表2に示す<sup>注3)</sup>。

### 3. VF、L-PFRの解析

流れ場の解析を行った後、図2に示す居住域及び呼吸域内で汚染質(Passive Contaminant)を一様発生させ、平均排気濃度により無次元化した領域内の平均濃度(HASSで定義する換気効率)及びVF、L-PFRを解析する。なお、空調吹出空気に含まれる再循環空気の割合を0~90%まで変化させた場合のVF等の変化を併せて解析する。注1にVF、L-PFRの定義を示す。

### 4. 解析結果

4-1. 気流分布(図3) 空調空気を室温より相対的に低温で供給する case1-1(夏期冷房)及び case1-2(冬期冷房)では、室内に窓面側(図中左側)に右回りの循環流、室右部では左回りの循環流の2つの大循環流が観察される(図3(1)(2))。窓面側での循環流は窓面に与えられた日射熱負荷が上昇流の駆動力となる。天井面に設置した吹出・吸込口を有する unit 型空調機周辺では吹出気流と吸込気流が出入りし、複雑な流れ性状となっている。空調空気を室温より相対的に高温で供給する case1-3(冬期暖房)では、吹出空気は浮力の効果で天井面付近に留まり、床面まで到達しない。そのため、吹出口近傍以外の領域で滞留域が観察される。隣り合って設置された吹出・吸込口位置周辺でショートサーキットが観察される(図3(3))。また居住域にパーティションを設置した case1-4(夏期冷房)、case1-5(冬期冷房)では室上部においては、パーティションを設置しないケース(case1-1、case1-2)とほぼ同様の流れ場を示す。しかし居住域においてはパーティションで囲まれた各領域内でそれぞれ循環流が生じており、更に複雑な流れ場となる(図3(4)(5))。case1-6(冬期暖房)ではパーティションを設置しない case1-3 とほぼ同様の流れ性状となる(図3(6))。

5-2. 温度分布(図4) 天井面に吹出・吸込口が一体となった unit 型空調機を設置しており吹出風速も低速としているため室内の混合が十分ではなく、case1-1(夏期冷房)及び case1-2(冬期冷房)において、unit 型空調機設置場所付近で低温領域が生じている(図4(1)(2))。居住域にパーティションを設置した case1-4 及び case1-5 ではパーティションを設置しないケース(case1-1、case1-2)と比較し、室内大循環流による室内攪拌効果が低下し、居住域平均温度が17%程度上昇する。空調空気を室温より相対的に高温で供給する case1-3(暖房)では、室内全体に温度成層が観察される(図4(3))。パーティションを設置した場合(case1-6)も全般的な傾向は同様である。

5-3. Visitation Frequency(図5) 吹出空気に含まれる再循環空気の割合を0%~90%まで順次変化させた場合

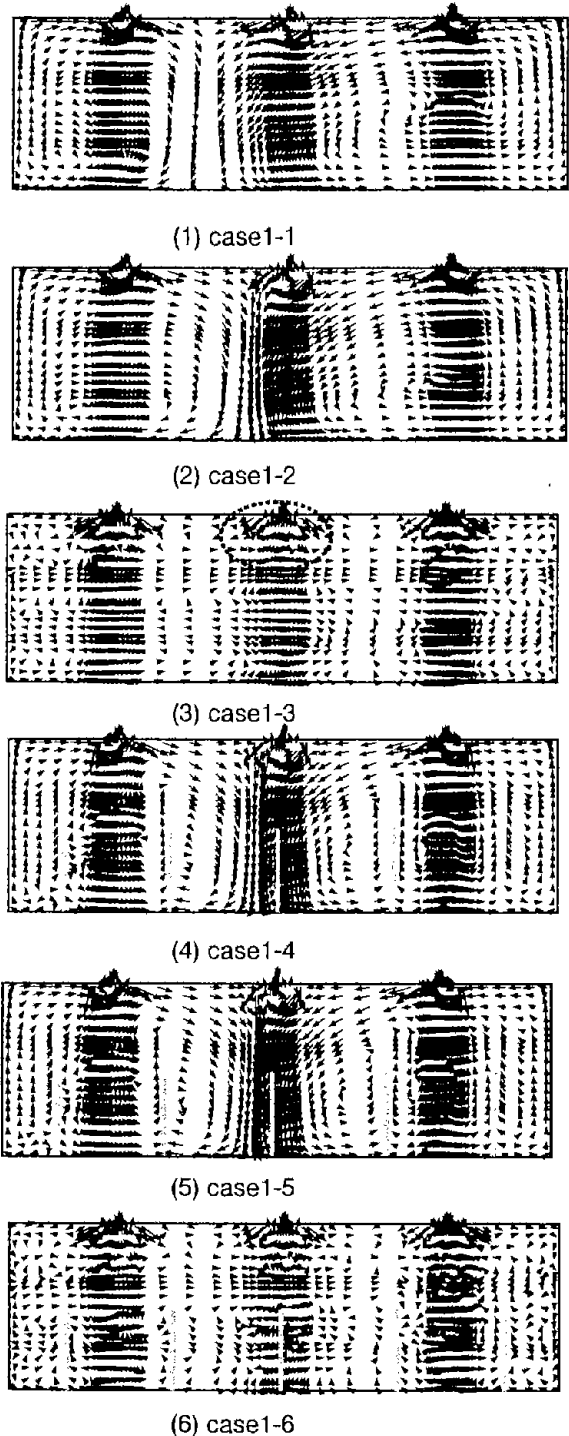


図3 平均風速分布(吹出口設置位置)

の居住域・呼吸域に対するVFを示す<sup>文2,3)</sup>。case1-1(夏期冷房)及び case1-2(冬期冷房)においては、再循環空気の割合が50%を越えるとVFの増加率が急激に大きくなる。居住域を対象とした場合、新鮮空気のみを供給した場合のVFの値(VF=6.0)に対し、再循環50%の場合にはVFが約1.8倍(VF=11.0)、再循環90%の場合には約8.2倍(VF=49.0)に増加する(図5(1))。居住域にパーティションを設置した場合もVFが再循環の増加

に伴い増加する傾向は同様である(図5(2))。case1-3(冬期暖房)においては、case1-1及びcase1-2と比較し、VFの値・増加率共に低い値となり、新鮮空気のみを供給した場合にはVFの値は3.4、50%再循環の場合にはVF=4.8、90%再循環の場合にはVF=15.8となる。

呼吸域の場合、VFの値は居住域を対象とした場合の2倍程度の値となり、case1-1(夏期冷房)において新鮮空気のみを供給した場合にはVF=13.4、再循環50%の場合にはVF=22.9、再循環90%の場合にはVF=99.2となる。この傾向はcase1-2(冬期冷房)、及びパーティションの有無に関わらず同様である。(図5(3)(4))。これは室内に2つの大循環流が生じており、その循環流に沿って対象領域内に入り出す汚染質塊が多いことを示す。パーティションの有無でVFの値は大きく変化しない。case1-3(冬期暖房)においては、居住域を対象としたVFの値と比較し、若干値が大きくなっているが、case1-1及びcase1-2と比較し、約1/10程度のオーダーである。

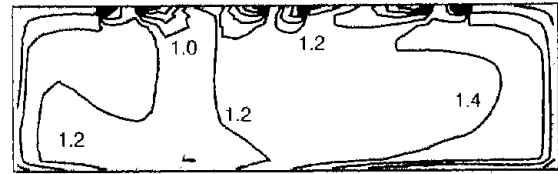
4-4. 居住域・呼吸域平均濃度(図6) 吹出空気に含まれる再循環空気の割合を0%~90%まで順次変化させた場合の居住域・呼吸域平均濃度を示す。図6(1)~(4)は排気口での平均濃度で基準化している。case1-1及びcase1-2では再循環空気の割合が0%の場合に居住域平均濃度は1.6となり、完全混合を仮定した室に対し、6割程度換気性状が悪いことを示す。再循環空気の割合が増加すると室内完全混合仮定濃度に近づき、HASSで定義する換気効率 $\eta$ は1に近づく。case1-3、case1-6では吹出気流が居住域まで到達せず、室中央部では滞留域となっているため、平均濃度は高くなる。これらのケース(case1-3及びcase1-6)ではVFの値は小さくなっており、対象領域内での滞在時間が相対的に長いことを端的に示す。再循環空気の割合を増加させると居住域平均濃度は1に近づく傾向は同様である(図6(1)~(4))。

4-5. L-PFR(図7) 汚染質発生率を1としているため、平均濃度とL-PFRは逆数の関係となる<sup>3)</sup>。居住域・呼吸域平均濃度の両者とも再循環空気の割合が増加すると室内完全混合仮定濃度即ち排気濃度で無次元化した平均濃度は1に近づくため、L-PFRの値も1に近づく。

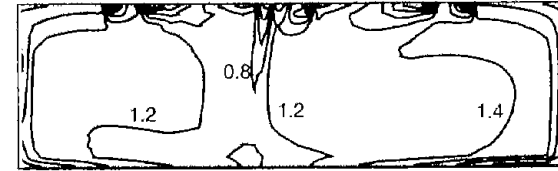
## 5. 結論

(1) 天井吹出・天井吸込型の換気システムを有するオフィスを対象とし、吹出空気に含まれる再循環空気の割合を変化させて室内居住域平均濃度の構造を、VF及びL-PFRにより解析した。

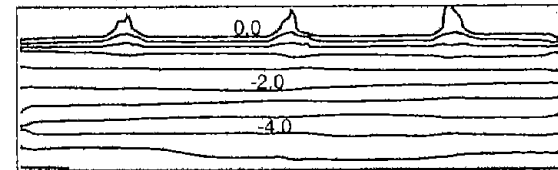
(2) 冷房条件では吹出空気に含まれる再循環空気の割合が50%を越えると急激にVFの値が増加し、特に呼



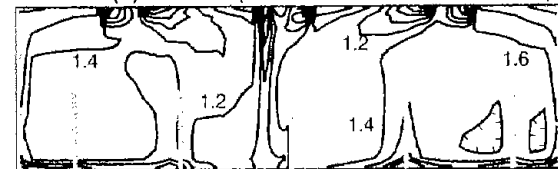
(1) case1-1(吹出温度 0.0 吸込温度 1.0)



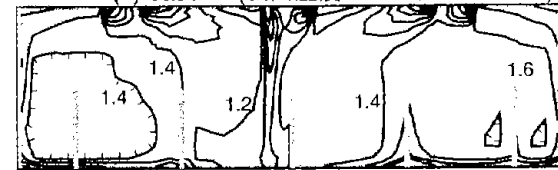
(2) case1-2(吹出温度 0.0 吸込温度 1.0)



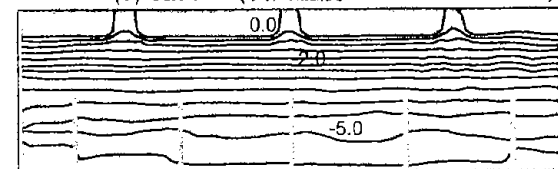
(3) case1-3(吹出温度 1.0 吸込温度 0.0)



(4) case1-4(吹出温度 0.0 吸込温度 1.0)



(5) case1-5(吹出温度 0.0 吸込温度 1.0)



(6) case1-6(吹出温度 1.0 吸込温度 0.0)

(吹出・吸込口温度差で無次元化)

図4 平均温度分布 (吹出口設置位置)

吸域では90%再循環の場合にはVFの値が100程度となる。

(3) 冬期暖房条件のケースでは居住域・呼吸域の平均濃度は4.0を越え、極端に悪い換気性状を示すが、吹出空気に含まれる再循環空気の割合が増加すると、居住域及び呼吸域平均濃度は完全拡散濃度に近づき、HASSで定義する換気効率 $\eta$ は1に近づく。

(4) 吹出気流が低速のため室内の混合状態が悪く、総じて換気効率の悪い結果を得た。今後、吹出口面積を減少(吹出風速を増加)させた場合の検討を行う。

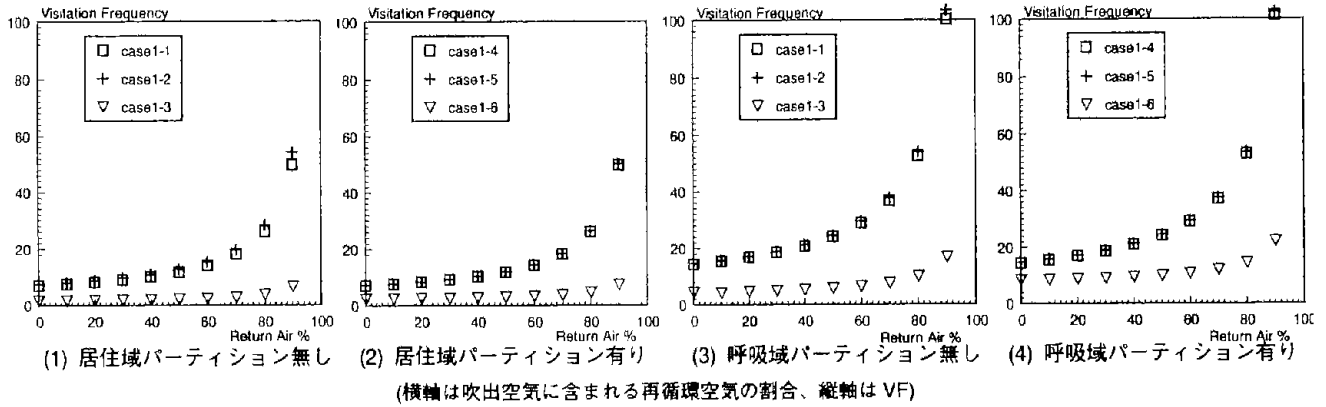


図5 Visitation Frequency 分布

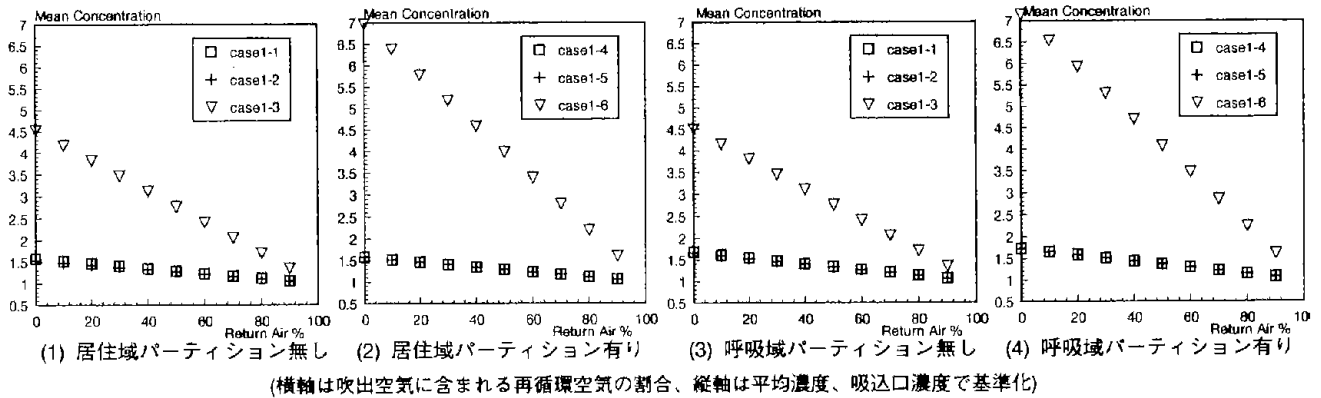


図6 平均濃度分布

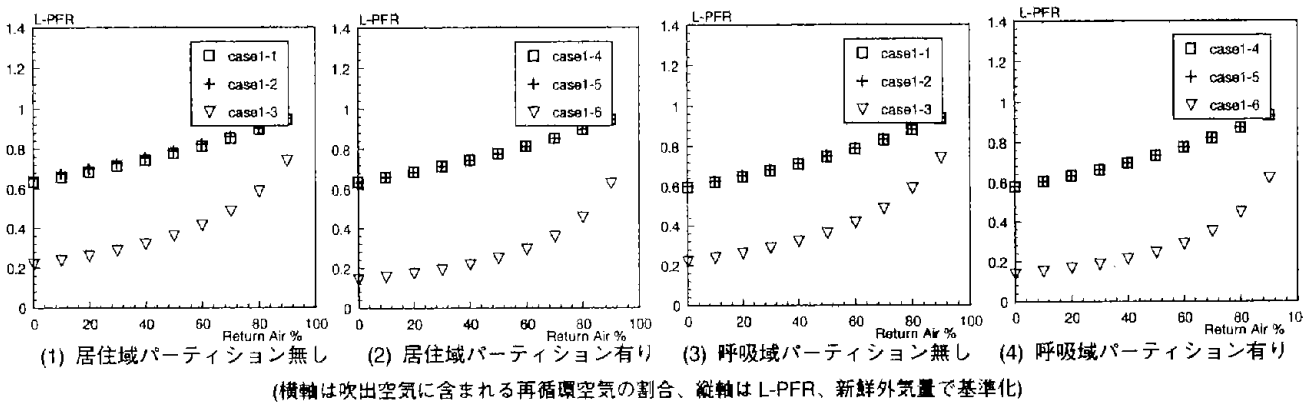


図7 L-PFR 分布

**[注]**

[1] VF 及び L-PFR は次式で示される。VF は局所領域に対する汚染質の訪問回数を、L-PFR は局所領域の汚染質排出効率を示す。詳細は既報<sup>文1)</sup>参照。

$$VF = 1 + (\Delta q_p / q_p) \quad (1)$$

$$L-PFR = V_p / (VF \times T_p) = q_p / C_p \quad (2)$$

$\Delta q_p$ : 単位時間当たり対象領域 P に流入(再帰)する汚染質量 [流入 flux,  $m^3/s$ ] 但し汚染質は P 内で発生

$q_p$ : 単位時間当たり対象領域 P 内で発生する汚染質量 [ $m^3/s$ ]

$V_p$ : 対象領域 P の体積 [ $m^3$ ]

$T_p$ : 対象領域 P の平均滞在時間 [sec/1 回の滞在]

$C_p$ : 対象領域 P の平均濃度 [-]

[2] 厳密に言えば、流れ場の性状が異なるため、本ケースと既報で解析した置換換気システムのケースにおける対流伝熱量分布性状は異なると思われるが、室内熱負荷が等しく、室内の環境性状も似ているため、同一と仮定した。

[3] 空調吹出温度  $T_{in}$  は以下の熱バランス式より算出。  
 $Q_{total} = C_p \times \gamma \times V \times (t_{out} - t_{in})$ ,  $C_p$ :  $0.24 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ ,  $\gamma$ :  $1.25 \text{ kg/m}^3$ ,  $V$ : 換気量  $m^3/h$ ,  $t_{ave}$ :  $^\circ\text{C}$   $1 \text{ kcal/h} = 1.16 \text{ W}$ ,  $t_{out}$ : 吸込温度夏期  $26^\circ\text{C}$ 、冬期  $24^\circ\text{C}$  に設定  
 夏期冷房時  $t_{in} = 21.4^\circ\text{C}$ 、冬期冷房時  $t_{in} = 19.2^\circ\text{C}$ 、暖房時  $t_{in} = 27.4^\circ\text{C}$

[参考文献]は次報にまとめて示す

\*1 静岡ガス(株) \*2 東大生産技術研究所助教授 \*3 東大生産技術研究所教授 \*4 東京大学大学院