室・ダクト系の空気調和シミュレーションに関する研究

STUDY ON AIR CONDITIONING SIMULATION FOR ROOMS AND DUCTS SYSTEM

山下一彦*, 後藤立夫**, 山崎 均***
Kazuhiko YAMASHITA, Tatsuo GOTOH and Hitoshi YAMAZAKI

In design for air conditioning equipment, it is important to grasp in advance whether exhibit equipment's design abilities or not. So, we take up rooms and ducts system in air conditioning equipment, and apply to estimate calculation of room pressure and airflow for room other than clean room. This paper refers to make clear various characteristics of control, at the same time to make an estimate of room pressure and airflow by simulation. Parameters of the subject are heat characteristics of rooms, air temperature and humidity, special quality of control and wind environment.

Keywords : Simulation, Rooms and ducts system, Air conditioning, Room pressure and airflow estimate
Convergence calculation method, Control

シミュレーション, 室・ダクト系, 空調, 室圧・風量予測, 収束計算法, 制御

1. はじめに

空気調和設備設計において, 余裕を持たせた設備とすることは望ましいことである。しかし, エネルギーを自由に使える時代からエネルギーを節約し, 自然環境を守ることが重要なテーマとなった近年では, 豊富な設備機器を使用しながらも, より経済的で質の高い設計が要求されるようになりつつあるのが現実である。この問題を踏まえれば, 設計された設備が, 期待した能力を発揮するかどうか事前に把握することは重要な問題解決の手段である。そこで本報告では, 空気調和設備のなかで室・ダクト系を採り上げ, この室圧・風量予測計算をクリーンルーム^{1)~3)}以外の室の空調に適用して, 室圧・風量予測を実行し, また同時に制御の種々の特性をシミュレーション⁴⁾で明らかにしようとするものである。対象とする変数項目は, 室の熱特性, 空気温湿度, 制御特性⁵⁾のほか風環境の変動である。

2. 室圧・風量予測計算法の概要

通風・隙間開口の圧力損失は, DARCY-WYSBACH の式, すなわち局所圧力損失と摩擦損失で表現可能^{6)~11)}である。そこで, 流体力学の基礎知識とダクト設計用局所圧力損失データを利用して, 通風・

隙間および機械換気を含む室・ダクト系における室圧・風量計算予測システムを関連ある在来型計算アルゴリズムとしてまとめた^{12)~14)}。

室・ダクト系において, i 室の圧力は, 室の静圧を p_i とすると,

$$p_i + \rho \cdot g \cdot h_i \quad (1)$$

と表現できる。1 スペースにおいて上下に温度分布がなければ, h_i は室の高さの平均値である。ここでの計算法は, 室またはスペースに温度分布はないとする。温度分布が無視できない室については室を分割して計算可能であるが, 分割したスペース毎の圧力一定を仮定するので, それ以上の精度は要求できない。 i 室に流入する送風機器があるときの i 室の圧力は,

$$p_i - MSP_i + \rho \cdot g \cdot h_i \quad (2)$$

と表現する。 i 室と接続する j 室と i 室の圧力差 $\Delta p_{i,j}$ は, j 室の室圧が固定されたとすると, 送風機器のあるとき,

$$\Delta p_{i,j} = MSP_i + p_j - p_i + g \cdot h_{i,j} (\rho_j - \rho_i) \quad (3)$$

p_i : i 室の静圧 [Pa]

p_j : j 室の静圧 [Pa]

MSP_i : 送風機器最大静圧 [Pa]

ρ_i, ρ_j : 空気密度 [kg/m³]

$h_{i,j}$: 接続管または隙間の中心高さ [m]

g : 重力加速度 [m/s²]

* 三菱冷熱工業株式会社

** 三菱冷熱工業株式会社 専務取締役・工博

*** 大分大学工学部建設工学科 教授・工博

Shinryo Corporation

Shinryo Corporation Executive Director, Dr. Eng.

Prof., Dept. of Architectural Eng., Faculty of Eng., Oita Univ., Dr. Eng.

となる。ここで、 $MSP_i + p_i - p_i$ は MSP_i が正のとき、最大値は MSP_i 、最小値は 0 である（図－1 参照）。送風機器のないときは、(3) 式において $MSP_i = 0$ となる。 j 室から i 室に流入する流量を $q_{i,j}$ とすれば、

$$\sum_{j=1}^N \rho_{i,j} \cdot q_{i,j} = 0 \quad (4)$$

$$q_{i,j} = \frac{2 \cdot \Delta p_{i,j}}{b_{i,j} + \sqrt{b_{i,j}^2 + 4 \cdot a_{i,j} \cdot \Delta p_{i,j}}} \quad (5)$$

となる。 N は当該室の吹出口、送風機、隙間の総量であり、 $a_{i,j}$ および $b_{i,j}$ は、DARCY-WYSBACH の式から、

$$\Delta p = a \cdot q^2 + b \cdot q \quad (6)$$

と表現したときの係数 a, b である。計算速度を速めるために隙間・ダクト等の面積は係数 a, b に含ませている。ただし、密度と粘性係数は状態で変化するので後で処理する（第 3 章で後述する）。送風機のように係数 b が負になるときは、 $\Delta p_{i,j}$ の絶対値はとらない。そのかわり、送風機吸込側は MSP が負であるので、 $\Delta p_{i,j}$ の代わりに $-\Delta p_{i,j}$ とする。

$MSP_i \geq 0$ [Pa] のとき (i : 当該室)

$$\Delta p_{i,j} = MSP_i + p_i - p_j + g \cdot h_{i,j} \cdot (\rho_i - \rho_j)$$

$MSP_j = -MSP_i$, $h_{i,j} = h_{j,i}$ であり (j : 当該室)

$$\Delta p_{j,i} = MSP_j + p_j - p_i + g \cdot h_{j,i} \cdot (\rho_j - \rho_i)$$

である。係数 a, b について、隙間・開口を平行平板とする場合、

$$a = \frac{C \cdot \rho}{2 \cdot D^2}, \quad b = \frac{12 \cdot L \cdot \mu}{D^3} \quad (7)$$

層流の隙間・開口を円管近似する場合、

$$a = \frac{8 \cdot C \cdot \rho}{\pi^2 \cdot D^4}, \quad b = \frac{128 \cdot L \cdot \mu}{\pi \cdot D^4} \quad (8)$$

乱流円管の場合、

$$a = \frac{8 \cdot C \cdot \rho}{\pi^2 \cdot D^4} + t_1 \cdot \frac{8 \cdot L \cdot \rho}{\pi^2 \cdot D^5}, \quad b = t_2 \cdot \frac{2 \cdot L \cdot \mu}{\pi \cdot D^4}, \quad c = t_3 \cdot \frac{L \cdot \mu^2}{2 \cdot D^3 \cdot \rho} \quad (9)$$

C : 局所圧力損失係数

D : 平行平板隙間間隔あるいは円管直径 [m]

L : 平行平板隙間奥行きあるいは円管長さ [m]

μ : 粘性係数 [kg/(m·s)]

である。 t_1, t_2, t_3 は、乱流における摩擦係数 λ を

$$\lambda = t_1 + \frac{t_2}{Re} + \frac{t_3}{Re^2} \quad (10)$$

としたときのもので、3つの Re 数（レイノルズ数）とダクトの粗度から計算できる数値である。 Re 数は表－1 に示すように段階的に設定した。なお、表－1 に示した k の数値は第 3 章で述べる CHANNEL 構造体の配列番号である。また、 c についても第 3 章で述べる。

表－1 Re 数の段階設定値

$Re < 1000$	$k=0$
$1000 \leq Re < 8400$	$k=1$
$8400 \leq Re < 40000$	$k=2$
$40000 \leq Re < 200000$	$k=3$
$200000 \leq Re < 1000000$	$k=4$
$Re \geq 1000000$	$k=5$

図－1 に示すように送風機器の縦軸に静圧、横軸に風量をとったときの特性曲線における軸が負側になるように選定すれば、風量 $q_{i,j}$ は(5)式で計算できる。

図－1 送風機器の特性曲線

以上から、 p_i を計算する式は、

$$p_i = \frac{\sum_{j=1}^N \left(\rho_{i,j} \cdot \frac{2 \cdot (\Delta p_{i,j} - p_i)}{b_{i,j} + \sqrt{b_{i,j}^2 + 4 \cdot a_{i,j} \cdot \Delta p_{i,j}}} \right)}{\sum_{j=1}^N \left(\rho_{i,j} \cdot \frac{2}{b_{i,j} + \sqrt{b_{i,j}^2 + 4 \cdot a_{i,j} \cdot \Delta p_{i,j}}} \right)} \quad (11)$$

となる。ただし、 $\Delta p_{i,j}$ には p_i が含まれているので、繰り返し演算になる。なお、この計算式は、

$$\Delta p = \left(C + \lambda \cdot \frac{L}{D} \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \quad (12)$$

から導いているので、隙間風量計算の局所圧力損失係数 C が正のとき、 Δp は常に正であるので、 $\Delta p_{i,j}$ についてはそのことを考慮して計算する。この収束式は、

$$\frac{dq_{i,j}}{dp_i} = - \frac{1}{\sqrt{b_{i,j}^2 + 4 \cdot a_{i,j} \cdot \Delta p_{i,j}}} < 0 \quad (13)$$

が成り立つので収束が容易である。

3. 室圧・風量予測計算プログラムの概要

室圧・風量予測計算に必要な室の空気の状態は、室温、室の絶対湿度、室圧力であり、それに換気風量計算には、室に流入する質量風量と開口数が必要である。各開口は、吹出口・吸込口、窓・ドアのあけた状態としての開口、閉めた状態としての隙間がある。また、換気扇・送風機器などがある。吹出口・吸込口は、局所圧力損失を伴うダクトが接続される。ダクトの摩擦損失は、ダクト直径、内表面の粗度とダクト長さが必要である。大きな開口は通風と同じ局所圧力損失、隙間は断面が円形・平行平板としての層流近似で表現する。送風機器は、静圧風量特性曲線と近似させるための平行平板または円管隙間が接続される。これらの開口は、温度差の影響を計算するために、開口中心高さが必要である。縦に長い隙間は2分割以上に分割しておく。

これらの項目をC言語の構造体と構造体ポインタで記述すると、

```
struct room {
    char name[81];          /*漢字17文字*/
```

```

double spw, spd, sph, vlm;    /*室の幅, 奥行き, 高さと容積*/
double hq;                   /*室の熱負荷*/
double wv;                   /*室の発生水蒸気量*/
double water;                /*結露水量*/
char a[8];                   /*AHU (空調機) の判定*/
double t;                    /*室温*/
double w;                    /*室の絶対湿度*/
double p;                    /*室圧力*/
double q;                    /*室に流入する質量風量*/
int n;                       /*開口数*/
struct channel *link;
} *rm;

```

```

struct channel {
    double a[6], b[6], c[6];
    double e;                /*粗度*/
    double msp;              /*送風・換気装置の最大静圧*/
    double d;                /*平行平板隙間幅またはダクト直径*/
    double width;           /*隙間長さまたはダクト長さ*/
    double height;          /*隙間位置高さ, 隙間高さの中央値*/
    double q;                /*隙間風量*/
    int link;                /*接続隣室番号*/
    char section;            /*W: 矩形, D: 円形, F: 送風・換気装置*/
    char branch;            /*s: 直進, b: 分岐*/
    struct channel *next;
} *p;

```

なお、円形ダクトが接続される場合、CHANNEL 構造体中の隙間はダクトに読み替える。室を中心に、吹出口、送風機器、隙間、開口が接続される。室はいわゆる室と全圧で示された仮想室（以下室と総称することがある）である。室から室までの一列の CHANNEL は、1つの構造体に対応している。一列の隙間の場合、出口の局所圧力損失係数、隙間幅、隙間長さ、局所圧力損失係数、隙間幅、隙間長さ、……入り口の局所圧力損失係数となるが、一組の直列チャンネルで μ と ρ は変化しないとし、また、温度変化に対応させるために、後で残りの C 、 L 、 D により、データ読み込み時に一つにまとめる。そのためにダクトの場合は、ダクトの ε/D (ε : 粗度 [mm]) が変化すると共に、そこに仮想室をおく。すなわち、出口の局所圧力損失係数、ダクト直径、ダクト長さ、入り口の局所圧力損失係数、仮想室、出口の局所圧力損失係数、ダクト直径、ダクト長さ、入り口の局所圧力損失係数、仮想室、……となる。直径が変化する箇所の局所圧力損失は、基準化してあれば仮想室のどちらのダクトにおいてもよいが、そのダクトの所属する方に置く。仮想室とは、動圧を損失無く静圧に変換する装置のようなものである。データ読み込み時に、ROOM、CHANNEL を確認した時点で、この構造体のメモリを確保するようにしておけば、100 の CHANNEL のある室と 2 の CHANNEL とが混在していても、余分なメモリを消費しない。入力データの記述は普通の仕事のジョブに近い形ですべきである。1つの CHANNEL は2つの室、または、1つの室と外部に接続している。したがって、一つの室に接続している全ての CHANNEL を室構造体は構造体ポインターを介して線形リストとして持っているので、この

CHANNEL を室に流入するときのみ使用し、流出するときにはそのダクトまたは隙間の接するもう1つの室の CHANNEL データを使用する。このようにすれば、流れの方向による流量の違いも計算できる。送風機器については、最大最小値を設定する。

なお、CHANNEL 構造体の $a[k]$ 、 $b[k]$ 、 $c[k]$ の6つの配列は、円形ダクトの場合(9)式で述べたように係数 a 、 b 、 c を計算するためのものである。係数 a にはその温度の密度、係数 b にはその温度の粘性係数を乗じる。係数 c には粘性係数の2乗を密度で除した値を乗ずる。すなわち、

$$\begin{aligned} a &= a[k] \cdot \rho \\ b &= b[k] \cdot \mu \\ c &= c[k] \cdot (\mu^2 / \rho) \end{aligned} \quad (14)$$

である。したがって、CHANNEL の圧力差 Δp が、

$$\Delta p = p_{\text{neighbor}} - p + MSP + \rho \cdot g \cdot h - c \quad [\text{Pa}] \quad (15)$$

となるので風量 q は(5)式で計算できる。なお、(15)式では乱流円管における圧力の単位を持つ定数 c が付加される。データ読み込み時に a 、 b 、 c を前処理しておく。層流及び送風機器では、 a 、 b 、 c は1組しか使用しない。

4. 温湿度の計算

全ての室について、単位時間に供給されるダクトからのエンタルピー、顕熱、潜熱のそれぞれの総計を室から出ていく乾燥空気の重量風量で除したもの、または室内で取得する乾燥空気の単位重量当たりの量、または室の空気のエンタルピー、温度、湿度を h 、 t 、 w とすると、

$$h = C_{\text{pair}}(t) \cdot t + w \cdot (R_w + C_w(t) \cdot t) \quad (16)$$

C_{pair} : 乾燥空気の比熱 [kJ/(kg·K)]

R_w : 水蒸気の蒸発潜熱 [kJ/kg]

C_w : 水蒸気の比熱 [kJ/(kg·K)]

から、室のエンタルピー、温度、湿度が計算できる。

5. 空調機 (AHU) の組み込み

室圧・風量計算プログラムに組み込むための AHU の入力データ例¹⁵⁾を示す。

[標準コイル]

管内径 [mm] : 14.6

管外径 [mm] : 15.8

管高さ方向ピッチ [mm] : 37.5

フィン高さ [mm] : 11.8

フィン厚さ [mm] : 0.2

フィンピッチ [mm] : 2.9

フィンタイプ : p

フィン熱伝達率 : 175.0

コイル高さ [m] : 1.7

コイル列数 : 8

コイル配列 : 千鳥形配列

結露水温度 : 1

[空調機データ]

風量[m³/h] : 18000.0

入口側空気温度[℃] : 28.0 (状態により変化)

入口側空気相対湿度[%] : 65.0 (状態により変化)

入口側水温度[℃] : 7.0

水量[l/min] : 377

データ中の結露水温度は、クーリングコイルによる冷却計算において、エンタルピーによる冷却計算の際の結露水温度の取扱いについてである。

0 : 考慮しない

1 : 冷却パイプの温度に近い

2 : 出口空気の温度と等しい

3 : 入口空気と出口空気の平均温度に等しい

以上の4通りが考えられる。結露水がどのように流れるか、また落下した後、どの程度空気にさらされるか等の状況が不確定なので、実用的には考慮しない方が安全側である。

6. 本予測方法を用いた空気調和設備の検討

6.1 空気調和設備の概要

空気調和シミュレーションに用いた空調設備モデルの概要について説明する。シミュレーションモデルは教室であり、教室に対して1台の空調機が設けられている。給気(SA : Supply Air)系統および還気(RA : Return Air)系統には、それぞれ2台ずつの可変風量装置(VAV)が設置されており、SA-VAV-1系統には吹出口が10個、SA-VAV-2系統には12個(SA-VAV-1, 2系統とも各吹出口の設計風量は818.2[m³/h])、RA-VAV-1系統およびRA-VAV-2系統には吸込口がそれぞれ2個ずつ(各吸込口の設計風量は4500[m³/h])設置されている。空調機の能力を表-2に示す。なお、本報告での空調シミュレーションは冷房時をとりあげる。

表-2 空調機能力

送 風 機	風 量	18000 [m ³ /h]
	機 外 静 圧	60 [mmAq]
還 風 機	風 量	18000 [m ³ /h]
	機 外 静 圧	40 [mmAq]
冷 水 コイル	冷 却 能 力	135500 [kcal/h]
	冷 水 量	377 [l/min]
	入口側冷水温度	7 [℃]
	出口側冷水温度	13 [℃]
	コ イ ル 列 数	8 [列]
外 気 量		6000 [m ³ /h]

なお、空調機器は以下の内容で制御されている。

1) 給気温度により冷水コイル2方弁の比例制御を行う。

なおシミュレーションは、2方弁制御のかわりに、冷水量の減少はコイル列の減少に比例させる。

2) 室内湿度により加湿器のON/OFF制御を行う。

3) 空調機立ち上がり時に外気ダンパを閉とし予冷/予熱を行う。

4) 空調機停止時、ダンパ、2方弁、加湿弁のインターロック制御を行う。

5) 外気取入れ有効時還気ダンパを閉、給気温度により外気ダンパの

比例制御を行う(外気冷房制御)。

6) VAV開度状態によりファン回転数制御を行う。

なおシミュレーションは、ファン回転数制御をVAVの抵抗に置き換える。

7) 室内温度によりVAVの開度制御を行う。

また、図-2に概略のダクト平面図を示す。

6.2 空気調和設備の検討結果と考察

空調シミュレーションのためのデータ作成は以下の手順で行った。まずダクト図よりダクトデータ作成後、空調機を組み込まず、システム全体を等温度として各系統の風量が、ほぼ設計値となるように調整を行う。その結果、教室の室圧が、7.9[mmAq]と非常に高くなり、このままではドアが開かない等の弊害の生じる恐れが考えられる。その原因は、給気量より還気量が少ない量として設計されているためと考えられる。このときの計算結果を表-3に示す。

表-3 室圧・風量計算結果

教室の室圧		7.9 [mmAq]
風 量	SA-VAV-1	7972 [m ³ /h]
	SA-VAV-2	9568 [m ³ /h]
	RA-VAV-1	8770 [m ³ /h]
	RA-VAV-2	8770 [m ³ /h]
OA		6005 [m ³ /h]

次に、このダクトデータに空調機を組み込んだ場合の空調シミュレーションを行う。なお、室圧・風量計算プログラムに組み込まれた空調機のクーリングコイルの能力は、コイルの使用のほか、風速と列数および冷水量、冷水入口温度で決まり、冷水を作る能力は考慮されていない。外気温度34[℃]、外気相対湿度65[%]、室の顕熱負荷76000[kcal/h]、潜熱負荷24[kg/h]とした計算結果を表-4中のⅠに示す。なお、冷水コイルの幅1[m]、高さ1.7[m]、冷水の入口温度は7[℃]、コイル列数は8[列]、冷水量は377[l/min]とした。計算の結果、室温26.1[℃]、相対湿度52.5[%]とほぼ設計値通りとなっているのに対して、室圧が8.7[mmAq]と非常に高く、外気量が5956[m³/h]となっており、設計値の6000[m³/h]を満足していない。このことは、温湿度条件のみならず、室圧の制御を含めたダクト設計を行う際には、当然のことながらシステム全体の圧力バランスの検討が重要であることをうかがわせる。このときのトータル消費エンタルピーは132405 [kcal/h]である。

そこで、外気量を6000[m³/h]以上とし、教室の室圧を0.5[mmAq]にするために調整を行う。その計算結果を表-4中のⅡに示す。この際、外気量の増加に伴う負荷の増加により教室の顕熱負荷を71500[kcal/h]に減少させた。計算結果は、室温26.0[℃]、相対湿度52.5[%]、室圧0.5[mmAq]、外気量6003[m³/h]である。このときのトータル消費エンタルピーは128375 [kcal/h]である。

前述のダクトデータで室圧が高くなる原因の対策として、もとのダクトデータに、教室から外気への隙間をとり、当該部分にフィルターを設置し、これと接する外気静圧を空調系統排気側外気圧と同様として固定する方法を採った。このようにしておけば還気量を増加させたのと同様の効果がある。この場合の計算結果を表-4中のⅢに示す。計算の結果、室温25.9[℃]、相対湿度53.3[%]、外気

導入量 6283 [m³/h] でほぼ設計値を満足しているが、室圧が 1.2 [mmAq] と若干高い値となっている。このときの AHU のトータル消費エンタルピーは 135270 [kcal/h] である。

室の顕熱負荷減少（顕熱負荷が 60000 [kcal/h] に減じた場合）に対する VAV 開度による風量制御のシミュレーション結果を表 4 中の IV に示す。VAV 機器の開度により、吹出量を少なくすると室温が下がり、室圧が上昇する。その原因は外気量が減少するためである。したがって、吸込側の VAV と外気導入量を同時に制御しなければならない。給気系統の VAV、還気系統の VAV、外気取り入れ側ダンパの 3ヶ所を同時に絞る方向で制御する。計算の結果は、室温 26.0 [°C]、相対湿度 52.2 [%]、室圧 0.6 [mmAq]、外気導入量 6027 [m³/h]、AHU のトータル消費エンタルピー量 117457 [kcal/h] である。室内負荷の減少による VAV の開度制御は、省エネルギーにつながる¹⁶⁾一方、室内への送風量を減らすとともに外気導入量まで減少させるので、室内炭酸ガス濃度によって必要な新鮮空気の導入を図る必要がある。

室の顕熱負荷を 60000 [kcal/h] としたままで、VAV 機器を使用せず、外気導入量制御を行った場合のシミュレーション結果を表 4 中の V に示す。室温 26.0 [°C]、相対湿度 57.7 [%]、室圧 0.1 [mmAq]、AHU のトータル消費エンタルピー量 152589 [kcal/h] である。変動熱量が小さい場合可能であるが、このケースは外気導入量の増加により、投入エンタルピーの増大をまねいてしまう。

同じく室の顕熱負荷を 60000 [kcal/h] としたままで、冷水コイルの冷水流量制御のシミュレーション結果を表 4 中の VI に示す。冷水流量制御は、冷水量を少なくして通過列数を 6 [列] に減じた。その結果は、室温 25.9 [°C]、相対湿度 61.3 [%]、室圧 0.7 [mmAq]、AHU のトータル消費エンタルピー量 109967 [kcal/h] である。熱量の変動に対する冷水流量制御は有効であるが、微少なコントロールがし難い。また、チラーとの総合的検討が必要である。

7. まとめ

室・ダクト系の室圧・風量予測計算プログラムに温湿度計算を可能とし、さらに冷水コイルのシミュレーションプログラムを組み込み、室内温度による VAV の開度制御および VAV 開度状態によるファン回転数制御、また、冷水コイルの流量制御をおこなった際の室・ダクト系の室温制御についての基礎的検討を行った。その結果、空調シミュレーションに際して、温湿度条件のみならず、室圧の制御を含めたダクト設計を行う際には、システム全体の圧力バランス、および全体の抵抗の変化に対する風量変化の検討が必要であること。VAV の開度制御は冷水コイルの消費エンタルピーを減少させ、省エネルギーにつながる事が確認できた。以後は、1 台の空調機で異なった負荷のある室、あるいは 2 台の空調機の並列運転などの空調シミュレーションを検討する。

図-2 概略ダクト平面図

表-4 空調シミュレーション計算結果

		I	II	III	IV	V	VI	単 位
教室熱負荷	顕熱負荷	76000.0	71500.0	76000.0	60000.0	60000.0	60000.0	[kcal/h]
	潜熱負荷	24.0	24.0	24.0	24.0	24.0	24.0	[kg/h]
教室	室温	26.06	26.01	25.91	26.01	26.01	25.94	[℃]
	相対湿度	52.48	52.50	53.32	52.19	57.67	61.25	[%]
	室圧	8.7475	0.5031	1.2318	0.6378	0.0872	0.6815	[mmAq]
空調機出口側	温度	13.89	13.69	14.07	12.92	14.86	16.33	[℃]
	相対湿度	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	[%]
空調機混気側	温度	28.60	28.82	28.56	29.76	31.40	28.74	[℃]
	相対湿度	59.02	59.57	59.73	61.04	64.49	64.36	[%]
外気量		5956	6003	6283	6027	10293	6022	[m ³ /h]
トータル消費エンタルピー		132405.05	128374.50	135269.74	117456.86	152589.07	109967.13	[kcal/h]

【参考文献】

- 1) 早川一也編:最新クリーンルーム設計ハンドブック, 施策研究センター
- 2) 後藤立夫:室・ダクト系における風量予測計算法に関する研究, 学位論文, 1995 年
- 3) 後藤立夫, 山崎均, 山下一彦:室・ダクト系の風量予測計算における収束計算法, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1996 年 9 月
- 4) 中原信生, 朱頤心:空調システムの動的シミュレーションの動向とその意義, 空気調和・衛生工学 68-3, 1994 年 3 月
- 5) 中原信生:制御と省エネルギー, 空気調和・衛生工学 49-11, 1975 年 11 月
- 6) 平山崙, 塘一郎:室内外の温度差に基づく自然換気量 (第 1 報), 日本建築学会論文集 28, 1943 年 2 月
- 7) 新津靖:屋内空気状態の衛生学的研究 (第 1 報) 対流暖房と自然換気の組合せに於ける暖房効果と換気量, 衛生工業協会誌 24-1~2, 1950 年 1 月
(第 2 報) 対流暖房と自然換気の組合せに於ける換気特性及び圧力分布, 衛生工業協会誌 24-1~2, 1950 年 1 月
(第 3 報) 室内外温度差と風力連合の場合の自然換気特性, 衛生工業協会誌 24-11~12, 1950 年 11 月
- 8) 勝田高司:自然換気に関する実験的研究, 東京大学生産技術研究所報告 1-2, 1950 年 8 月
- 9) 石原正雄:通風の実験的研究 (2 開口間の距離と抵抗損失との関係 1), 日本建築学会研究報告 24, 1953 年 10 月
開口の状態と抵抗係数, 日本建築学会研究報告 28-1, 1954 年 6 月

隙間の抵抗係数について, 日本建築学会研究報告 29-2, 1954 年 10 月

- 10) 勝田高司, 寺沢達二, 片山忠久:金属製サッシの気密・水密に関する実験的研究, 東京大学生産技術研究所報告 20-2, 1970 年 8 月
- 11) S. Murakami, S. Kato, S. Akabayashi and K. Mizutani: WIND TUNNEL TEST ON VELOCITY-PRESSURE OF CROSS-VENTILATION WITH OPEN WINDOW, ASHRAE TRANSACTION, 1991, PART I
- 12) 山崎均:換気量計算法, 日本建築学会中国・九州支部研究報告, 1987 年 3 月, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1987 年 10 月, 日本建築学会九州支部研究報告, 1988 年 3 月, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1991 年 9 月
- 13) 山崎均, 後藤立夫, 貝塚正光, 渡辺俊行, 三木信博, 山下一彦:自然・機械力による通風・隙間換気量予測に関する研究 (既往研究による基礎的考察その 1), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1992 年 8 月
- 14) 山崎均, 後藤立夫, 貝塚正光, 渡辺俊行, 三木信博, 山下一彦, 前田幸輝:通風量予測に関する研究 (その 1~その 4), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1993 年 9 月, 通風量計算システム, 日本建築学会九州支部研究報告, 1994 年 3 月
- 15) 井上宇市:空気調和ハンドブック, 丸善株式会社, p. 177, 1989 年 2 月
- 16) 井上宇市, 松本敏男: VAV 方式における省エネルギー (第 1 報) インテリアゾーンについて, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 0, 1976 年 3 月

(1997 年 5 月 10 日原稿受理, 1997 年 12 月 16 日採用決定)