

チャンバーを用いた空調気流の検討 (その4 チャンバーの設計パラメータについて)

正会員 O 羽山広文*
同 中尾正喜*
同 中北英孝*

気流設計 圧力損失 風量分布

1. はじめに

近年、情報通信の高度化に伴い装置の高密度実装が進み、これを収容する通信機器室の発熱密度は上昇する傾向にある。高発熱の通信機器室の空調は、電算機室と同様に二重床及びプレナム天井内をチャンバーにした気流方式が有効である¹⁾ (図1)。高発熱通信機器室の空調は、一般オフィス空調と比べ顕熱負荷が大きい反面、換気・人体負荷が少なく潜熱負荷は小さい。そのため、空調機は除湿をしない運転を行うため循環風量は大きく、空調稼働費に占める送風機動力費の割合が高い。従って、空調気流の設計に当たっては適正な温度環境及び送風機動力費の軽減を目的に、最適なチャンパー形状、開口量等の決定が重要である。

前報²⁾³⁾では、チャンパー内の圧力と吹出し・吸込み風量分布を求める計算法を示し、シミュレーションによりチャンパーの形状と風量分布の不均一率、圧力損失、開口率の関係を図の形で表した。本報では、その結果をもとに、チャンパーの圧力損失、開口率を簡易な式で近似し、チャンパーの設計に必要なパラメータの関係について検討したので報告する。

2. 吹出し・吸込み気流の計算法(精算法)と計算結果

計算法は前報²⁾³⁾と同様、モデルを連続的に開口を設置した1次元の連続分配、集合管と見なし、微小区間に分割した領域の圧力は次式となる³⁾⁴⁾。

$$Q_{j-1} - Q_j = A_d(V_{j-1} - V_j) = q_j \quad Q_i = \sum_{j=1}^n q_j \quad (1)$$

$$P_{j+1} - P_j = \frac{\gamma}{2g} (V_j^2 - V_{j+1}^2) \pm (\zeta + \lambda_d \frac{Q_j}{D_d}) \frac{\gamma}{2g} V_j^2 \quad (2)$$

吹出し気流: +, $\zeta = \zeta_0 = 0$ $q_j / Q_j \leq 50$

吸込み気流: -, $\zeta = \zeta_i$ $\zeta_i V_j^2 = V_{j-1}^2 - V_j^2$

また、吹出し・吸込み風量は次式となる。

$$q_j = \frac{1}{\zeta_p^{0.5}} O_p \left(\frac{2g}{\gamma} (P_j - P_r) \right)^{0.5} \quad (3)$$

計算は前記の(1)~(3)式を用いた。なお、チャンパーの特性は表2で定義したパラメータを用いた。各パラメータを変化させチャンパーの圧力損失、開口

率を計算し結果を図2に示す。その結果、チャンパーの特性係数 k が2以上の場合、吹出し・吸込み気流の圧力損失、開口率は概ね一致し、 k を用い吹出し及び吸込み気流を同一に扱うことができることがわかった。

3. 圧力損失・開口率の近似

図2に示す圧力損失 P 及び開口率 O の精算解を最小2乗法で近似し次式を求めた。

$$P = 0.80 \cdot \varepsilon^{-0.82} \cdot k \quad (4)$$

$$O = 2.50 \cdot \varepsilon^{0.61} / \sqrt{k} \quad (5)$$

吹出し気流: $1 \leq k = k_d$ 、吸込み気流: $2 < k = k_c$
不均一率: $0.1 \leq \varepsilon \leq 0.5$

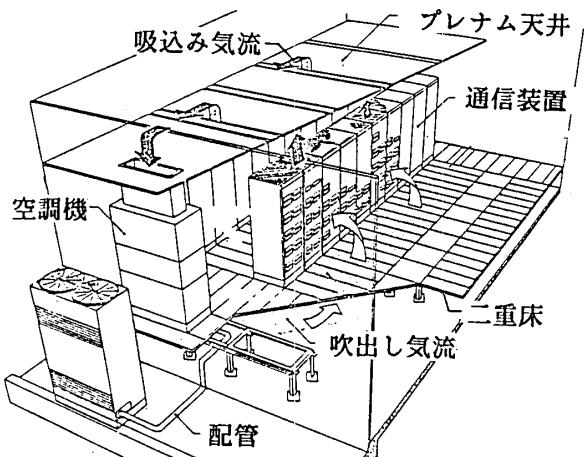


図1 高発熱通信機室用空調方式

表1 記号表

L: チャンパーの長さ(m)	g: 重力加速度(m/s ²)
Q: 風量(m ³ /h)	γ : 空気の比重(kgf/m ³)
P: 静圧(mmAq)	ρ : 空気の密度(kg/m ³)
V: 風速(m/h)	c: 空気の比熱(Wh/kg)
D: 相当直径(m) D=2h	ε : 風量の不均一率
h: 高さ(m)	ζ_0 : 分岐損失係数
A: 断面積(m ²)	ζ_i : 吹出し・吸込み損失係数
q: 区間の長さ(m)	r: 室内を示すインテーク
Q: 吹出し吸込み風量(m ³ /h)	p: 多孔板
O: 多孔板の開口(m ²)	s: チャンパーの始端
k: チャンパーの特性係数	H: 発熱密度(W/m ²)
k _d : 吹出し気流の特性係数	ΔT : 温度差(°C)
k _c : 吸込み気流の "	

表2 パラメータの定義

チャンパーの特性係数 k	吹出し: $k_d = \frac{\lambda L}{3D} - 1$ 吸込み: $k_c = \frac{\lambda L}{3D} + 2$
風量分布の不均一率 ε	$\varepsilon = \frac{\text{最大風量 } Q_{\text{MAX}} - \text{最小風量 } Q_{\text{MIN}}}{\text{平均風量 } Q_{\text{AVE}}}$
必要静圧 P	$P = P_s \cdot 2g / (\gamma \cdot V_s^2)$ □ 吹出し: +P 吸込み: -P
チャンパーの開口率 O	$O = O_p \cdot L / A$ チャンパーの幅が1mならば $A = h$

A study on air flow in plenum chamber system
Part IV Design parameters of plenum chamber

P及びOは無次元化された値であり、実際の圧力損失 P_s 及び開口率 O_p は次式で求められる。

$$P_s = 0.80 \cdot \varepsilon^{-0.82} \cdot k \frac{\gamma}{2g} V_s^2 \quad (6)$$

$$O_p = 2.50 \cdot \varepsilon^{0.61} / \sqrt{k} \cdot (A/L) \quad (7)$$

(4)、(5)式から得られる近似解と前記に示した精算解を比較し図3示す。その結果、 $1 \leq k_d, 2 < k_c$ の場合、精算解と比べ数%以内の精度で近似できることがわかった。一方、風量に換算したの誤差は、風量 q が \sqrt{P} に比例するため更に小さくなる。

適用領域については、一般的に二重床・プレナム天井を吹出しチャンパーに用いる場合、空調ダクトより通気抵抗が大きく、さらに建築的な制約で高さが小さく、長さが大きいことが多い。その場合、チャンパーの特性係数は比較的大きな値となり、今回の近似範囲 ($1 \leq k_d$) は十分実用的な範囲といえる。

4. 設計パラメータとチャンパーの圧力損失の関係

チャンパーを用いた気流設計では、室内の単位面積当たりの発熱量（発熱密度）、循環風量をもとに送風機電力量を考慮し、各設計パラメータを決定する。そこで、(6)式を展開し各パラメータとチャンパーの圧力損失の関係は次式となる。

$$P_s = 0.80 \cdot \varepsilon^{-0.82} \cdot k \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{H \cdot L}{c \cdot \rho \cdot \Delta T \cdot h} \right)^2 \quad (8)$$

この結果、チャンパーの圧力損失は発熱量 H と $1/\text{温度差 } \Delta T$ の2乗に、チャンパーの長さ L と $1/\text{高さ } h$ の約3乗に、また風量分布の不均一率 ε の-0.82乗に比例する。このことから、循環風量が増大する場合、チャンパーの形状が送風機動力費を大きく左右することがわかる。

5. 冷却可能発熱密度の検討例

(8)式を用い、温度差 ΔT とチャンパーの長さ L を変化させ、チャンパーの圧力損失を 5 mmAq とした場合の冷却可能な発熱密度を求め図4に示す。このように各設計パラメータを入力し、空調方式の適用領域の把握が容易にできる。

6. まとめ

チャンパーの圧力損失、開口率と各設計パラメータの関係を明らかにし、簡易な近似式を求めた。この近似式は二重床、プレナム天井をチャンパーに利用した空調気流設計において十分実用的なものと考えられる。

□参考文献

- 1)羽山・中尾・他「高発熱機器室用空調方式の研究」空調学会学術講演会S63
- 2)羽山・中尾「ファンを用いた空調気流の検討(その1)」建築学会大会S61
- 3)羽山・中尾「同(その2)」建築学会大会S62
- 4)佐藤「等流量分配管ならびに集合管」日本機械学会論文報告集S34

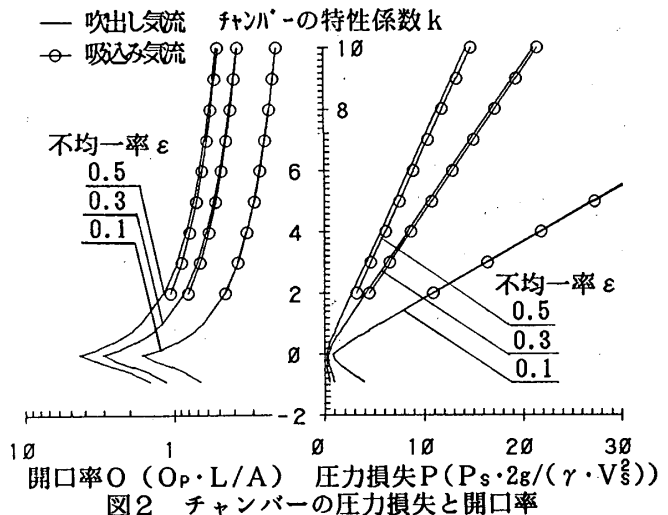


図2 チャンパーの圧力損失と開口率

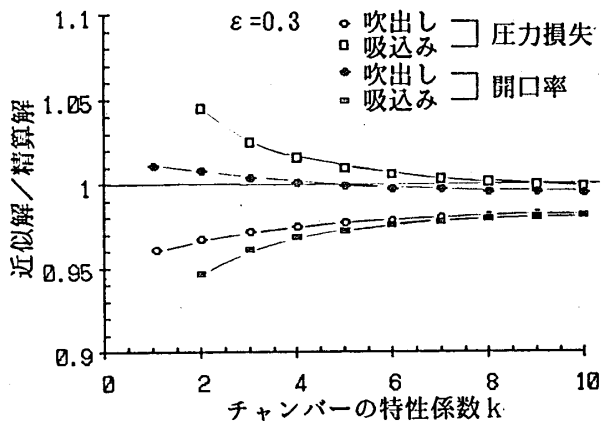


図3 近似式の精度

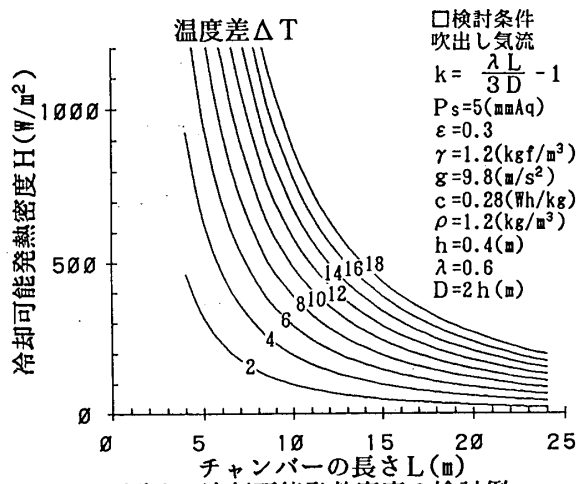


図4 冷却可能発熱密度の検討例

*NTT 建築部 建築技術開発室