



Title	チャンバーを用いた空調気流の検討 : その5 オフィス用気流設計方法について
Author(s)	羽山, 広文; 三瓶, 実
Citation	大会学術講演梗概集. D, 環境工学, 1990, 1203-1204
Issue Date	1990-09-01
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/50545
Rights	日本建築学会. 本文データは学協会の許諾に基づきCiNiiから複製したものである.
Type	journal article
File Information	GKKD-K_1203-1204.pdf



チャンバーを用いた空調気流の検討 (その5 オフィス用気流設計方法について)

正会員 ○羽山広文
同 三瓶 実

二重床 プレナム天井 気流設計

1. はじめに

近年、二重床およびプレナム天井をチャンバーとして用いた空調気流方式は、OA化により発熱密度が増加したオフィスの空調方式として採用されている。この空調気流方式は、チャンバーの高さが大きなほど圧力損失が少なく広範囲への気流輸送が可能となるが、オフィスの場合、階高の制約によりチャンバーの高さを必要最小限にとどめる設計が必要である。

筆者らは、これまでにクリーンルームや電算機室のように循環風量が大きく、空調機が連続的に配置された場合についてチャンバーを一次元の連続分配管および集合管と見なし、各設計パラメータの関係について検討してきた¹⁾。しかし、オフィスでは循環風量は少なく、空調機を室内のコーナーや側面に設けることが多いため、従来の計算方法では適用が困難である。

本報では、このようなチャンバーの気流を極座標モデルと考え、チャンバーの風量および圧力分布の計算方法を示し、オフィス用二重床吹き出し・天井吸込み方式の設計方法について検討したので報告する。

2. 吹き出し・吸い込み気流の計算方法

チャンバーの気流を一次元の極座標モデルとすると図2に示す微小区間に分割された領域の吹き出し・吸い込み風量および圧力分布は次式で表される。^{2), 3)}

$$Q_{j-1} - Q_j = A_{j-1} \cdot V_{j-1} - A_j \cdot V_j = q_j \cdot A_{aj} \quad (1)$$

$$Q_i = \sum_{j=1}^n q_j \cdot A_{aj}, A_j = \theta \cdot r_j \cdot h, A_{aj} = \frac{\theta (r_j^2 - r_{j-1}^2)}{2} \quad (2)$$

$$P_{j+1} - P_j = \frac{\gamma}{2g} (V_j^2 - V_{j+1}^2) \pm (\zeta + \lambda_d \frac{Q_j}{D_{dj}}) \frac{\gamma}{2g} V_j^2 \quad (3)$$

吹き出し気流：+、 $\zeta = \zeta_0 = 0$ 、 $q_j / Q_j \leq 50$

吸い込み気流：-、 $\zeta = \zeta_i$ 、 $\zeta_i \cdot V_j = V_{j-1}^2 - V_j^2$

一方、吹き出し・吸い込み風量分布は次式となる。

$$q_j = \frac{A_{aj}}{\zeta_p^{0.5}} O_p \left(\frac{2g}{\gamma} (P_j - P_a) \right)^{0.5} \quad (4)$$

(1)~(4)式を用い圧力分布と風量分布が得られる。

3. 吹き出し・吸い込み気流の特性

3-1. 吹き出し・吸い込み風量分布

前述の計算方法を用い、吹き出し・吸い込み風量分布を求め図2に示す。計算の結果、吹き出し気流ではチャンバーのアスペクト比(奥行き/高さ)が小さな場合、静圧再取得の効果で末端での風量が増大し、アスペクト比が大きな場合、末端での風量は減少傾向となる。一方、吸い込み気流の場合、末端での吸い込み気流はチャンバーのアスペクト比に関わりなく減少する。

3-2. チャンバーの圧力損失と開口率

チャンバーの形状と圧力損失、開口率の関係を求め図3に示す。その結果、吹き出し気流の場合、チャンバー内の圧力損失と風速の減少による静圧再取得がバランスするポイントがある。このポイントでは、チャ

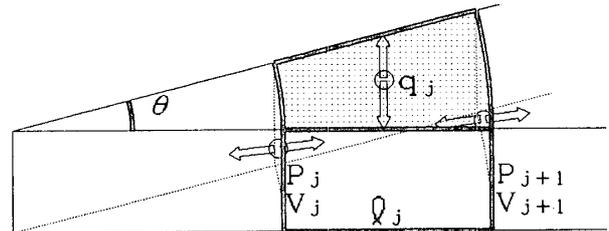


図1 吹き出し・吸い込み気流の計算モデル

表1 記号表

r: 中心からの距離(m)	O: 吹出し・吸込み口の開口率
r _s : 最小半径(m)	g: 重力加速度(m/h ²)
L: フランの長さ(m) = r - r _s	γ: 空気の比重(kgf/m ³)
Q: 風量(m ³ /h)	ρ: 空気の密度(kg/m ³)
P: 静圧(mmAq)	c: 空気の比熱(Wh/kg)
V: 風速(m/s)	ε: 風量の不均一率
θ: 角度(RAD)	ζ ₀ : 分岐損失係数
D: 相当直径(m)	ζ _i : 合流損失係数
D _j = $\frac{2\theta r_j h}{\theta r + h} \approx 2h (\theta r > h)$	ζ _p : 吹き出し・吸込み損失係数
h: 高さ(m)	a: 室内を示すインテーク
A: 断面積(m ²)	s: フランの始端
Q: 区間の長さ(m)	H: 発熱密度(W/m ²)
q: 吹き出し・吸込み風量(m ³ /h・m ²)	ΔT: 空調温度差(°C)
	A _a : 吹き出し・吸込み面積(m ²)

表2 パラメータの定義

風量分布の不均一率 ε	$\varepsilon = \frac{\text{最大風量 } Q_{MAX} - \text{最小風量 } Q_{MIN}}{\text{平均風量 } Q_{AVE}}$
圧力損失 P	$P = P_s \cdot 2g / (\gamma \cdot V_s^2)$ 吹き出し: +P 吸込み: -P
フランの開口率 O	$O = O_p \cdot A_a / A_s, A_a = 0.5 \cdot \theta (r_{MAX}^2 - r_s^2)$ $A_s = \theta \cdot r_s \cdot h$

ンバーの圧力損失の減少が著しい)。一方、吸込み気流の場合、チャンバーの形状による圧力損失、開口率の変化は少ないが、吹き出し気流と比較しチャンバーの形状が同じであれば圧力損失は大きく、開口率は小さい。これは、静圧再取得の効果が得られないためである。

4. オフィス用空調気流方式の検討例

図4に示す平面のオフィスを想定し、風量分布の不均一率 ε をパラメータに吹き出し・吸込みチャンバーの圧力損失、開口率を求め図5に示した。この結果を用いることにより、圧力損失、不均一率の条件を満た

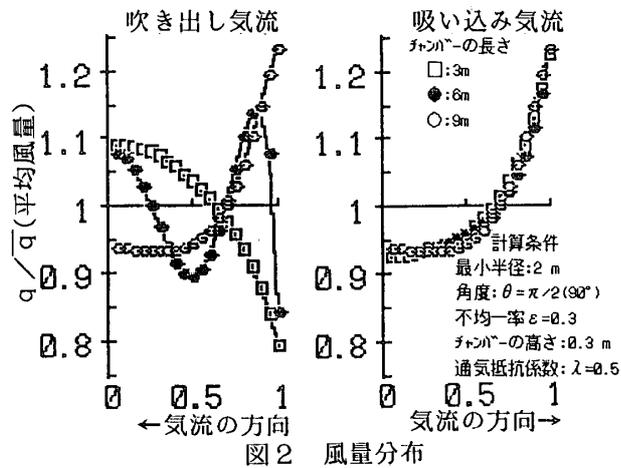


図2 風量分布

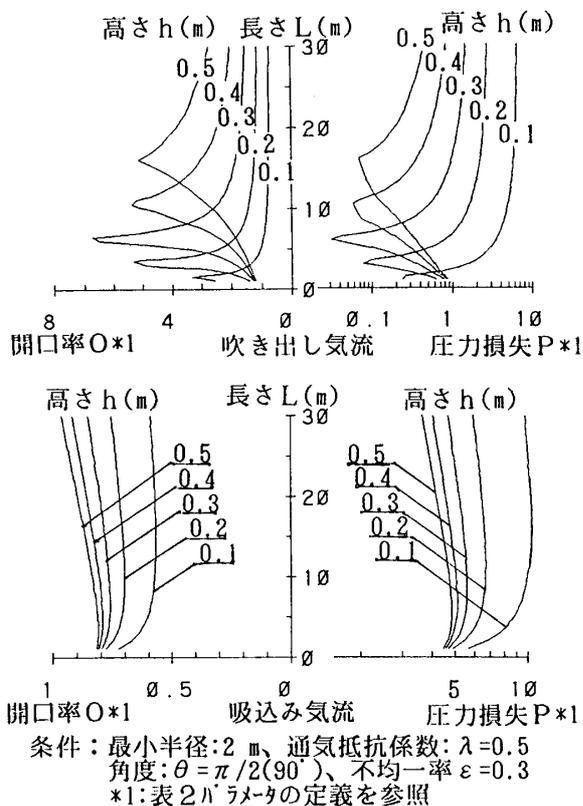


図3 チャンバーの圧力損失と開口率

すためのチャンバー高さ、開口率を容易に求めることができる。なお、通気抵抗は二重床内の支柱形状、ケーブル量、またプレナム天井内の梁形状、天井下地材により異なり、各条件で検討が必要である。

5. まとめ

オフィスの二重床吹き出し・天井吸い込み気流方式の設計を行うため、チャンバー内の気流を一次元の極座標モデルと見なし、計算方法と設計例を示した。これらの結果より、二重床・プレナム天井を用いたオフィスの気流設計が容易に行える。

□ 参考文献

- 1) 羽山他「チャンバーを用いた空調気流の検討」(その1)~(その4)建築学会大会S61~H1
- 2) 佐藤「等流量分配管ならびに集管」日本機械学会論文S34
- 3) 「管路・ダクトの流体抵抗」日本機械学会編

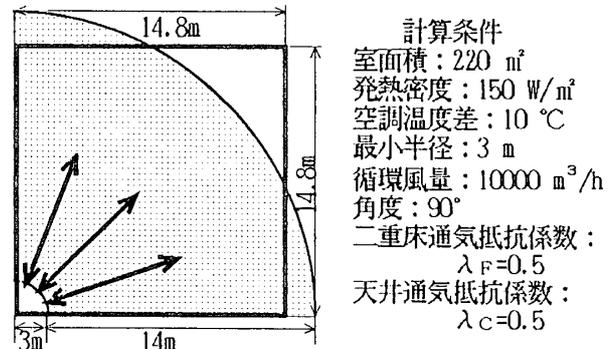


図4 オフィスの吹き出し・吸い込み計算モデル

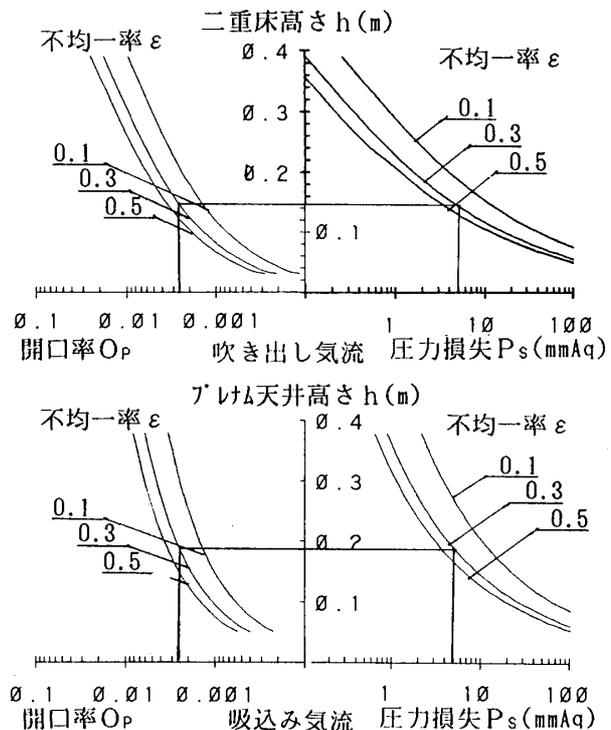


図5 計算結果

*NTT建築部 建築技術開発室