



劇場冷房のための垂直吹き出し気流の基礎的特性

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-07-24 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 窪田, 英樹 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3635

劇場冷房のための垂直吹き出し気流の基礎的特性

窪 田 英 樹

A Basic Study on Room Air Distribution in Auditoria — Downward Supply System —

Hideki Kubota

Abstract

The distribution of conditioned air in an occupied space is a very important but complex problem. The conditioned air must be distributed in such a way that no drafts, minimum thermal gradients, exist throughout the occupied space. Auditoria, such as theaters, multi-purpose halls, etc., have a characteristic feature; a high population load with sensible and latent heat gain. This will make easy to form excess air movement in summer cooling by a large quantity of air flow rate. This paper will describe the experimental results on the air distribution performance of a downward supply system in auditoria, and demonstrate that the system shall be recommended in order to avoid the excess air movement in summer cooling.

1 緒 言

劇場・講堂などでは、在席者密度が高く、そのため冷房負荷は通常の事務室などと比較して数倍にも及ぶ。また、座席位置に高低差があり、上下温度分布の影響を受け易いなどの特徴がある。そのため、通常の室内ではあまり問題にならない吹出方式でも、このような室内では、いくつかの問題が生ずる。まず、水平吹出方式の場合には、冷房時には浮力のために冷風が降下して居住域を許容流速以内におさえるのが難しいのと、暖房時には上下方向の攪拌力が少ないので温度成層が生じ易い。同じ水平吹出ではあるが、天井に設けられたディフューザ型吹出口の場合には、冷房時には適しているが、暖房時に温度成層の生じ易いのは、前者と同様である。加えて、表面に表われる吹出口の形状が比較的大きいので、意匠的に問題の生ずる場合がある。つぎに、天井面に設けられた多数の小形ノズルからの垂直吹出方式¹⁾は、ヨーロッパで多く用いられているようであるが、少なくとも冷房時に過大流速の生じないことは、実験的にも確かめられている。しかし、実測例がなく詳細は不明であるが、ノズルが互いに近接し過ぎているために、暖房時の上下攪拌力はあまり期待できないであろう。これに対して、少数ノズルで垂直に吹き出す場合には、上下方向の攪拌効果が大きいので、暖房時には適していると思われるが、冷房時には過大な流速が生ずる。このように、通常用いられている吹出方式では、暖房・冷房共に満足する方式はないように思われる。

こゝで扱う多数ノズル垂直吹出方式は、ノズル間隔(W)と天井高さ(H)をある値以下にすれば、攪拌効果を生かしつゝ、居住域での過大流速を防ぐ可能性があることに着目したものである。これは、現在知られている自由噴流の特性に基礎を置く方法²⁾とは根本的に異なっていて、その考え方はつぎのようである。

まず、この方式による気流パターンは図-1のようになる。1個のノズルからの吹出気流に着目すると、隣接する気流との境界面で囲まれた、一種の閉空間での気流とみなすことができる。従って、この流れはダクト内噴流(例えば管内オリフィス背後の流れ)と類似した特性を有することが充分予想される。Barchilon and Curtet³⁾らによってなされた実験によれば、円管内での噴流の特性は図-2のようになる。

これによれば、中心流速 U_m は $Y/D < 1$ では自由噴流の特性と一致するが、それ以後はかなり下回る値になる。このことから類推して、もし天井高さがHの室で、ノズル間隔Wを上記の $Y/D \approx H/W > 1$ の範囲で適当に選べば、居住域での流速を許容最大値以下にし得る可能

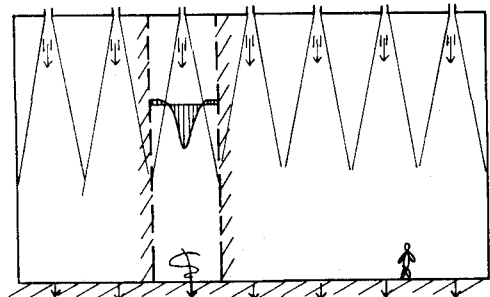


図-1 1つの噴流に着目すると、ダクト内の噴流に似ている。

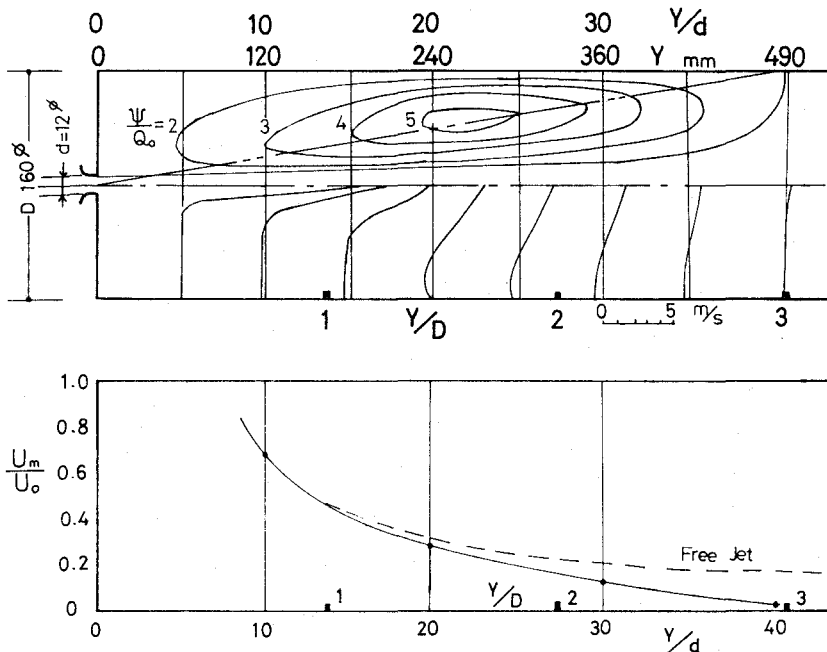


図-2 ダクト内噴流の特性
(by Barchilon et. al. 1964年)

性がある。また、このような流れにおいては、噴流に及ばず浮力の影響も、自由噴流の場合とかなり異なると思われる。結局、この方式では、前半の噴流域で充分攪拌し上下に温度分布の生ずるのを防ぎ、かつ居住域での過大流速を防ぎ得る可能性がある。

2. 模型装置と実験法

模型室は、高さ2 m、縦横それぞれ1.5 mの直方体で天井面に9個のノズルを対称的に取り付け、床に排気孔を分散して設けてある(図-4)。これは、図-3のような大空間の一部を取り出して模型化したものである。

従って、模型の側壁は実際には壁が存在するわけではない。実験に際しては、側壁を通しての熱流が最小になるように、100 mmの断熱材を取りつける一方、模型室温が実験室温とほぼ等しくなるように設定した。天井、床それぞれ側壁の二面は12 mmのベニヤ板、他の二面はアングルで補強した5 mmの透明アクリル板でできている。照明による発熱と屋根からの貫流熱量を模して、電熱板を貼りつけたブリキ板を上部内面に取りつける。

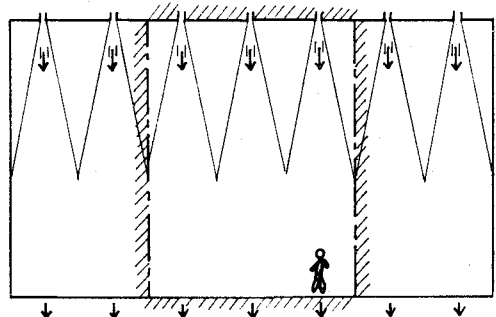


図-3 斜線で囲まれた部分を模型化する

人体からの発熱として72個の電球を床に配置する。側壁の一面に流速計を差し込む測定孔を設けてある。模型室内の気温を測定するために、縦に二ヶ所、水平に二ヶ所にそれぞれ11個の熱電対を取りつけてある。気流の様子は、個々のノズルからの気流をみるためには塩化アンモン、室内全体の流れにはメタアルデヒド、及びバルサンを用いた。使用したノズルは、一辺が2 cmの正方形断面を有する石膏でできた角型ノズルである。まず、原型を作り、他の8個を複製したのでノズル間の差異はほとんどない。流速は、市販されているつぎの二種類の熱線流速計を用いて測定した。

〔A. 定温度型熱線流速計 熱線直径5 μ , B. 定温度差型熱線流速計 熱線直径0.5 mm〕

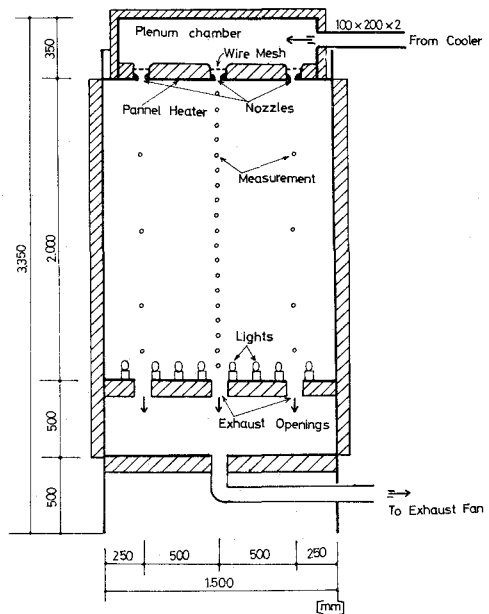


図-4 模型の概略

3. 実物との相似性について

相似性に関する既存の研究⁴⁾によれば、室内が充分乱れていれば、 Re 数が一致しなくても Ar 数 ($= g\beta\Delta t_0 d / u_0^2$) が一致していれば、壁面近傍を除く空内のパターン (流速分布, 気温分布) は、実物と相似になることが知られている。今回行った実験と実物との対応は、たとえばつぎようになる。 Ar (実物) = Ar (模型) 即ち

$$[(\Delta t_0 d) / u_0^2] \text{ 実物} = [(\Delta t_0 d) / u_0^2] \text{ 模型}$$

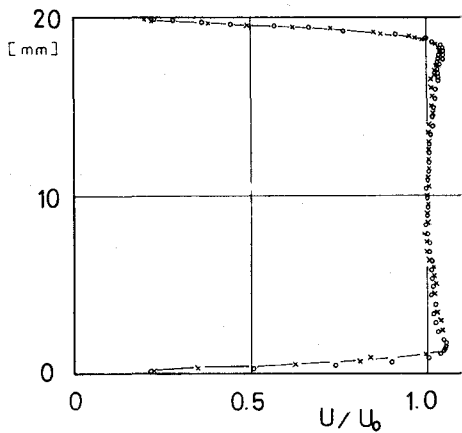
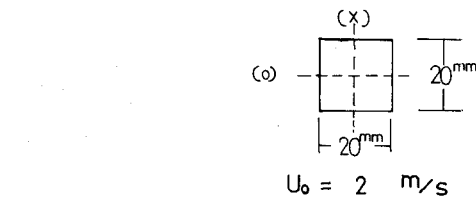
4. 実験結果とその考察

4. 1 中央のノズルのみから吹出す場合

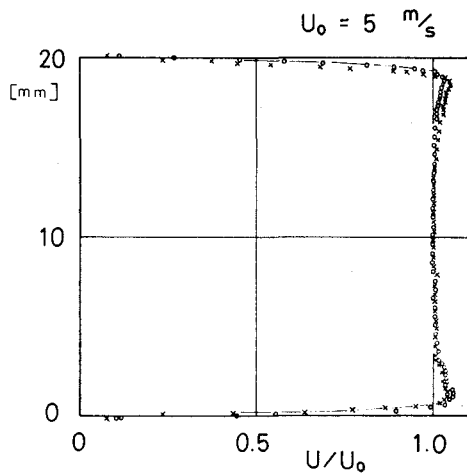
本装置における吹出気流の基礎的特性を知る目的で、周囲8個のノズルを塞ぎ、中央のノズル1個のみから吹き出す場合の実験を行った。いずれも、等温吹出である。まず、使用したノズルの出口における流速分布は図-5のようである。これは、直径200mmの円形ダクト端にノズルを取りつけて測定したもので、実験した状

表-1 実物と模型との対応

Prototype	Model
H=10 [m]	H=2
w=2.5 [°]	w=0.5
d=0.1 [°]	d=0.02
q=200 [kcal/mh]	q=124
$\Delta t_0=10$ [deg°c]	$\Delta t_0=12$
$u_0=10.5$ [m/s]	$u_0=7.6$
$Re=1.6 \times 10^5$ [°]	$Re=1.0 \times 10^4$
H=20	H=2
w=5	w=0.5
d=0.2	d=0.02
q=200	q=70
$\Delta t_0=10$	$\Delta t_0=12$
$u_0=12.5$	$u_0=4.3$
$Re=1.7 \times 10^5$	$Re=5.8 \times 10^2$



(a)



(b)

図-5 ノズル出口流速分布

況とは異っているが、大きな差はないであろう。

中心軸上の平均流速 U_m の変化を図-6 に示す。ほぼ Y^{-1} に比例している。平均流速と乱れの強さの断面分布を示したのが図-7、8 である。いずれも自由噴流の特性に近い。

4. 2 9 個のノズルから吹き出す場合

(a) 等温吹出し

天井面に均等に配置した 9 個のノズル全部から吹き出す場合、流れが対称になることは、煙による観察と流速分布を測定することにより確かである。図-9 が各断面での流速分布であり、中央の噴流の軸上の軸上流速 U_{mc} を基準として表してある。以後、中央ノズルからの噴流につい

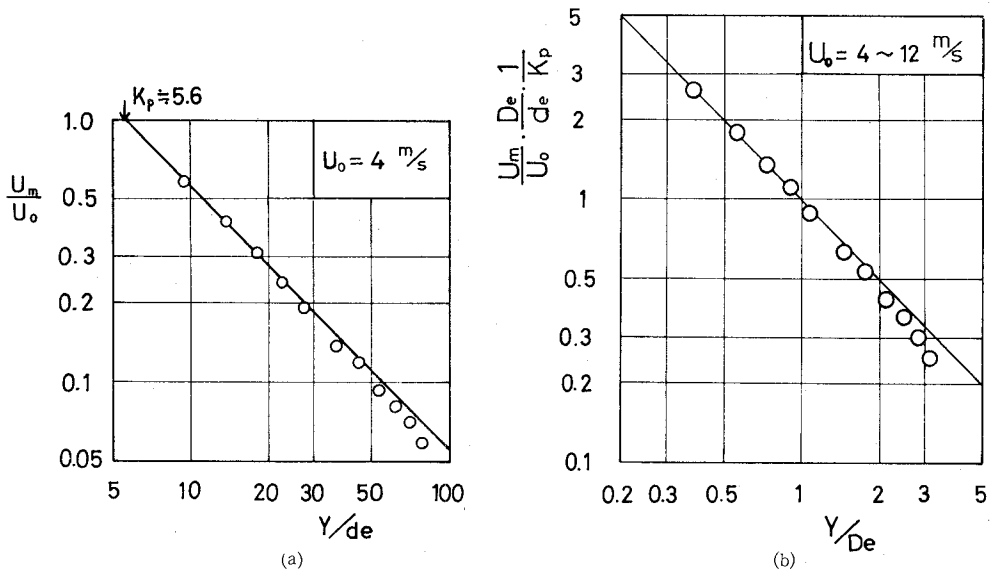


図-6 中央のノズル1個のみから吹き出す場合の軸上流速の変化

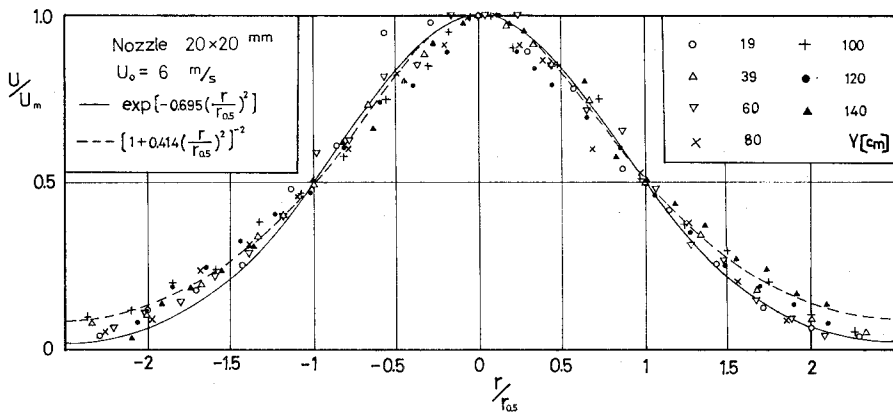


図-7 平均流速断面分布

て測定を行う。

中心軸上の平均流速 U_m を示したのが図-10 である。閉空間での噴流が容器の影響を受けるのは、噴流の断面積 ($A_j \sim y^2 / k_p^2$) の容器断面積 ($A_p \sim D^2$) に占める割合に関係すると考えれば

$$\frac{A_j}{A_p} \sim \left(\frac{y/K_p}{D} \right)^2 \quad (K_p: \text{吹出口定数}, D: \text{容器直径})$$

であることから、ノズルからの距離 Y を無次元化するときには、 $y / (K_p D)$ とするのが適当のように思われる。しかし、試みた結果は図-10(b) に示すように、座標を Y/D とするデータ

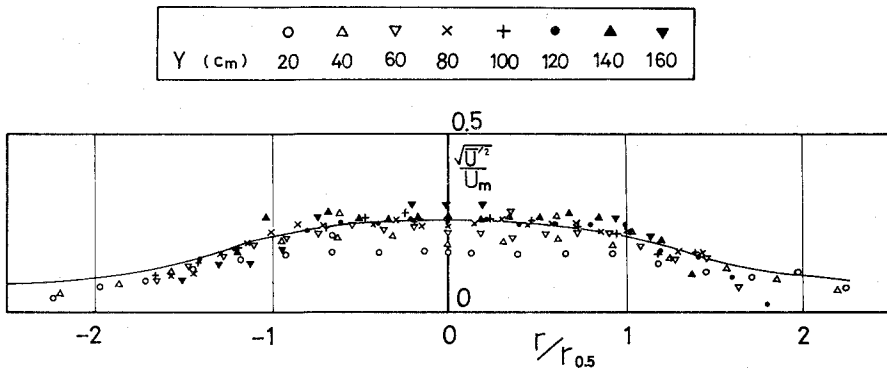


図-8 乱れの強さ断面分布

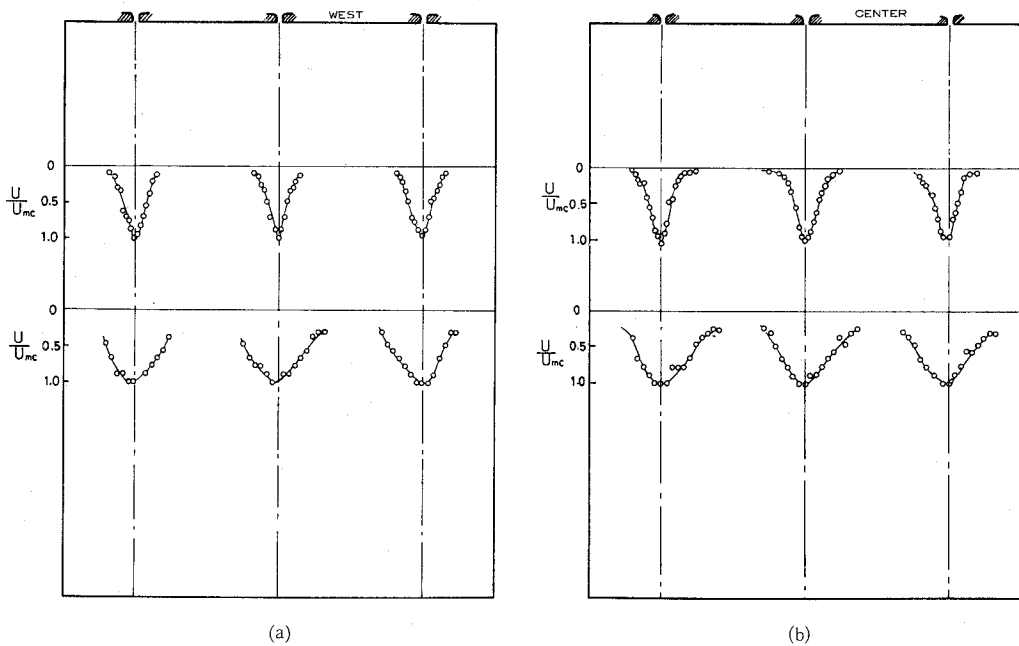


図-9 9個のノズルから吹き出す場合の気流の対称性

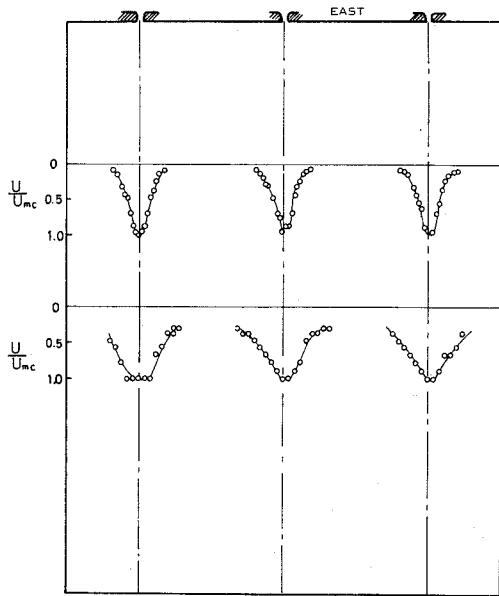


図-9 (c)

のまとまりが良い。これは図-11に示すダクト内噴流についても同様である。

両者の特性はほとんど一致している。これらを通常目盛で表したのが図-12である。

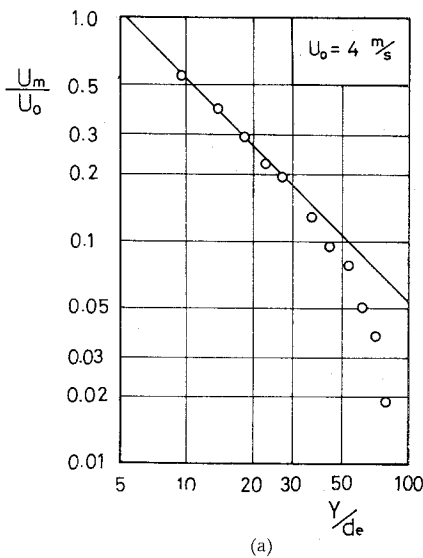
また、軸上の乱れの強さは図-13に示すようである。居住域を想定して、床上20 cmにおける流速を図-14に示す。9個ノズル吹き出しの場合は、単一ノズルのときの約40%程度の値になる。

(b) 冷風吹き出し

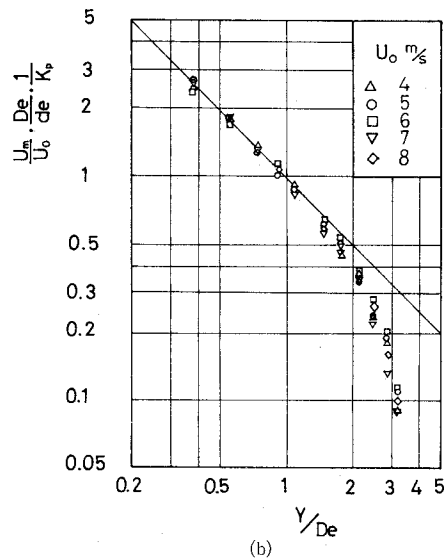
冷風を吹き出した場合の軸上流速 U_m を示したのが図-15である。 $U_o = 6 \text{ m/s}$ の場合は、等温時とほとんど一致している。 $U_o = 4 \text{ m/s}$ については、冷風を吹き下ろした場合の方が等

温時よりも低い値を有している。このときの気流を観察すると、噴流の流軸が不規則に揺れているのがみれる。冷風を下向きに吹き出せば、自由噴流の場合には等温時よりも加速されるが、この場合にはそのようなことはない。

気温分布を図-16に示す。気温は上下、水平ともにほとんど一様になっている。



(a)



(b)

図-10 軸上流速の変化

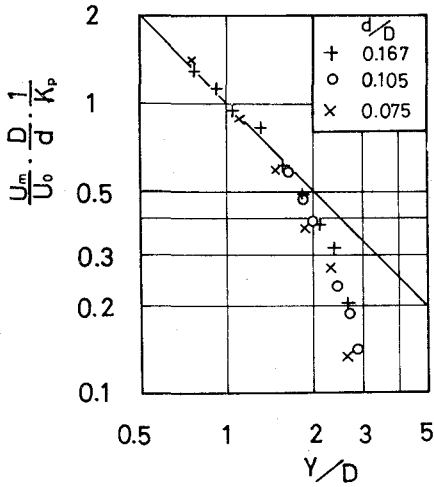


図-11 ダクト内噴流の軸上流速の変化

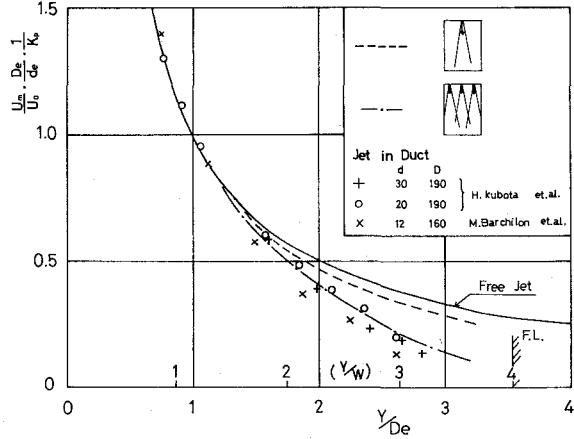


図-12 軸上流速の変化

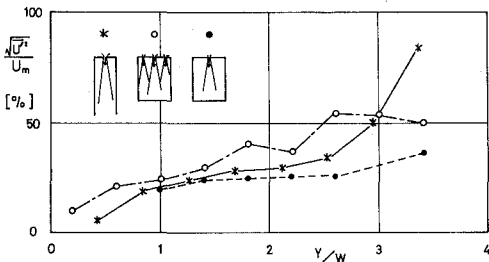


図-13 軸上の乱れの強さ

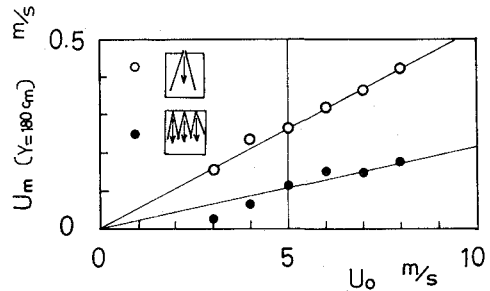
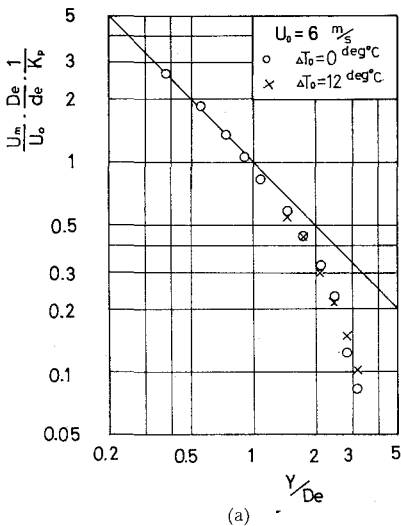
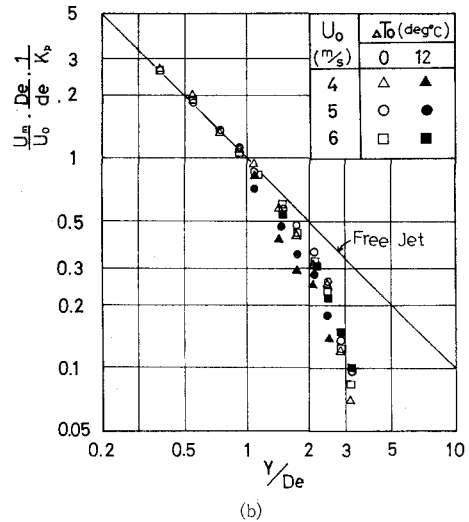


図-14 1個吹出しと9個吹出しの床上20cmでの流速の比較



(a)



(b)

図-15 等温吹出しと冷風吹出しの比較

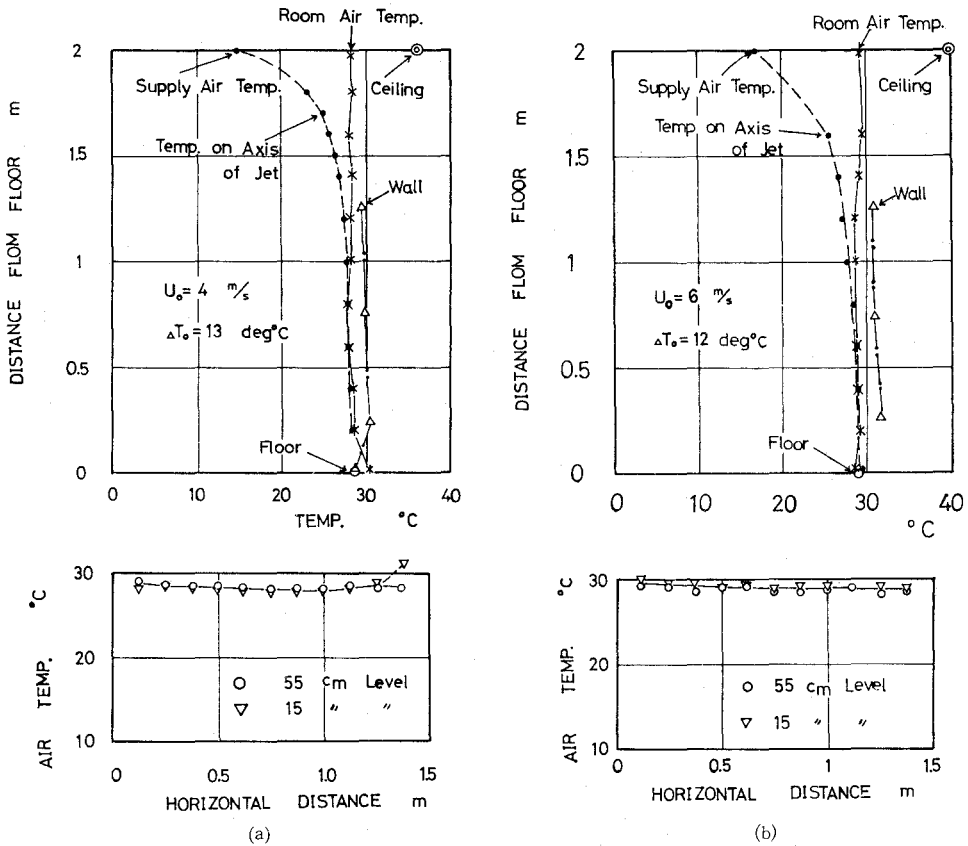


図-16 模型室内気温分布

5. 床面のあるダクト内での噴流の特性

今回の模型実験は、 $H/W = 4$ についてのみ行ったが、これ以外の特性をみるために、ダクト内に床面に相当する邪魔板を置いた実験を行った。直径が200mmのダクト内に、開孔率6%の多孔板をノズルからHの位置におく。図-17は、 $H = 30 \sim 80 \text{ cm}$ 間隔に移動して測定した中心軸上の平均流速を示したものである。特性は、ほとんど一本の曲線上にある。このことは下流にあるじゃま板が、少なくとも中心流速には影響を与えていないことを示している。このことから類推して、今回の実験で得た H/W

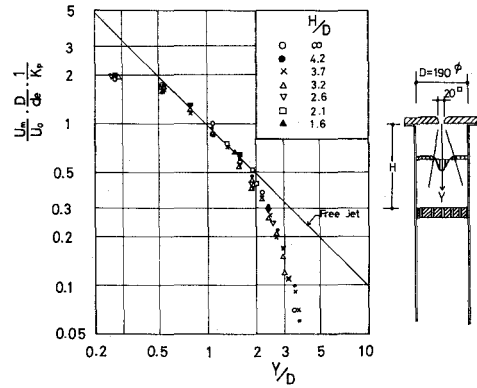


図-17 多孔板を置いたダクト内での噴流の流速変化

$W=4$ のときの特性を、 $H/W < 4$ にも適用し得ることが予想される。

6. 吹出気流設計への応用

前節で得た実験結果を参考にして、居住域（床上1.5~1.8 m以下の領域）全域で、流速・気温ともにほぼ均一であるとみなす。過大な流速は好ましくないため、最大許容流速を設定し設計の目標とする。吹出口は、できるだけ均等に配置する。

まず、1個の吹出口が負担する風量と室内顕熱負荷について、つぎの関係が得られる。

$$3600 \frac{\pi}{4} d^2 u_0 = v \cdot w^2 \quad (1)$$

$$3600 c \gamma \frac{\pi}{4} d^2 u_0 \Delta t_0 = q \cdot w^2 \quad (2)$$

ここで v : 床面積 1 m^2 当りの送風量 [$\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{m}^2$]

q : " " 顕熱負荷 [$\text{kcal}/\text{h} \cdot \text{m}^2$]

w : 吹出口間隔 [m]

d : ノズル直径 [m], u_0 : 吹出流速 [m/s], Δt_0 : 吹出温度差 [deg°C]

式(1)から

$$u_0 = \frac{v}{3600 \frac{\pi}{4}} \left(\frac{w}{d} \right)^2 \quad (3)$$

また、式(1), (2)両式から

$$\Delta t_0 = \frac{q}{c \gamma v} \quad \left(\text{or} \quad v = \frac{q}{c \gamma \Delta t_0} \right) \quad (4)$$

上式から、吹出温度差 Δt_0 は、負荷密度 q 、送風量 v によって決定される。

さて、前節で得た結果から、軸上流速 u_m を

$$\frac{1}{K_p} \frac{U_m}{U_0} \frac{W}{d}$$

のように表すと、 W/H_n に対応して一本の曲線で表現される。これを通常目盛で表せば、図-18 のようになり、範囲を限れば次式で近似される。

(図-10, 図-15 参照)

$$\frac{1}{K_p} \frac{U_m}{U_0} \frac{W}{d} \doteq 1.7 \frac{W}{H_n} - 0.37 \quad (5)$$

式(3)から

$$\frac{W}{d} = \left(3600 \frac{\pi}{4} \frac{U_0}{v} \right)^{1/2} = 53.1 \sqrt{\frac{U_0}{v}} \quad (6)$$

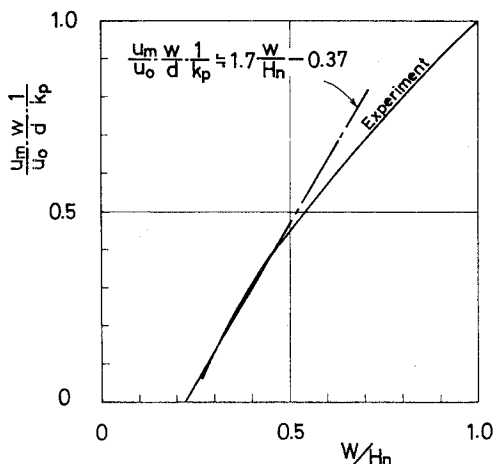


図-18 軸上流速の変化

これを式(5)に代入すると、つぎのようになる。

$$\frac{W}{H_n} = 0.22 + \frac{31.3}{K_p} \frac{U_m}{\sqrt{v} U_0} \quad (7)$$

この式で、送風量については環境基準を満足すべき最少必要送風量があり、吹出流速は騒音の点から上限がある。これらの値を適当に設定すれば、最大許容流速 u_m を満足する吹出口間隔 W が定まる。

〔例 解〕

室の中、奥行きがいずれも 30 cm で、高さが 10 m の劇場における吹出気流の設計を行なう。
式(7)から

$$W = \left(0.22 + \frac{31.3}{K_p} \frac{U_m}{\sqrt{v} U_0} \right) H_n$$

- こゝで H_n : 吹出口から居住域までの垂直距離 (= 8.5 m)
- v : 送風量 (= $60 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot \text{m}^2$)
- u_0 : 吹出流速 (= $10 \text{ m} / \text{s}$)
- u_m : 居住域平均流速 = 最大許容流速 [m / s]

表-2 設計例

Permissible max. air velocity U_m [m / s]	Calculated		Applied			
	w [m]	m [row]	m	w	number of nozzles	H_n / w
0.5	2.77	10.8 → 11		2.73	121	3.1
0.3	2.14	12.4 → 13		2.3	169	3.7

($K_p = 6$)

7. 結 言

劇場などで多く用いられている、天井に設けられた比較的多数の吹出口から、垂直下向きに吹き出す方式について実験を行った。その特徴はつぎのようである。

- (i) 自由噴流の特性とは非常に異なり、対称面で囲まれた一種の閉空間流れとみなすことができ、円形または角形断面を有するダクト内噴流の特性と極めて似た特性を有する。
- (ii) (吹出口からの垂直距離) / (吹出口設置間隔) > 2 の範囲では、自由噴流よりもかなり下回る流速となり、また冷風を吹き出す場合でも、浮力による加速はない。

ついで、これらの結果を適用して、最大許容流速を設計指標とする設計方法について述べた。

この場合、吹出口の取りつけ間隔が求める値となる。

本文は、主に冷房時に関するものであり、暖房時の特性や、対称性の失われる舞台側端に設置した吹出口からの気流の特性などが今後の課題として残されている。

本研究は、文部省国内研究員（昭和48年度）として北海道大学工学部において行ったものであり、御指導頂いた衛生工学科射場本教授、北海道工業大学岡垣教授、北大衛生工学科沢登助教授、落藤助教授に深く謝意を表します。また、国内留学の御便宜をいただいた本学建築工学科各位に謝意を表します。実験を行うにあたり、当時本学学生佐藤博夫、山田則行、金野時見の諸氏の助力を得たことを付記します。

（昭和51年5月21日受理）

参 考 文 献

- 1) Bouwman H. B., Amersfoort N. V., VAN Gunst E. : Die Luftbewegung in der Grossen Konzerthall "De Doelen" in Rotterdam, kaltetechnik-klimatisierung 19 Heft 8 (1967).
- 2) 平山, 野村, 落藤: 室内空気分布に関する研究 (鉛直吹出しの場合), 日本建築学会関東支部第27回研究発表会 (1960).
- 3) Barchilon M., Curtet R. : Some details of the structure of an axisymmetric confined jet with backflow, Journal of Basic Engineering, DEC, 1964.
- 4) 勝田, 土屋: 室内空気分布の模型実験法について, 日本建築学会関東支部第38回研究発表会 (1967).