

工場建家の換気に関する研究 (その1)

——床面に給気口を有する高温工場の室内温度分布の模型実験——

西岡利晃

渥美勝利

(本社建築本部設備部)

中原信生

斎藤友哲

(本社建築本部設備部)

(本社建築本部設備部)

Research on Industrial Ventilation (Part 1)

——Model Scale Study on Temperature Distribution in Factory Building
with Large Heat Sources for Case of Inlet Openings at Working Floor——

Toshiaki Nishioka Katsutoshi Atsumi

Nobuo Nakahara Tomotetsu Saito

Abstract

This paper describes the simulation of mechanical ventilation of a factory building with large heat sources around which there exist inlet openings at the working floor. For steady-state two-dimensional flow in a fully developed turbulent region, the condition for similarity is equality between Archimedes' number in the model and actual conditions. Under various combinations of the rate of ventilation, surplus heat and building shape, temperature distributions are measured to estimate performances.

It is found that temperature distributions depend on rate of ventilation and surplus heat, and very little on building shape. Experimental equations describing ventilation efficiency offer a new method for calculating the necessary rate of ventilation which give a somewhat lower value than for the rate obtained by the conventional method.

概 要

この報告は、熱源の周囲床面に給気口を設けた工場建家の機械換気の模型実験で、室内温度分布を指標として換気性能を検討した。乱流の十分発達した二次元定常流を対象とし、 A_r 数を相似の基準とした。実験は、換気量、発熱量、建家の形状を変化させ、室内温度分布を測定した。

温度分布は、換気量と発熱量によって決まり、建家の形状の変化ではあまり差が見られなかった。給気温を基準とした作業域温度上昇と排気温上昇の比で定義される温度差比と換気量、発熱量の関係を表わす実験式を求め、これを用いて設計換気量の求め方を示した。これによれば、従来の方法に比べ換気量を2～3割減らせることがわかった。

1. はじめに

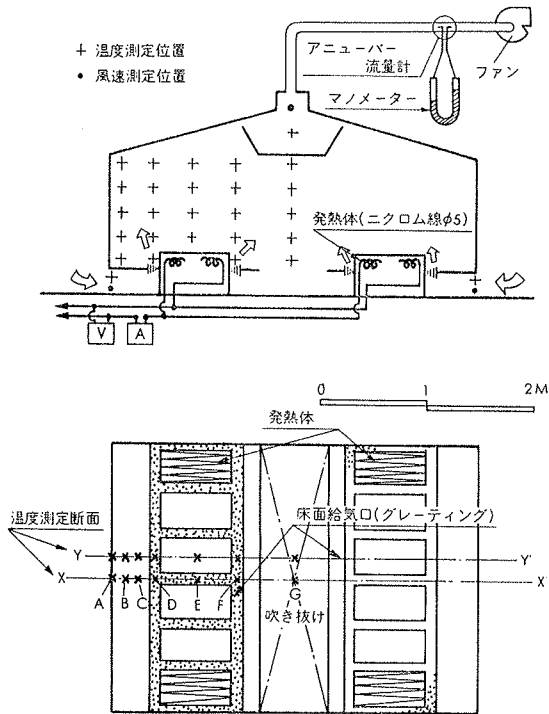
大気汚染や騒音公害を防止するため、工場建家は、より密閉化したものが好ましく、建家からの排気も浄化する必要が生じて来た。その結果、換気方式も自然換気では困難であり、機械換気によらざるをえない。

室内に大きな熱源をもつ作業場の建家換気を機械力で行う場合、処理風景を最小にとどめ、良好な作業環境を確保する換気システムを選択することが必要である。こ

のようなシステムとして、床面から給気する方法が考えられるが、その場合に、室内温度分布を換気性能の指標として、システムの性能を検討するため、1例として発熱体の周囲床面に給気口を設けた場合の模型実験を行った。

2. 実験装置

装置と模型の概要を図-1に示す。模型には15mm厚のベニヤ板を用いた。妻側の一面は観察のため1.5mm



図一 実験装置 上；装置系統図 下；模型平面図のビニール布とした。

3. 相似条件

実験は装置図で示したようにファンとヒーターで換気量と発熱量を与え、建家内の温度分布を求める。実験結果をスケールの異なる場合と比較するため、以下に示す相似条件にもとずき換気量、発熱量を決定した。なお本実験に用いた模型は実物の1/15を想定した。

(1) 換気量

室内気流に関する相似側から求める。即ち、物体の壁面近傍を除く、乱流の十分発達した領域を対象とする定常流の速度場、温度場は、アルキメデス数 Ar が模型と実物で等しい場合に、相似が成立する¹⁾。速度 u (m/s), 任意の点と基準点の温度差を θ (deg), 基準の長さ l (m), 空気の体膨張率を β (1/deg), 重力加速度を g (m/s²) 模型の実物に対する縮率を n でそれぞれ表わせば、(添字で変数を区別する)。 g, β は模型と実物で等しいから、

$$Ar = \frac{g\beta\theta l}{u^2} \text{ 従って } n_{Ar} = \frac{n_\theta n_l}{n_u^2} = 1 \quad \dots\dots\dots(1)$$

故に $n_u = n_\theta^{1/2} \cdot n_l^{1/2}$

換気量 Q は $Q \propto u \cdot l^2$ だから

$$n_Q = n_u \cdot n_l^2 = n_\theta^{1/2} \cdot n_l^{5/2} \quad \dots\dots\dots(2)$$

(2) 発熱量

内部に大きな熱源をもつ建物の機械換気では、壁体での熱流に比べ、換気による熱移動が非常に大きいので熱源による発生熱は、換気による排熱に近似的に等しいと

して求める。熱源による発生熱を H (kcal/h), 換気量を Q (m³/h), 排気温上昇 (給気温基準) を θ (deg C), 空気の室圧比熱を c (kcal/kg), 空気の比重量を γ (kg/m³) とすれば

$$H = c \cdot \gamma \cdot \theta \cdot Q \quad \dots\dots\dots(3)$$

$c \cdot \gamma$ は模型と実物で等しいとして

$$n_H = n_\theta \cdot n_Q$$

(2)式を用いて

$$n_H = n_\theta^{3/2} \cdot n_l^{5/2} \quad \dots\dots\dots(4)$$

(3) 発熱体の表面温度

(4)式で発生熱を与える場合、発熱体の表面温度が(4)式に用いた温度の縮率を満たしているという保障はなく、これを満たす条件を検討する。発熱体表面の温度分布は相似になっているとして、発生熱 H (kcal/h) は

$$H = \int \lambda \left(\frac{\partial \theta}{\partial n} \right) \cdot dS + \int \varphi(w, h) \cdot \epsilon_w \cdot \epsilon_h \cdot k \cdot \theta \cdot dS \quad \dots(5)$$

$$k = C_b \left\{ \frac{(T_h/100)^4 - (T_s/100)^4}{T_h - T_s} \right\}$$

$$\theta = T_h - T_s$$

C_b : 完全黒体の輻射常数 (kcal/m²·h deg K)

T_h : 発熱体の表面温度 (deg K)

T_s : 建家壁体等の内表面温度 (deg K)

ϵ_h : 発熱体表面の輻射係数

ϵ_w : 壁体等内表面輻射係数

$\varphi(w, h)$: 壁体と発熱体の面点形態係数

λ : 空気の熱伝導率 (kcal/m·h deg C)

S : 発熱体の表面積 (m²)

n : 表面の法線 (m)

$\varphi(w, h)$ は、発熱体と壁体の角関係で定まるから模型と実物で等しい。(5)式より

$$n_H = n_\lambda \cdot n_\theta \cdot n_l = n_{\epsilon_w} \cdot n_{\epsilon_h} \cdot n_k \cdot n_\theta \cdot n_l^2 \quad \dots\dots\dots(6)$$

経験的に $n_\lambda = n_u \cdot n_l$ が成り立つ³⁾ から(6)式の中間の式は

$$n_\lambda \cdot n_\theta \cdot n_l = n_u \cdot n_\theta \cdot n_l^2 \left\{ \begin{aligned} &= n_\theta^{3/2} \cdot n_l^{5/2} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots(7)$$

(4)式と等しくなり、自動的に成立する。(6)式の右辺が(4)式と等しくなるためには

$$n_{\epsilon_w} \cdot n_{\epsilon_h} \cdot n_k \cdot n_\theta \cdot n_l^2 = n_\theta^{3/2} \cdot n_l^{5/2}$$

$$n_{\epsilon_w} \cdot n_{\epsilon_h} \cdot n_k = n_\theta^{1/2} \cdot n_l^{1/2} \quad \dots\dots\dots(8)$$

模型と実物で同一材料を用いれば $n_{\epsilon_w} = 1$, 常温付近で K は一定値とみなせるから $n_k = 1$, (8)式は

$$n_{\epsilon_h} = n_\theta^{1/2} \cdot n_l^{1/2} \quad \dots\dots\dots(9)$$

これは必ずしも容易でない。発熱体表面温にそれほど差がないことおよび、発熱体から十分はなれた位置では影響が少ないと考えて(9)の条件は無視した⁴⁾。実験では結果の整理の便を考慮して、 $n_\theta = 1$ とした。 $n_l = 1/15$ としたので、(2)・(4)より、換気量、発熱の縮率はそれぞれ

$$n_Q = n_H = n_t^{5/2} = (1/15)^{5/2} \approx 0.00114 \dots\dots\dots(10)$$

4. 結果と考察

4.1. 仮定の検討

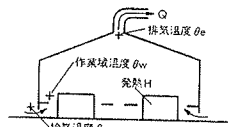
実験は、換気量、発熱量、建物の形状を変化させて行った。設定条件の種類と測定結果を表-1、表-2に示す。Re数は2,900~10,600で乱流の条件を満たしている。参考にGr数は5.8~33.9×10⁹である。

熱の収支を検討するため発熱量、換気による排熱量、壁体等の貫流流出熱量を計算し図-2に示した。換気による排熱は発生熱の約7割程度であり、壁体等の断熱が不足しており、室温は低めに表われていると思われる。貫流による熱流出を考慮しても熱平衡に達していない場合もあるが、その原因は不明である。

4.2. 温度分布

流れは二次元を想定し、温度分布はX-X'断面のみを考察した。X-X'断面の温度分布の1例を図3に示す。実物に換算してFL+5000で水平方向の温度分布は、ほぼ一様に達している。発熱量一定、換気量一定、建物形状を変化させるの3つの場合のC点、D点上の垂直温度分布を図-4、図-5、図-6に示す。図より明らかのように室温上昇と分布の

形は、換気量と発熱量に依存し、建物形状のこの程度の変化ではあまり差



が認められない。

4.3. 換気性能と温度差比

熱源からの負荷のみを考慮するとして、室内熱負荷H(kcal/h)、排気温上昇Δθe(=θe-θ0)、換気量Q(m³/h)の関係は(左図参照)

$$Q = \frac{H}{0.28\Delta\theta_e} \dots\dots\dots(11)$$

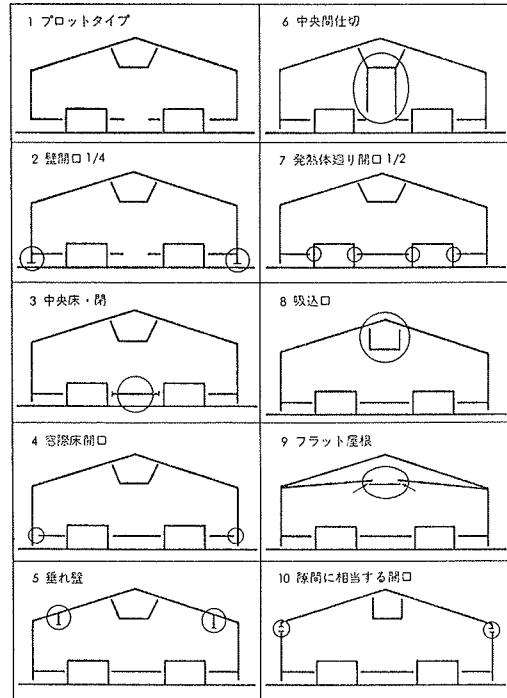


表-1 建物形状の種類

実験種類	設定条件		実物大換算		実験結果									
	1) 換気量 m ³ /h	2) 発熱量 Kcal/h	3) 換気回数 1/h	4) 発熱強度 Kcal/h·m ²	5) 排気温 (給気温基準) °C	6) 作業域温 (給気温基準) °C	7) 排熱量 Kcal/h	8) 排熱/発熱	9) 発熱/換気 Kcal/m ³	10) 排熱/換気 Kcal/m ³	11) 温度差比	12) Re数	13) Gr数 ×10 ⁹	
1	図-3の1	1,000	1,920.0	25.3	49.0	4.7	5.1	1,316.0	0.69	1.92	1.32	1.09	10,600	5.8
2	" 2	480	1,900.0	12.1	48.5	7.2	3.9	967.7	0.51	3.96	2.02	0.54	5,100	17.1
3	" 3	270	1,920.0	6.8	49.0	10.3	3.6	778.7	0.41	7.11	2.88	0.35	2,900	25.5
4	図-4の1	520	217.6	13.3	5.6	2.9	3.6	422.2	1.94	0.42	0.81	1.24	5,500	34.2
5	" 2	520	913.3	13.3	23.3	6.0	5.1	873.6	0.96	1.76	1.68	0.85	5,500	32.7
6	" 3	520	1,713.9	13.3	43.7	8.7	6.6	1,266.7	0.74	3.30	2.44	0.76	5,500	35.1
7	" 4	520	2,935.8	13.3	74.9	14.6	8.1	2,125.8	0.72	5.65	4.09	0.56	5,500	38.4
8	図-5の1	530	1,826.9	13.5	46.6	7.2	5.4	1,068.5	0.59	3.45	2.02	0.75	5,600	25.5
9	" 2	550	1,835.1	14.0	46.8	7.0	4.1	1,078.0	0.59	3.34	1.96	0.59	5,900	32.4
10	" 3	520	1,870.9	13.3	47.7	7.8	5.6	1,135.7	0.61	3.60	2.18	0.72	7,700	31.2
11	" 4	520	1,875.8	13.3	47.8	8.9	5.9	1,295.8	0.69	3.61	2.49	0.66	7,700	35.6
12	" 5	520	1,870.9	13.3	47.7	9.0	5.6	1,310.4	0.70	3.60	2.52	0.62	7,700	35.9
13	" 6	520	1,870.9	13.3	47.7	8.7	5.9	1,266.7	0.68	3.60	2.44	0.68	7,700	32.4
14	" 7	520	1,831.8	13.3	46.7	8.0	6.2	1,164.8	0.64	3.52	2.24	0.78	7,700	27.8
15	" 8	520	1,980.6	13.3	50.5	6.3	4.3	917.3	0.46	3.81	1.76	0.68	7,700	30.1
16	" 9	520	1,994.0	13.3	50.9	6.4	4.4	931.8	0.47	3.83	1.79	0.69	7,700	30.9
17	" 10	520	2,011.2	13.3	51.3	6.2	3.9	902.7	0.45	3.87	1.74	0.63	7,700	33.9

*1 排熱量=(換気量)×(排気温)×0.28

*3 Re = $\frac{v \cdot l}{\nu}$, $v = Q / (3600S)$ $l = \sqrt{S}$, S: 床開口面積, Q: 換気量

*2 温度差比=(作業域温)/(排気温)

*4 Gr = $\frac{g\beta H^3 \rho}{\nu^2}$, $\beta = F^{-1}$, F: 発熱体の表面積, θ : 発熱体の表面温 (給気温基準)

表-2 設定条件と実験結果

設計(必要)換気量は、作業域温度上昇 $\Delta\theta_w (= \theta_w - \theta_0)$ の許される範囲にもとずいて決定される。室の上下の温度差が存在するので、これを温度差比 m で表わして

$$m = \frac{\Delta\theta_w}{\Delta\theta_e} \dots\dots\dots(12)$$

$\Delta\theta_w \leq \Delta\theta_e$ だから $0 < m \leq 1.0$

(11)式は

$$Q = m \cdot \frac{H}{0.28 \cdot \Delta\theta_w} \dots\dots\dots(13)$$

従って、 m が小さいほど、少ない換気量で同じ作業域温度上昇を保てるから、温度差比 m は、換気性能の 1 指標と見ることができる。

自然換気の場合、 m は熱源面積比 (= 熱源面積/床面積) との関係や、工程による値が与えられている⁵⁾。強制換気の場合、図-3、図-4 に明らかなように、それら他に換気量、発熱量(排熱量)との関係が認められる。

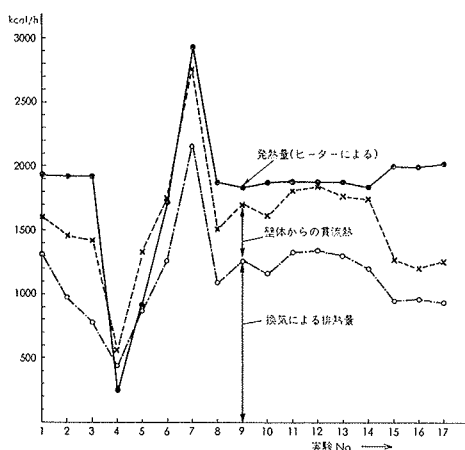


図-2 熱の収支

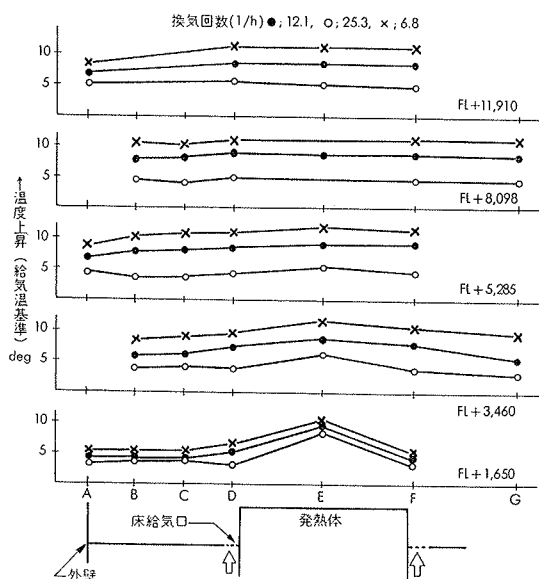


図-3 X-X' 断面の温度分布 (発熱強度 $49.0 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^3$)

図-2 に示したごとく発熱と排熱(換気による)とに差があるので、それぞれの場合に、換気量で除した値 η と温度差比 m の関係を図7、図8 に示した。採取したデータの関係から、 $m > 0.5$ の範囲に限られるが、 m と η の間に直線関係が認められ定性的な考察から $\eta = 0$ で $m = 1$ だから $m = -A\eta + 1.0$ で近似し、最小二乗法によって A を求めた。結果の実験式は、

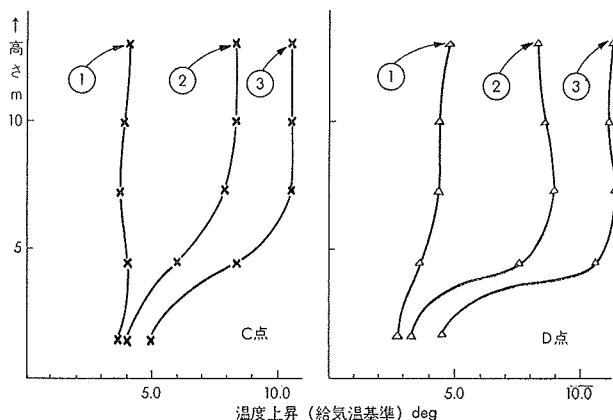


図-4 垂直温度分布 I (グラフ左; C 点上, 同右; D 点上), 換気回数 (l/h) ① 25.3 ② 12.1 ③ 6.8 発熱強度 $49.0 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^3$

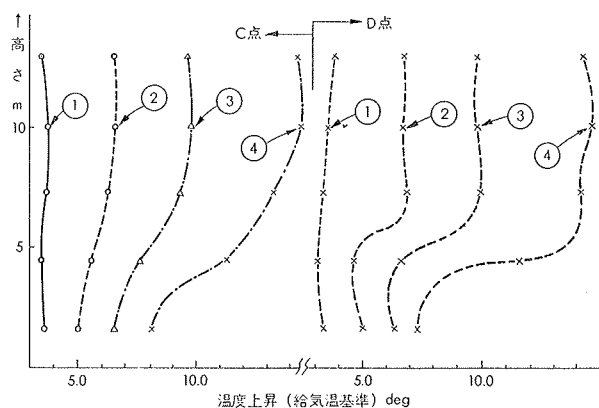


図-5 垂直温度分布 II (左; C 点上, 右; D 点上) 換気回数 13.3 回/h 発熱強度 ($\text{kcal/h} \cdot \text{m}^3$) ① 5.6 ② 23.3 ③ 43.7 ④ 74.9

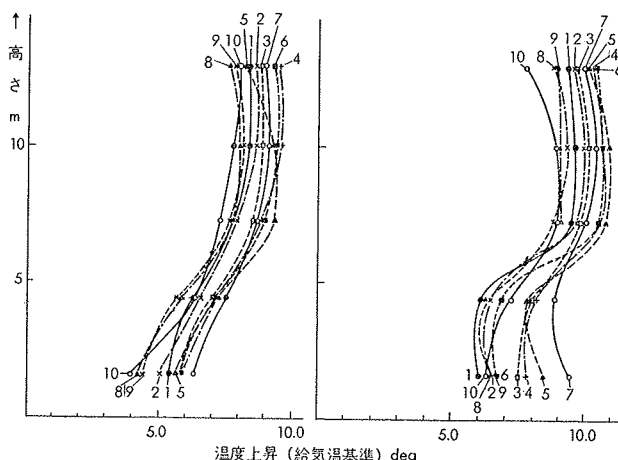


図-6 垂直温度分布 III (建物の形状の変化) 換気量 $\equiv 13.3 \text{ 回/h}$, 発熱強度 $\equiv 48.0 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^3$

発熱基準の場合(図-7); $m = -0.0895\eta + 1.0 \dots (14)$
 排熱 // (図-8); $m = -0.1430\eta + 1.0 \dots (15)$
 $\eta = H/Q$ だから(14), (15)式と(13)式を連立させ, $Q, H, \Delta\theta_w$
 の関係を求めると, (15), (13)式より

$$Q = \frac{1.0 + \sqrt{1.0 - 0.160 \cdot \Delta\theta_w}}{2} \cdot \frac{H}{0.28\Delta\theta_w} \dots (16)$$

(14), (13)式より

$$Q = \frac{1.0 + \sqrt{1.0 - 0.100 \cdot \Delta\theta_w}}{2} \cdot \frac{H}{0.28\Delta\theta_w} \dots (17)$$

これらは(13)式の m を, それぞれ

$$(1.0 + \sqrt{1.0 - 0.160 \cdot \Delta\theta_w})/2,$$

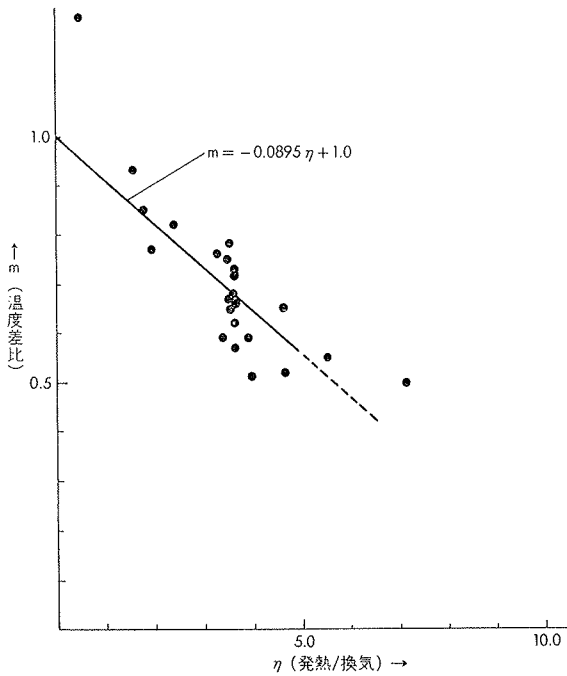


図-7 温度差比の実験式 I (発熱基準)

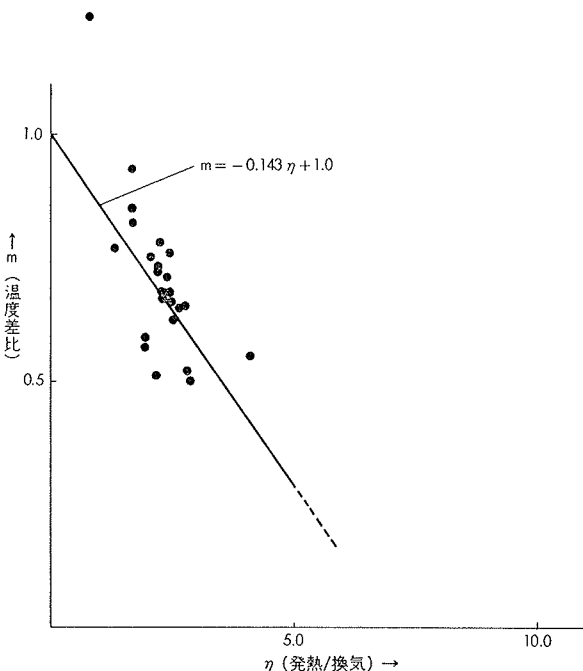


図-8 温度差比の実験式 II (排熱基準)

$(1.0 + \sqrt{1.0 - 0.100 \cdot \Delta\theta_w})/2$ とした場合である。本模型に類似した自然換気の場合, $m \approx 0.7$ とされているので, $m = 1.0$ も含めてこれらの関係を図-9に示した。 $\Delta\theta_w = 5.0$ で $m = 0.7$ と(17)とが一致する。 $\Delta\theta_w > 5.0$ で換気量の差が大きくなり, 換気量と発熱量(排熱量)で表わした m を用いることによる効果が顕著になる。実際の設計では $\Delta\theta_w$ をこの前後に設定することが多いので m のより正確な近似式が必要である。

実験の $Q, H, \Delta\theta_w$ は(17)式と良く一致する。これは, 発熱>排熱で, 発生熱が全て空気温上昇に作用せず一部が壁からの貫流等で流出したことによると思われる。従って, 実物への適用は, (排熱/発熱)が等しい場合に, (17)式が可能である。実験に先き立って(排熱/発熱)を定め難いので, 実際には, 壁体等に十分断熱し排熱(換気による) \approx 発熱とする必要がある。

5. まとめ

熱源の周囲床面に給気口を設けた工場建家の強制換気の模型実験を行った。相似条件は, 乱流, 二次元定常流で Ar 数を一致させた。温度の縮率を1とし, 換気量, 発熱量を与えた。実物大実験との比較が必要だが, 建家内温度分布(垂直)は, 換気量と発生熱により定まり, 建家の形状による差は定量化するに致らなかつた。温度差比の実験式を求めこれによる換気量を与えた。

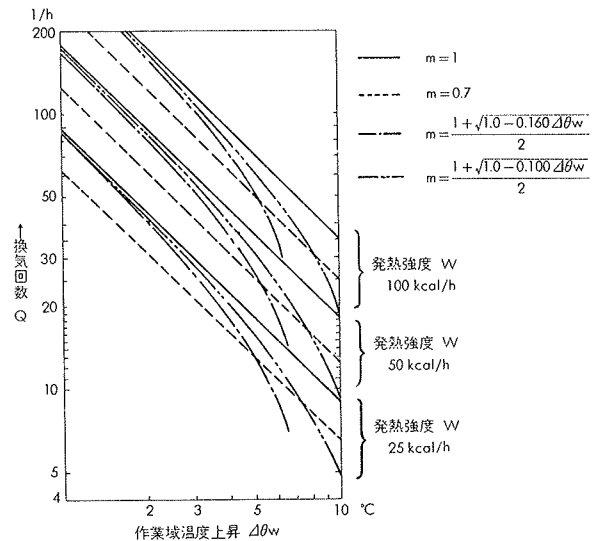


図-9 換気量計算図

参考文献

- 1) 勝田・土屋: 室内空気分布の実験法について, 建築学会・関東支部, No. 38, (1967)
- 2) 前田・石黒・松本: 室内の熱対流の近似相似則, 建築学会論文報告集, No. 63, (1959)
- 3) 勝田・土屋・寺次: 室内空気の渦動粘性係数について, 建築学会・大会論文, (1969)
- 4) Baturin: Fundamentals of Industrial Ventilation Bergamon, p. 16.
- 5) 建築学会設計計画パンフレット18, 換気設計, p. 76.