

# 工場建家の換気に関する研究（その2）

——温度差比に関する研究——

西岡利晃

## Research on Industrial Ventilation (Part 2)

——Temperature Difference Ratio and a New Calculation Method——

Toshiaki Nishioka

### Abstract

In succession to Part 1, the ventilation efficiency of a factory building with large heat sources is examined by model scale tests, and a new calculation method applying the effect of thermal stratification described.

A study on the relationships between thermal stratification, ventilation rate and surplus heat gives the heat equilibrium and an experimental equation of the temperature difference ratio, and thereby, a new method for calculating the necessary rate of ventilation was indicated.

By the new method, it is found that the rate of ventilation is somewhat lower for mechanical exhaust and the opening less for natural ventilation.

### 概要

前報<sup>1)</sup>に引き続き高温工場で、熱源廻り床面から給気を行う場合の換気性能を模型実験により検討し、温度成層を考慮した換気量計算法を明らかにした。

実験では換気量と熱源の発熱量を系統的に変化させ、温度成層と換気量、発熱量の関係、熱平衡のモデルを得た。これらを温度差比の実験式に整理し、これを用いた換気量計算法を示し、従来法と比較した。

作業域温度上昇を設計基準にとることにより、機械換気（第3種）で2～3割必要換気量を少なくでき、自然換気では必要開口面積を小さくできることを示した。

## 1. はじめに

前報では、換気性能に影響あると考えられる建家の形状を中心に検討したが、換気性能の1指標である温度差比は、建家の形状より負荷と換気量により変化することが判明した。温度差比と負荷（熱源の発熱量）換気量の関係を表わす実験式を求め、この関係を用いて、より少ない換気量で同じ換気効果が得られることを示した。その際、温度差比の実験式を負荷と換気量の比の1次式として定式化したが、この結果を換気量計算に用いると、作業域温度上昇に限界が生じるという不合理があり、また実験例が十分でなく適用範囲に制限があったので、実験の種類や数を増やし検討した。

## 2. 壁体の断熱

実験装置は前報と同じものを用いた。前報で建家の壁体の断熱が重要であることが判明したので、実験に先立ち、屋根、側壁、妻側（一面のみ）を50mmの発泡スチロールで断熱した。その結果を図1に示す。図より明らかのように、換気量に比べ発熱量が少ない場合はほとんど差がない。発熱量が多いと、排気温で1℃、作業域温度で0.5℃の差が生じている。供給電力と換気量、排気温上昇の測定から建家の熱収支を検討したら、排気による排熱の割合は幾分増大した。床面が断熱できなかったことを考慮してもなお10%程度の熱が行方不明になっている。

## 3. 機械換気の実験

表1に示す熱源の発熱量と換気量の組み合わせで実験した。発熱量は、想定する実物規模の発熱強度に換算し

て20, 50, 70, 100, 150 Kcal/m<sup>3</sup>・h の5種に対し換気量は、発熱量と換気量の比が1.0~10.0に均等に分布するように7~37回/hの間で調整した。実験は合計27(26種類)である。実験条件、測定結果の一部を表-2に、作業空間と想定する位置での垂直温度分布を図-2に示す。温度差比 $m$ と $\eta$ ( $=W/G$ ,  $W$ : 発熱量,  $G$ : 換気量)の関係を図-3に示す。

#### 4. 温度差比

図-2に示す温度分布から、熱平衡のモデルを想定し

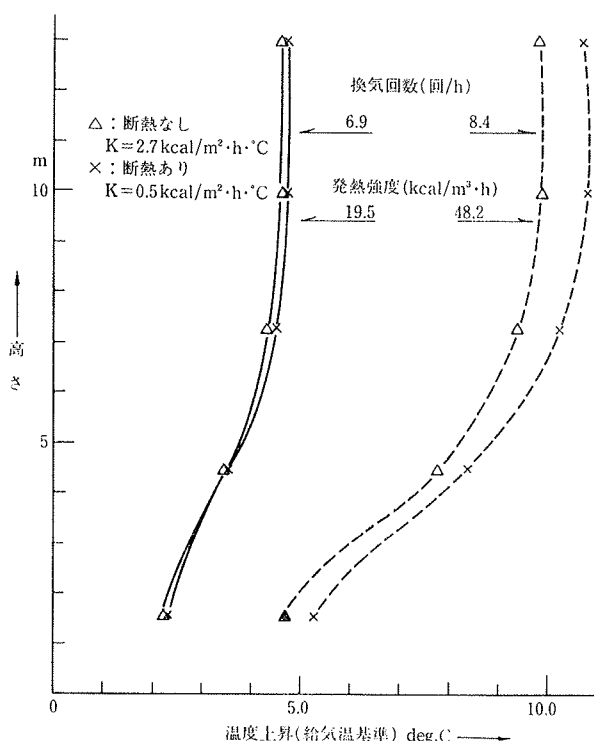


図-1 壁体の断熱による温度分布の比較

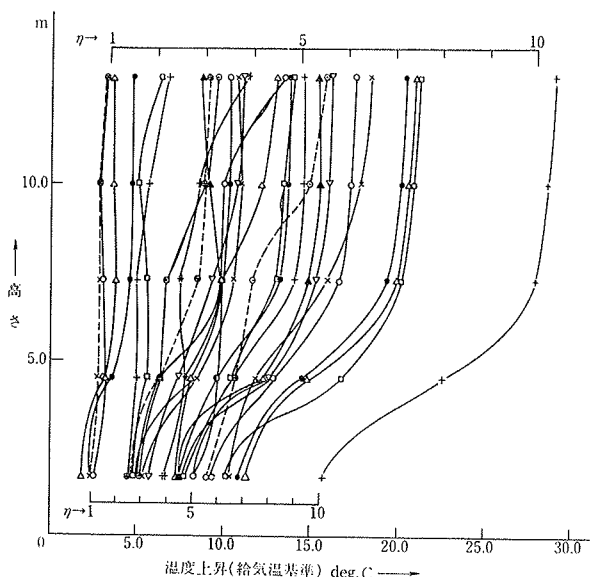


図-2 機械換気の実験結果, 垂直温度分布

温度差比の定式化を行った。図-4のごとき2次元の工場建家で考える。(中心で左右対称であるから片側のみで考える) 図示のように作業域(温度 $\theta_w$ )と上部域( $\theta_e$ )の上下に分割し、それぞれの域で熱物質は完全かつ一様に拡散すると仮定する。作業域は熱源から $W_w$ の負荷があり、同時に床面給気口から $G_w$ の外気( $\theta_a$ )が供給され、温度 $\theta_e$ となりこの空気が上部に流出する。上部域から作業域への熱物質の流入はないとし熱平衡を考える。

$$\text{作業域で } C_p G_w (\theta_w - \theta_a) = W_w \quad \dots\dots(1)$$

$$\text{系全体で } C_p \cdot G_0 (\theta_e - \theta_a) = W_0 \quad \dots\dots(2)$$

$C_p$ : 空気の定圧比熱。(1), (2)式を温度差比の定義式に代入して

$$m = \frac{\theta_w - \theta_a}{\theta_e - \theta_a} = \frac{W_w / G_w}{W_0 / G_0} = \frac{W_w / G_w}{\eta} \quad \dots\dots(3)$$

$m$ と $\eta$ の関係を図-3に示した実験結果の最小二乗近似で求めると、 $\eta > 1.0$ で

$$m = \frac{0.9275}{\eta^{0.1806}} \quad \dots\dots(4)$$

(3), (4)より、 $W_w / G_w = A (W_0 / G_0)^n$   $0 < n < 1.0$  で表わ

発熱強度 $\omega$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	$\Sigma$
20kcal/h・m <sup>3</sup>	○	○	○								3
50 "		○	○	○	○	○					5
70 "			○	○	○	○	○	○			7
100 "				○	○	○	○		○		6
150 "					○	○	○			○	5
$\Sigma$	1	3	4	4	4	4	2	2	0	2	26

発熱強度(the specific thermal load)  $\omega = W/V$ ,  $\eta = W/G$   
 $W$ : 熱源の発熱による負荷(kcal/h),  $V$ : 室容積(m<sup>3</sup>),  $G$ : 換気量(ka/h)

表-1 機械換気の実験条件(発熱量と換気量)

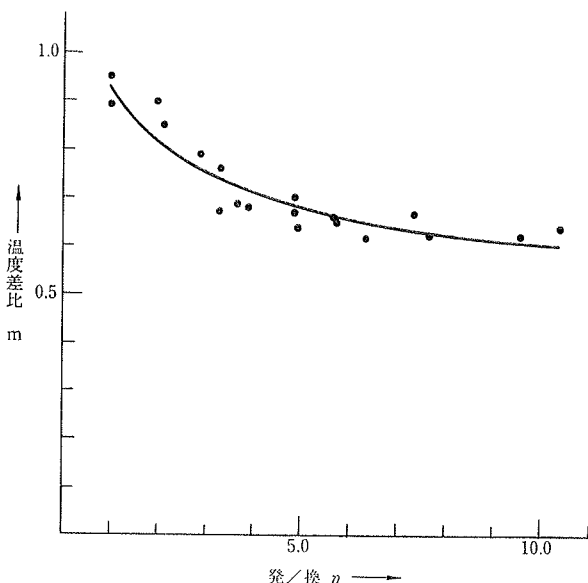


図-3 温度差比の実験結果(機械換気)

されると推定される。

温度差比 $m$ の定義より

$$0 < m \leq 1.0 \quad \dots\dots(5)$$

$$\eta > 0 \text{ で } m = 1.0 \quad \dots\dots(6)$$

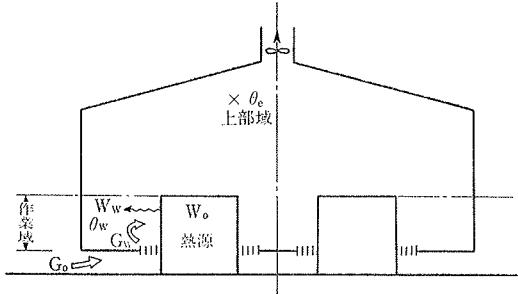


図-4 機械換気の熱平衡モデル

(3), (4)とも,  $m \leq 1.0$  を満足しない。これは,  $\eta$  が 0 と 1.0の間では, 図-3からも明らかなように, 上部域と作業域にもはや明確な温度差が存在せず, 図-4で想定したようなモデルは近似的にも成立しないことによる。

5. 温度差比と換気量

前報では, 温度差比 $m$ を $\eta$ の1次式で表わしたが, これを用いた, 必要換気量の式は, 再録すれば

$$Q_0 = \frac{1.0 + \sqrt{1.0 - 0.160 \cdot 4\theta_w}}{2} \cdot \frac{W_0}{0.28 \cdot 4\theta_w} \quad \dots\dots(7)$$

ルートの内が正でなければならないから,  $4\theta_w < 6.25$  となり説明がつけられなかった。 $\eta > 5.0$  の範囲の実験の追加とモデルによる考察から(7)式は明らかに不適当である。(7)式に代えて,  $m = A/\eta^n$  とし, 熱平衡の式(2)と

	設定条件				実験結果									
	模 型		実物大換算											
	1)換気量	2)発熱量	3)換気回数	4)発熱強度	5)熱源表面温 (給気温基準)	6)排気温 (給気温基準)	7)作業減温 (給気温基準)	8)排熱量	9)排熱/発熱	10)発熱/換気	11)排熱/換気	12)温度差比	13) Re数	14) Gr数
m <sup>3</sup> /h	kcal/h	1/h	kcal/h·m <sup>3</sup>	deg	deg	deg	kcal/h		kcal/m <sup>3</sup>	kcal/m <sup>3</sup>				
1	270.0	764.8	6.89	19.5	14.7	4.6	2.3	347.8	0.455	2.83	1.29	0.50	3.70×10 <sup>3</sup>	1.70×10 <sup>6</sup>
2	330.0	1,889.0	8.42	48.2	31.6	10.2	5.3	942.5	0.499	5.72	2.86	0.52	4.52 "	3.66 "
3	375.0	2,865.8	9.57	73.1	45.0	14.6	7.3	1,533.0	0.535	7.64	4.09	0.50	5.14 "	5.21 "
4	390.0	783.8	9.95	19.87	13.9	3.3	1.8	360.4	0.460	2.01	0.92	0.55	5.34 "	1.61 "
5	390.0	1,962.1	9.95	50.0	32.2	9.6	5.0	1,048.3	0.534	5.03	2.69	0.52	5.34 "	3.73 "
6	390.0	2,912.6	9.95	74.3	43.1	15.0	8.3	1,638.0	0.562	7.47	4.20	0.55	5.34 "	4.99 "
7	390.0	3,733.4	9.95	95.2	56.1	19.5	12.1	2,129.4	0.570	9.57	5.46	0.62	5.34 "	6.50 "
8	485.0	1,978.9	12.4	50.5	30.7	8.2	4.5	1,113.6	0.563	4.08	2.30	0.55	6.64 "	3.56 "
9	510.0	2,928.9	13.0	74.7	43.6	11.9	7.7	1,699.3	0.58	5.74	3.30	0.65	6.99 "	5.05 "
10	510.0	3,914.1	13.0	99.8	55.5	17.3	10.8	2,470.4	0.63	7.67	4.84	0.62	6.99 "	6.43 "
11	585.0	1,953.7	14.9	49.8	30.2	7.4	5.0	1,212.1	0.62	3.34	2.07	0.67	8.01 "	3.50 "
12	590.0	2,900.4	15.1	73.9	44.0	11.5	7.4	1,899.8	0.66	4.92	3.22	0.64	8.08 "	5.10 "
13	590.0	3,745.4	15.1	95.5	50.9	15.5	9.4	2,560.6	0.68	6.35	4.34	0.62	8.08 "	5.89 "
14	580.0	6,000.0	14.8	153.0	76.7	23.5	15.3	3,816.4	0.64	10.34	6.58	0.64	7.95 "	8.88 "
15	780.0	772.2	19.9	19.7	14.9	2.7	2.4	589.7	0.76	0.99	0.76	0.89	10.69 "	1.73 "
16	800.0	2,894.2	20.4	73.8	39.8	8.3	5.7	1,859.2	0.64	3.62	2.32	0.69	10.96 "	4.61 "
17	790.0	3,838.7	20.2	97.9	50.7	11.6	7.8	2,565.9	0.67	4.86	3.25	0.67	10.82 "	5.87 "
18	790.0	5,805.2	20.2	148.0	68.5	16.8	11.2	3,716.2	0.64	7.35	4.70	0.67	10.82 "	7.93 "
19	950.0	2,022.9	24.2	51.6	30.7	5.3	4.5	1,409.8	0.70	2.13	1.48	0.85	13.02 "	3.56 "
20	990.0	2,873.9	25.3	73.3	39.0	7.2	5.7	1,995.8	0.69	2.90	2.02	0.79	13.56 "	4.52 "
21	990.0	3,859.8	25.3	98.4	49.4	10.4	7.1	2,882.9	0.75	3.90	2.91	0.68	13.56 "	5.72 "
22	990.0	5,716.1	25.3	145.8	63.9	15.4	10.2	4,268.9	0.75	5.77	4.31	0.66	13.56 "	7.40 "
23	1,170.0	1,150.7	29.9	29.3	20.4	2.73	2.60	894.3	0.78	0.98	0.76	0.95	16.03 "	2.36 "
24	1,170.0	3,883.3	29.9	99.0	50.2	8.7	6.6	2,859.9	0.74	3.32	2.44	0.76	16.03 "	5.81 "
25	1,170.0	5,670.3	29.9	144.6	64.9	12.9	9.0	4,232.6	0.75	4.85	3.62	0.70	16.03 "	7.52 "
26	1,450.0	2,869.9	37.0	73.2	37.4	5.2	4.7	2,111.2	0.74	1.98	1.46	0.90	19.87 "	4.33 "
27	1,450.0	5,750.5	37.0	146.6	64.8	10.7	10.0	4,352.3	0.76	3.97	3.0	0.93	19.87 "	7.50 "
28	自然換気	2,064.0	42.7*	52.6	17.9	4.4	2.9	—	—	1.23	—	0.65	17.8 "	2.07 "
29	"	3,127.0	35.6	79.7	27.3	8.0	3.9	—	—	2.24	—	0.48	14.9 "	3.16 "
30	"	3,866.1	33.5	98.6	31.6	10.5	5.5	—	—	2.94	—	0.52	14.0 "	3.66 "
31	"	779.6	20.3	19.9	13.4	3.5	1.7	—	—	0.98	—	0.48	8.5 "	1.55 "
32	"	779.6	24.5	19.9	14.2	2.9	1.5	—	—	0.81	—	0.51	10.2 "	1.64 "
33	"	1,945.3	32.8	49.6	27.8	5.4	3.2	—	—	1.51	—	0.59	13.7 "	3.22 "
34	"	3,796.5	39.3	96.8	46.7	8.8	5.5	—	—	2.46	—	0.62	16.4 "	5.41 "

\*1 発熱量を排気温度で逆算した

表-2 実験結果一覧

連立させ、作業域温度上昇を  $\Delta\theta_w (= \theta_w - \theta_a)$  におさえ  
るために必要な換気量  $G'_0$  を求めると

$$G'_0 = \left[ \frac{A}{(C_p \cdot \Delta\theta_w)^n} \right]^{1/(1-n)} \cdot \frac{W_0}{C_p \cdot \Delta\theta_w} \dots\dots(8)$$

$W/C_p \cdot \Delta\theta_w$  は、 $\Delta\theta_w = \Delta\theta_e$  即ち  $m = 1$  とした場合の必  
要換気量  $G_0$  だから

$$\frac{G'_0}{G_0} = \left[ \frac{A}{(C_p \cdot \Delta\theta_w)^n} \right]^{1/(1-n)} \dots\dots(9)$$

実験の最小二乗近似より  $A = 0.9275$ ,  $n = 0.1906$  これ  
を図-5 に示す。作業域温度上昇を  $5^\circ\text{C}$  に取れば、換気  
量は従来法に比べ約 2 割減らせることがわかる。

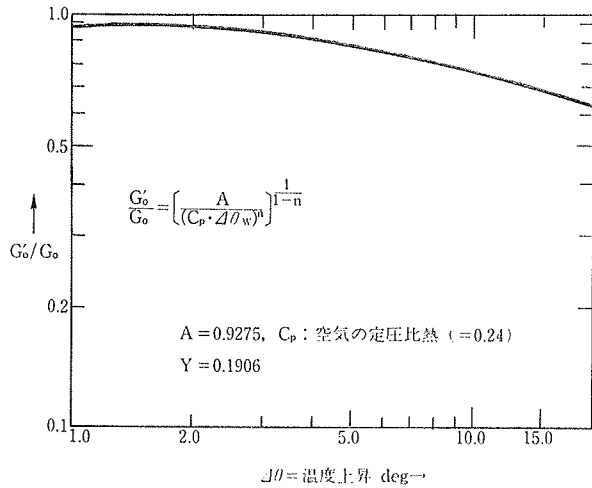


図-5 換気量の比較 (機械換気)

6. 自然換気の実験

実験装置の送風装置を撤去し、屋根頂部を開放して浮  
力による自然換気の実験を行った。機械換気と発熱量、  
排気温上昇が類似した実験を取り上げ温度分布、その他  
の測定結果を比較し表-2, 図-6 に示した。表中自然  
換気の換気回数、発熱量と排気温上昇から、(2)式の熱  
平衡式を用いて求めたものである。そのため壁からの貫  
流熱等の換気によらない熱流失が考慮されていないので  
換気回数は大きく、温度上昇は低くなってあらわれる。  
それらの熱量は発熱量の 2 割程度であるから、自然換気  
の実際の換気回数は、表の値の 8 割程度である。

7. 計算法の検討

図-4 の工場建家で、浮力のみによる自然換気の換気  
量は、以下のごとくになる。

$$\frac{\gamma_0}{2g} \left( \frac{Q_1}{3600\alpha_1 A_1} \right)^2 + \frac{\gamma_m}{2g} \left( \frac{Q_2}{3600\alpha_2 A_2} \right)^2 = \int_0^H (\gamma_0 - \gamma_m) dh$$

$$2 \cdot \gamma_0 Q_1 = \gamma_m \cdot Q_2 \dots\dots(10)$$

ただし、 $Q, A, \alpha$ ; それぞれ開口の流量 ( $\text{m}^3/\text{h}$ ), 而

層 No.	換気量 $\text{m}^3/\text{h}$	発熱量 $\text{kcal/h}$	換気回数 $\text{回/h}$	発熱強度 $\text{kcal/m}^2\text{h}$	熱源表面温 $\text{degC}$	排気温上昇 $\text{degC}$	作業域温上昇 $\text{degC}$
1	自然換気	779.6	20.3*	19.9	13.4	3.5	1.7
	390.0	783.8	10.0	19.9	13.9	3.3	1.8
2	自然換気	1,945.3	32.8*	49.6	27.8	5.4	3.2
	950.0	2,022.9	24.2	51.6	30.7	5.3	4.5
3	自然換気	3,796.5	39.3*	96.8	46.7	8.8	5.5
	1,170.0	3,883.3	29.9	99.0	50.2	8.7	6.6

\*発熱量と排気温上昇より計算

表-3 機械換気と自然換気と比較 その 1

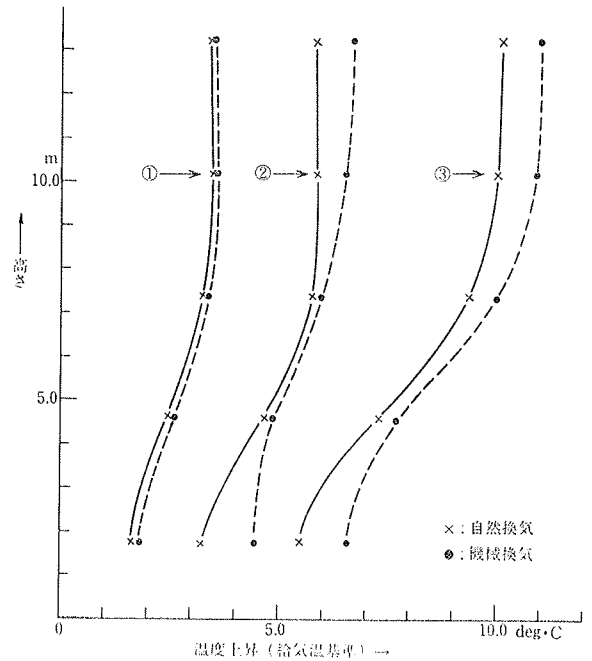


図-6 機械換気と自然換気と比較; 温度分布

積 ( $\text{m}^2$ ), 流量係数を表わす。添字 1,  
2 はそれぞれ下部開口 (給気口), 上部開  
口 (換気口) を表わす。

H: 下部開口から上部開口までの高さ (m)

g: 重力加速度 ( $\text{m}/\text{S}^2$ )

$\gamma_0, \gamma_m$ : それぞれ外気, 建家内空気の比重量 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

1) 建家内温度分布一様の場合 (温度差比  $m = 1$ )

排気温と外気温の差  $\Delta\theta_e = \theta_e - \theta_a$  とすれば,

(10) の第 1 式の右辺は,

$$\int_0^H (\gamma_0 - \gamma_m) \cdot dh = \gamma_m \cdot \beta_0 \cdot \Delta\theta_e \cdot H \dots\dots(11)$$

2) 建家内温度成層を考慮する場合 ( $m \neq 1$ )

床面から高さ  $h$  まで  $\theta_w$ ,  $h$  から  $H$  までは  $\theta_e$  とし, そ  
れぞれ分布は一様とすれば,  $\Delta\theta_w = \theta_w - \theta_a$ ,  $\Delta\theta_e = \theta_e - \theta_a$   
として

$$\int_0^H (\gamma_0 - \gamma_m) dh = \gamma_w \cdot \beta_0 \cdot \Delta\theta_w \cdot h + \gamma_e \cdot \beta_0 \cdot \Delta\theta_e \cdot (H - h) \quad (12)$$

$\beta_0$ ; 空気の体膨張率 (1/deg)

$\gamma_w, \gamma_e$ ; それぞれ  $\theta_w, \theta_e$  の空気の比重量

$\gamma_w \doteq \gamma_e \doteq \gamma_m$  とし  $m = \Delta\theta_w / \Delta\theta_e$  を用いれば(12)式は

$$\int_0^H (\gamma_0 - \gamma_m) \cdot dh = \gamma_m \cdot \beta_0 \cdot \Delta\theta_e \cdot H \{1 - (1-m)h/H\}$$

.....(13)

(10), (11) もしくは (10), (13) と(2)式の熱平衡式を連立して  $Q_2$ ,  $\Delta\theta_e$  で解けば, 発熱量に対する必要換気量, 排気温上昇の式が得られる。即ち  $G_0 = \gamma_m \cdot Q_2$  として,

$m = 1$  の場合

$$Q_2 = \sqrt[3]{\frac{\beta_0 \cdot H \cdot W_0}{C_p \cdot \gamma_m \cdot k}} \quad \text{.....(14)}$$

$$\Delta\theta_e = \sqrt[3]{\frac{k \cdot W_0^2}{C_p^2 \cdot \gamma_m^2 \cdot \beta_0 \cdot H}} \quad \text{.....(15)}$$

$m \neq 1$  の場合

$$Q_2' = \sqrt[3]{\frac{\beta_0 \cdot H \{1 - (1-m)h/H\} W_0}{C_p \cdot \gamma_m \cdot k}} \quad \text{.....(16)}$$

$$\Delta\theta_e' = \sqrt[3]{\frac{k \cdot W_0^2}{(C_p \cdot \gamma_m)^2 \cdot \beta_0 \cdot H \{1 - (1-m)h/H\}}} \quad \text{(17)}$$

ただし

$$k = \frac{\gamma_m}{8g\gamma_0} \left( \frac{1}{3600\alpha_1 A_1} \right)^2 + \frac{1}{2g} \left( \frac{1}{3600\alpha_2 A_2} \right)^2$$

これらを比較すれば, (14)と(16), (15)と(17)より

$$\frac{Q_2'}{Q_2} = \sqrt{1 - (1-m)h/H} \leq 1.0 \quad \text{.....(18)}$$

$$\frac{\Delta\theta_e'}{\Delta\theta_e} = \sqrt{\frac{1}{1 - (1-m)h/H}} \geq 1.0 \quad \text{.....(19)}$$

浮力のみでの自然換気では, 換気量, 排気温上昇は, それぞれ発熱量の1/3乗, 2/3乗に比例することがわかる。与えられた建家で同一の発熱量に関し, 温度成層を考慮した計算法による換気量は少なく, 排気温度上昇は大きくなる。

$m = 1$  の場合の計算法で計算したものと実測を図-7, 図-8に示す。計算は模型が想定した実物の値を用いた。即ち,  $A_1 = 3.0 \text{ m}^2$ ,  $A_2 = 4.05 \text{ m}^2$ ,  $\alpha_1 = 0.77$ ,  $\alpha_2 = 0.70$ ,  $H = 22.5 \text{ m}$ ,  $V = 884.75 \text{ m}^3$  (2次元で単位幅の値)  $\gamma_0 = 1.185$  (25°C),  $\gamma_m = 1.1658$  (30°C),  $\beta_0 = 0.0033$  (25°C) 6で述べたように実験の換気回数, 実際より2割程度大きくなっているから, これを考慮すれば計算のそれより小さくなり, (排気温上昇の場合大きくなる) (18), (19)を満足する。

$a = A_1/A_2$  とおいて, (15), (17)を  $A_2$  で解き,  $m = 1$  と  $m \neq 1$  のそれぞれで  $A_2$ ,  $A_2'$  とすれば, 発熱量と作業域温上昇と必要開口面積の関係が得られる。発熱量と作業域温を同一にして  $A_2$  と  $A_2'$  を比較すれば,

$0 < m \leq 1$  だから,

$$\frac{A_2'}{A_2} = \sqrt{\frac{mH}{H - (1-m)h}} \leq 1.0 \quad \text{.....(20)}$$

与えられた発熱量で, 作業域温度上昇をある値におさえる場合,  $m \neq 1$  で計算した方が, 開口面積が小さくて

すむ。これは機械換気で換気量を小さくできることに相当する。

### 8. 自然換気の温度差比

自然換気の温度差比は, (3)式に(10)式を代入すれば求まるが, 現在の形では3次式になりあまり実用的でない。自然換気の場合は, 換気量も発熱量の関数になるので  $\eta$  で温度差比を整理することは適当でなく, 更に検討が必要である。

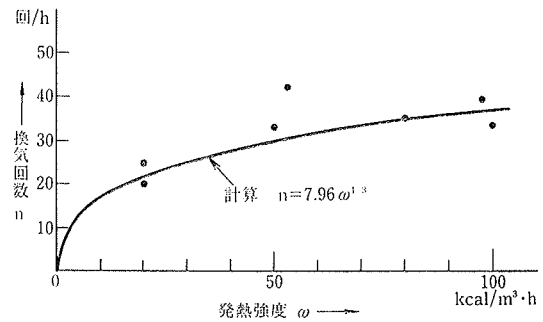


図-7 発熱量と換気量 (自然換気)

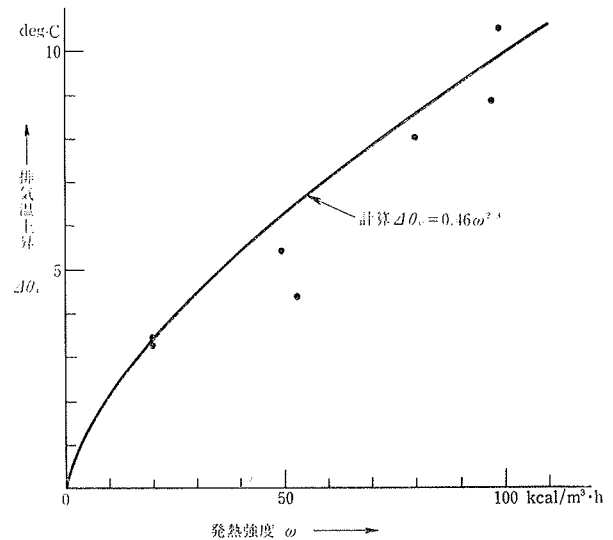


図-8 発熱量と排気温度上昇 (自然換気)

### 9. まとめ

実験と熱平衡のモデルから, 温度成層を考慮した換気量計算法を導き, 機械換気では換気量を減らすことができ, 自然換気では開口面積を小さくできることを示した。実験的要素を解消し, 完全に計算によって求める方法の究明が今後の課題である。

### 参考文献

- 1) 西岡, 中原, 渥美, 斎藤: 工場建家の換気に関する研究(その1), 大林組技術研究所報, No. 16, (1978), pp. 117~121