

大規模空間における熱気流性状の実験的研究
(天井面, 壁面からの放熱が煙流動に及ぼす影響の研究)

名古屋大学 工学部 建築学科

防災安全工学講座 辻本研究室

梶山 隆史

目次

はじめに	3
0.1 研究の目的	3
0.2 外界条件による影響の検討	4
0.3 研究の方法	4
1 相似則についての考察と境界条件	5
1.1 気流に関する相似則の考察	6
1.2 火炎の相似	9
1.3 壁面（非冷却面）における熱流の相似	10
1.4 壁面（冷却面）における熱流の相似	11
1.5 まとめ	13
2 予備実験	15
2.1 予備実験1 発煙片の発熱量の測定	15
2.1.1 実験方法及び結果	15
2.2 予備実験2 熱電対に関する実験	18
2.2.1 測定温度に影響を与えると考えられる要素	18
2.2.2 実験方法	18
2.2.3 補足	21
2.2.4 実験結果及び考察	22
3 冷パネルの熱気流性状に対する影響	27
3.1 実験の概要	27
3.2 実験方法	27
3.2.1 模型	27
3.2.2 火源	29
3.2.3 計測方法	31
3.3 実験条件	32
3.3.1 発熱量	32
3.3.2 火源の直径	33

3.3.3 熱損失面における境界条件	34
3.4 実験結果	35
3.4.1 壁面冷却	35
3.4.2 天井面冷却	38
3.5 考察	41
おわりに	47
参考・引用文献	49
謝辞	51

はじめに

0.1 研究の目的

アトリウムなどの大規模空間は、意匠的にも計画的にも自由度が大きく開放的で魅力ある空間として、アメリカを中心に30年ほど前からオフィス、ホテル、病院などの公共性の高い建築に取り入れられ、わが国においても近年その数が増えつつある。このような大規模空間はその性格上必然的に多くの人々が利用し公共の場になりやすいことから、その内部空間の安全性を確保することは、設計者、所有者の重大な責務であり、又同時に利用者の間でもその安全性に対する要求が高まってきており今後もいっそう高まることが予想される。安全性の保証されない空間はどんなに魅力的であっても価値はなく、又安全のみを求め意匠的計画的に空間の魅力を失うことは、大規模空間の価値を半減させてしまう。その価値を損なわず、かつ安全な空間を創造するには、その建物の安全度を評価する手法が必要である。

アトリウムの安全性を評価する際、一番大きな位置を占めるのは火災についての安全性であろう。そこでこの安全性を評価するのに建物としてどのような性能が要求されるのか、又その性能をどのように評価すべきかという事項が生じてくる。前者に関してはさまざまな検討がなされているところであり、後者に関してはその評価指標の一つとして火災時の熱気流性状即ち有毒ガスである煙の挙動の予測が重要な要素である。本論では前者にはふれず、後者に関して縮小模型を用いた実験的手法によって研究を行い予測法の一つを提案するものである。

既往の研究^{[1][2][3][4]}では、縮小模型実験を行う際、縮尺比2.5と40の相似則の成立を確認し、模型実験で実大火災を概ね実現できることが確認された。本研究では、これらの研究を基に細部における模型実験の技術的問題、及び現実の場面との対応として考えられる事象のうち、天井面・壁面から外気その他への放熱で熱気流が冷却されることによる煙拡散への影響を、模型実験により明らかにし、避期計算等へのフィードバックに利用できる情報を得ることを主な目的とする。天井面が冷やされると煙層が速く降下することが予想されるので、火災の発熱量、天井面等からの放熱量と煙拡散（煙層降下速度など）の関係の検討が重要な点である。

0.2 外界条件による影響の検討

大規模空間における煙流動に大きな影響を与え、安全性を低下させる可能性のある事象のうち、現実の場面において起こり得るものとして、

- (1) 開口部から侵入する外気風による煙層の破壊
- (2) 冬季における壁面、天井面の冷却による煙層の降下

が挙げられる。

このうち(1)については前田建設技術研究所において、現実の外気条件を想定した風を使用して、その影響を確認する実験が行われているのでここでは触れず、本研究では(2)についての検討、実験を行いその影響を確認しようとするものである。(2)の事象は、アトリウムのような大規模空間において採光等の理由でガラス張りにした天井、壁面が、冬季に積雪等で冷却されることを想定したものである。

0.3 研究の方法

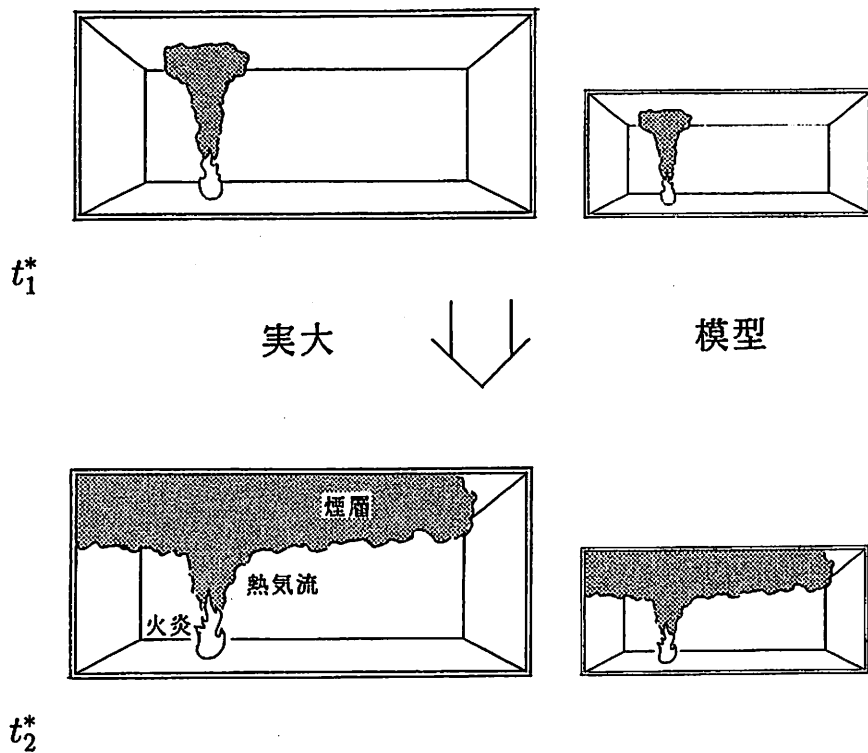
本研究は模型実験により行われるが、これは次のような項目から構成される。

- (1) 火災における煙流動の予測をするための相似則の導出を行う。
- (2) (1)の結果と文献によって得られた知見を踏まえて抽出した実験条件において、境界面からの熱損失による煙の挙動に対する影響を模型実験により確認する。ただし、この実験では熱損失面での熱移動は現実の場面と相似にはなっていない。
- (3) (2)で得られた結果と熱損失面での熱移動の相似性を考え合わせて、実験で生じた現象が現実ではどのような状況にあるのかについて検討する。

第 1 章

相似則についての考察と境界条件

模型実験により煙流動を予測するためにはその基盤となる相似則を導き、その相似則に乗っ取って実験を行う必要がある。相似則とは、ある現象に重要な関係を持つ全ての物理量が縮尺の変化に対して相似になる条件を示すものである。この章では模型実験によって煙流動の予測をするための相似則を導く。本研究では、アトリウムなどの大規模空間において、その底部で発生した火災により生じる熱気流が空間内に拡散し充満していく現象、及び空間内の熱が壁面や天井面を通して外部へ逃げていく現象を検討する。図 1.1 に相似則の概念図を示す。



任意の無次元時刻 t^* において火炎形状、熱気流の発生、煙の流動の様子、熱の流動が相似になる

図 1.1: 相似則の概念図

1.1 気流に関する相似則の考察

ここでは建築空間の内部における火炎周囲の気流に関する相似則を導出する。しかしながら気流についての相似則は過去の研究でおおむね成立することが確認されているので、本研究では Quintiere, 辻本, 竹之内らによって示されている方法^{[1][5]}をまとめしておく。気流は粘性流体の運動量移送, 熱移送, 物質移送の方程式群式(1.1) (連続方程式, 運動方程式, エネルギー方程式, 拡散方程式)で表される。これらの移動現象の支配方程式群から得られる π ナンバー, 及び境界条件より相似則を求める。

本章で扱う数式には以下の規約を用いる。

1. x, y, z の各方向成分を添字1,2,3で表す。

$$\text{ex) } u_1 = u, \quad u_2 = v, \quad u_3 = w$$

2. 添字 i, j は $i = 1, 2, 3, j = 1, 2, 3$ で, 各方向成分の微分で用いる場合には総和を示す。

$$\text{ex) } \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$$

•連続方程式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0$$

•運動方程式

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho f_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left(\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{1}{3} \mu \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right)$$

•エネルギー方程式

$$\rho c_p \left(\frac{\partial \theta}{\partial t} + u_i \frac{\partial \theta}{\partial x_i} \right) = \lambda \frac{\partial^2 \theta}{\partial x_i \partial x_i} + q - \theta \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial \theta} \right)_p \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} \right) - p \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \mu \Phi$$

•拡散方程式

$$\frac{\partial C_A}{\partial t} + u_i \frac{\partial C_A}{\partial x_i} = D_A \frac{\partial^2 C_A}{\partial x_i \partial x_i} + R_A$$

•状態方程式

$$P = \rho RT$$

(1.1)

ρ : 密度 u_i : 速度ベクトル p : 圧力
 f_i : 体積力ベクトル (自然対流では浮力 $f_i = g_i(\rho - \rho_0)$)
 g_i : 重力加速度ベクトル μ : 粘性係数
 c_p : 定圧比熱 θ : 温度 λ : 熱伝導率

q : 発熱量 $-\theta \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial \theta} \right)_p = \beta$: 熱膨張率

$\Phi = \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$: 散逸項 C_A : A 種の濃度

D_A : A 種の拡散係数

R_A : A 種の発生

式(1.1)をアンサンブル平均し以下の仮定を適用すると式(1.2)が得られる。

- 物質拡散現象の無視
- 非圧縮性の仮定と Bussinesq 近似
- 渦動粘性係数, 渦熱拡散係数によるレイノルズ応力, 熱輸送のモデル化
- エネルギー-逸散の無視

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} &= 0 \\
 \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + g_i \beta (\bar{\theta} - \theta_0) + \nu_t \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} \\
 \rho c_p \left(\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial x_i} \right) &= \rho c_p \alpha_t \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial x_i \partial x_i} + q
 \end{aligned} \right\} \quad (1.2)$$

β : 熱膨張率

ν_t : 渦動粘性係数

α_t : 渦温度拡散係数

次に以下の6つの代表値 $L_0, u_0, Q_0, t_0, \Delta\theta_0, \Delta p_0$ により上式を無次元化する。

$$L^* = L/L_0$$

$$u_i^* = \bar{u}_i/u_0$$

$$Q^* = qL_0^3/Q_0$$

$$t^* = t/t_0$$

$$\Delta\theta^* = \overline{\Delta\theta}/\Delta\theta_0 \quad \overline{\Delta\theta} = \bar{\theta} - \theta_a \quad \theta_a : \text{雰囲気の温度}$$

$$\Delta p^* = \overline{\Delta p}/\Delta p_0 \quad \overline{\Delta p} = \bar{p} - p_a \quad p_a : \text{雰囲気の圧力}$$

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{\partial u_i^*}{\partial x_i^*} &= 0 \\
 \frac{L_0}{t_0 u_0} \frac{\partial u_i^*}{\partial t^*} + u_j^* \frac{\partial u_i^*}{\partial x_j^*} &= -\frac{\Delta p_0}{\rho u_0^2} \frac{\partial p^*}{\partial x_i^*} + g_i \beta \frac{\Delta\theta_0 L_0}{u_0^2} \Delta\theta^* + \frac{\nu_t}{L_0 u_0} \frac{\partial^2 u_i^*}{\partial x_j^* \partial x_j^*} \\
 \frac{L_0}{t_0 u_0} \frac{\partial \theta^*}{\partial t^*} + u_i^* \frac{\partial \theta^*}{\partial x_i^*} &= \frac{\alpha_t}{L_0 u_0} \frac{\partial^2 \theta^*}{\partial x_i^* \partial x_i^*} + \frac{Q_0}{\rho c_p u_0 \Delta\theta_0 L_0^2} Q^*
 \end{aligned} \right\} \quad (1.3)$$

相似の条件は上記の無次元化された方程式群が同じ解を持つことであり、そのためには式(1.3)の係数が等しくなることが必要であるが、土屋らの研究⁶⁾において流れが乱流であれば、 $\nu_t/L_0u_0, \alpha_t/L_0u_0$ は一定であると判断されるため、結局以下の4つの π ナンバーが保存されることが条件となる。

$$\left. \begin{aligned} \pi_1 &= \frac{L_0}{t_0 u_0} \\ \pi_2 &= \frac{\Delta p_0}{\rho u_0^2} \\ \pi_3 &= g_i \beta \frac{\Delta \theta_0 L_0}{u_0^2} \\ \pi_4 &= \frac{Q_0}{\rho c_p u_0 \Delta \theta_0 L_0^2} \end{aligned} \right\} \quad (1.4)$$

6つの代表値に関して4つの関係式があるので、2つの代表値で他の4つの代表値を表現することができる。火災の縮小模型実験では、実験を計画するとき最初に縮尺比と火源の種類を決定することが一般的である。一般に火源を決めると燃焼の機構が変化しない限り、火炎温度はほぼ変化せず、雰囲気温度との差が温度の代表値として定まる。したがって縮尺比と温度差の代表値によって他の4つの代表値を表現することが模型実験上便利である。

式(1.4)は対数をとることにより以下の線形方程式に置き換えられる。

$$\begin{bmatrix} -100 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 10 & -2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & -1 & -2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ln t_0 \\ \ln \Delta p_0 \\ \ln Q_0 \\ \ln u_0 \\ \ln \Delta \theta_0 \\ \ln L_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ln \pi_1 \\ \ln \pi_2 \\ \ln \pi_3 \\ \ln \pi_4 \end{bmatrix} \quad (1.5)$$

行列展開により以下のように変形される。

$$\begin{bmatrix} 1000 & 1/2 & -1/2 \\ 0100 & -1 & -1 \\ 0010 & -3/2 & -5/2 \\ 0001 & -1/2 & -1/2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ln t_0 \\ \ln \Delta p_0 \\ \ln Q_0 \\ \ln u_0 \\ \ln \Delta \theta_0 \\ \ln L_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Pi_1 \\ \Pi_2 \\ \Pi_3 \\ \Pi_4 \end{bmatrix} \quad (1.6)$$

ここで $\Pi_1 \sim \Pi_4$ はそれぞれ $\ln \pi_1 \sim \ln \pi_4$ の線形和であり、 $\Pi_1 \sim \Pi_4$ が保存されることが相似の条件である。

ここで式(1.6)の指数をとり実大、模型に関するものをそれぞれ添字 R, M で表すと、 $\Pi_1 \sim \Pi_4$ を保存する条件から以下に示す相似則が導かれる。

$$\left. \begin{aligned} \left[\frac{Q_M}{Q_R} \right] &= \left[\frac{\Delta\theta_M}{\Delta\theta_R} \right]^{3/2} \left[\frac{L_M}{L_R} \right]^{5/2} \\ \left[\frac{t_M}{t_R} \right] &= \left[\frac{\Delta\theta_M}{\Delta\theta_R} \right]^{-1/2} \left[\frac{L_M}{L_R} \right]^{1/2} \\ \left[\frac{u_M}{u_R} \right] &= \left[\frac{\Delta\theta_M}{\Delta\theta_R} \right]^{1/2} \left[\frac{L_M}{L_R} \right]^{1/2} \\ \left[\frac{\Delta p_M}{\Delta p_R} \right] &= \left[\frac{\Delta\theta_M}{\Delta\theta_R} \right] \left[\frac{L_M}{L_R} \right] \end{aligned} \right\} \quad (1.7)$$

実大と模型に関する代表値 f_R, f_M の比 f_R/f_M を $n(L)$ で表すとすると式(1.7)は以下のようにも書き表せる。

$$\left. \begin{aligned} n(Q) &= n(\Delta\theta)^{3/2} n(L)^{5/2} \\ n(t) &= n(\Delta\theta)^{-1/2} n(L)^{1/2} \\ n(u) &= n(\Delta\theta)^{1/2} n(L)^{1/2} \\ n(\Delta p) &= n(\Delta\theta) n(L) \end{aligned} \right\} \quad (1.8)$$

式(1.8)の第1式は実験を行う際の発熱量を示している。式(1.8)の第2式は現象の時間変化の関係を示している。式(1.8)の第3式、第4式は風や加圧排煙などを考慮にいた実験を行う際必要となる条件を示している。今回の実験では外気風、加圧排煙などは作用していないのでこれらの関係は模型の中で自然に満たされるものと考えられる。

特に実大実験と模型実験とで同種の火源を用いた場合など、火炎温度が等しく雰囲気温度と火炎温度の温度差 $\Delta\theta$ が等しい場合には $n(\Delta\theta) = 1$ となり、式(1.8)は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} n(Q) &= n(L)^{5/2} \\ n(t) &= n(L)^{1/2} \\ n(u) &= n(L)^{1/2} \\ n(\Delta p) &= n(L) \end{aligned} \right\} \quad (1.9)$$

過去の研究^{[1][2][3][4]}で、この相似則を用いて火災時の熱気流性状を縮小模型実験によって再現できることを確認しているので、本研究においてもこの相似則を用いる。

1.2 火炎の相似

本研究では、火源における輻射の影響は、その構造の複雑さから詳細には考慮せず、輻射は同じ温度の炎の表面から同じ強度でなされるとして形態係数のみを考えることにした。形態係数は火炎形状を相似にすることで相似性を満たされるものとする。火炎の形状は文献^{[7][8]}によれば式(1.10)のように表され

$$L_f/D = f(Q_f^*) \quad Q_f^* = Q/D^{5/2} \quad (1.10)$$

L_f : 炎の高さ

D : 火源の直径

Q : 発熱量

仮に火炎温度が等しい場合の相似則, 式(1.9)の第1式が満たされるときには

$$n(Q) = n(L)^{5/2}$$

従って,

$$n(Q_f^*) = \frac{n(L)^{5/2}}{n(D)^{5/2}}$$

よって, 以下の式(1.11)が成り立つとき $n(Q_f^*) = 1$ となり実大と模型の Q_f^* が等しくなる。 Q_f^* が等しければ, 火炎の縦横比が等しくなる。

$$n(D) = n(L) \quad (1.11)$$

いいかえれば式(1.9)の第1式のような発熱量で燃焼させた場合, 縮尺比に火源の直径の比を合わせれば, 火炎の形も自然に相似になると判断される。

1.3 壁面(非冷却面)における熱流の相似

熱気流から壁面(天井面)への熱損失は熱気流と壁面の表面熱伝達及び壁対内部の熱伝導によるものである。この表面熱伝達については壁対表面における流速や壁面形状に関する経験式があげられているが, そのメカニズムは不明確であり, また本研究で扱うような非定常現象では解析が非常に困難である。そこで本研究では表面熱伝達を無視し, 熱気流温度が壁面表面温度に一致すると仮定して壁体への熱吸収のみを考慮し, はじめ一様な温度 θ_0 にあった半無限壁体の表面温度が $\Delta\theta$ だけ上昇した場合の熱伝導現象として相似則を導いた。このときの壁体の内部温度 $\theta(x, t)$ の解は文献^[16]から

$$\theta(x, t) = \theta_0 + \Delta\theta \operatorname{erfc} \frac{x}{2(kt)^{1/2}} = \theta_0 + \Delta\theta \left(1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\frac{x}{2(kt)^{1/2}}} e^{-\xi^2} d\xi \right) \quad (1.12)$$

x : 壁体表面からの距離(深さ) $k(\lambda_w/\rho_w c_w)$: 温度伝導率

λ_w : 壁体の熱伝導率 ρ_w : 壁体の密度 c_w : 壁体の比熱

壁体表面からの熱流 \dot{q} はフーリエの法則より

$$\dot{q} = -\lambda_w \left(\frac{d\theta}{dx} \right) \Big|_{x=0} \quad (1.13)$$

(1.12)式を(1.13)式に代入すると

$$\dot{q} = -\lambda_w \left(-\frac{\theta}{(\pi kt)^{1/2}} e^{-\frac{x^2}{4kt}} \Big|_{x=0} \right) = \frac{\lambda_w \Delta\theta}{(\pi kt)^{1/2}} = \Delta\theta \left(\frac{\lambda_w \rho_w c_w}{\pi t} \right)^{1/2} \quad (1.14)$$

次に辺の長さが dx , dy , dz の微小立方体を考える。ここで $x=0$ (y - z 平面) は壁体表面を, $x \geq 0$ の領域は壁体内部を表すものとし, 気流は z 方向に dz/dt の速さで流れてい

るものとする。微小時間 dt の間に $Z = 0$ の面に入る熱量 dQ_{in} と $z = dz$ の面から出ていく熱量 dQ_{out} の差 dQ は

$$dQ = dQ_{in} - dQ_{out} = -\rho c_p \left(\frac{d\theta}{dz} \right) dz \left(\frac{dz}{dt} \right) dx dy dt \quad (1.15)$$

この熱量が壁面に入射したものと考え、方程式をたてると

$$-\rho c_p \left(\frac{d\theta}{dz} \right) dz \left(\frac{dz}{dt} \right) dx dy dt = \Delta\theta \left(\frac{\lambda_w \rho_w c_w}{\pi t} \right)^{1/2} dy dz dt \quad (1.16)$$

上式を代表値 L_0, t_0, θ_0 で無次元化し整理すると

$$-\rho c_p d\theta^* dx^* L_0 = \Delta\theta^* \left(\frac{\lambda_w \rho_w c_w}{\pi t^*} \right)^{1/2} dt^* t_0^{1/2} \quad (1.17)$$

雰囲気空気の密度 ρ と比熱 c_p はスケールに依存しないのでこの式が模型と実大双方で成り立つためには次式をみたせば良いことになる。

$$n(L) = n(\lambda_w \rho_w c_w)^{1/2} n(t)^{1/2} \quad (1.18)$$

従って (1.8) 式の第二式から

$$n(\lambda_w \rho_w c_w) = n(L)^{3/2} \quad (1.19)$$

1.4 壁面（冷却面）における熱流の相似

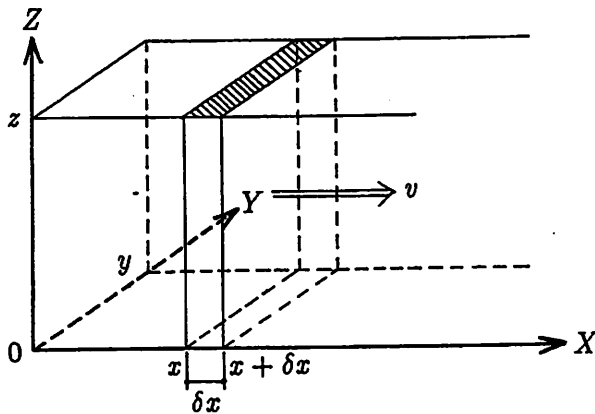


図 1.2: 冷却面における熱移動

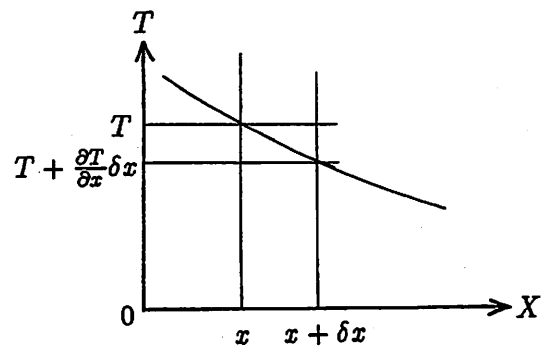


図 1.3: x 方向の温度変化

ここでは熱損失面における熱移動の相似について検討する。図 1.2 の様な直方体の内部を熱気流が通過するとすると、 δt 時間に x 面を通過する熱量 Q_{tx}

$$Q_{tx} = v \cdot \delta t \cdot y \cdot z \cdot \rho C_p \cdot T \quad (1.20)$$

δt 時間に $x + \delta x$ 面を通過する熱量 $Q_{tx+\delta x}$

$$Q_{tx+\delta x} = v \cdot \delta t \cdot \bar{y} \cdot \bar{z} \cdot \rho C_p \left(T + \frac{\partial T}{\partial x} \delta x \right) \quad (1.21)$$

δt 時間に斜線部から逃げた熱量 Q_L

$$Q_L = \delta x \cdot y \cdot q \cdot \delta t \quad (1.22)$$

δt 時間に δx で失われた熱量 $Q_{tx} - Q_{tx+\delta x} = \delta t$ 時間に斜線部から逃げた熱量 Q_L

$$-v \cdot \delta t \cdot y \cdot z \cdot \rho C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \cdot \delta x = \delta x \cdot y \cdot q \cdot \delta t \quad (1.23)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = -\frac{q}{\rho C_p \cdot z \cdot v} \quad (1.24)$$

ここで3つの代表値 L_0, q_0, v_0 により上式を無次元化する。

$$x^* = x/L_0$$

$$z^* = z/L_0$$

$$q^* = q/q_0$$

$$v^* = v/v_0$$

$$\frac{\partial T}{\partial(L_0 x^*)} = -\frac{q_0 \cdot q^*}{\rho C_p \cdot L_0 z^* \cdot v_0 v^*} \quad (1.25)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x^*} = -\frac{q_0 q^*}{\rho C_p \cdot v_0 \cdot z^* \cdot v^*} \quad (1.26)$$

これらの式から

$$n(T) = 1 \quad (1.27)$$

$$n(q) = n(v) = n(L)^{1/2} \quad (1.28)$$

が得られる。

1.5 まとめ

2.1~2.4により以下のような相似則が導かれた。

表 1.1: 各物理量の相似則

物理量 f	$n(f)$	= 模型の物理量 f_m / 実大の物理量 f_r	
代表長さ	$n(L)$	$= L_m/L_r$	
温度変化	$n(\Delta\theta)$	$= \Delta\theta_m/\Delta\theta_r$	$= 1$
時間	$n(t)$	$= t_m/t_r$	$= n(L)^{1/2}$
発熱量	$n(Q_G)$	$= Q_{Gm}/Q_{Gr}$	$= n(L)^{5/2}$
気流速度	$n(u)$	$= u_m/u_r$	$= n(L)^{1/2}$
火源寸法	$n(D)$	$= D_m/D_r$	$= n(L)$
非冷却面の熱損失	$n(\lambda_w\rho_w C_w)$	$= (\lambda_w\rho_w C_w)_m/(\lambda_w\rho_w C_w)_r$	$= n(L)^{3/2}$
冷却面の熱損失	$n(Q_L)$	$= Q_{Lm}/Q_{Lr}$	$= n(L)^{5/2}$

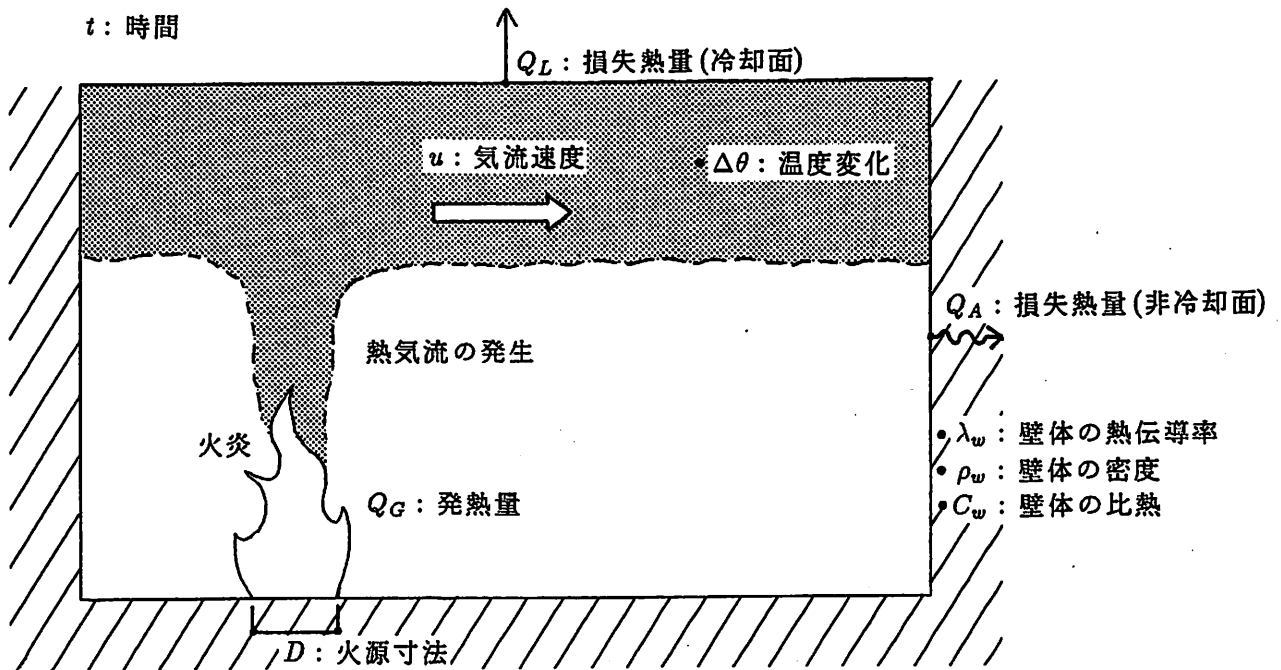


図 1.4: 各物理量の相似則

第 2 章

予備実験

2.1 予備実験 1 発煙片の発熱量の測定

発煙片の発熱量を知るために予備実験を行った。

2.1.1 実験方法及び結果

1個 10gの発煙片を1/6にカットしたもの×3個(約5g)と、1/12にカットしたもの×6個(約5g)を電子天秤の上で燃焼させ、質量の変化を測定した。

測定は2回ずつ行った。測定結果を表3.1に示す。

測定器	(株)エーアンド・ディ	パーソナル電子天秤	EK-1200A
		秤量 最大	1200 g
		最小表示	0.1 g

またこれらをグラフにプロットし、最小二乗法によって傾きを求めた。(図 2.1)

これにより燃焼速度 \dot{m} はそれぞれ

1/6 カットの発煙片	$\dot{m} = 0.03018$
1/12 カットの発煙片	$\dot{m} = 0.01267$

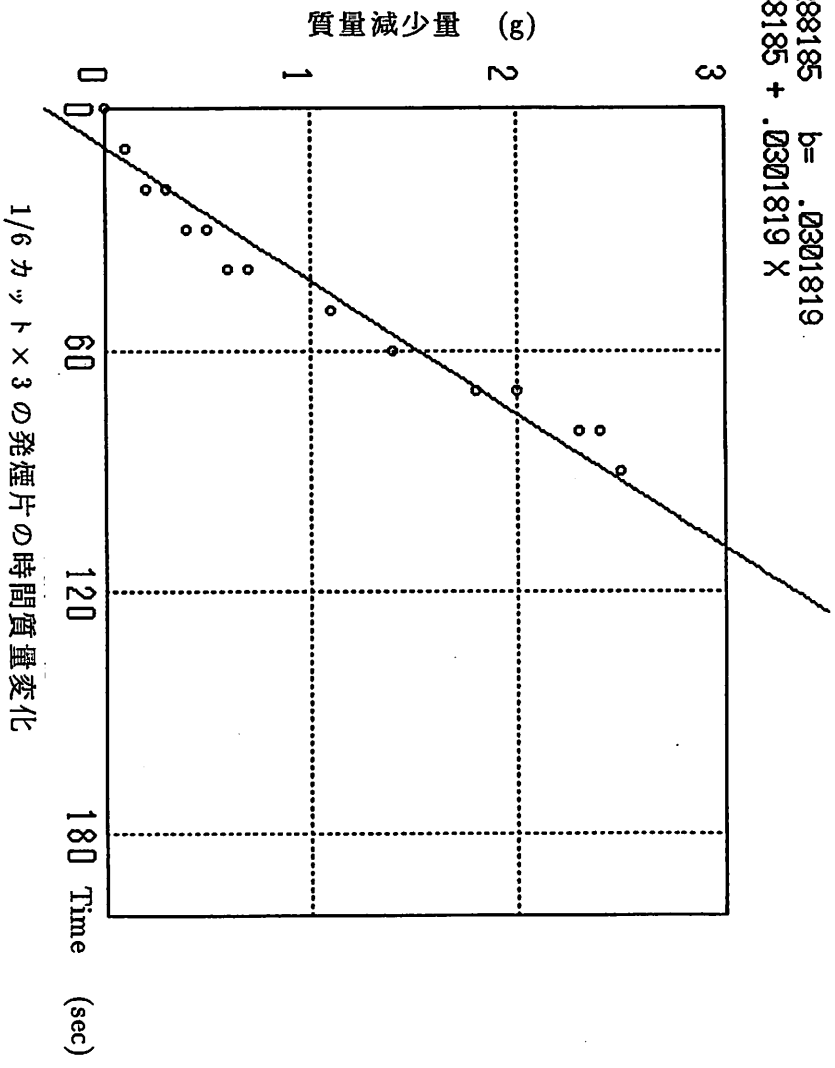
となった。

表 2.1: 発煙片の質量変化

燃焼時間	1/6 カット×3 個		1/12 カット×6 個	
	1 回目 (g)	2 回目 (g)	1 回目 (g)	2 回目 (g)
0s	4.8	4.8	4.8	4.8
10s	4.7	4.7	4.8	4.7
20s	4.6	4.5	4.7	4.6
30s	4.4	4.3	4.5	4.5
40s	4.2	4.1	4.4	4.3
50s	3.7	3.7	4.3	4.1
60s	3.4	3.4	4.2	4.0
70s	3.0	2.8	4.0	3.9
80s	2.5	2.4	3.9	3.7
90s	2.3	2.3	3.8	3.6
100s			3.7	3.5
110s			3.5	3.4
120s			3.4	3.3
130s			3.3	3.2
140s			3.2	3.0
150s			3.1	2.9
160s			2.9	2.7
170s			2.8	2.6
180s			2.7	2.5
190s			2.5	2.3
200s			2.3	
完全燃焼時間	88s	83s	207s	193s

$$a = -.288185 \quad b = .0301819$$

$$Y = -.288185 + .0301819 X$$



$$a = -.0560579 \quad b = .0126746$$

$$Y = -.0560579 + .0126746 X$$

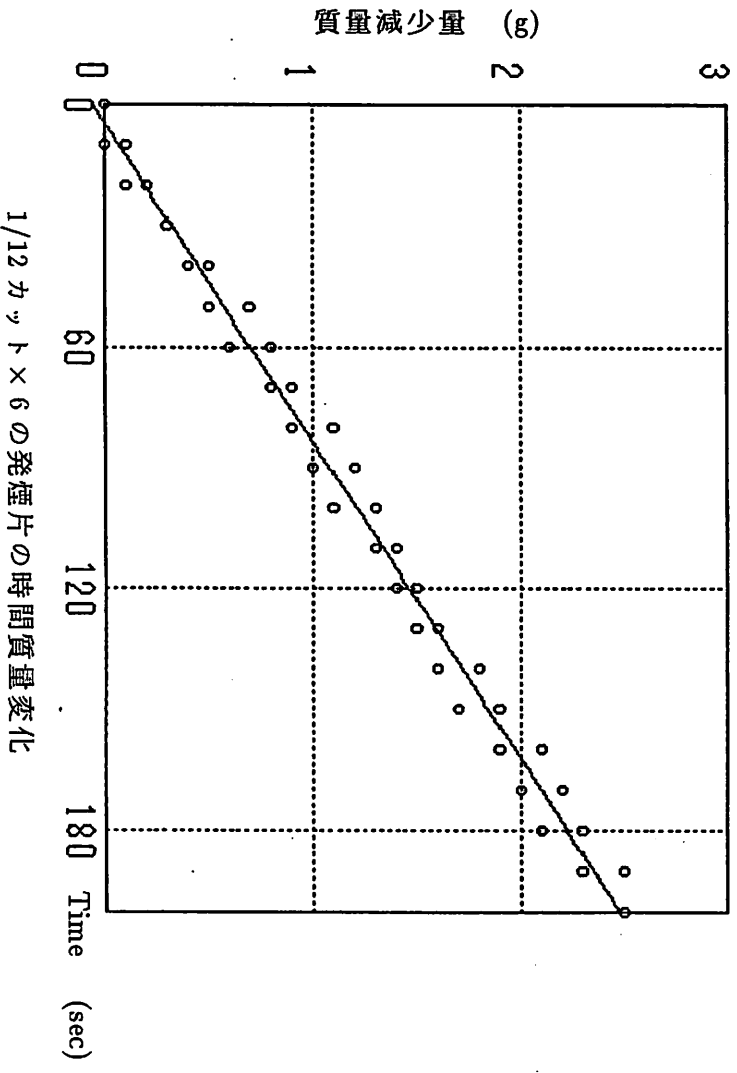


図 2.1: 発煙片の質量変化

2.2 予備実験2 熱電対に関する実験

熱電対は建物火災時の温度計として広く用いられているが、これを用いて気体温度計測を行う場合、先端のはんだ球の熱容量により気体温度との熱平衡に時間がかかる可能性があり、また、ふく射成分の混入により真の気体温度を示しているかどうか疑問が残る。

このため本実験では熱電対の性質を少しでも理解しようと以下のような予備実験を行った。

2.2.1 測定温度に影響を与えると考えられる要素

1. 先端以外の部分からの熱伝導による影響

実際の温度ではなく、熱電対のコードが温められてその熱が先端へ伝導することによる温度が表れてしまうのではないか。

2. 先端の球の大きさによる影響

先端の球の大きさによって反応速度や受放熱量が違うのではないか。

3. 火源の大きさ（火源からの距離）による影響

形態係数の違いによって受ふく射量が違う影響が、どの程度測定温度に影響するのか。

2.2.2 実験方法

1. 実験場所

中部大学建築環境実験室(4) (図 2.2に平面図, 図 2.3に断面図を示す)

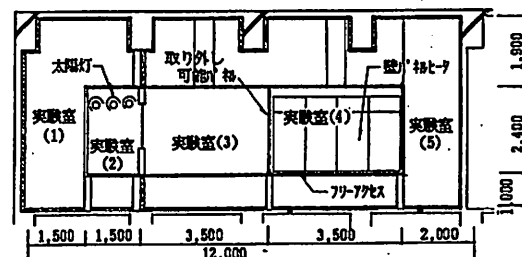
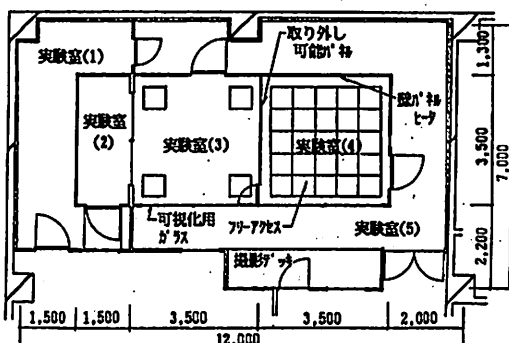


図 2.2: 環境実験室平面図

図 2.3: 環境実験室断面図

2. 実験方法

- 実験(1) 先端以外の部分からの熱伝導による影響
 - 空調機により一定温度に保たれた実験室に熱電対を設置し、室内で熱湯によりコードを温めた熱電対と、同位置に設置した温めない熱電対の測定値を比較する。
 - コードを温める位置(先端からの距離)を変えて実験を行う。この時、室の温度分布を考え出来るだけ等温になるように、設定点を近接させる。
 - コードを温める熱湯の温度を一定にするため、保温ポットの中にコードを漬ける。
- 実験(2) 先端の球の大きさによる影響
 - 空調機により温度を変化させる実験室に先端の大きさの違う熱電対を設置し、反応速度の違いを測定値から確かめる。
 - 先端のハンダ球の大きさはハンダの重量を変化させることにより差をつける。
- 実験(3) 火源の大きさ(火源からの距離)による影響
 - 空調機により一定温度に保たれた実験室の壁の一面をふく射パネルとして、そのパネルからの距離を変えて熱電対を設置し、形態係数の違いによる測定温度の違いを見る。

3. 測定点

実験室内の壁面，天井面，床面温度の測定点

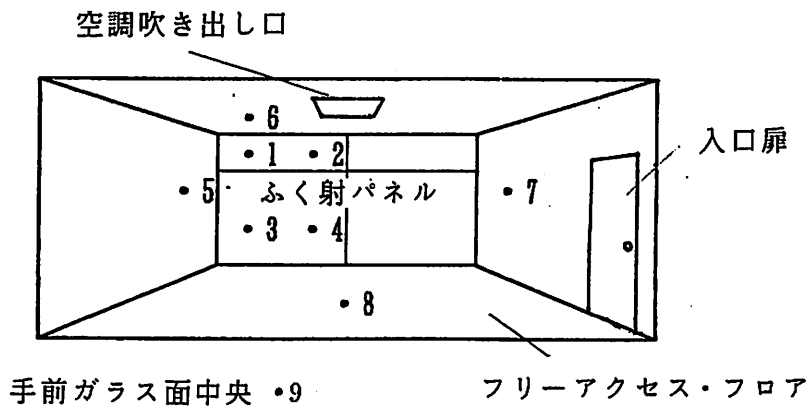


図 2.4: 実験室内の温度測定位置

実験対象の熱電対設置点

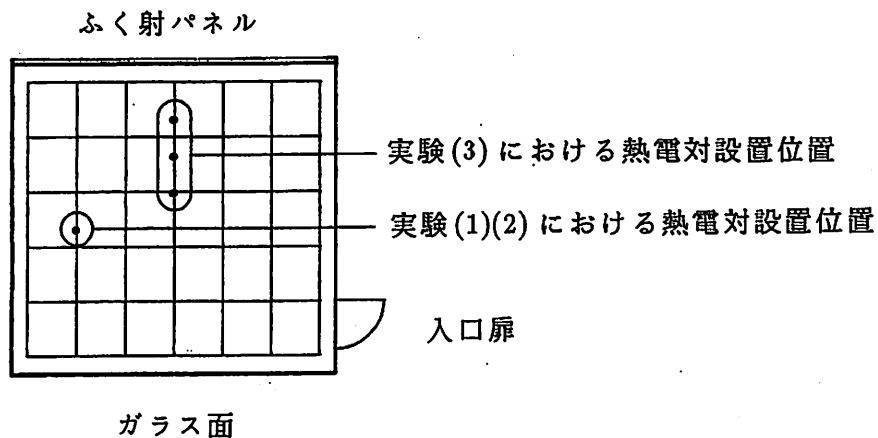


図 2.5: 実験対象の熱電対の設置位置

4. 測定器

YOKOGAWA DIGITAL TEMPERATURE RECORDER, TYPE 3874

5. 実験条件

- 実験(1) 先端以外の部分からの熱伝導による影響

- 室内温度を 20°C に保つ。
- 温めないとき 10 秒 × 6 回 (60 秒) 測定
- 温めたとき (先端からの距離 50cm) 10 秒 × 6 回 (60 秒) 測定
- 温めたとき (先端からの距離 100cm) 10 秒 × 6 回 (60 秒) 測定
- 実験(2) 先端の球の大きさによる影響
 - 室内温度を 20°C に保ち、実験開始と同時に温度を上げ 30°C まで上昇させる。
 - 球の大きさ (重量) は 0.50g, 0.25g, 0.05g
 - 1 分 × 25 回測定
- 実験(3) 火源の大きさ (火源からの距離による影響)
 - 室内温度を 30°C, パネルヒーターを 50°C に保つ
 - パネルヒーターからの距離は, 50(cm), 100(cm), 150(cm) とする
 - 実験を開始するまでパネルヒーターと熱電対の間にボードを置き, かつ扇風機で風を送ってパネルヒーターからのふく射の割合をできるだけ小さくする
 - 10 秒 × 3 回測定

2.2.3 補足

ここに、中部大学建築環境実験室(4)についての補足説明を記す。

• 室の概要

床, 壁, 天井がウレタンフォーム吹き付け断熱されたスペースの中に, 外界条件室である実験室(2)と取り外し可能パネルにて仕切られた実験室(3)(4)が含まれる。また実験室(3)(4)の前面は内部が目視観察できるようにガラス張りになっている。

• 空調システムの概要

実験室(4)は冷水コイルと電気ヒータ並びに加湿器を持った空調器によって空調される。また壁面には電気パネルヒータが設置されている。

• 室の温度特性

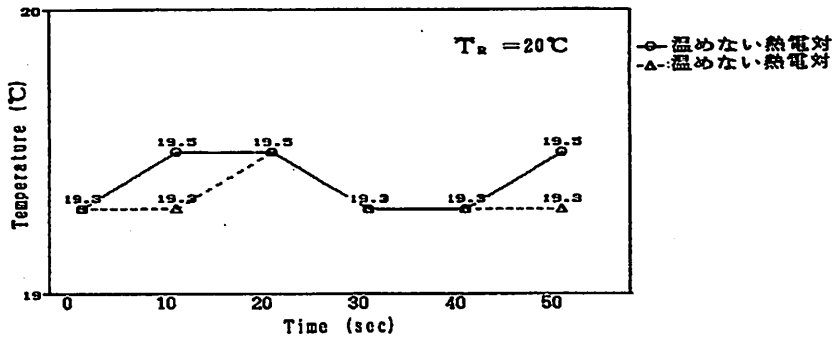
温度設定を 20~ 30°C の間で変化させた場合の温度応答は, 外気温 22°C の時, 20→ 30°C の室温上昇にほぼ 15 分, 30→ 20°C の室温下降にほぼ 30 分を要す。

外界条件室である実験室(2)の温度設定を -5~ 40°C の間で変化させた場合, 外気温 26°C の時, 実験室(4)はこの温度変化に関わらず良好な制御が行われる。

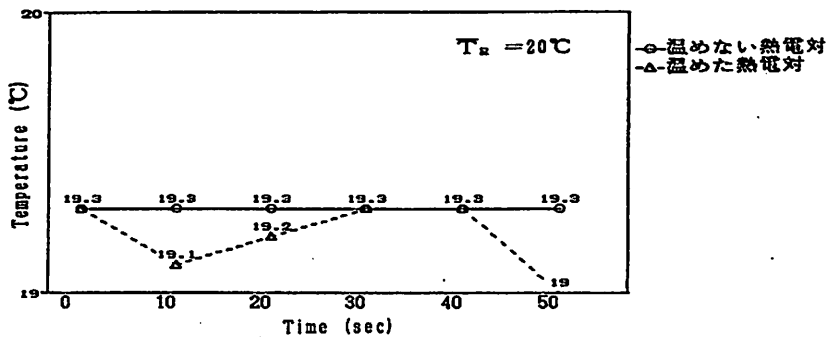
2.2.4. 実験結果及び考察

実験(1)

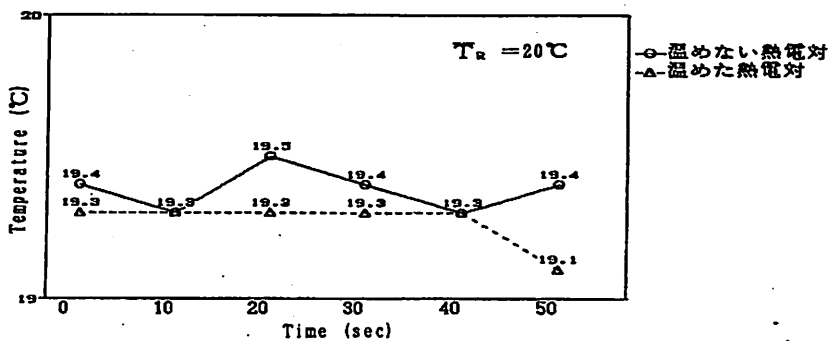
3つのパターンのどれを取り上げても指示温度の誤差は 0.3°C 以内に納まっており、しかも途中を温めた熱電対の方が低い温度を示していることから、この実験の条件である 100°C の湯で温められた程度では熱電対の指示温度への影響は皆無に等しいといえることができるであろう。ただ火災の火炎付近のように数百度になるような条件では指示温度に影響が出る可能性が残っている。



温めない場合



温めた場合 (先端から50cm)



温めた場合 (先端から100cm)

図 2.6: 先端以外からの熱伝導による指示温度の相違

実験(2)

先端球の大きさが小さい程応答が良く、指示温度は高くなっている。一方、先端球の大きい熱電対は応答の遅れが目立ち指示温度が低いことが明らかになった。

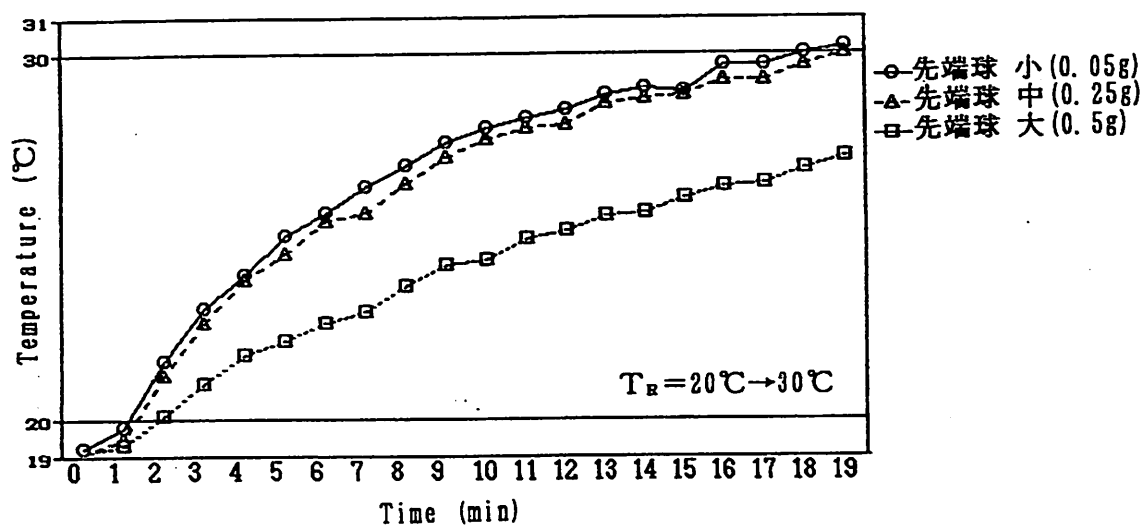


図 2.7: 先端球の大きさによる指示温度差

- 熱電対の応答補償

熱電対の先端球の大きさによる応答速度の違いを補正し、真の気体温度を推定する方法が高橋らによって示されている¹⁹⁾がその中で扱われている気体温度は 50~150°C とかなり高温である。本実験でもこの手法により応答補正を試み、20~30°C ぐらいの温度のときにもこの手法を用いることができるかどうかを確認する。

熱電対の先端球は金属なので内部の場所による温度差は周囲気体と先端球表面の温度差に比べて十分小さい。従ってここでは先端球の内部温度が一樣であると考へ、先端球の温度を代表温度 T で表すことにする。また金属の熱伝導率は表面熱伝達率に比べて十分大きいので先端球の内部での熱抵抗を無視する。

いま $t = 0$ に $T = T_0$ の一定温度の物体が、 T_f ($T_f > T_0$ の加熱過程) の一定温度に保たれた流体に浸されたとき、単位時間の伝熱量 q は、

$$q = \alpha A(T_f - T) \quad (2.1)$$

$$q = C\rho V \frac{dT}{dt} \quad (2.2)$$

A : 先端球表面積

C : 比熱

ρ : 比重

V : 体積 α : 表面熱伝達率

これを T について初期条件 $t = 0, T = t_0$ で解くと,

$$\frac{T - T_f}{T_0 - T_f} = \exp\left(-\frac{\alpha A}{C\rho V}t\right) \quad (2.3)$$

これは、一次遅れの式である。このような一次遅れ系では熱時定数 τ ($\tau = C\rho V/\alpha A$ とする) が一定ならば、熱電対の示す温度 T と τ 及び温度変化率を用いて、真の温度 T_0 を式(2.4)により推定することができる。

$$T_0 - T + \tau \frac{dT}{dt} \quad (2.4)$$

そこで式(2.4)を 0.5g の先端球の熱電対に適用して温度補正を行い、0.05g の熱電対と比較対照した結果を図 2.8 に示す。一定時間経過後の温度変化はズレが大きくなるが、初期の温度変化では、ほぼ真の気体温度に近づくことができた。

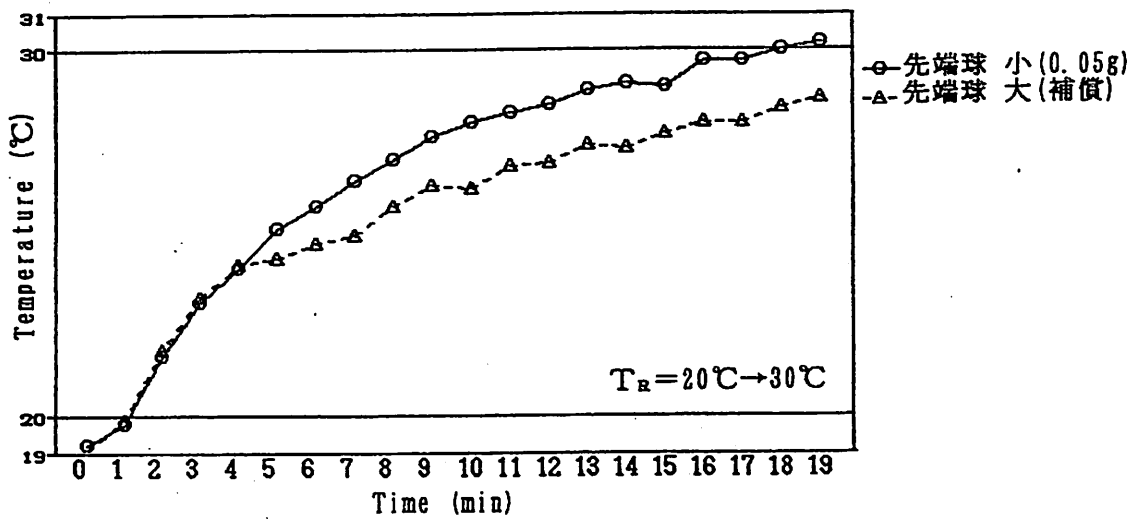


図 2.8: 熱電対の応答補償結果

実験(3)

ふく射の遮断パネルを取り払い、送風を止めてからの温度は、ふく射パネルからの距離が50(cm),100(cm)の熱電対こそ 1°C 弱上昇するが、150(cm)のものは全く温度変化がみられなかった。また温度が上昇したものについても30秒ほど経つと元の温度に戻ってしまうことからこの実験における条件(ふく射源の温度が 50°C 程度)ではふく射の影響はほとんど認められないということができよう。しかし、実際の火災では火炎の表面温度は千数百度になるので熱電対にもふく射の影響が必ずでていると考えられ、今後高温のふく射源による実験を行う必要がある。

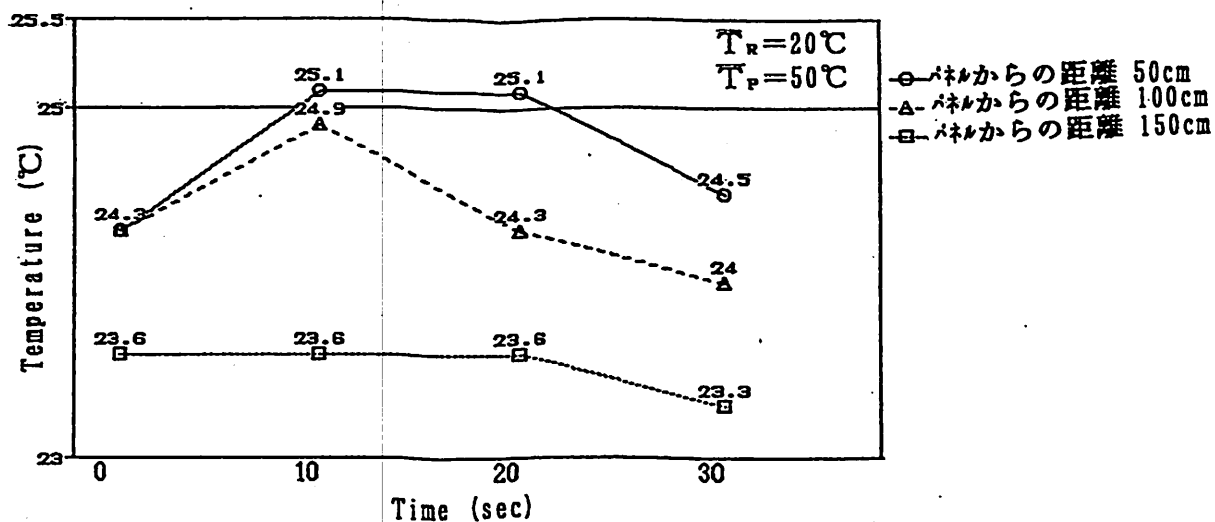


図 2.9: 輻射による指示温度差

第 3 章

冷パネルの熱気流性状に対する影響

3.1 実験の概要

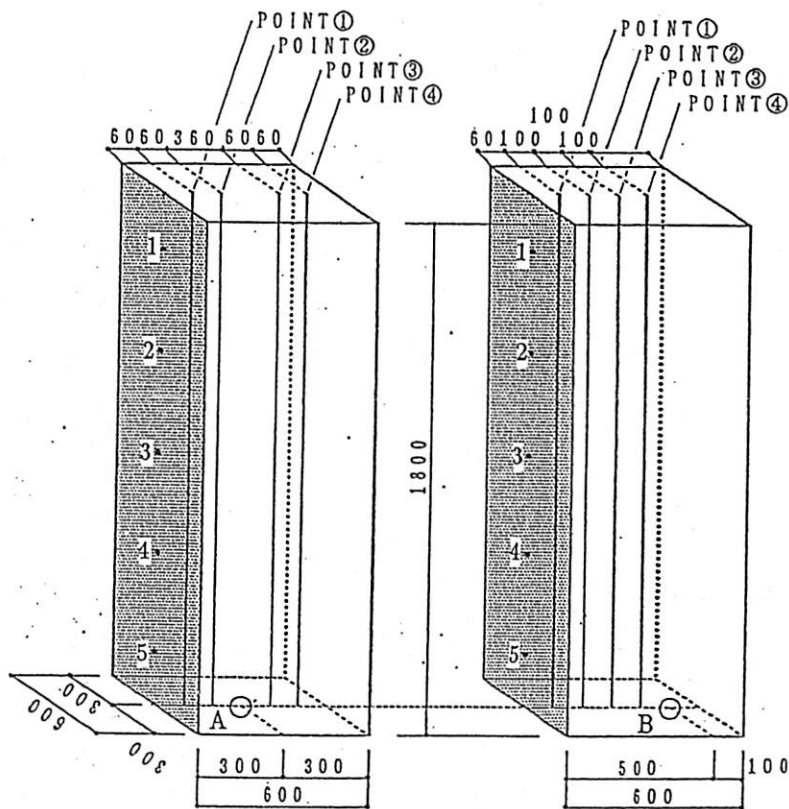
大規模空間に限らず閉空間、及び一部に開口を持つ閉空間において、その内部で火災が発生した場合の煙流動の予測には二層ゾーンモデルが使われている。このモデルでは上部から熱気流が溜まっていき、その下端は平面となり順次降下していくことを仮定している。しかしこのモデルでは、火災時の熱気流性状は非常に単純化されており、空間の条件によってはこのモデルから著しく異なった現象が生じる可能性がある。本研究ではショッピングモールなどの横方向に長い大空間における天井面、及びアトリウムなどの縦方向に長い大空間における壁面が冷却される場合について、外気との開口を持たない条件で検討する。実験では可視化観察と気体温度の測定により、壁面を意図的に冷却した場合と一般的材料を用いた場合の比較を行う。

3.2 実験方法

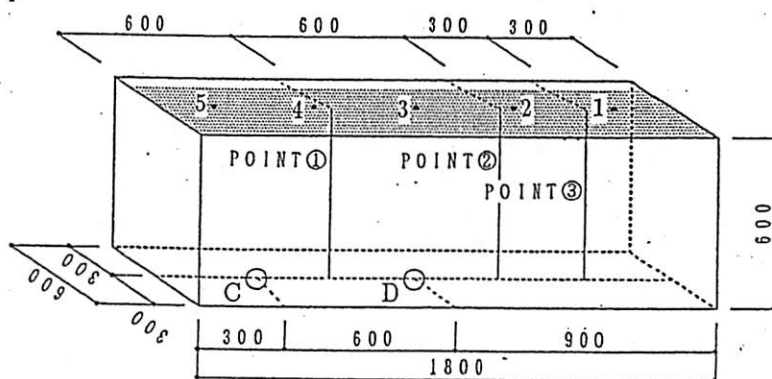
3.2.1 模型

本実験は実在する建物の縮小模型という設定ではないが、想定する実大の建物内部空間を $30(\text{m}) \times 30(\text{m}) \times 90(\text{m})$ の直方体の大空間とし、その $1/50$ のスケールにあたる模型を作成した。模型は図 3.1 のように $600(\text{mm}) \times 600(\text{mm}) \times 1,800(\text{mm})$ のものを $9(\text{mm})$ 厚のベニヤ板で作成し、縦置き、横置きにして実験に使用した。尚、熱損失のある面として、側面 ($600(\text{mm}) \times 1,800(\text{mm})$) のうち一面はベニヤ板を取り外して冷却水槽をセットできるようになっている。冷却の方法としては、図 3.2 のように補助タンクを作成し、そこからポンプによって冷却水を常時水槽内に循環させる方法を取り、出来るだけ冷却水槽内の温度分布が均一になるようにした。補助水槽と送水ホースは発泡スチロールや発砲ウレタンで断熱して冷却水の熱損失面以外での熱損失を極力防止するとともに、冷却水槽からの返却水をシャワー状に補助水槽内に散布することによって、氷で冷却をする際水温を一定にする工夫がなされている。さらに模型正面を透明アクリル張りとし、可視化された熱気流を目視により観察出来るようにした。透明アクリル面と熱損

失面以外の壁面には、断熱材として岩綿保温材 (JIS A 9504) を張り付けた。これは実大での壁面素材をコンクリートとし、1.3で得られた相似則に基づいて決定したものである。なおこの模型では実験中に煙が外部に漏れ出さない程度の気密性が確保されている。その他模型には火源をセットする穴とレーザー光を照射する穴が開けられている。



縦置き (壁面冷却)



横置き (天井面冷却)

○ : 火源

1~5 : 熱流測定点

■ : 冷却面

図 3.1: 模型形状及び測定点

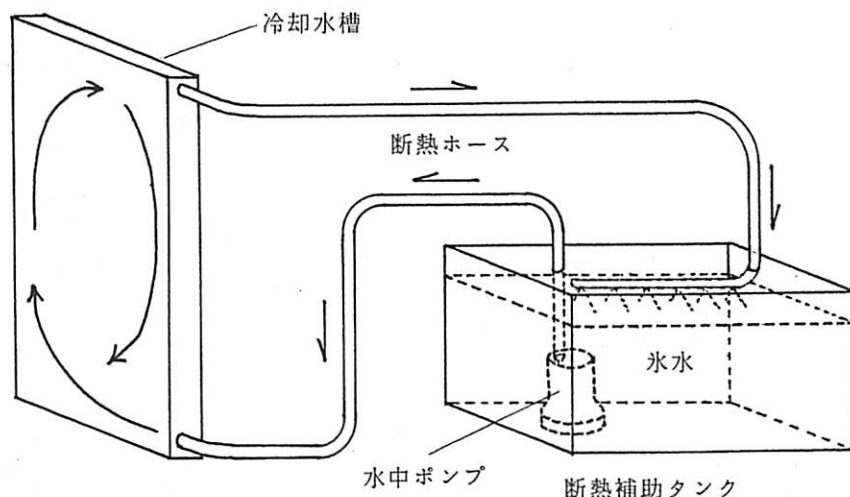


図 3.2: 冷却水槽及び補助タンク

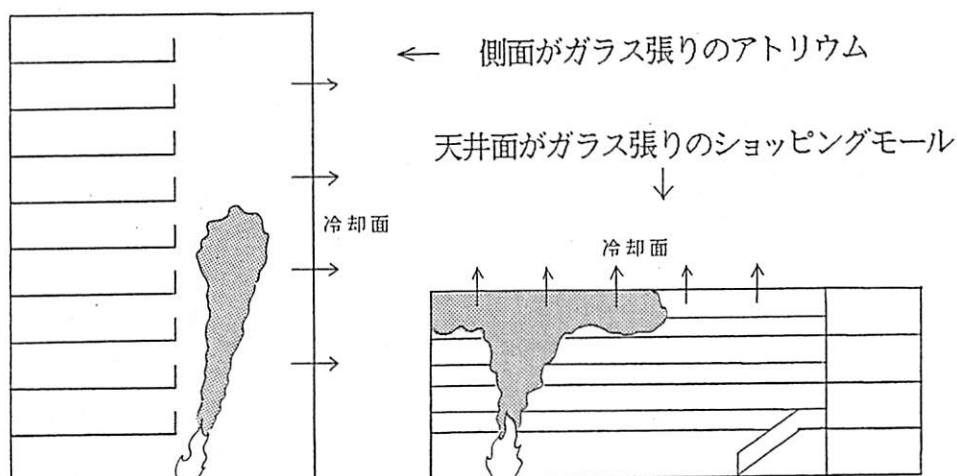


図 3.3: 想定する実大空間

3.2.2 火源

火源にはプロパンガスを用い、硬化ガラス製のロートに小石を詰めたものをバーナーとして使用した。流量調整はマスフローコントローラー（大倉電気製，MF5000シリーズ）と信号発信器（大倉電気製，PG5600）の組合せで行った。又、マスフローコントローラーは流量ゼロの状態から設定した定流量で安定するまでにかかり時間がかかるため、三方弁を用いてあらかじめ設定した流量を他の場所に流しておき、実験開始のタイミングでバーナーの方に流す工夫がされている。システムの組合せを図 3.4 に示す。

火源位置は先の図 3.1 の A~D に設置する。ここで火源位置 A および B はショッピングモールなど横方向に長い大空間の端部および中央部で火災が発生したことを想定、火源位置 C および D はアトリウムなどの縦方向に長い大空間の底部中央及びオフィス空間において火災が発生したことを想定したものである。(図 3.3)

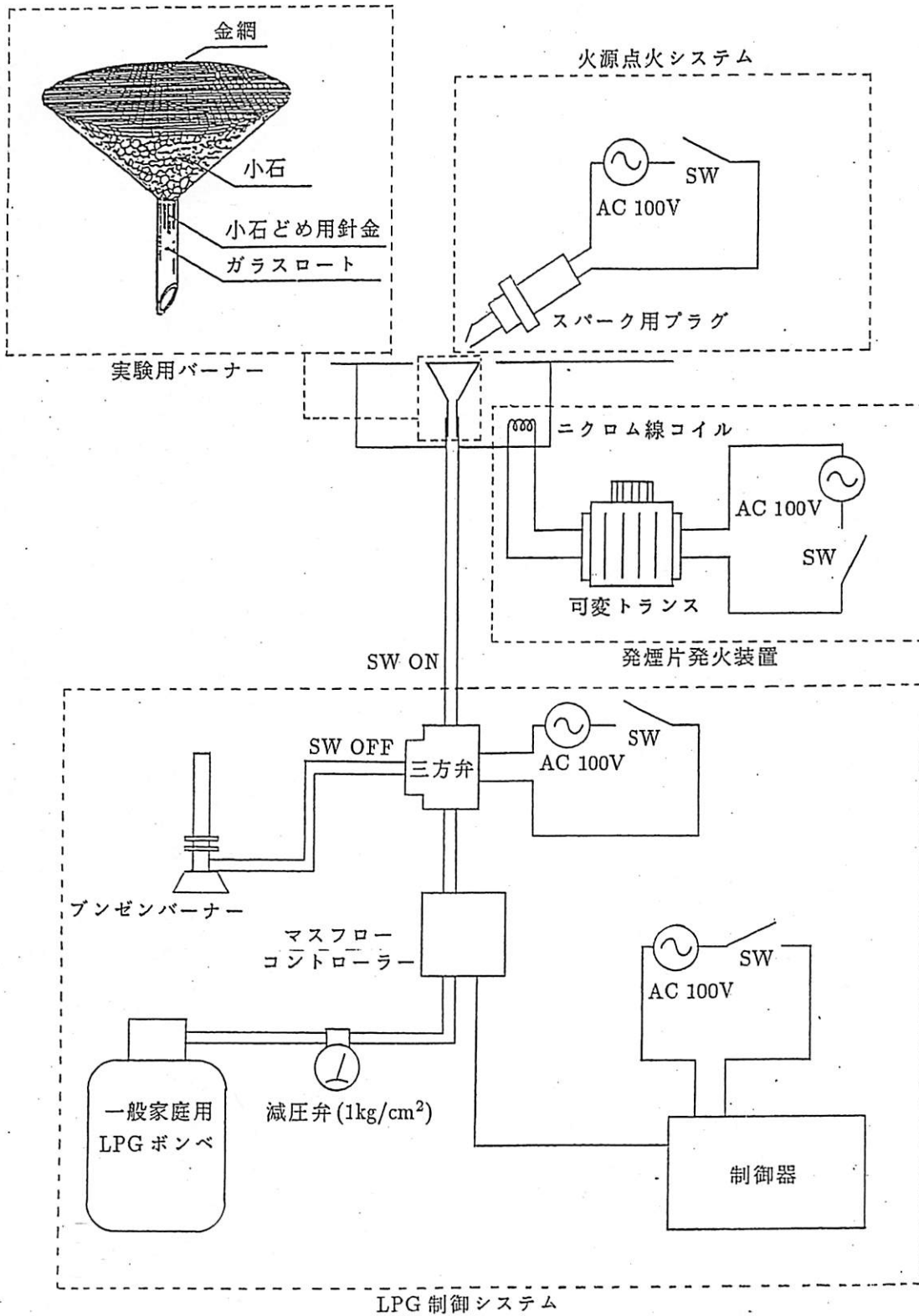


図 3.4: 火源システム

3.2.3 計測方法

●温度計測

温度計測にはC-C熱電対を用い、データロガーで記録した。模型内部の気流温度は、先の図3.1に示すPOINTに、等間隔に11点熱電対を取り付けた棒をぶら下げて測定し、水槽の内側表面温は、図3.5に示すように熱電対(5点)を設置して測定した。

●熱流計測

英弘精機製の低熱抵抗薄型熱流計(CN-140D 50(mm)×50(mm)×0.7(mm))をシリコン系接着剤で熱損失面に張り付け(図3.5)、熱流量をデータロガーで記録した。

●熱気流の可視化とその記録

熱気流可視化のために発煙片を用い、アルゴンレーザー発生装置(NEC, GLG3000)でレーザーシートを作って空間内鉛直断面の煙層を可視化した。その時間変化をビデオ撮影(SONY, VIDEO Hi8 TR-705)によって記録した。

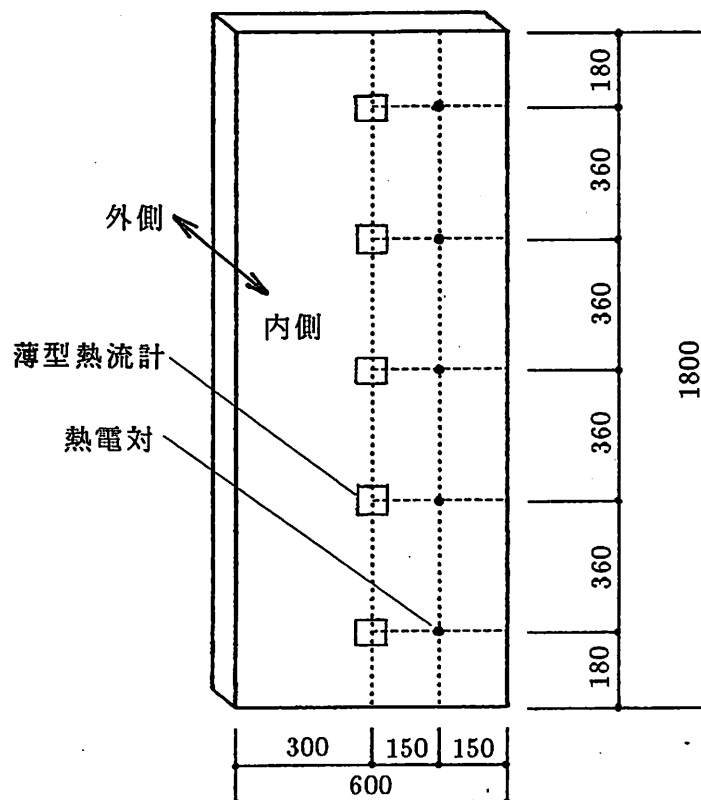


図 3.5: 水槽表面及び熱流測定点

3.3 実験条件

3.3.1 発熱量

模型実験における発熱量は、実際に想定される火災における発熱量を基に相似則に従って決定される。ここでは経験から一般的な規模の火災の発熱量と考えられている3MWと、英国のDesign Fireである5MWを基に発熱量を決定した。

ここで必要な情報を列挙しておく

- $n(Q) = n(L)^{5/2}$ Q : 発熱量 (kcal/s)
 L : 代表長さ (m)
- プロパンの単位発熱量 22.35 (kcal/l)
- 実大火災の規模 3MW - 5MW(英国 Design Fire)
 単位の換算をすると
 3MW = $3 \times 860 \times 10^3 = 2580 \times 10^3$ (kcal/h)
 5MW = $5 \times 860 \times 10^3 = 4300 \times 10^3$ (kcal/h)
- 模型内部容積 $0.6 \times 0.6 \times 1.8 = 0.648$ (m³)

1. 模型における発熱量

3MWの場合

$$2580 \times 10^3 \times \frac{1}{3600} \times \left(\frac{1}{50}\right)^{5/2} = 0.0405(\text{kcal/s}) = 40.5 (\text{cal/s})$$

5MWの場合

$$4300 \times 10^3 \times \frac{1}{3600} \times \left(\frac{1}{50}\right)^{5/2} = 0.0676(\text{kcal/s}) = 67.6 (\text{cal/s})$$

2. 発煙片の発熱量

発煙片の発熱量は、発煙片を焚いた実験と発煙片を焚かなかった実験の比較により算出した。この実験では1個10(g)の発煙片を1/6にカットしたものを3個、順次燃えていくように並べて着火している。このとき発煙片は約90秒で燃え尽きたので、90秒における両実験の測定温度から室内平均温度差を求め、さらに鉄板から逃げた熱量の差を求め、二つの和を発熱量とした。

(1) 空気を温めるのに使われた熱量 (kcal/m³)

$$\begin{aligned} &= (90 \text{ 秒における}) \text{ 室内平均温度差 (deg)} \times \text{空気の比熱 (kcal/kg} \cdot \text{deg)} \\ &\quad \times \text{空気の密度 (kg/m}^3\text{)} \times \text{模型内部容積 (m}^3\text{)} \\ &= 0.99318 \times 0.24 \times 1.3 \times 0.648 \\ &= 0.201 (\text{kcal}) \\ &= 201 (\text{cal}) \end{aligned}$$

(2) 壁から逃げた熱量 (kcal/h) = $\frac{\text{測定値 } B(\text{mv})}{\text{代表感度 (mv} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{h/kcal)}} \times \text{鉄板面積 (m}^2\text{)}$

測定値 B : 全ての熱流計の値の時間平均値

$$\begin{aligned} &= \frac{1.004 \times 10^{-2}}{0.0012} \times 0.6 \times 1.8 \\ &= 9.036 (\text{kcal/h}) \\ &= 2.51 (\text{cal/s}) \end{aligned}$$

$$= 451.8 \text{ (cal/180s)}$$

以上の二つより、1/6カットの発煙片の発熱量は

$$(1) + (2) = 652.8 \text{ (cal)}$$

となる。

本実験で実際に用いられた発煙片は、1/12にカットしたものを6個並べて使用しているが、質量は同じなので、発熱量も1/6カットと同じと考えた。予備実験により1/12カットの発煙片の燃焼速度は、1/6カットの発煙片の燃焼速度のほぼ1/2倍と確認されている。正確には、

$$\frac{1/6 \text{ カットの発煙片の燃焼速度 (g/s)}}{1/12 \text{ カットの発煙片の燃焼速度 (g/s)}} = \frac{0.03018}{0.01267} = 2.382$$

よって1秒当たりの発熱量は、

$$\frac{652.8}{90 \times 2.382} = 3.045 \text{ (cal/s)}$$

3. プロパンの発熱量

$$3\text{MW の場合} \quad 40.5 - 3.045 = 37.455 \text{ (cal/s)}$$

$$5\text{MW の場合} \quad 67.6 - 3.045 = 64.555 \text{ (cal/s)}$$

4. プロパンの流量

$$3\text{MW の場合} \quad 37.455 \times 10^{-3} \times 60 / 22.35 = 0.1006 \text{ (l/m)}$$

$$\rightarrow 0.10 \text{ (l/m)}$$

$$5\text{MW の場合} \quad 64.555 \times 10^{-3} \times 60 / 22.35 = 0.1733 \text{ (l/m)}$$

$$\rightarrow 0.17 \text{ (l/m)}$$

3.3.2 火源の直径

火源は実大、模型ともに円形火源とし、相似則

$$n(D) = n(L) \quad \text{ここでは } 1/50 \quad (D: \text{火源の直径})$$

と、経験から実大火災の火源の大きさ(面積)が

$$0.5 \sim 1.0 \text{ (MW/m}^2\text{)}$$

であることを利用して模型における火源の直径(ロートの直径)を決める。

• 3MW の場合

$$\text{実大における火源面積} = \pi r_R^2 = 3 \sim 6 \text{ (m}^2\text{)}$$

実大における火源半径 r_R

$$r_R = \sqrt{3/\pi} \sim \sqrt{6/\pi} = 0.977 \sim 1.382 \text{ (m)}$$

模型における火源半径 r_M

$$r_M = 0.977 \sim 1.382 \times 1/50$$

$$= 0.01954 \sim 0.02764 \text{ (m)} = 19.54 \sim 27.64 \text{ (mm)}$$

模型における火源直径 ϕ_M

$$\phi_M = 39.09 \sim 55.28 \text{ (mm)} \rightarrow 40 \text{ (mm)}$$

• 5MW の場合

$$\text{実大における火源面積} = \pi r_R^2 = 5 \sim 10 \text{ (m}^2\text{)}$$

実大における火源半径 r_R

$$r_R = \sqrt{5/\pi} \sim \sqrt{10/\pi} = 1.262 \sim 1.784(\text{m})$$

模型における火源半径 r_M

$$\begin{aligned} r_M &= 1.262 \sim 1.784 \times 1/50 \\ &= 0.02523 \sim 0.03568(\text{m}) = 25.23 \sim 35.68(\text{mm}) \end{aligned}$$

模型における火源直径 ϕ_M

$$\phi_M = 50.46 \sim 71.36(\text{mm}) \rightarrow 50(\text{mm})$$

3.3.3 熱損失面における境界条件

本実験では熱損失面は以下の4つの条件にして実験を行っている。

- | | | |
|--------|--------|---------------------|
| ・Bシリーズ | ベニヤ板張り | |
| ・Aシリーズ | 鉄板水槽 | 水を循環させない |
| ・Wシリーズ | 鉄板水槽 | 常温水を循環 (水温 12~15°C) |
| ・Iシリーズ | 鉄板水槽 | 氷水を循環 (水温 1~5°C) |

3.4 実験結果

3.4.1 壁面冷却

まずこの実験で全般的に言えることは、いずれの実験においてもはっきりとした煙層が形成されないということである。空間形状が高さ方向に長いことにより空間上部のほとんどが火源による熱プルーム域に入っており、気流の乱れが大きいことが原因として考えられる。又、目視によれば、発熱量が大きいほど熱気流の速度は速く、煙の降下も速くなっている上、冷却、非冷却の差は小さくなる。

中央火源の場合、中央で発生した煙は天井にぶつかり左右壁面に当たって降下する。その後時間の経過に従って煙は徐々に降下した。この際、氷水で壁面を冷却した実験では図3.6のように冷却によるダウンフローが生じ、模型内に反時計回りの対流が起こる。垂直温度分布を見ると、壁面を冷却しない実験では4本全ての測定点で同じように温度が上昇しているのに対し、壁面を冷却した実験では、ダウンフローの通り道となる左側の2点では温度が低く、逆に対流により傾いたプルームの通り道となる右側の2点では温度が高くなる(図3.8)。この対流により火炎は冷却面の反対側(右側)に傾き煙層も乱れるが、模型内の煙はすぐに底面まで到達するので、壁面の冷却の有無による煙降下時間の差はほとんど認められなかった。

端火源の場合は、右端で発生した煙は右壁面に沿って上昇して天井にぶつかり、天井を左壁面に流動して、その後徐々に降下する。この時垂直温度分布には表れていないが、目視によれば壁面を冷却した実験では、冷却しない実験に比べて煙の降下速度が若干速い。(図3.7) これは煙が、壁面冷却によるダウンフローに乗ったためであろう。

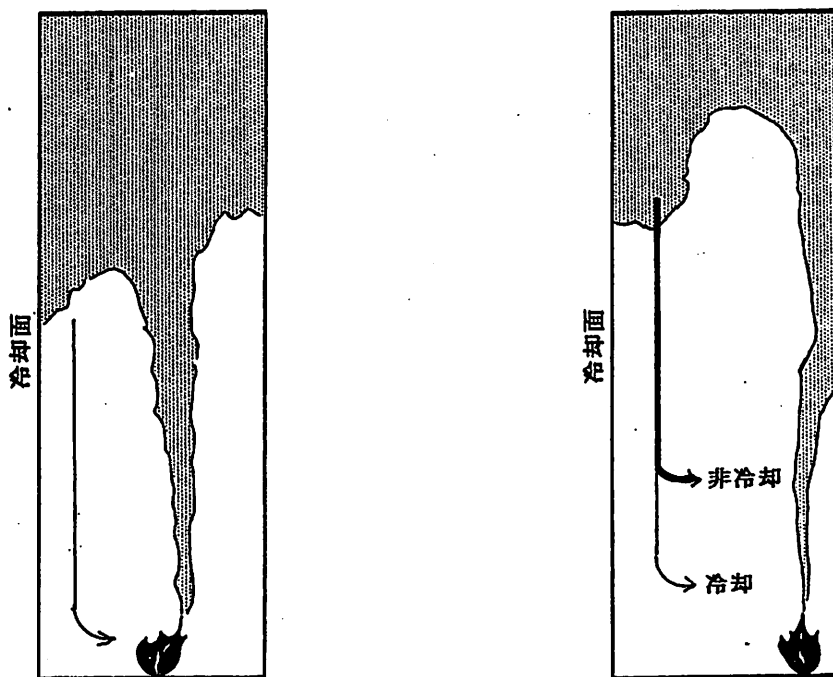


図 3.6: 煙流動性状 (壁面冷却, 中央火源) 図 3.7: 煙流動性状 (壁面冷却, 端火源)

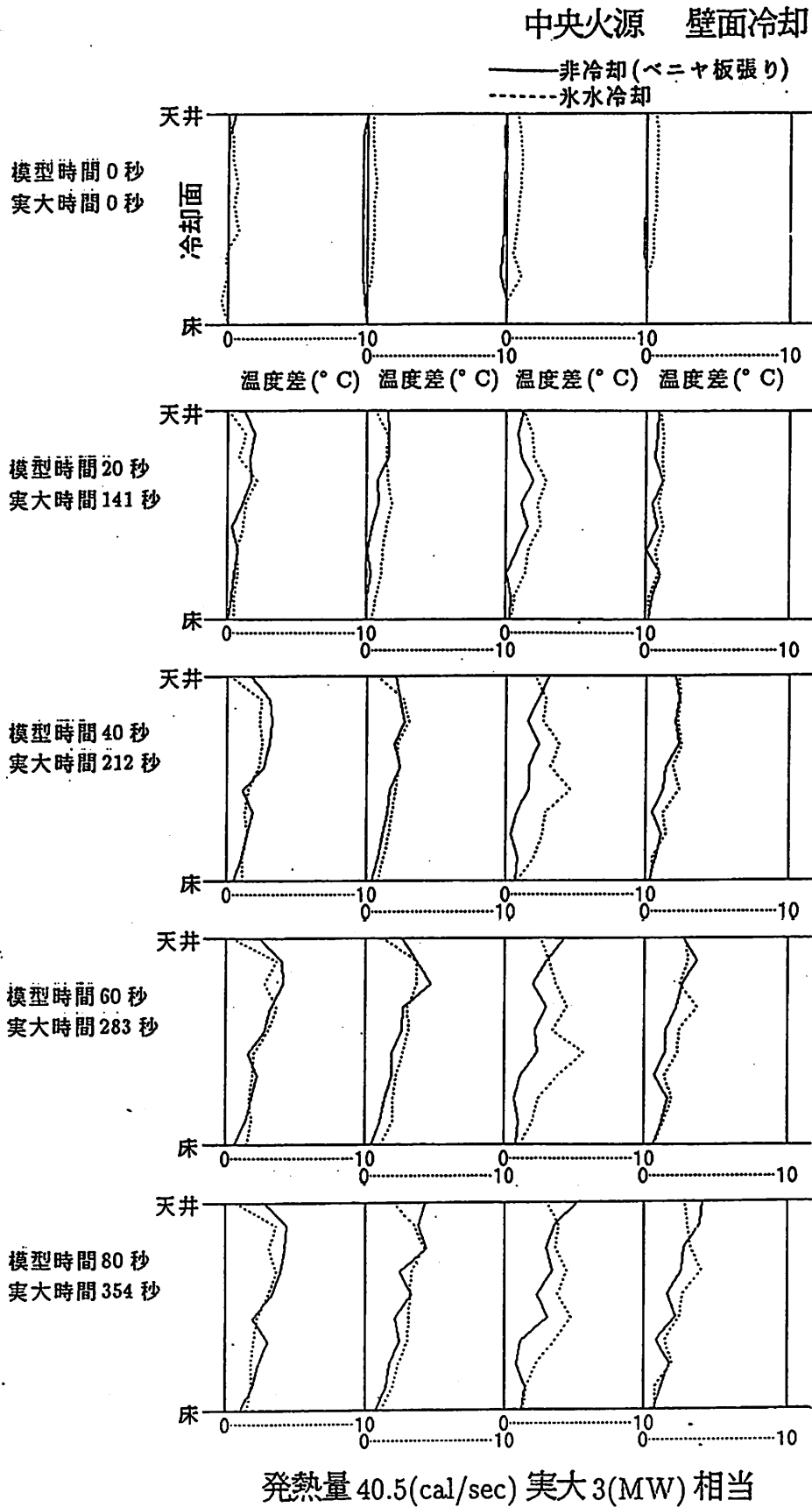


図 3.8: 垂直温度分布(壁面冷却, 中央火源)

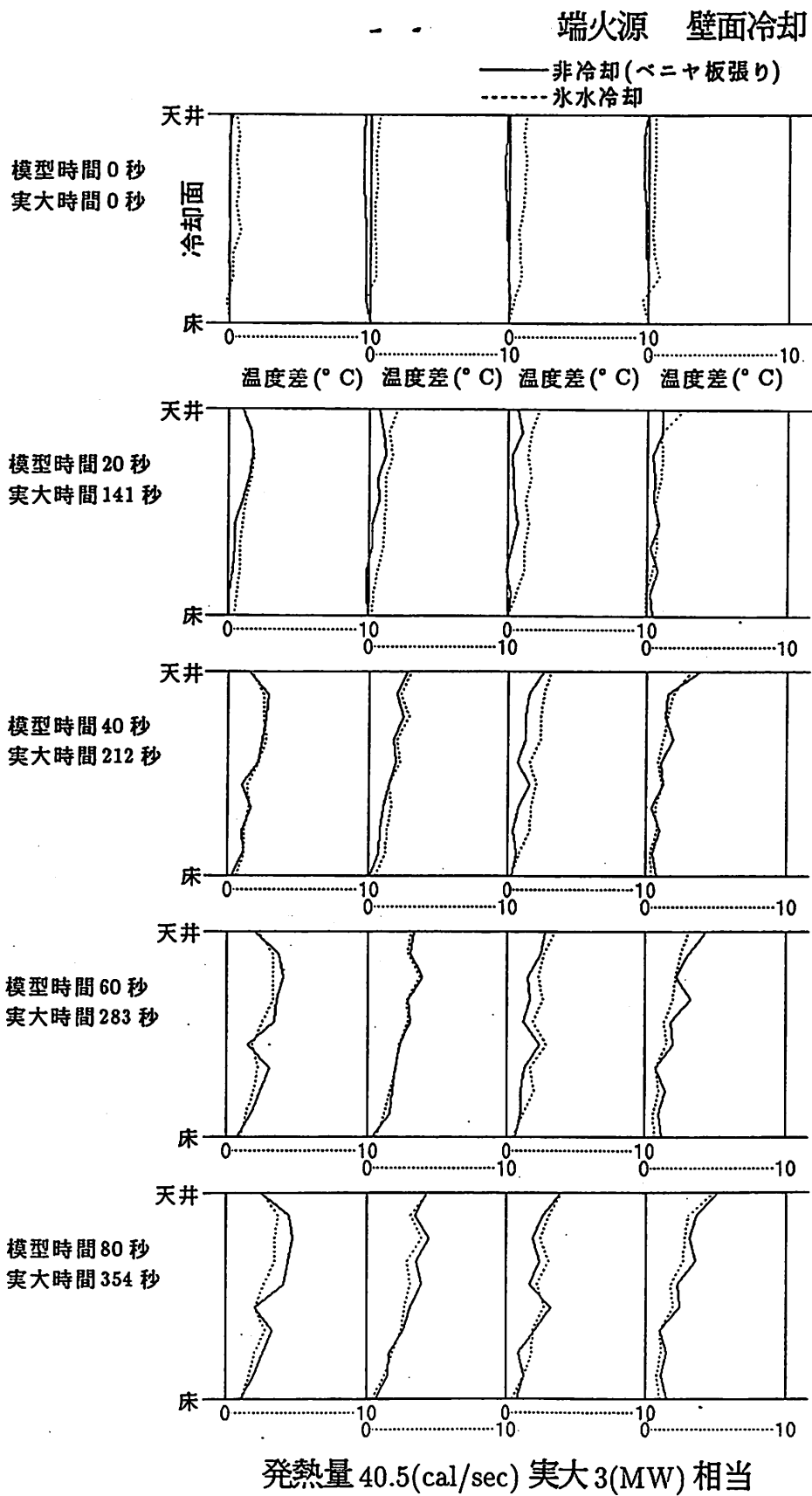


図 3.9: 垂直温度分布 (壁面冷却, 端火源)

3.4.2 天井面冷却

この実験では、煙層の形成が比較的是っきりと見られた。また発熱量が大きいほど熱気流の伝播速度は速くなり、天井面冷却の有無による差は小さくなった。

中央火源で天井面を冷却しない実験では、図 3.10 のように中央で発生した煙は天井面を伝播して広がり、左右壁面に当たって一旦下降してから煙層を形成する。その後徐々に煙層は降下した。一方、天井面を冷却した場合には、煙は天井面を伝播するが、水平伝播中にすでに降下を始め、煙の先端が壁面に突き当たると床面に近い位置を中央に向かって流動した。このことは垂直温度分布にも表れており、冷却しない場合（実線）には煙層の降下とともに上部から温度が上昇するのに対し、天井面を冷却した場合は上部から下部ほぼ全域にわたって同じように温度が上昇している。

端火源で天井面を冷却しない実験では、左端で発生した煙は図 3.11 のように天井面を右へと伝播し、右壁面に突き当たるとやや降下しはねかえるように流動した。その後煙層を形成し、時間の経過とともに煙層下端は降下していくが時計まわりの対流により煙層下端はやや右下がりとなった。一方、天井面を冷却した場合には、煙は天井面を伝播するが、右壁面に到達する前に煙層は降下を始めており、壁面に突き当たると床面に近い位置を右から左へと流動した。このことは垂直温度分布にも表れており、中央火源の場合と同様に、冷却しない場合（実線）には煙層の降下とともに上部から温度が上昇するのに対し、天井面を冷却した場合は上部から下部ほぼ全域にわたって同じように温度が上昇している。また、火源から一番離れた点（対流による気流が下降する点）で温度上昇が大きくなっている。

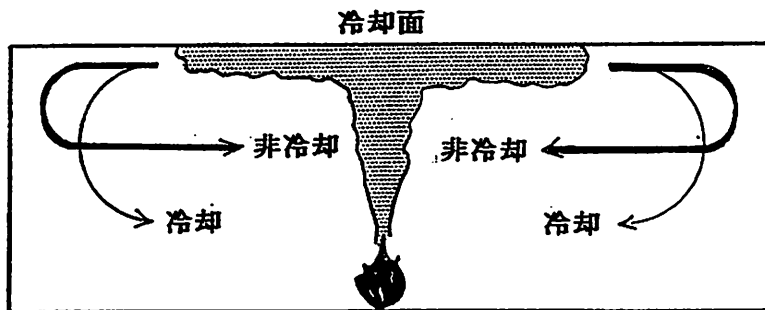


図 3.10: 垂直温度分布（天井面冷却，中央火源）

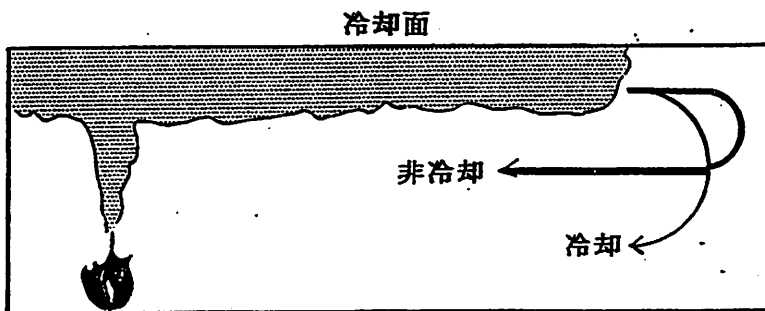
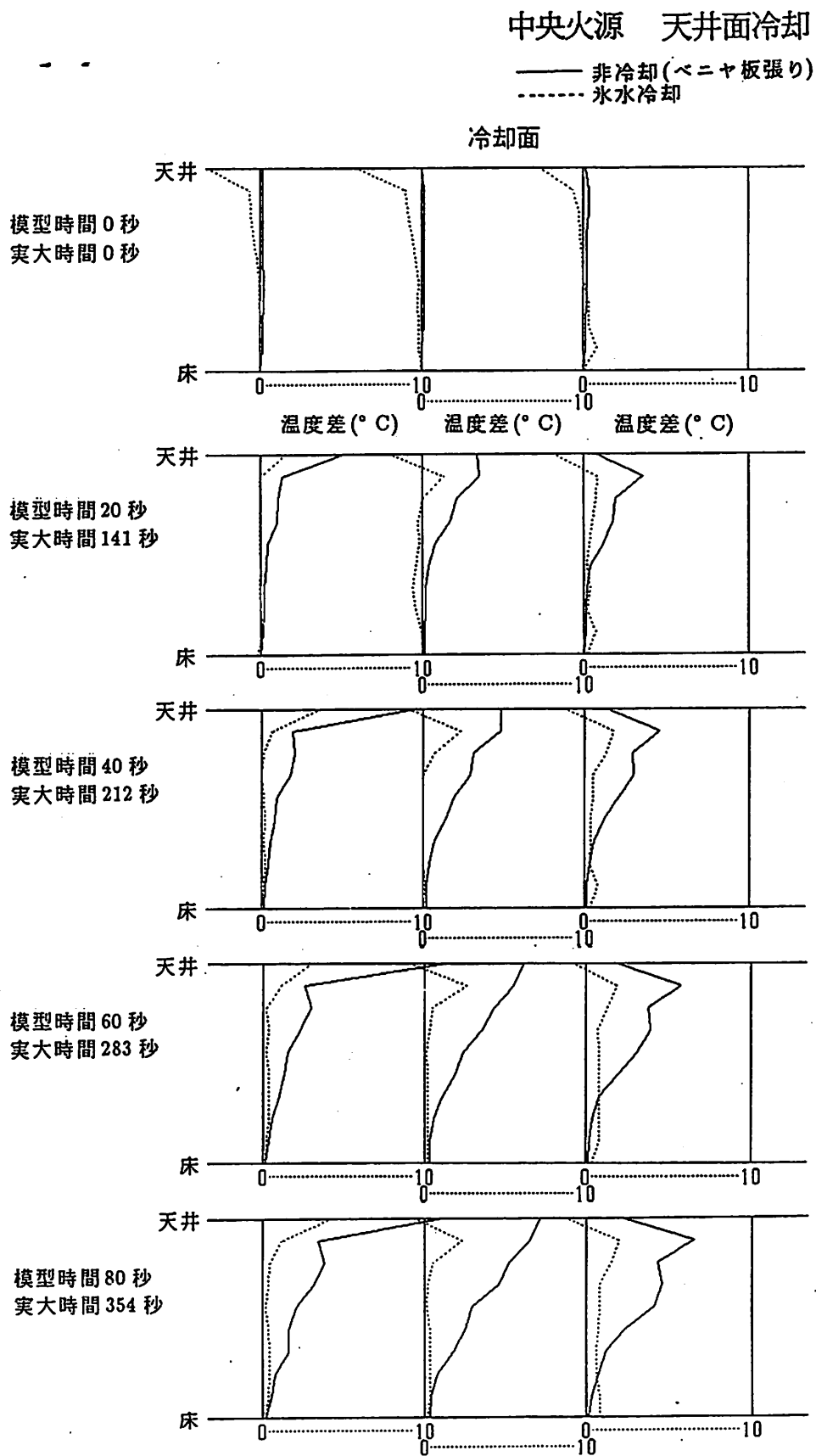


図 3.11: 垂直温度分布（天井面冷却，端火源）

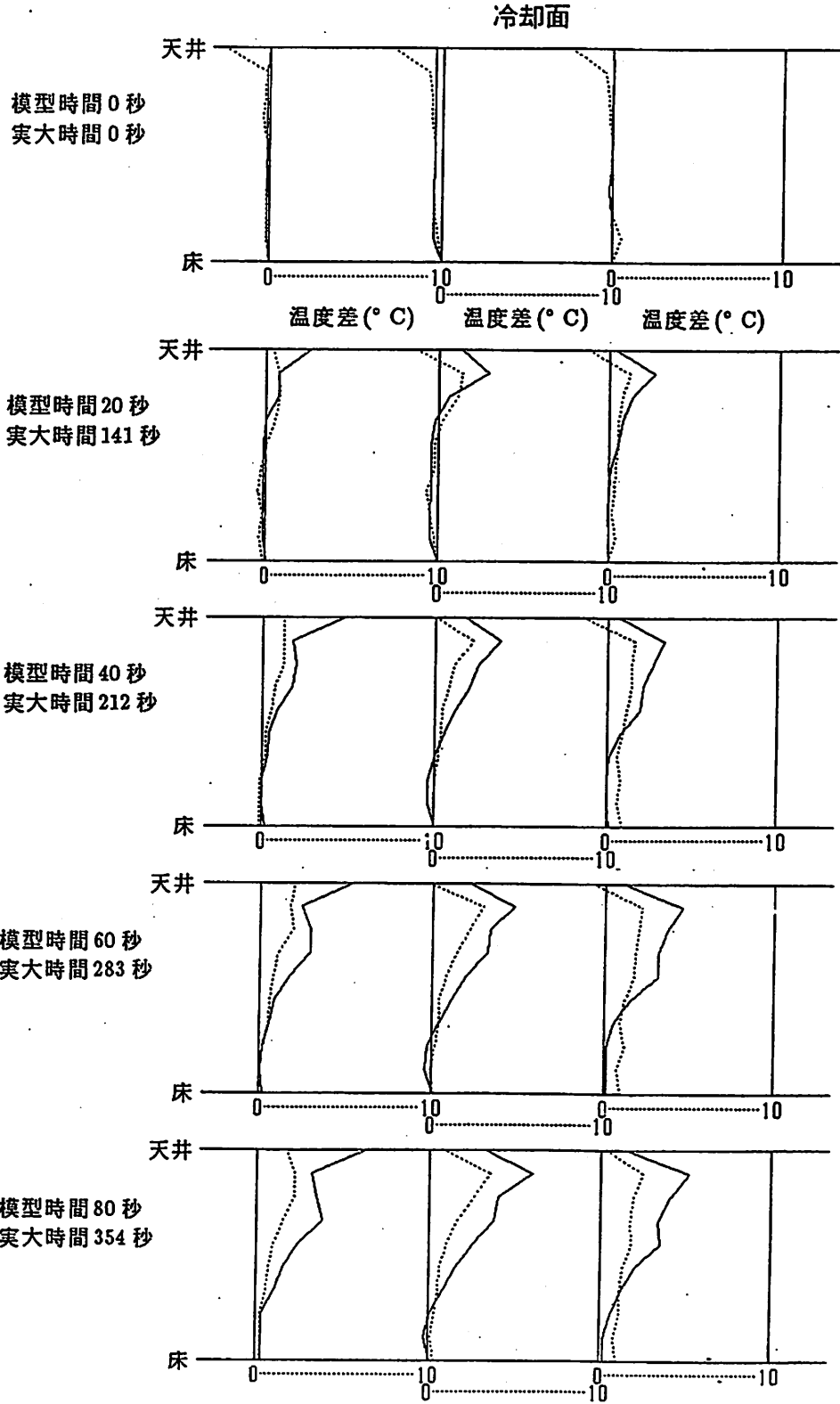


発熱量 40.5(cal/sec) 実大 3(MW) 相当

図 3.12: 垂直温度分布(天井面冷却, 中央火源)

端火源 天井面冷却

——非冷却(ベニヤ板張り)
 - - - - - 氷水冷却



発熱量 40.5(cal/sec) 実大 3(MW) 相当

図 3.13: 垂直温度分布(天井面冷却, 端火源)

3.5 考察

実験によって以上のような結果が得られたが、2章で触れたように、この実験の熱損失面における境界条件は実大想定条件と相似になっていない。熱損失面における熱流の時間変化を図3.14~3.17に示す。これによると熱気流性状に大きな変化が認められた天井面冷却の場合、

最大 $200\sim 250$ ($\text{cal}/\text{m}^2\cdot\text{sec}$),

煙層の形成や下降に影響の認められないベニヤ板張りの場合には、

最大 $100\sim 150$ ($\text{cal}/\text{m}^2\cdot\text{sec}$)

熱が流出している。

ここで2-4により、実大に換算するとそれぞれ

$1400\sim 1800$ ($\text{cal}/\text{m}^2\cdot\text{sec}$),

$700\sim 1100$ ($\text{cal}/\text{m}^2\cdot\text{sec}$)

の熱流となる。

内外温度差は最大 $40(\text{deg})$ 程度、表面熱伝達抵抗は Jürges らの実験^[10]により風速の関数になることが知られているので内外の風速を $20(\text{m}/\text{sec})$ と大きめにとって値を求めると、

R_{so}, R_{si} は 0.057 ($\text{m}^2\text{sec}\cdot\text{deg}/\text{cal}$)

程度となる。またガラスの熱抵抗は厚さを $5(\text{mm})$ と薄めに考えて

0.027 ($\text{m}^2\text{sec}\cdot\text{deg}/\text{cal}$)

となるので、 K は最大でも

7.0 ($\text{cal}/\text{m}^2\cdot\text{sec}\cdot\text{deg}$)

程度になる。以上のように考えると、実大における流失熱量 q_L は

280 ($\text{cal}/\text{m}^2\text{sec}$)

となり、煙流動に大きな変化がみられた熱流量 $1400\sim 1800$ ($\text{cal}/\text{m}^2\text{sec}$)

> 煙流動に影響のない熱流量 $700\sim 1100$ ($\text{cal}/\text{m}^2\text{sec}$)

> 実際に起こり得る最大の損失熱量 280 ($\text{cal}/\text{m}^2\text{sec}$)

から、模型実験において冷却の影響がみられた条件は実際には極めて起こりにくい状態であることが分かる。従って、冷却による熱気流への影響は無視してもよいと言えるであろう。

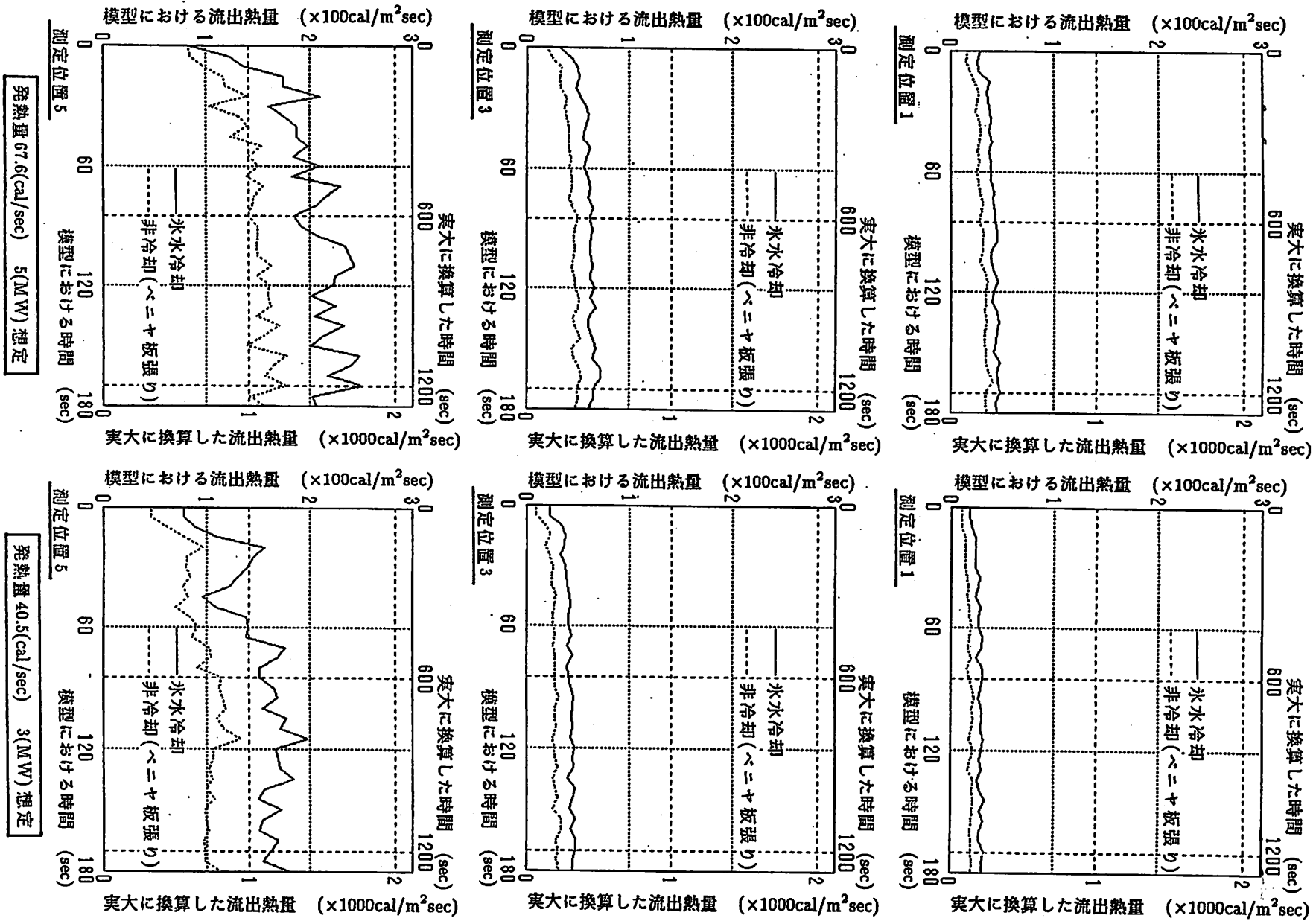


図 3.14: 流出熱量 (天井面冷却, 端火源)

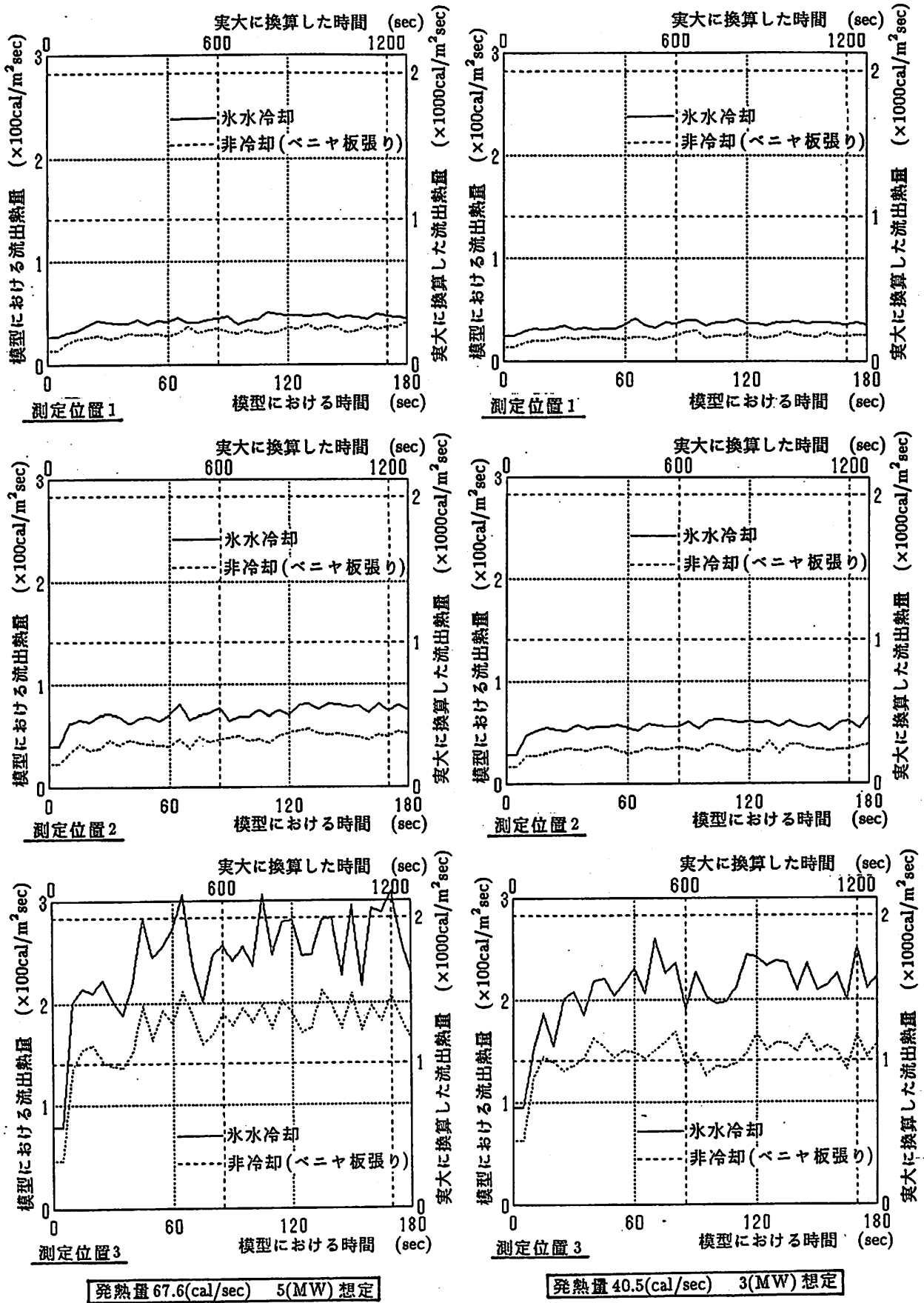
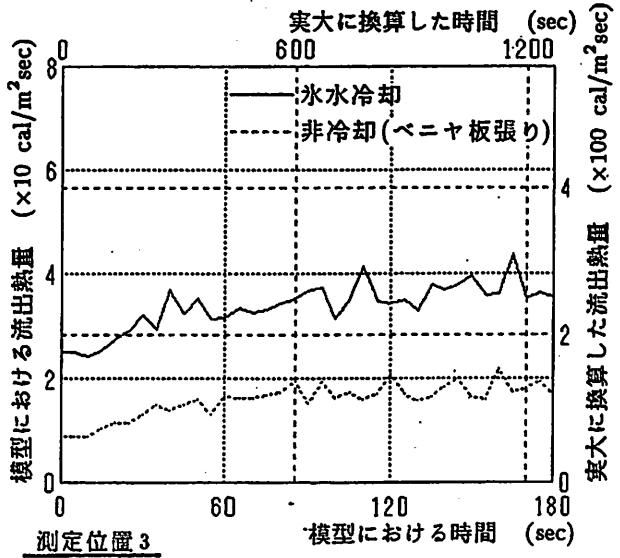
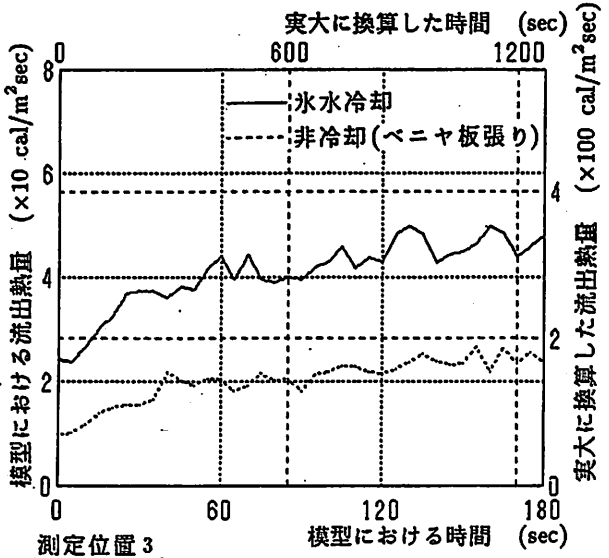
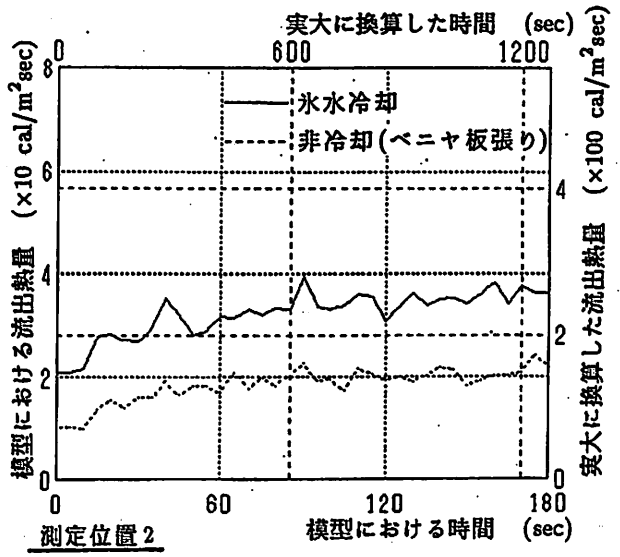
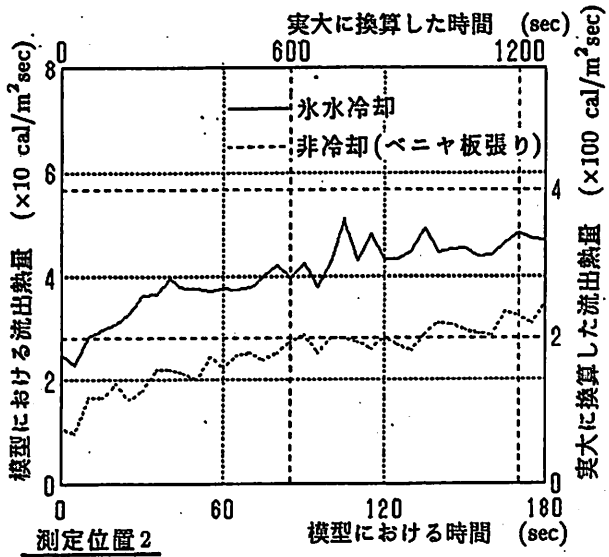
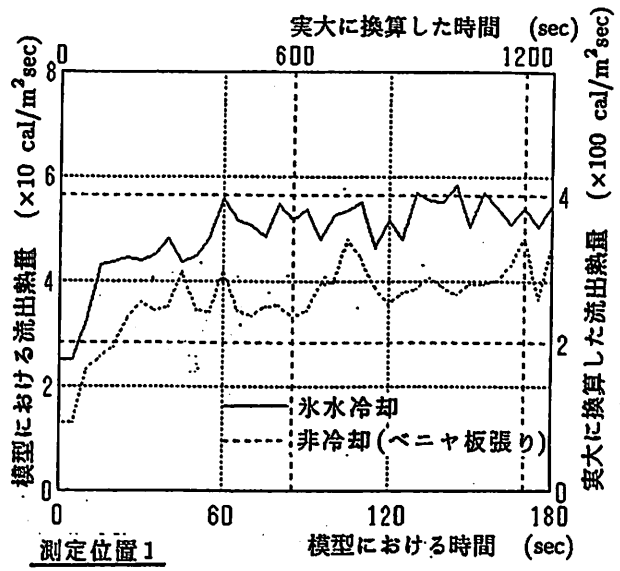
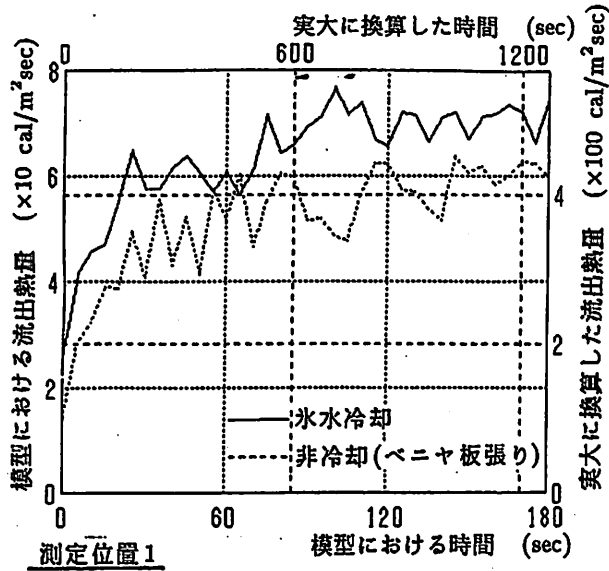


図 3.15: 流出熱量(天井面冷却, 中央火源)

3. 冷パネルの熱気流性状に対する影響



発熱量 67.6(cal/sec) 5(MW) 想定

発熱量 40.5(cal/sec) 3(MW) 想定

図 3.16: 流出熱量 (壁面冷却, 端火源)

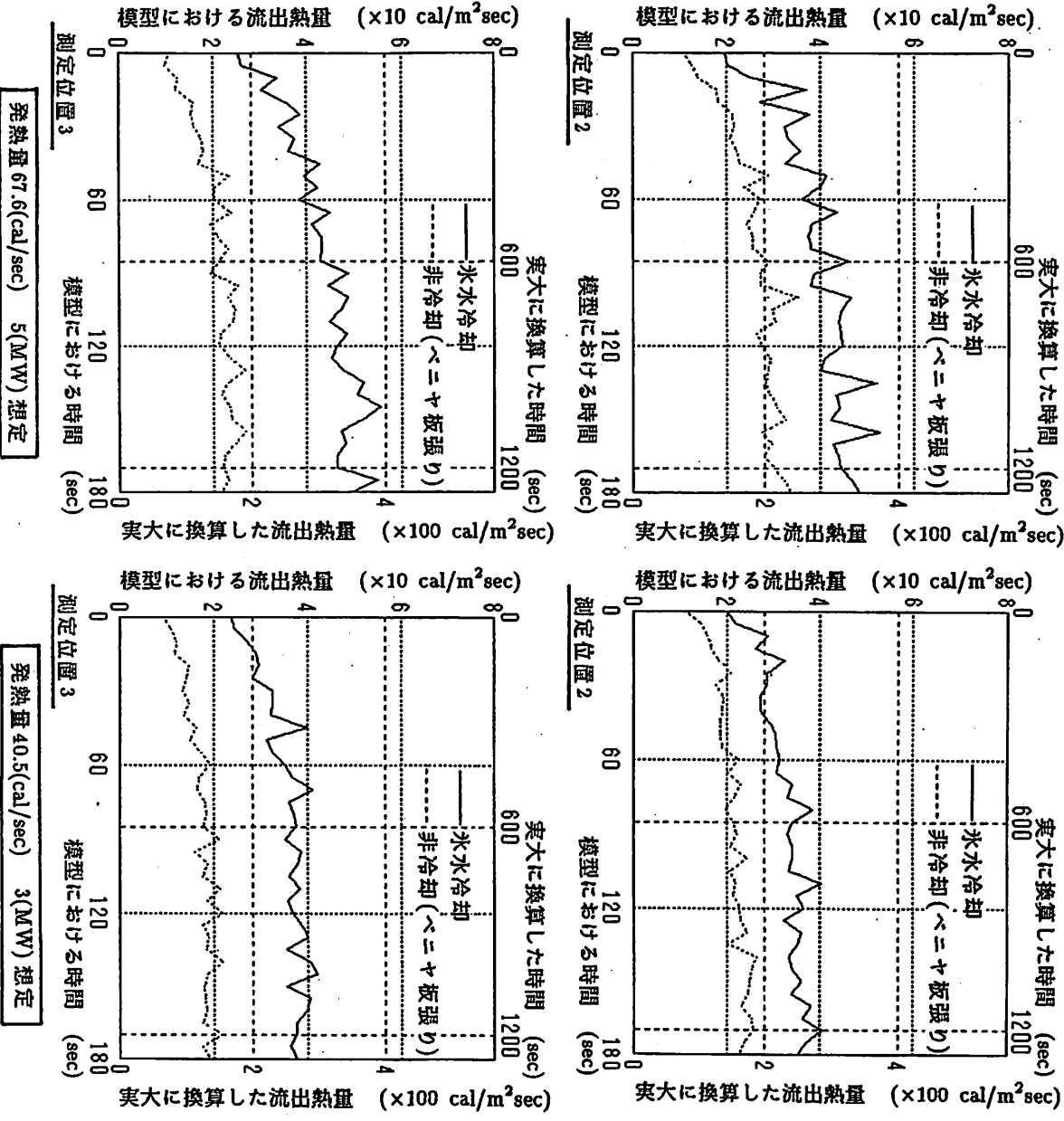
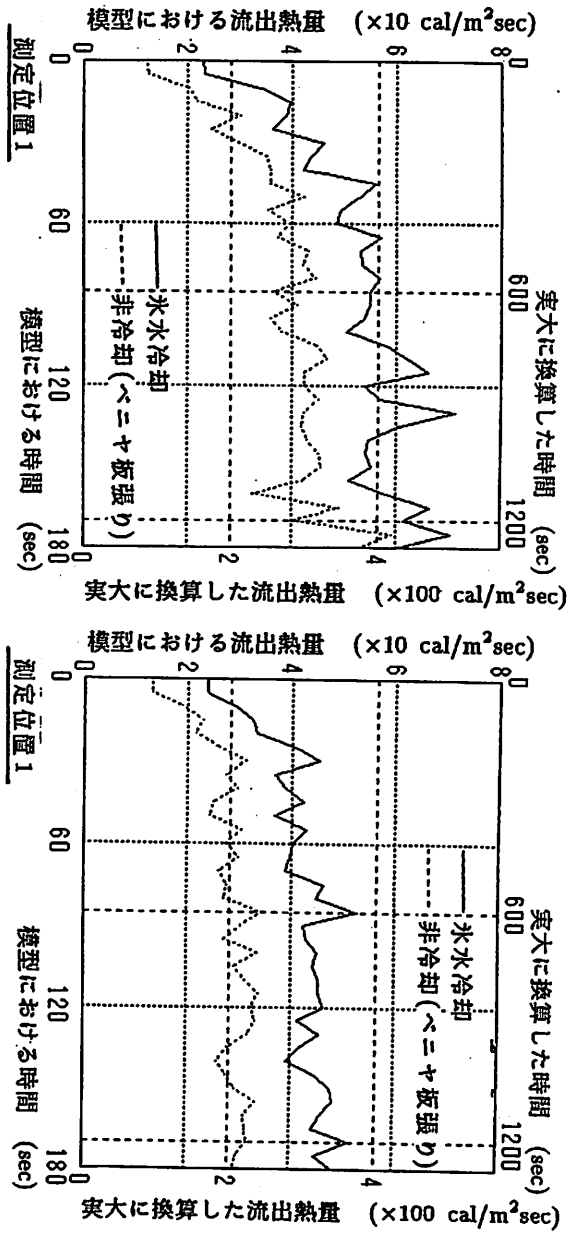


図 3.17: 流出熱量 (壁面冷却, 中央火源)

おわりに

本研究により以下のことが明らかにされた。

1. 模型実験によれば、冷却が熱気流に与える影響は特に天井面冷却の場合に顕著に現れる。すなわち、煙は冷却によってその降下速度が速まり、二層ゾーンモデルで予想されるような煙層の形成は起こりにくくなる。また、壁面冷却の場合にも火災による熱気流と冷却によるダウンフローによってかなり強い対流が起こり、火炎が傾くといった現象がみられる。
2. 1. で起こるような現象は、内外温度差、内外気流速度、ガラス等の建材の熱伝導抵抗などを考え併せると、実際には極めて起こりにくい事象であり、現実の火災で手のつけられないレベルの発熱量を3MW程度と考えれば冷却の影響を考慮する必要はあまりない。

今後の課題としては、今回の実験で実現できなかった境界面における熱流の相似性の合致、縮尺の異なる模型実験の比較による実大の現象の予測、及び実大実験を行った上で熱流、温度計測値を比較し、模型実験の実大再現性の確認する、等が挙げられる。

火災による熱気流性状を模型実験によって予測する手法は、ここ数年、数多く行われてきている。しかしまだ完全に確立された手法ではなく、未知の面が多いのが現状である。信頼性に優れ、じかに視覚に訴えるこの実験手法は大きな可能性をひめており、今後いっそう研究が進むことが望まれる。

参考・引用文献

- [1] 竹之内哲次, 辻本誠, 矢野斉: 一部に開口のある閉空間での煙流動に関する相似則, 日本火災学会研究発表会概要集, 1989年5月
- [2] 竹之内哲次: アトリウム火災の模型実験に関する研究 - 一部に開口部のある閉空間での煙流動に関する相似則 -, 名古屋大学修士学位論文, 1990.2
- [3] 長岡勉, 辻本誠, 奥宮正哉, 加藤仁久, 山下秀樹: 蔵前国技館火災実験での煙流動についての模型実験, 日本火災学会研究発表会梗概集, 1991年5月
- [4] 長岡勉: 大規模空間における熱気流性状の実験的研究, 名古屋大学修士学位論文, 1991.2
- [5] Quintiere, J.G., "Scaling Application in Fire Research", Proc. of the International Symposium on Scale Modeling, 1988
- [6] 勝田高司, 土屋喬雄: 室内空気分布の模型実験法に関する研究-第1報~第3報, 空気調和・衛生工学会論文集 No.17, 1981.10
- [7] E.E.Zukoski, Toshi Kubota, Baki Cetegen, "Entrainment in Fire Plumes", Fire Safety Journal, 3(1980/81)
- [8] Gunnar Heskestad, "Luminous Hight of Turbulent Diffusion Flames", Fire Safety Journal, 5(1983)
- [9] 高橋幸郎, 森博史, 村田裕, 佐藤寛: 建物火災の気体温度計測における熱電対の応答補償及び放射成分の補正, 日本火災学会研究発表会概要集, 1991
- [10] 斎藤平蔵: 建築気候, 共立出版, 1974
- [11] R.L.Alpert, "Turbulent Ceiling-Jet Induced by Large-Scale Fires", Combustion Science and Technology, 1975
- [12] 坂本雄三: 大空間施設及び地下空間における温熱環境予測
- [13] 三宅行美, 青島武: 熱流計の特性と応用, 建築設備と配管工事, 1982.5

- [14] 奥宮正哉, 大滝泰, 横山浩一: 中部大学建築環境実験・実習室の概要と予備実験, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1990.10
- [15] 長谷見雄二: 火事場のサイエンス, 井上書院, 1988
- [16] 甲藤好郎: 伝熱概論, 養賢堂, 1964
- [17] 江守一郎: 模型実験の理論と応用, 技報堂, 1973
- [18] Richard Saxon, "ATRIUM BUILDINGS: DEVELOPMENT AND DESIGN", 1988

謝辞

本研究にあたり、未熟な筆者に対し終始熱心にご指導頂いた辻本 誠博士（現 名古屋大学助教授）、奥宮正哉博士（現 中部大学講師）、朴 哲也博士（現 名古屋大学助手）には心から感謝します。またいろいろと助言、協力をして下さった山崎公義さんをはじめとする辻本研究室の皆さん、さらに一緒に実験、研究を行い貴重な時間をさいていただいた中部大学の赤澤弘子さん、宮地康治君、その他ご指導ご協力頂いた大勢の方々に深く感謝します。

Feb.1992