

## REPORT OF FIRE RESEARCH INSTITUTE OF JAPAN

Serial No. 60

September 1985

## 消防研究所報告

通 卷 60 号

1985年 9 月

## 目 次

## 研 究

- 1983年日本海中部地震による苫小牧での  
石油タンクの液面揺動について……………座間信作……(1)
- 石油タンク隅角部に発生する塑性疲労き裂の進展挙動  
——その1, 両振り曲げの場合——……………亀井浅道, 山田 実……(11)
- セルロースの発火に及ぼすハロゲン化合物の影響……………斎藤 直……(19)
- 半実大室モデルにおける高分子物質の火災性状……………箭内英活……(31)
- 高压タンクの配管系からの圧縮液化ガスの流量について……………山本 勲, 佐藤公雄……(39)
- 放射性物質輸送容器モデルの炉内加熱及びオープンファイヤ  
実験における熱環境の比較……………宮崎早苗, 島田裕久……(47)
- 単開口室内の火災気流に関する三次元フィールドモデルによる解析  
——NBS火災実験結果との比較——……………佐藤晃由……(53)
- トンネル型区画室内の火災気流に関する3次元数値計算……………佐藤晃由……(65)
- 時間の概念を組み込んだ確率型延焼モデルについて  
——防火木造建物の場合——……………稲垣 実……(75)
- 窓ガラスの熱破損と窓ガラスによる火炎からの  
放射のしゃ断について……………稲垣 実, 山下邦博……(83)
- 消防署所の配置に関する一方法とその応用……………寒河江幸平……(89)
- 半実大室モデルにおける高分子物質の燃焼時の  
有毒ガス発生特性……………守川時生, 箭内英治……(95)

消 防 研 究 所

東 京 都 三 鷹 市

# REPORT OF FIRE RESEARCH INSTITUTE OF JAPAN

Serial No. 60

September 1985

## — Contents —

### MEMOIR

|                                                                                                                                                                                                             |       |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Sloshing of Liquid in Oil Storage Tanks at Tomakomai in Hokkaido,<br>due to the 1983 Japan Sea Earthquake<br>..... Shinsaku Zama .....                                                                      | ( 1 ) |
| Behavior of Low Cycle Fatigue Crack along the Toe of Fillet Welding<br>Joint in Oil Storage Tanks<br>..... Asamichi Kamei and Minoru Yamada .....                                                           | (11)  |
| Effect of Halomethanes for Radiative Ignition of Cellulose<br>..... Naoshi Saito .....                                                                                                                      | (19)  |
| Burning Behavior of Polymeric Materials in a Semi-Full Scale Room<br>Model under Forced Air Supply Conditions<br>..... Eiji Yanai .....                                                                     | (31)  |
| Flow Characteristics of Compressed Liquefied Gas Discharged from<br>High Pressure Tank System<br>..... Isao Yamamoto and Kimio Sato .....                                                                   | (39)  |
| Comparison of Thermal Influences on Packages for Radioactive<br>Materials in Furnace Test and Open Fire Test, using Cylindrical<br>Stainless Steel Model<br>..... Sanae Miyazaki and Hirohisa Shimada ..... | (47)  |
| Three-dimensional Field Model Analysis of Fire-induced Flow in an<br>Enclosure with a Doorway Opening – Comparison with NBS Fire Test –<br>..... Kohyu Satoh .....                                          | (53)  |
| Three-dimensional Numerical Study of Buoyant Convective Flow<br>in a Tunnel-shaped Enclosure<br>..... Kohyu Satoh .....                                                                                     | (65)  |
| Probabilistic Fire Spread Model based on the Concept of Fire<br>Spread Time – Mortar-plastered Wooden Building –<br>..... Minoru Inagaki .....                                                              | (75)  |
| Fire Resistibility and Radiant Heat Flux Transmittance of Windowpane<br>..... Minoru Inagaki and Kunihiro Yamashita .....                                                                                   | (83)  |
| A Method for Allocation of Fire Station and its Application<br>..... Kohei Sagae .....                                                                                                                      | (89)  |
| Combustion Products of Polymeric Materials in Semi-Full Scale Room<br>Fire Experiments<br>..... Tokio Morikawa and Eiji Yanai .....                                                                         | (95)  |

# 1983年日本海中部地震による苫小牧での 石油タンクの液面揺動について

座間 信作

(昭和60年5月29日受理)

## 概 要

地震時における大型石油タンクの液面揺動現象（スロッシング）を明らかにするために、従来の一方向加振に対する応答解析法を水平2方向加振の場合に拡張し、これを用いて1983年日本海中部地震による苫小牧でのスロッシングに関するデータの説明を試みた。入力地震動は、タンク立地点に近い苫小牧測候所の気象庁1倍強震計記録から評価した。応答解析結果は、最大液面上昇量及び卓越方向の観測値とよく一致した。これから、理論式を導く際に従来から用いられている種々の仮定が成立すること、及び本論で示した方法が有効であることが示された。また大型石油タンクのスロッシングに強く影響を及ぼす長周期地震動の平均像とその地域特性を把握することの重要性が指摘された。

## 1. はじめに

1983年日本海中部地震では各地で石油タンクの液面揺動（スロッシング）が認められた。特に新潟では震度Ⅲであったにも拘らず最大液面上昇量は4.5mにも達した。今回の地震では、この現象による被害はそれ程大きなものではなかったが、スロッシング現象には未だ解明されていない問題があると思われる。

矩形・円筒形貯槽内の液体の動揺については既に30年前に理論的研究がなされており<sup>1)</sup>、また模型タンクによる振動実験でもその理論の妥当性が確認されている。しかし、理論的研究は、ある条件下で成立するものであるし、また実験的研究においても、相似則などの問題があり、これらの成果がそのまま実際の大型石油タンクにまで適用できるかどうかは、必ずしも明らかにされていない。

ところで苫小牧では、今回の地震による浮屋根式大型石油タンクの最大液面上昇量、卓越方向の測定が数多くなされており<sup>2)</sup>、また大型石油タンクのスロッシングに強く影響を及ぼす周期数秒から10数秒といったやや長周期地震動の評価に適する気象庁1倍強震計の記録が得られているため、この問題を扱うのに都合がよ

い。

従来のスロッシング応答解析においては、入力地震動は1方向に限られているため、スロッシングの卓越方向はその方向に決まってしまう実際とは合わない。そこで本報告では、従来の応答解析法をより現実に則したものに拡張し、これを用いて最大液面上昇量、卓越方向に関する測定データの説明を試みた。

## 2. 水平2方向入力地震動に対するスロッシング 応答解析法

タンク内の液体を非圧縮性とし、渦無し運動を仮定すると速度ポテンシャル $\phi$ が存在し、次のラプラス方程式を満たすことが知られている。

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (1)$$

これがタンク内の液体の動揺を考える際の基本式となる。今、Fig.1のような円筒座標系を考え、水平2方向の加振を受けるものとする。既ちx方向に $\ddot{U}(t)$ 、y方向に $\ddot{V}(t)$ なる加速度が与えられる場合を考える。ここでは上下動の影響は小さいとして無視することにする。更にタンク本体は剛、かつ剛基礎、液面上昇量は波長に対し微小、しかも自由液面という従来から用いられている仮定を設ける。

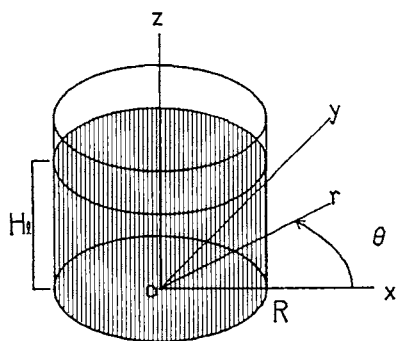


Fig. 1 Schematic model of liquid-storage tank system.

この時、境界条件は以下になる。

$$\frac{\partial \phi}{\partial r} \bigg|_{r=R} = \dot{U} \cos \theta + \dot{V} \sin \theta \quad (2)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial z} \bigg|_{z=0} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial z} = \frac{\partial \eta}{\partial t} \bigg|_{z=H\ell} \quad (4)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + g\eta = 0 \bigg|_{z=H\ell} \quad (5)$$

ここで  $\eta$ ,  $g$  はそれぞれ液面上昇量、重力加速度である。問題は(1)式を(2)~(5)の境界条件を満足するように解くことに帰する。ここで特解、

$$\phi_s = r(\dot{U} \cos \theta + \dot{V} \sin \theta) \quad (6)$$

を用いて、

$$\phi = \phi_s + \phi_c \quad (7)$$

とおくと、(1)~(5)式は次のようになる。

$$\nabla^2 \phi_c = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial \phi_c}{\partial r} \bigg|_{r=R} = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial \phi_c}{\partial z} \bigg|_{z=0} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial \phi_c}{\partial z} = \frac{\partial \eta}{\partial t} \bigg|_{z=H\ell} \quad (11)$$

$$r(\dot{U} \cos \theta + \dot{V} \sin \theta) + \frac{\partial \phi_c}{\partial t} + g\eta = 0 \bigg|_{z=H\ell} \quad (12)$$

ここで変数分離、正規モード展開を行い、

$$\phi_c = \sum_{i=1}^{\infty} R J_i(r, z) (\dot{p}_i(t) \cos \theta + \dot{q}_i(t) \sin \theta) \quad (13)$$

とおくと、(8), (9)式より、

$$\phi_i(r, z) = J_1\left(\varepsilon_i \frac{r}{R}\right) \cosh\left(\varepsilon_i \frac{z}{R}\right) \quad (14)$$

ここで  $J_1$  は1次の第1種ベッセル関数である。また  $\varepsilon_i$  は  $J_1(\varepsilon) = 0$  の第  $i$  番目の正根である。

また  $\eta$  を(13), (14)式から次式のように仮定すると(12)式が満されることが分かる。

$$\eta = \sum_{i=1}^{\infty} J_1\left(\varepsilon_i \frac{r}{R}\right) \varepsilon_i \sinh\left(\varepsilon_i \frac{H\ell}{R}\right) (\dot{p}_i(t) \cos \theta + \dot{q}_i(t) \sin \theta) \quad (15)$$

この時、(12)式は、

$$r(\ddot{U} \cos \theta + \ddot{V} \sin \theta) + \sum_{i=1}^{\infty} R J_1\left(\varepsilon_i \frac{r}{R}\right) \cosh\left(\varepsilon_i \frac{H\ell}{R}\right) (\ddot{p}_i \cos \theta + \ddot{q}_i \sin \theta) + g \sum_{i=1}^{\infty} J_1\left(\varepsilon_i \frac{r}{R}\right) \varepsilon_i \sinh\left(\varepsilon_i \frac{H\ell}{R}\right) (\dot{p}_i \cos \theta + \dot{q}_i \sin \theta) = 0 \quad (16)$$

ここで  $r$  をフーリエ・ベッセル展開すると、

$$r = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{2R J_1\left(\varepsilon_i \frac{r}{R}\right)}{(\varepsilon_i^2 - 1) J_1(\varepsilon_i)} \quad (17)$$

上式を(16)式に代入して  $\cos \theta$  の項のみを取り出し、更に  $i$  番目の項のみに着目すると、

$$\ddot{p}_i + g \frac{\varepsilon_i}{R} \tanh\left(\varepsilon_i \frac{H\ell}{R}\right) \dot{p}_i = \frac{-2 \ddot{U}}{(\varepsilon_i^2 - 1) J_1(\varepsilon_i) \cosh\left(\varepsilon_i \frac{H\ell}{R}\right)} \quad (18)$$

同様に  $\sin \theta$  の項に対して、

$$\ddot{q}_i + g \frac{\varepsilon_i}{R} \tanh\left(\varepsilon_i \frac{H\ell}{R}\right) \dot{q}_i = \frac{-2 \ddot{V}}{(\varepsilon_i^2 - 1) J_1(\varepsilon_i) \sinh\left(\varepsilon_i \frac{H\ell}{R}\right)} \quad (19)$$

以上から(18), (19)式を数値的に解けばポテンシャル  $\phi$  が求まることになる。

$$\phi = r(\dot{U} \cos \theta + \dot{V} \sin \theta) + \sum_{i=1}^{\infty} R J_1\left(\varepsilon_i \frac{r}{R}\right) \cosh\left(\varepsilon_i \frac{z}{R}\right) (\dot{p}_i \cos \theta + \dot{q}_i \sin \theta) \quad (20)$$

(20)式を用いて例えば側板 ( $r=R$ ) における液面上昇量  $\eta$  は(15), (16)式より、

$$\eta = \sum_{i=1}^{\infty} J_1(\varepsilon_i) \varepsilon_i \sinh\left(\varepsilon_i \frac{H\ell}{R}\right) (\dot{p}_i \cos \theta + \dot{q}_i \sin \theta) \quad (21)$$

又は、

$$\eta = -\frac{1}{g} \frac{\partial \phi}{\partial t} \Big|_{z=H\ell, r=R}$$

$$= -\frac{R}{g} \left\{ \dot{U} \cos \theta + \dot{V} \sin \theta + \sum_{i=1}^{\infty} J_1(\epsilon_i) \cosh \left( \epsilon_i \frac{H\ell}{R} \right) \right.$$

$$\left. (\ddot{p}_i \cos \theta + \ddot{q}_i \sin \theta) \right\} \quad (22)$$

### 3. 最大液面上昇量と卓越方向

苫小牧でスロッシングの最大上昇量が測定されたタンクは36基、スロッシングが認められたものは4基である(Table 1)。苫小牧での最大の液面上昇量は2mと震央距離(≒350km)の割には大きな値を示している。

Table 1 Data of sloshing of liquid in the cylindrical oil storage tanks at Tomakomai.

| No. | D (m) | H (m) | CONTENTS  | HI (m) | Wh (m) | Ts (sec) | DIRECTION |
|-----|-------|-------|-----------|--------|--------|----------|-----------|
| 1   | 60.4  | 24.4  | CRUDE OIL | 6.0    | 0.5    | 13.7     | NE-SW     |
| 2   | 60.4  | 24.4  | CRUDE OIL | 21.9   | 1.5    | 8.7      | NE-SW     |
| 3   | 60.4  | 24.4  | CRUDE OIL | 13.0   | 1.7    | 10.0     | NE-SW     |
| 4   | 60.4  | 24.4  | CRUDE OIL | 21.8   | 1.1    | 8.7      | NE-SW     |
| 5   | 42.7  | 24.4  | CRUDE OIL | 4.4    | 0.4    | 11.4     | E-W       |
| 6   | 60.4  | 24.4  | CRUDE OIL | 3.0    | 0.4    | 19.0     | E-W       |
| 7   | 60.4  | 24.4  | CRUDE OIL | 2.7    | 0.1    | 20.3     | ?         |
| 8   | 60.4  | 24.4  | CRUDE OIL | 17.9   | 1.1    | 9.1      | NE-SW     |
| 9   | 27.8  | 18.0  | SLOP      | 5.7    | 0.3    | 6.9      | E-W       |
| 10  | 27.8  | 18.0  | SLOP      | 11.3   | 0.3    | 5.8      | ?         |
| 11  | 49.4  | 22.9  | CRUDE OIL | 20.7   | 0.2    | 7.7      | ?         |
| 12  | 49.4  | 22.9  | KEROSINE  | 3.8    | 0.3    | 13.9     | E-W       |
| 13  | 42.7  | 24.4  | CRUDE OIL | 3.6    | 0.4    | 12.5     | N-S       |
| 14  | 49.4  | 24.4  | CRUDE OIL | 3.1    | 0.3    | 15.5     | N-S       |
| 15  | 78.2  | 24.5  | CRUDE OIL | 2.2    | 0.2    | 29.1     | E-W       |
| 16  | 78.2  | 24.5  | CRUDE OIL | 2.6    | 0.3    | 26.5     | ?         |
| 17  | 78.2  | 24.5  | CRUDE OIL | 8.0    | 0.5    | 15.5     | E-W       |
| 18  | 78.2  | 24.5  | CRUDE OIL | 22.0   | 2.0    | 10.5     | NE-SW     |
| 19  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 21.3   | 1.2    | 11.0     | NE-SW     |
| 20  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 21.1   | 1.2    | 11.0     | NE-SW     |
| 21  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 20.7   | 1.2    | 11.1     | NE-SW     |
| 22  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 20.1   | 1.5    | 11.2     | NE-SW     |
| 23  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 21.2   | 1.5    | 11.0     | NE-SW     |
| 24  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 20.8   | 1.4    | 11.1     | NE-SW     |
| 25  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 20.5   | 1.4    | 11.1     | NE-SW     |
| 26  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 21.2   | 1.5    | 11.0     | NE-SW     |
| 27  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 2.5    | 0.1    | 28.3     | NE-SW     |
| 28  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 12.1   | 0.5    | 13.4     | NE-SW     |
| 29  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 12.1   | 0.6    | 13.5     | NE-SW     |
| 30  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 21.2   | 1.3    | 11.0     | NE-SW     |
| 31  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 21.2   | 1.2    | 11.0     | NE-SW     |
| 32  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 21.1   | 1.1    | 11.0     | NE-SW     |
| 33  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 21.2   | 1.1    | 11.0     | NE-SW     |
| 34  | 82.0  | 24.5  | CRUDE OIL | 8.6    | 0.4    | 15.7     | NE-SW     |
| 35  | 82.0  | 24.5  | WATER     | 11.0   | 0.7    | 14.0     | ?         |
| 36  | 82.0  | 42.5  | WATER     | 17.6   | 1.5    | 11.7     | ?         |
| 37  | 82.0  | 24.5  | WATER     | 19.9   |        | 11.2     | ?         |
| 38  | 82.0  | 24.5  | WATER     | 22.1   |        | 10.9     | ?         |
| 39  | 82.0  | 24.5  | WATER     | 22.1   |        | 10.9     | ?         |
| 40  | 82.0  | 24.5  | WATER     | 22.1   |        | 10.9     | ?         |

D: Diameter, H: Height of side wall, HI: Height of liquid, Wh: Wave height of sloshing,  
Ts: Natural period of sloshing

またこれらのタンクのスロッシング基本固有周期の範囲は約6~30秒と広く、地震動特性との関係を見るのには都合のよいデータの分布となっている (Fig. 2)。その中で基本固有周期10秒前後のタンクの液面上昇量が大きいことから、苫小牧ではこの周期の地震動の勢力が大であることが推察される。

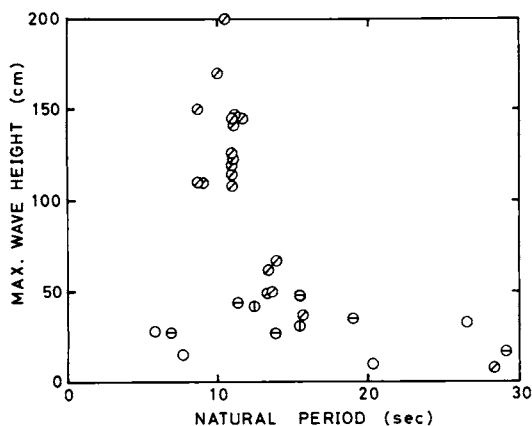


Fig. 2 Relation between maximum wave height and natural period of sloshing at Tomakomai. The slant angle of the line in a circle indicates the predominant direction of sloshing.

卓越方向は Fig. 2 において円内の直線の傾斜角 (横軸に平行な場合は東西方向を示す) で表わされており、周期によって異なる様相を示す。ただしスロッシング基本固有周期が10秒前後のタンクでは、ほとんど北東-南西方向を示している。

#### 4. 実地動の評価

2節に示した解析法を実際に適用するためには、水平2成分の実地動を求めなければならない。大型石油タンクのスロッシングに参与する周期数秒から10数秒といったやや長周期帯域の地震動を評価する場合、一般に広く普及している SMAC 型強震計のような加速度計の記録では、この帯域の振幅は小さく、読取りに伴って混入する誤差の影響が大きくなる。

一方、気象庁1倍強震計は固有周期6秒 (水平動) に設計されており、やや長周期地震動の評価には適している。また、スロッシングに関するデータが得られ

ているタンク立地点と気象庁1倍強震計が設置されている苫小牧測候所との距離は高々5kmであるため、長周期地震動を考える限り、この記録はタンクへの入力地震動の評価に使うことができる。そこでこの記録 (Fig. 3) のうち水平動2成分を読取り、次の手順に従って地震計の特性を除去し、実地動を評価した。

まず、原記録をディジタイザー (渡辺測器, DT-1000) を使って数値化する。この際、若干の振り切れ、ペンの飛び等は適当に仮定して修正している。また読取り間隔は約0.5mmで、山、谷、変曲点は必ず読むようにしている。数値化されたデータに対し、紙送りむらの補正、円弧補正を施し、更に最小2乗法によって零線の補正を行う。こうして得られた数値データは不等間隔なものであるから、これをスプライン関数を使って等間隔データ (0.2sec) に直し、更に気象庁1倍強震計の特性補正を行う。この補正にはフーリエ変換を用いるデジタルフィルタの方法を用いている。即ち、等間隔補間処理後のデータをフーリエ変換し、それに気象庁1倍強震計に対する補正フィルターを乗じ、逆フーリエ変換によって実地動を求める訳である。この際、記録の数値化の精度が低いと考えられる短周期成分、及び数値化誤差などによって現れるみかけの長周期成分を除くため、0.5秒以下、25秒以上の周期成分を除去するようにしている。なお、これらの計算はパーソナル・コンピュータ (NEC, PC-9801) によっている。

以上の操作によって求めた変位波形を Fig. 4 に示した。これによれば最大振幅は EW 12.0cm, NS 7.5cm となる。得られた波形の精度を見積るため、Fig. 4 の波形を気象庁1倍強震計の特性を表現する振動方程式に入力させ、直接積分法 (線形加速度法) によって得た波形 (振幅3cmで規格化) と原記録とを比較してみた (Fig. 5)。これから非常に良く再現されていることが分かる。ただし、原記録にはペン記録によるアームの影響 (円弧) が見られるのに注意されたい。

Fig. 4 の変位波形に基づき粒子軌道を描いてみると (Fig. 6)、主要動は最初に E-W 方向が卓越し、その後 NE-SW 方向に振動方向が変化している。

Fig. 7 は Fig. 4 に示した変位波形から加速度フーリエスペクトルを求めたもので (実線 NS 成分, 破線 EW 成分)、前節で予想したとおり周期10秒付近にピーク (NS 成分) をもっている。このピーク値 (約113kine) は工藤<sup>3)</sup> によるやや長周期地震動に対する平均加速度フーリエスペクトル ( $A$ ) を与える次式

# TOMAKOMAI

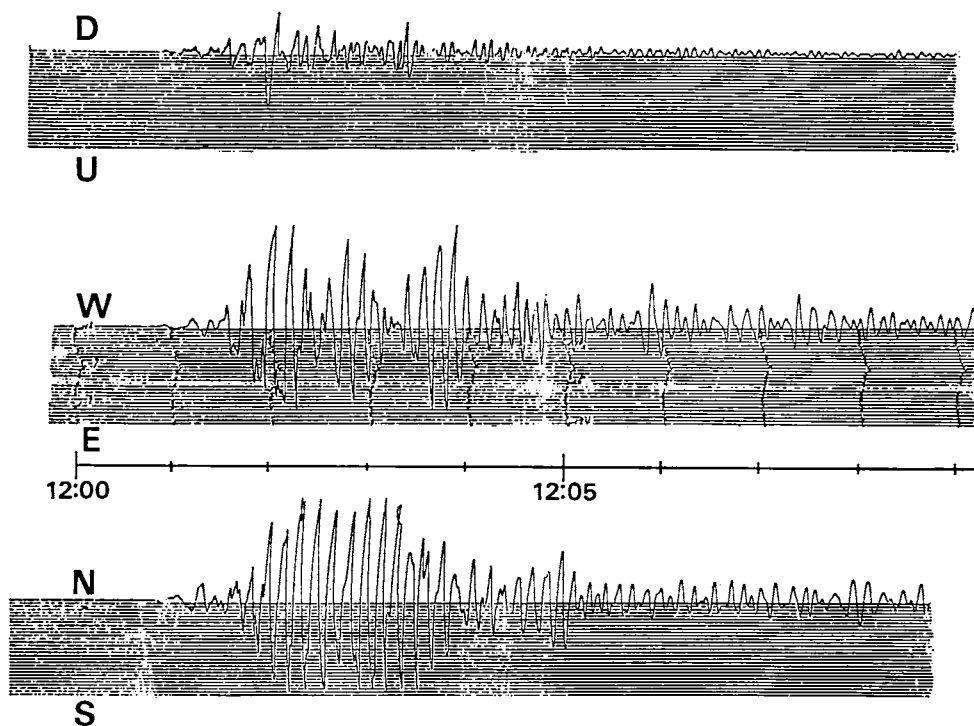


Fig. 3 JMA strong motion displacement records of the 1983 Japan Sea Earthquake at Tomakomai.

## 1983 JAPAN SEA EARTHQUAKE -TOMAKOMAI-

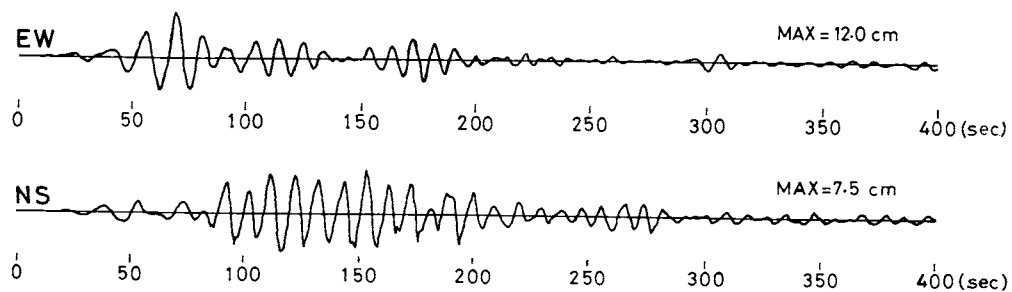


Fig. 4 Ground motions after the removal of the instrumental response.

$$A = 7.2 \times 10^{0.5M-2} \times R^{-0.5} \quad (23)$$

によって得られる値27.6kineより約4倍大きいことになる。なお、(23)式中の $M$ は地震マグニチュード、 $R$ は震源距離である。このことよりやや長周期帯域の地震動の平均像抽出に関する研究が今後とも極めて重要であることが指摘される。

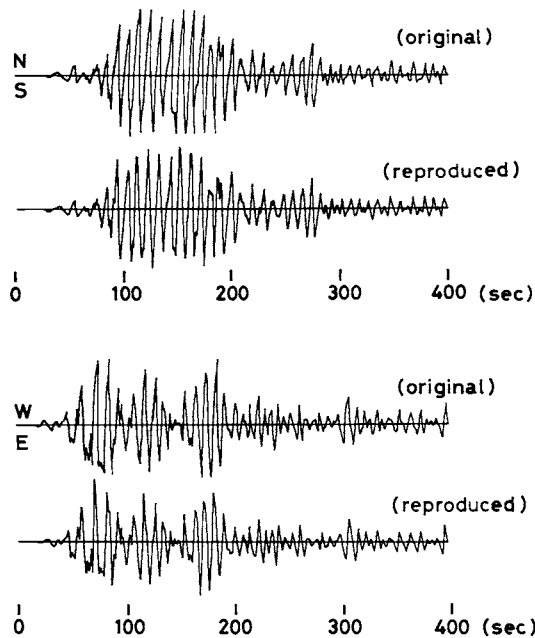


Fig. 5 Comparison between the original record and the reproduced seismogram.

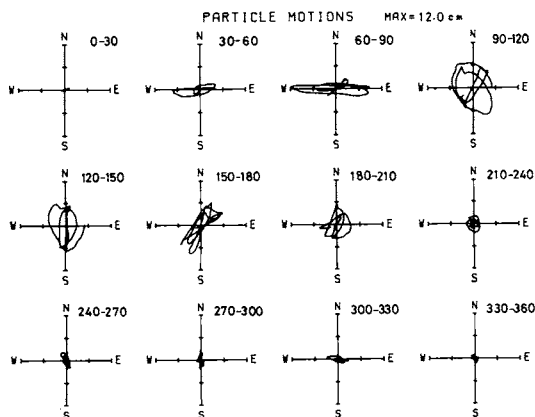


Fig. 6 Particle motion.

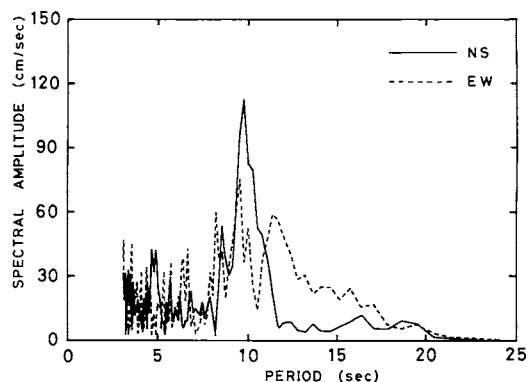


Fig. 7 Fourier spectra of ground motion (acceleration).

## 5. スロッシング応答解析

本節では拡張された応答解析法と前節で評価された地動を用い、スロッシングに関する測定値との比較を試みる。Fig. 8は $R=41.0\text{m}$ 、 $Hl=21.3\text{m}$ のタンク (Table 1, No.19)への適用例である。これはタンク側板における液面上昇量の時刻歴応答をタンク東側から反時計回りに $15^\circ$ ごとの点に対して描いたもので、NEで最大になりその値は125cmである。一方、測定値は最大液面上昇量120cm、卓越方向NE-SWであるから、計算値は非常によく測定値を説明していることが分かる。なお、ここでの計算はスロッシングの3次のモードまでの寄与を考慮し、減衰定数を0.1%としている。

Fig. 8に基づき、初動後各々60, 110, 160秒から10秒間のこのタンクの液面の軌跡を示したものがFig. 9である。60-70秒間では液面はほぼE-W方向に、160-170秒間ではNE-SW方向に大きく揺れており、振動の節に当たる部分はほぼ不動である。一方110-120秒間では、これらの移行状態を示し、節が一定しておらず回転運動が見られる。これらの液面挙動は2次元入力地震動を考慮した効果を示すもので、Fig. 6に示した地動と調和的である。

次に苫小牧においてスロッシングの測定された全タンクについて同様の解析を行い、最大液面上昇量に関して実測値と比較してみた (Fig. 10)。ただしスロッシング基本固有周期が25秒以上のデータ、及び波高測定方法に不備 (例えば液面計1点による測定) のあるものは除いてある。Fig. 10によれば数基を除き、計算値と実測値とはほぼ一致することが分かる。また卓越方向についても数基を除いてほぼ観測値を説明できるこ



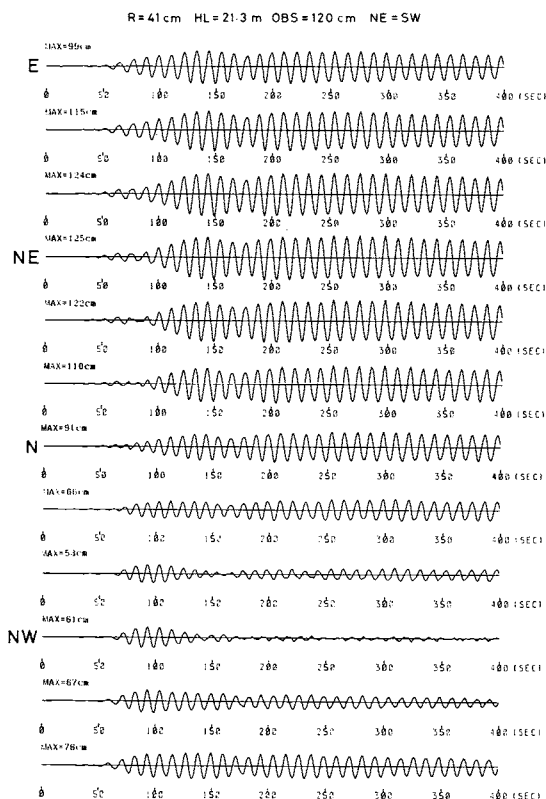


Fig. 8 Example of sloshing waveforms of the oil storage tank ( $D = 82.0$  m,  $Hl = 21.3$  m,  $Wh = 1.2$  m) calculated at the points every  $15^\circ$  interval starting from the east ( $0^\circ$ ) up to  $165^\circ$ , counterclockwise.

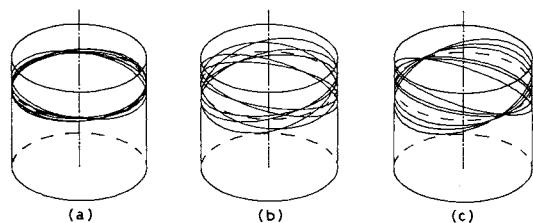


Fig. 9 Behavior of the liquid surface.

a: 60-70 sec b: 110-120 sec c: 160-170 sec

とが分かった。したがって、理論式を導く際、従来から用いられている種々の仮定は、今回苫小牧で観測された程度のスロッシングに対しては大型タンクの場合にも成立するといえる。

ところで、計算値と観測値とが大きく異なっている

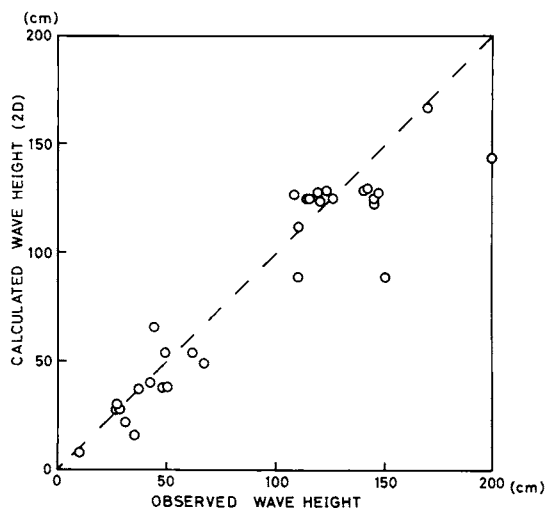


Fig. 10 Comparison between the observed and the calculated sloshing wave height.

タンクについてみると、例えば Table 1 に示した No. 2 のタンクでは測定値は 150 cm、これに対応する計算値は 89 cm となっておりその差は大きい。ところがこのタンクとほとんど同じ諸元をもつ No. 4 のタンクでは測定値 110 cm、計算値 89 cm と比較的近い値となっている。No. 2 と 4 のタンクのような、理論的にはほとんど等しい地震応答特性を有しているものでも、測定値に大きな差が生じることの説明は難しい。同様な例は No. 28 と 29 にも見られる。これらのタンクの諸元は全く同じでありながら、測定値は 49 cm、62 cm と異なった応答を示している。その差は 13 cm と小さいが、比でいえば、20% 以上の誤差が実際に生じていることは注意すべきことと思われる。

次に本論で示した水平 2 方向加振に対する応答解析法の有効性について、従来の一方向加振に対する方法との比較によって検討してみる。Fig. 11 の下段は一方向のみを考慮した場合で、NS, EW 方向の地震動に対して応答の大きい方をプロットしたものである。前図に比べ整合性がやや低くなっている。上段は 2 方向加振との差を示したもので、黒丸は両者が一致する場合、即ち NS、あるいは EW 方向が卓越する場合である。白丸が差を示しており、2 方向加振を考慮した場合より、測定値に対し 25% 程度小さな値となる場合があることが知れる。

以上から拡張された解析法はよりよく現実を説明できることが示された。

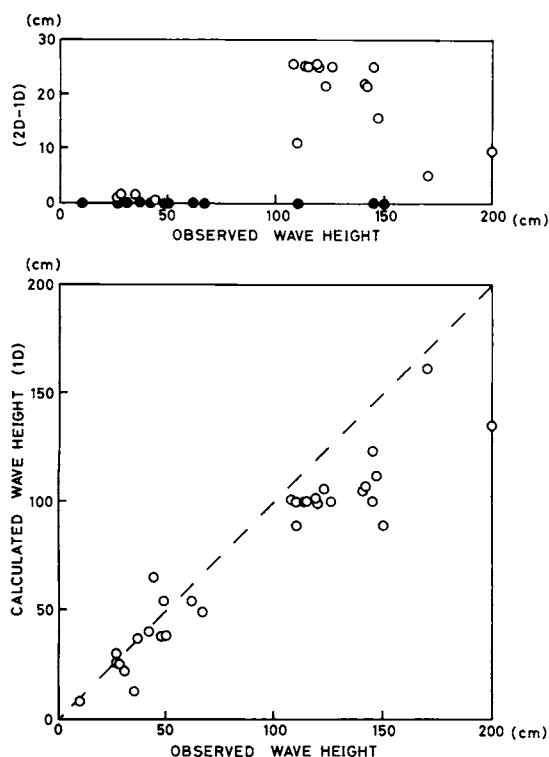


Fig. 11 Upper: The difference in the sloshing wave height for one- and two-dimensional excitations. Lower: Comparison between the observed and the calculated sloshing wave height assuming one-dimensional excitation.

Closed circles indicate the case that wave heights for one-dimensional excitation are equal to the ones for two-dimensional excitations.

## 6. やや長周期地震動の地域特性

苫小牧と方位特性がほとんど等しいと考えられる室蘭の気象庁1倍強震計の記録 (Fig. 12) と Fig. 3 を比較すると、前者は震央距離 ( $\approx 277$  km) が小さいにも拘らず、振幅が小さく、振動継続時間も短くなっており、地震力は小さいことが分かる。この相違は、各地域付近の地下構造の違いに起因するものと考えられる。同様な例は、この地震による相川と新潟の記録にも見られる<sup>4)</sup>。したがってある地域での地震動特性の把握のためには、地下構造を明らかにしておくことが必須である。

## 7. おわりに

地震時における大型石油タンクのスロッシングによる液面上昇量のデータは従来ほとんどなく、理論、実験等で得られている成果がそのまま大型石油タンクにまで拡張できるか疑問の残るところであった。1983年日本海中部地震は、この疑問を解き明かす絶好の地震であった。何故ならば、各地で最大液面上昇量、卓越方向が測定されており、また入力地震動もここで扱った苫小牧では不完全ながらも許容できる範囲で推定できる記録が得られていたからである。本論では、一方向加振を受けた場合のポテンシャル理論に基づいた従来の応答解析法を2方向加振の場合に拡張し、気象庁1倍強震計記録から得た実地動に対しそれを適用し、最大液面上昇量と卓越方向とをほぼ説明することがで

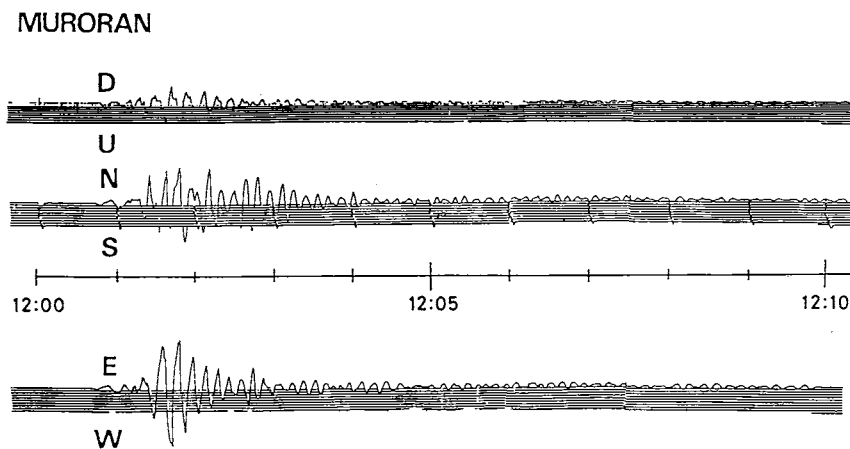


Fig. 12 JMA strong motion displacement record of the 1983 Japan Sea Earthquake at Muroran.

きることを示した。

この結果から、スロッシングに関する理論式を導く際に、通常用いられている種々の仮定（タンク本体剛、微小波高など）は今回観測された程度のスロッシングに対しては、大型タンクまで適用できることが分かった。また拡張された応答解析法は従来のそれよりよく現実を説明でき、その有効性が示された。更にスロッシングの基本固有周期を含む帯域の地動の平均像及び地域特性を把握することが、スロッシングに関する耐震安全性を考えるうえで特に重要であることが指摘された。この周期帯域の地震動特性は地下数kmまでの深い地下構造の影響を強く受けることが知られており、震源過程の研究とともに地下構造に関するデータの蓄積が今後の重要な課題となるであろう。

## 8. 謝 辞

東京大学地震研究所、嶋 悦三教授、工藤一嘉博士に多くの御教示を賜りました。ここに記して謝意を表します。

## 参考文献

- 1) Senda, K. and Nakagawa, K., : *Technical Report of the Osaka University*, **4-17**, p. 247 (1954)
- 2) 吉原 浩, 座間信作, 亀井浅道: 消防研究所技術資料第14号, p. 31 (1984)
- 3) 工藤一嘉: 第5回日本地震工学シンポジウム講演集, p. 273 (1978)
- 4) 工藤一嘉, 坂上 実: 地震研究所彙報, **59**, p. 361 (1984)

**Sloshing of Liquid in Oil Storage Tanks at Tomakomai in Hokkaido,  
due to the 1983 Japan Sea Earthquake**

(Abstract)

Shinsaku Zama

(Received May 29, 1985)

The 1983 Japan Sea Earthquake provided us with a good chance to work out the problem whether the current theories associated with the liquid sloshing were useful to the huge oil storage tanks, or not. As far as the author knows, this earthquake was the first one which provided a lot of data of sloshing wave height of huge oil tanks.

In this paper, a method for the dynamic response analysis of oil storage tank under two-dimensional excitations is presented and applied to the real one to compare with the sloshing data obtained at Tomakomai. As for the input motion, we utilized the JMA strong motion record which is pertinent to estimate the long-period ground motion.

The numerical results are in good agreement with the observations in respect to the maximum wave height and the predominant direction of sloshing. This proves that the exact estimation for long-period ground motion is very important, and that the extended method for the two-dimensional dynamic response analysis is useful in understanding the liquid sloshing in the cylindrical oil storage tanks. Furthermore, it is necessary to clarify the regionality of the long-period ground motion, mainly due to the deep soil structure at the site, in order to enhance the safety of oil storage tanks to the future earthquakes.

# 石油タンク隅角部に発生する塑性疲労き裂の進展挙動

## ——その1, 両振り曲げの場合——

亀井 浅道, 山田 實

(昭和60年 5 月31日受理)

### 概 要

石油タンクの破壊は多くの場合、側板とアニュラー板の溶接継手部で起きている。破壊はき裂が発生・成長して起こるが、本報はこの部位に発生する低サイクル曲げ疲労き裂の進展挙動を実験的に調べたものである。その結果、き裂の拡大の様相、疲労寿命等に関する知見が得られた。

### 1. 緒 言

石油タンクが破壊すると貯油が流出する危険性が大いいため、設計、施工、保守管理等あらゆる観点から十分な対策が必要となっている。これまでの事例を見ると破壊部位は側板とアニュラー側との隅角部が最も多く、したがってこの部位の強度、変形に関してさまざまな観点から研究がなされている。

隅角部にき裂を生じ破壊に至る可能性があるタンクの荷重環境としては貯液による圧力と地震荷重が考えられる。これらの荷重が過大になると準静的な破壊を起こすが、通常問題となるのは低サイクル疲労破壊である。疲労強度には隅角部に集中する応力・歪が関与する。このため著者らは繰返し負荷を受ける際の歪挙動を実験及び理論的観点から考察した。<sup>1,2)</sup> 本報は繰返し両振り曲げを受けて発生する疲労き裂の拡大挙動と寿命を実験的に調べたものである。

### 2. 試験片、実験装置及び実験方法

試験片形状を Fig. 1 に示す。材質は圧力容器鋼板 (JIS G3115 SPV 50 Q) で、板厚は側板部が20mm、アニュラー板が9mmである。アニュラー板の化学成分を Table 1 に、機械的性質を Table 2 に示す。溶接継手は被覆アーク溶接で、脚長は側板側が9mm、アニュラー板側が10.8mmである。

使用した試験機は低サイクル曲げ疲労試験機<sup>2)</sup>で試験片の側板部をこの試験機の固定治具に取り付け、ア

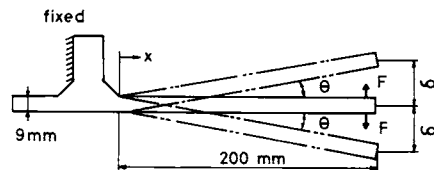


Fig. 1 Schematic illustration of specimen (the width  $B = 47$  mm).  $\delta$  is the amplitude of displacement of annular plate at the loading point.  $\theta$  is the amplitude of bending angle.

Table 1 Chemical Composition

| Wt. % |      |      |       |       |      |      |      |       |       |
|-------|------|------|-------|-------|------|------|------|-------|-------|
| C     | Si   | Mn   | P     | S     | Cu   | Ni   | Cr   | Mo    | V     |
| 0.14  | 0.31 | 1.26 | 0.021 | 0.006 | 0.02 | 0.10 | 0.03 | 0.067 | 0.041 |

Table 2 Mechanical Properties

|               | thickness (mm) | $\sigma_Y$ (kgf/mm <sup>2</sup> ) | $\sigma_B$ (kgf/mm <sup>2</sup> ) | E.L. (%) |
|---------------|----------------|-----------------------------------|-----------------------------------|----------|
| Annular Plate | 9              | 64                                | 70                                | 29       |
| Shell Plate   | 20             | 58                                | 67                                | 25       |

ニュラー板を荷重伝達治具に固定した。繰返し曲げ負荷は Fig. 1 に示されるように溶接止端部から200mmのアニュラー板の位置で変位振幅が $\delta$ となるように制御した。このときの荷重は溶接止端部から50mmのアニュラー板の位置に貼付した歪ゲージによる歪値を基に算出した。

発生したき裂の溶接線に沿う長さは遊尺顕微鏡によ

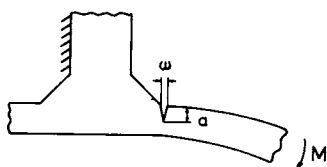


Fig. 2 Schematic illustration of crack at the toe of welding.  $\omega$  is the crack opening displacement.  $a$  is the crack depth.  $M$  is the bending moment.

り、き裂の開口量 (Fig. 2 における  $\omega$ ) はき裂のプラスチックレプリカを作りこれの切断面を光学顕微鏡により計測した。開口量の計測位置はき裂のほぼ中央部を選んだ。き裂の深さ (Fig. 2 における  $a$ ) はき裂の中央部で試験片を切断して光学顕微鏡で計測した。

### 3. 実験結果

#### 3.1 曲げ角度と表面の歪

アニュラー板の曲げ角度振幅 ( $\theta$ ) を Fig. 1 のようにとると  $\theta$  が小さい場合次のように表される。

$$\theta \approx \tan \theta = \frac{\delta}{200} \quad (1)$$

負荷開始直後におけるアニュラー板上  $x=50\text{mm}$  の位置の歪 (これを  $\epsilon_{50\text{amp}}$  とする) と  $\theta$  (若しくは  $\delta$ ) との実験的關係を Fig. 3 に示す。アニュラー板が弾性的な変形をしている場合、 $\epsilon_{50\text{amp}}$  と  $\delta$  の関係は、はりの曲げ理論により次式のように与えられる。

$$\epsilon_{50\text{amp}} = \frac{3e(\ell-x)}{\ell^3} \delta \quad (2)$$

ここに、 $2e$ : アニュラー板の板厚 ( $=h$ )

$\ell$ : 溶接止端部から荷重作用点までの距離

$x$ : 溶接止端部から歪ゲージ貼付位置までの距離

(2) 式に  $e=4.5\text{mm}$ ,  $\ell=200\text{mm}$ ,  $x=50\text{mm}$  を代入して得られた関係式を Fig. 3 に一点鎖線で示した。 $\delta=10\text{mm}$  の実験値は(2)式に近い値となっているが  $\delta>15\text{mm}$  では  $\delta$  の増加とともに(2)式から外れてくる。これは  $\delta$  が大きくなると溶接止端部から発生拡大してきた塑性領域の影響によるものである。 $\epsilon_{50\text{amp}} \geq 3000 \mu\text{st}$  では歪ゲージ貼付位置に塑性変形が起きている。(3000  $\mu\text{st}$  はアニュラー板の降伏歪である。)

#### 3.2 負荷のサイクル数と曲げモーメントの関係

$\epsilon_{50\text{amp}}$  はき裂が発生するまでは繰り返しサイクル数  $N$  によらず、ほぼ一定値に保たれるが、き裂の発生、

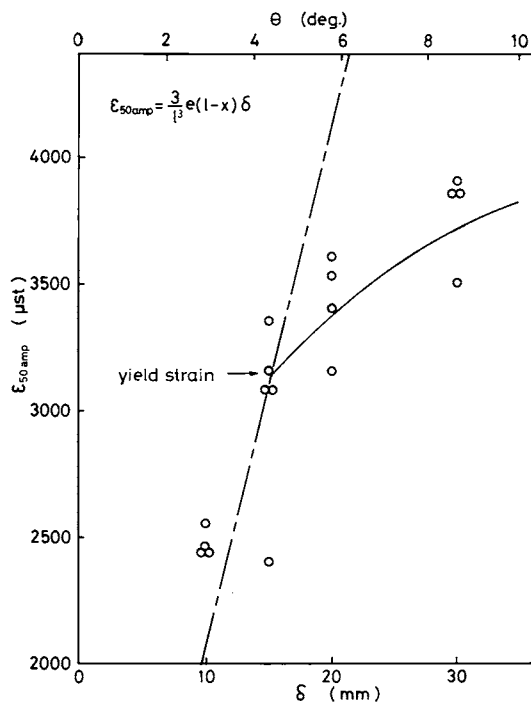


Fig. 3 Relation between the strain on the annular plate surface  $\epsilon_{50\text{amp}}$  and the bending amplitude of annular plate  $\delta$  or  $\theta$ .

拡大に応じて減少してくる。その様相を Fig. 4 に示す。図において一点鎖線は  $\epsilon_{50\text{amp}}$  の包絡線である。溶接止端部にき裂が発生するとアニュラー板を下方に曲げたとき (即ち、側板とアニュラー板の間の開き角が増す方向の変形)、き裂発生部では曲げモーメントを支える有効板厚が減少する。このモーメントは次のように考えることができる。き裂先端には塑性変形領域が存在

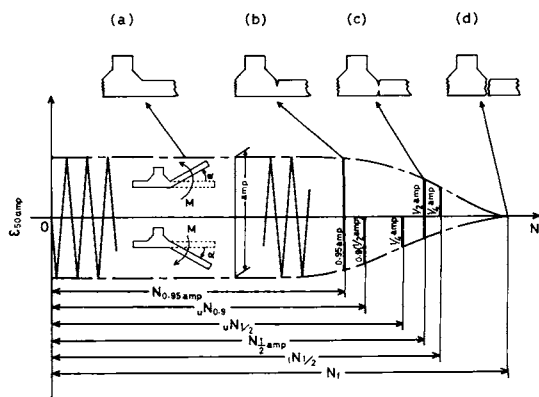


Fig. 4 The change of strain  $\epsilon_{50\text{amp}}$  with loading cycle, the state of crack and the definition of fatigue life.

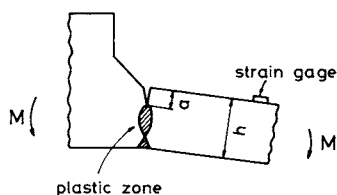


Fig. 5 Schematic illustration of cross section of welding joint with crack and plastic zone.

するが、扱いを容易にするためFig. 5に示されるように全断面が塑性領域化しており、塑性域内に歪硬化は生じていないとするモデルで近似する。降伏応力を $\sigma_y$ とすると曲げモーメント( $M$ )は次式のように表される。

$$M = \frac{1}{4} B \sigma_y (h-a)^2 \quad (3)$$

ここに $B$ は板幅を表す。(3)式において $h-a$ が有効板厚である。き裂深さ $a$ が増す程有効板厚は減少し曲げモーメント $M$ も減少する。一方、アニュラー板表面の歪 $\epsilon_{50amp}$ は $M$ に比例するから、有効板厚の減少に応じて $\epsilon_{50amp}$ も小さくなる。アニュラー板を上方に曲げた場合は溶接止端部に生じたき裂が閉じき裂面が密着すると有効板厚はき裂が存在しない状態と同様になる。したがって $\epsilon_{50amp}$ の減少は起こらない。このような状態がFig. 4の(b)に対応する。更に負荷のサイクルを増してゆくとアニュラー板の裏面からもき裂が生ずる。この状態がFig. 4の(c)であり、このときは上方に曲げると上述したような機構により $\epsilon_{50amp}$ は減少する。試験

片が破断分離((d)に対応)すると $\epsilon_{50amp}$ は零になる。

### 3.3 き裂拡大の様相

き裂の長さとお開口の負荷サイクル数 $N$ による変化状態の一例をFig. 6に示す。これは試験片表面を1500番のエメリー紙で研磨したのち $\delta=15\text{mm}$ 、負荷速度2 cycles/minという条件で求めたものである。開口量は最大曲げ角度に対する値である。図には発生したき裂のうち3つを選び、それを○, △, □印で示した。Fig. 6からき裂は連続的に拡大するとは限らず、拡大と停止を繰り返しながら成長する場合もあることが分かる。開口量は緩やかではあるが連続的に増大する傾向が認められ、破断が近くなると増大速度は著しく速くなる。これより、き裂長さが大きくなってもそれに応じて開口量が増す訳ではないことが分かる。開口量がき裂の深さと関連性があることを考えると、き裂の表面長さとお開きの間に相関係数はないであろうことが窺われる。

Fig. 7は同一試験片に発生した2つのき裂について開口量とサイクル数の関係を片対数グラフ表示したものである。計測値にはばらつきが認められるが、それぞれのき裂に対するデータは直線関係に従っているとよいであろう。この直線は次式のように表される。

$$\omega_{max} = 10^{P(N-N_0)} \quad (4)$$

2本の直線が平行であることから $P$ は同一の試験片形状、材質及び負荷条件の下では一定値をとると考えられる。 $N_0$ はき裂の発生サイクルにより決まる定数であ

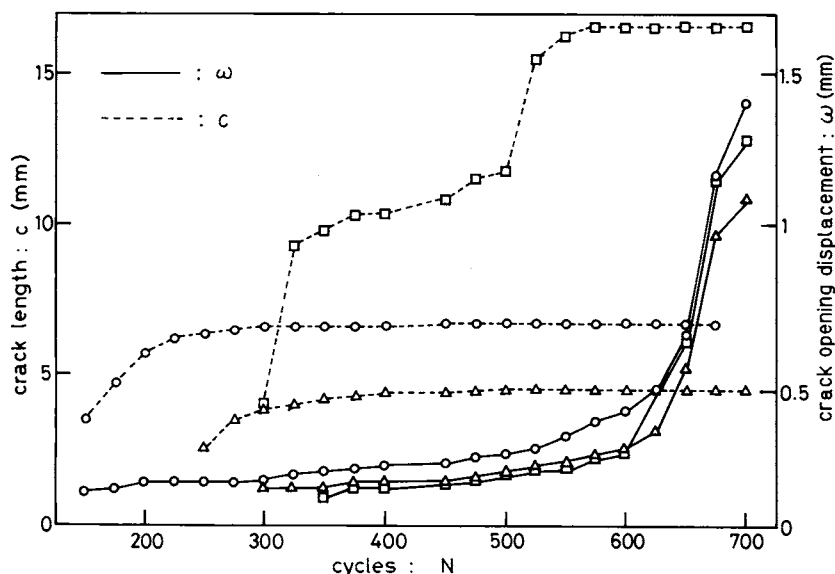


Fig. 6 The change of crack length  $c$  and crack opening displacement  $\omega$  with the loading cycle.

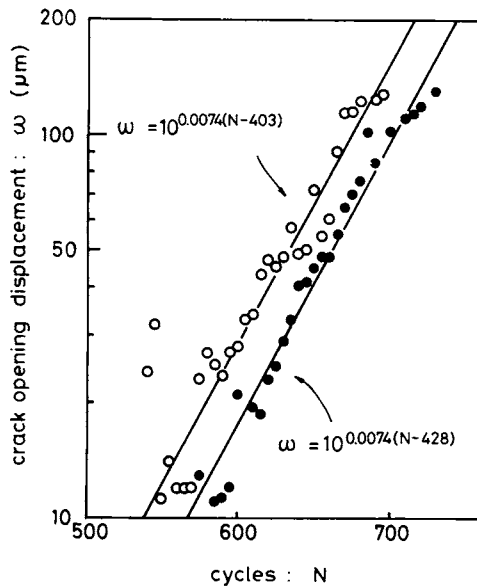


Fig. 7 Relation between  $\log \omega$  and loading cycle  $N$ .

る。

き裂の開口量とき裂深さの関係を Fig. 8 に示す。繰返し曲げ角度振幅  $\theta$  が大きい程、同一き裂長さに対するき裂開口量  $\omega_{max}$  は大きいことが分かる。(ただし、 $\theta=2.9^\circ$  の場合はばらつきが大きく、 $\theta=4.4^\circ$  に対する値より大きい計測値も見られる。) ここに示した計測値は、き裂長さが2.3~3.5mmという比較的狭い範囲に

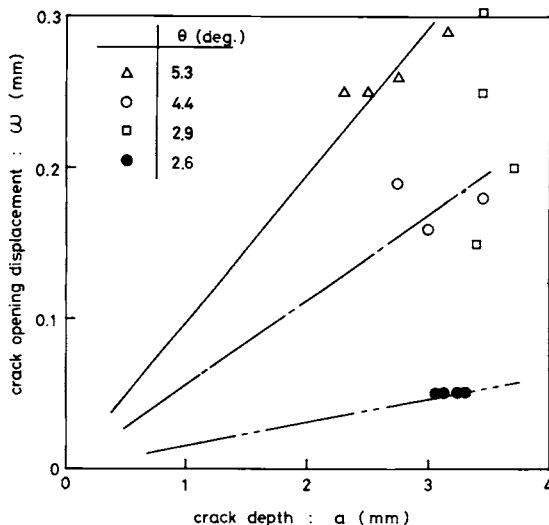


Fig. 8 Relation between crack opening displacement  $\omega$  and crack depth  $a$  for four cases of loading amplitude.

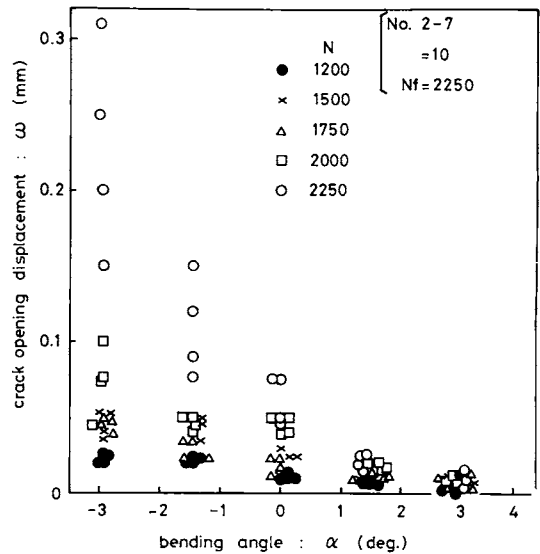


Fig. 9 The change of crack opening displacement with bending angle for four cracks occurred in a specimen. The loading conditions are  $\delta = 10$  mm ( $\theta = 2.9^\circ$ ) and  $N_f = 2250$ . ( $N_f$ : cycles to fracture)

限られているが、 $\omega$  の減少と共に  $a$  も小さくなるという事実を考慮に入れて、図では  $\theta=2.9^\circ$  の場合を除き  $a$  と  $\omega$  の関係としてデータから推測される直線を示してみた。

1 サイクル中におけるき裂の開口量の変化を Fig. 9 に示す。図には4つのき裂についての計測値を示してある。この例は繰返し角度振幅  $\theta=2.9^\circ$  の場合である。1 サイクル中のある曲げ角度  $\alpha$  ( $\theta \geq \alpha \geq -\theta$ ) に対する開口量  $\omega$  ( $\omega < \omega_{max}$ ) は上方に曲げた状態 ( $\alpha > 0$ ) でも  $\omega > 0$  であることが分かる。これはき裂先端に塑性変形が生じている事に起因している。同一サイクルの同一曲げ角度において前述したようなき裂による  $\omega$  の相違が見られる。今、それぞれのき裂の  $\omega$  をそれらの最大開口量  $\omega_{max}$  で標準化 (即ち  $\omega/\omega_{max}$  で表示) してみる。Fig. 10 には  $N=1500$  と  $2250$  の場合について示してみた。Fig. 10 に見られるようにデータはそれぞれの  $N$  に対する1本の曲線の周りに集まる。このことは、 $N$  が一定であればき裂の寸法によらず  $\omega/\omega_{max}$  は  $\alpha$  を指定すると一義的に決まることを意味している。なお、 $\alpha$  が小さい場合には  $\alpha$  に対して  $\omega/\omega_{max}$  は直線的に変化することも分かる。

### 3.4 疲労寿命

疲労寿命として破断までのサイクル数  $N_f$  をとる場合



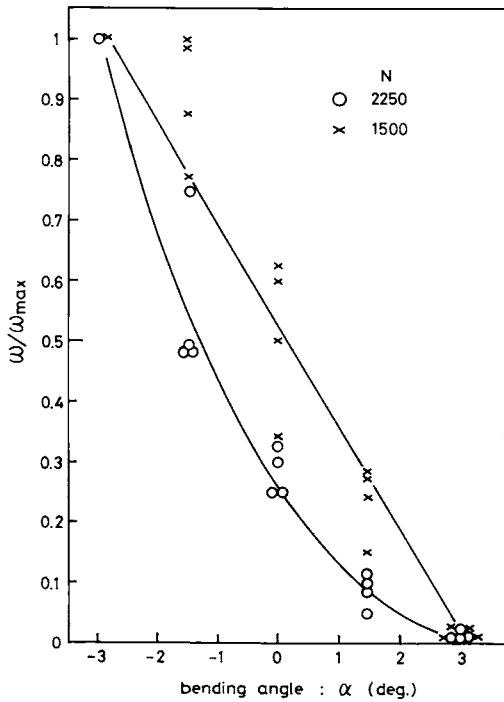


Fig. 10 Rearrangement of data shown in Fig. 9.  $\omega_{\max}$  in the ordinate is the  $\omega$  at  $\alpha = 2.9^\circ$  in Fig. 9.

と、き裂の発生サイクル  $N_c$  をとる場合とで、両者の差はかなり大きくなっている<sup>3)</sup>。 $N_f$  を採用した場合には、ほとんど荷重支持能力を失った試験片分離に近い状態までを含ませることになり安全性を考えると問題である。寿命として発生時を採用すると、試験片表面状態によってはき裂の発生を目視しにくく、 $N_c$  を正しく把握できない場合があるという難点がある。ここではFig. 4 に示す  $\varepsilon_{50amp}$  に着目して新たな疲労寿命の指標を検討してみよう。 $\varepsilon_{50amp}$  の初期振幅 (amp) の95%, 50% 及び下方への曲げ振幅 ( $\frac{1}{2}amp$ ) の90%となるサイクル数をそれぞれ  $N_{0.95amp}$ ,  $N_{\frac{1}{2}amp}$ ,  $uN_{0.9}$  として、これらを寿命と考えてみる。Fig. 11 は  $\delta = 10, 15, 20, 30mm$  とした4つの荷重条件下で行った結果から  $N_{0.95amp}$ ,  $N_{\frac{1}{2}amp}$ ,  $uN_{0.9}$  を拾い出して示したものである。 $\delta \geq 15mm$  の場合にはいずれの指標を採用しても大差は認められないが  $\delta = 10mm$  の場合は指標の採用方法による差は大きい。

Fig. 12(a)~(e) に寿命の指標のとり方を変えて寿命と繰返し曲げ振幅の関係を4種類の試験片について示した。ここには、Fig. 11 に示した指標の他に上方に曲

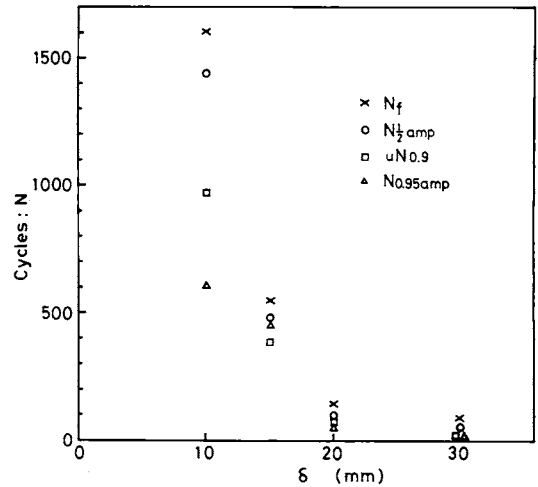
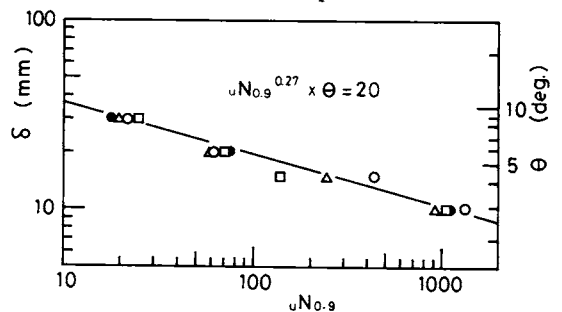
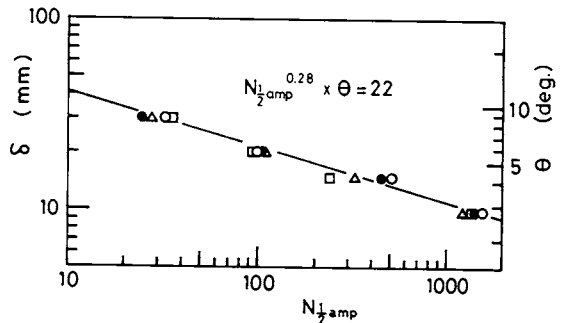
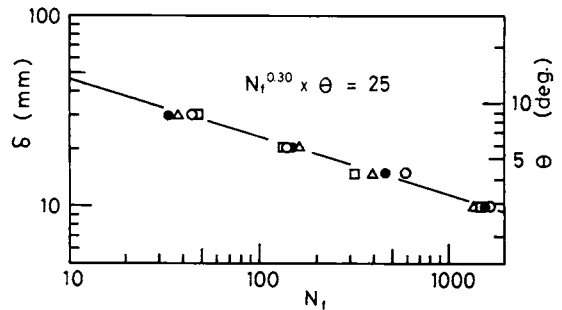


Fig. 11 Difference of fatigue life between  $N_f$ ,  $N_{\frac{1}{2}amp}$ ,  $uN_{0.9}$  and  $N_{0.95amp}$ . The definition of fatigue life is shown in Fig. 4.



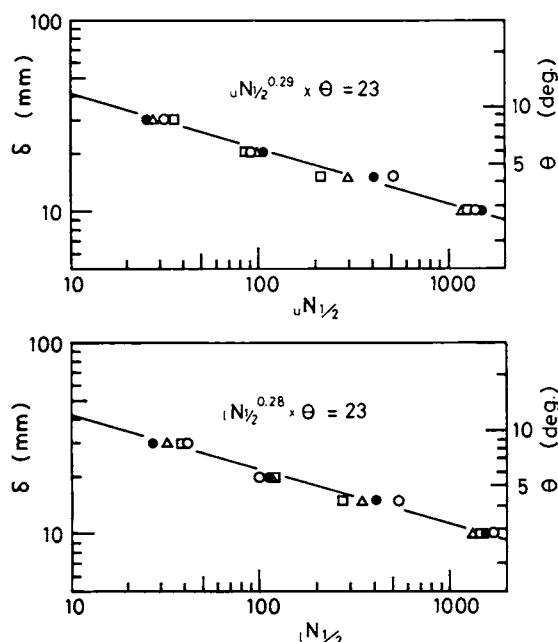


Fig. 12 Relation between bending amplitude ( $\delta$  or  $\theta$ ) and the fatigue lives which are defines as  $N_f$ ,  $N_{1/2}^{amp}$ ,  $uN_{0.9}$ ,  $iN_{1/2}^1$  and  $uN_{1/2}^2$ . Specimens are treated as follows.  $\circ$ : annealed and polished,  $\square$ : annealed,  $\triangle$ : polished,  $\bullet$ : as received.

- (a)  $N_f - \theta$  (or  $\delta$ ) (d)  $iN_{1/2} - \theta$  (or  $\delta$ )  
 (b)  $N_{1/2}^{amp} - \theta$  (or  $\delta$ ) (e)  $uN_{1/2} - \theta$  (or  $\delta$ )  
 (c)  $uN_{0.9}^2 - \theta$  (or  $\delta$ )

げたときの  $\epsilon_{50amp}$  が  $\frac{1}{4}amp$  となるサイクル数  $iN_{1/2}$

と、同様に下方に曲げたときのサイクル数  $uN_{1/2}$  の場合についても示してある。試験片は焼鈍(625℃で2時間)の有無、研磨(800番エメリー紙)の有無による組合せで4種類とした。いずれの定義の仕方でも振幅が大きい場合には研磨も焼鈍もしない試験片で相対的に寿命は短く、振幅が小さい場合には研磨と焼鈍を施した試験片の寿命が長いという傾向が認められる。しかし全体的にみると、両対数グラフに表示していることも関係して試験片の種類による相違を論ずることはできない。試験片の種類による寿命の差をデータのばらつきと看做して、寿命と曲げ振幅との関係を求めてみ

ると、いずれの寿命の指標についても

$$N^\beta \cdot \delta = \gamma \quad (5)$$

なる形で表される。ここに  $\beta$  と  $\gamma$  は指標の取り方によって変わる定数である。

#### 4. 結 論

繰返し両振り曲げ変形を受けるアニュラー板に発生するき裂の拡大挙動と疲労寿命について実験的に調べた。その結果次の結論を得た。

- (1) き裂の試片表面の長さは断続的に拡大する場合がある。
- (2) き裂の開口量は荷重の繰返し数と共に指数関数的に増大する。
- (3) (き裂開口量)/(き裂深さ)は曲げ角度振幅に依存し、振幅が大きい程大きい値となる。
- (4) 寿命  $N$  として  $N_f$ ,  $uN_{0.9}$ ,  $N_{0.95amp}$ ,  $uN_{1/2}$ ,  $iN_{1/2}$  のいずれを採用しても次式が成り立つ。

$$N^\beta \cdot \theta = \gamma$$

ここに、 $\theta$ : アニュラー板の曲げ角度振幅

$\beta, \gamma$ : 寿命の取り方に依存する定数

ただし、 $N_f$  は破断までのサイクル数、 $uN_{0.9}$ ,  $uN_{1/2}$ ,  $N_{0.95amp}$ ,  $iN_{1/2}$  は溶接止端部から50mmの位置の表面歪の振幅の減少に着目して次のように決めたサイクル数である。 $N_{0.95amp}$  は歪振幅が初期値の95%に減少したサイクル数を、 $uN_{0.9}$ ,  $uN_{1/2}$  は側板とアニュラー板が開く方に曲げた場合のピーク値がそれぞれ90%, 50%に達したサイクル数を、 $iN_{1/2}$  は閉じる方に曲げた場合に50%に達したサイクル数を表わす。

#### 謝 辞

本研究に使用した試験片は、甲陽建設工業㈱に提供していただいた。記して謝意を表する。

#### 引用文献

- 1) 亀井浅道, 木暮一彦: 圧力技術, 19-1, 10 (1981)
- 2) 亀井浅道, 山田 實: 消防研究所報告, 46, 7 (1978)
- 3) 亀井浅道: 同上, 51, 1 (1981)

**Behavior of Low Cycle Fatigue Crack along the Toe  
of Fillet Welding Joint in Oil Storage Tanks**

(Abstract)

Asamichi Kamei and Minoru Yamada

(Received May 31, 1985)

It is well known that the toe of fillet welded joint between shell plate and annular plate may be the weakest portion in oil storage tanks. Many studies on the strength of this portion have been reported up to the present and it is shown that one of the important phenomena which must be prevented is the fracture due to low cycle fatigue.

In this report, crack propagation behavior under cyclic bending load has been investigated on the specimens with fillet welded joint. Some remarkable results on the size of crack emanating from the toe of weld and the fatigue life are obtained.

## セルロースの発火に及ぼすハロゲン化合物の影響

斎藤 直

(昭和60年5月29日受理)

### 概 要

高分子の発火に及ぼすハロゲン化合物の影響を、ろ紙を試料とし、乾燥空気雰囲気中に5%の四塩化炭素又はハロン1301を添加し、赤外線加熱により試料を発火させて調べた。

その結果、これらの添加剤は、この添加濃度において試料ろ紙の発火時間をほとんど変化させることがなく、発火には影響を与えていなかった。

しかし、これらの添加剤は試料の発火後の気相燃焼を抑制しており、この効果を考慮に入れると延焼対策上、これらのハロゲン化合物の存在は安全側にあるといえる。

### 1. 緒 言

高分子の発火現象は火災の拡大に関連しており<sup>1)</sup>、安全の立場からは望ましいものではない。したがって、これを抑制するか、又はなくすることが重要な課題である。

多くの高分子の発火は、熱分解により生成した可燃性気体が周囲の空気と混合し、その可燃性混合気がある条件を満たしたとき発火する気相における現象であり、実験的にも確かめられている<sup>2-4)</sup>。しかしながら、秋田<sup>5)</sup>により指摘されているようにこの現象は非定常の極めて複雑な過程であるため、いまだ定量的に解明されているとはいえない。

高分子の発火に及ぼすハロゲン化合物の影響について、全く相反する二説がある。その一つは、二臭化メタン等の臭素系燃焼抑制剤又は難燃剤を用いて難燃化処理をほどこしたポリエステル樹脂の発火に関する Feilchenfeld ら<sup>6)</sup>の実験的研究である。彼等はこれらの難燃化ポリエステルの発火温度を、Setchkin 法<sup>7)</sup>により測定し、未処理のポリエステルより発火温度が低下することを発見した。そして、この発火温度の低下は、難燃剤として使用した臭素化合物の熱分解により発生する臭化水素が、発火までの気相酸化反応を促進するためであるとした。これに対し、三谷ら<sup>4,8)</sup>は、ポリメチルメタクリレート、末端水酸基ポリブタジエン及び木材の発火に及ぼす一臭化三フッ化メタン（ハロン

1301）の影響を調べるため、電気炉中に流す酸化剤雰囲気中にこれを添加して実験を行った。彼らは、ハロン1301を雰囲気中に混入しても発火時の試料表面温度（発火温度）に変化がなく、発火時間が延びること、及び雰囲気を空気としたとき、これに4%のハロン1301を添加すれば発火が著しく困難になるとの結果を得た。そして、この原因はハロン1301の分解により生成されたハロゲン化合物が、発火に至るまでの気相酸化反応を抑制したことによるとしている。

既に述べたように高分子の発火現象は複雑であり、試料及び測定法の異なる両者の結果を単純に比較することはできない。しかしながら、発火までの気相酸化反応に対する添加された臭素化合物の作用が、両者の結果では相対立するものとなっている。これまで、定容加熱法によるプロパン／酸素混合気の研究で、ある種のハロゲン化合物は発火までの低温酸化反応を促進することが知られている<sup>9,10)</sup>。しかし、炭化水素類の低温酸化反応を臭化水素が触媒的に促進する反応については、器壁が介在する不均質反応であるとされている<sup>9,11)</sup>。それゆえ、器壁等の影響が少ないと考えられる測定からの両者の結論のいずれが正当であるかについて、上述の事実からは判断することができない。

また、この問題は延焼防止技術への応用を考えると重要なので、ハロゲン化合物が高分子の発火に及ぼす影響について実験的に検討することにした。

## 2. 実験装置と実験方法

高分子の発火現象の研究は、主に赤外線加熱による方法及び高温雰囲気による方法でなされてきた<sup>5)</sup>。本研究では、ハロゲン化合物として四塩化炭素及びハロン1301を用いたので、これらの化合物の熱分解による影響をできるだけ少なくするため、赤外線加熱による方法を採用した。

実験に用いた装置の概略図をFig. 1に示した。この装置は、雰囲気溜Rを含む雰囲気調製部、水銀排気弁m<sub>2</sub>を含む雰囲気供給部、発火実験用チャンバーRC及び試料加熱用の集光加熱型赤外線ランプにより構成されている。集光加熱型赤外線ランプは、250Wのハロゲンランプ、集光用放物面鏡及びランプ電流制御器から成り、焦点位置はランプハウス端面から約70mmにある。

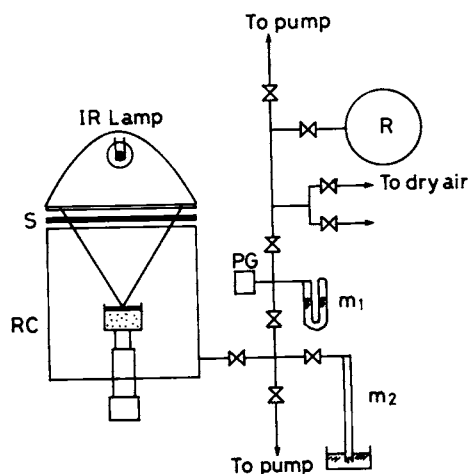


Fig. 1 Schematic illustration of the experimental apparatus

R: Storage flask for ambient gas  
PG: Pressure gauge  
m<sub>1</sub>: Manometer  
m<sub>2</sub>: Mercury exhaust valve  
RC: Combustion chamber  
S: Shutter

発火実験用チャンバーのより詳細な説明図をFig. 2に示した。このチャンバーは一辺100mm、肉厚10mmのSUS 304製の立方体の箱となっている。その上部中央に、有効径45mm、厚さ4mmのフッ化カルシウム板の赤外線照射窓Aがあり、また前後の壁中央に有効径50mm、厚さ3mmのパイレックスガラス製の観測窓Bが取り付けられている。観測窓のない一方の側壁下部に、チャ

ンバー内の空气の排出及び所定の雰囲気を送入するための孔Fがあり、その対面中央に熱電対を内部に導入するためのポートCが設けられている。試料皿Dは、内径20mm、深さ10mmのSUS 304製の皿で、チャンバー中央に位置し、皿上端の高さを観測窓中心より上下に各5mm調節できるようになっている。この高さの調節は、試料皿の支持棒の底部に取り付けた送りネジEにより行った。チャンバー内の雰囲気を交換する場合に一旦真空にする必要があるため、各窓材及び試料皿の高さを調整する装置をOリングでシールし、また熱電対挿入口をガスクロマトグラフ用セパタムでシールした。このチャンバーの内容積は約500mlであり、1 Torr以下に減圧が可能である。

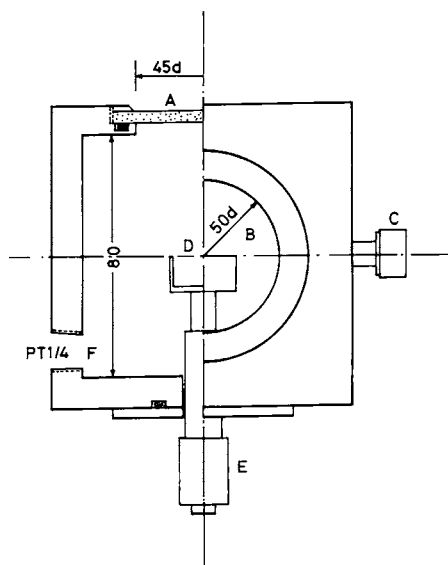


Fig. 2 Detail of combustion chamber

A: Inlet of IR radiation B: Window  
C: Thermocouple port D: Sample holder  
E: Adjustment device of sample position  
F: Ambient gas port

Fig. 3に試料皿部分の詳細図を示した。耐熱性がよくしかも軽量のケイ酸カルシウム板を皿底部から8mmの高さまで敷き、その上に厚さ1mm、直径20mmの円形の試料をのせた。また、試料表面の温度を測定する時には、線径50μmのクロメル-アルメル熱電対を使い、その熱接点(直径約150μm)を試料中央に半分程埋め込んで測定を行った。

試料として、東洋汙紙KK製の角形ろ紙No.25(厚さ

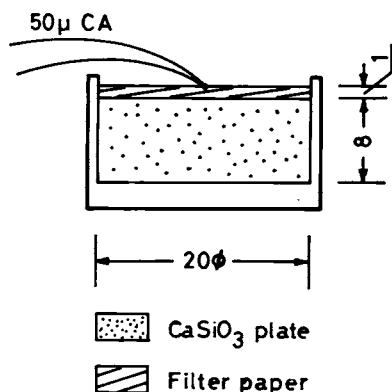


Fig. 3 Detail of sample holder

約1mm)を直径20mmの円形に切り抜き、50℃に保たれたオープンで48時間以上乾燥し、シリカゲル入りのデシケータで放冷保存したものを用いた。この操作によりろ紙重量は、気乾状態のものに比較し $4.0 \pm 0.9\%$ 減少した。なお、試料としてろ紙を用いたのは、本実験で使用した集光加熱型赤外線ランプの熱出力によって比較的短時間で発火させることができたためである。

また、試料を取りまく雰囲気として乾燥空気、又はこれに5%の四塩化炭素又はハロン1301( $\text{CF}_3\text{Br}$ )を添加したものを用いた。四塩化炭素を添加剤として用いたのは、これが高温のプロパン/酸素混合気の発火後の燃焼に対して大きな抑制効果を示すこと、及びクロロホルムや臭化水素には及ばないが発火までの酸化反応を促進する効果をもつ<sup>10)</sup>ことによる。また、三谷らの測定結果<sup>4,8)</sup>を追試する目的でハロン1301を使用した。使用した乾燥空気及びハロン1301は、市販品のボンベ入りのものであり、四塩化炭素は試薬特級スペクトルグレードのものである。なお、四塩化炭素を使用する際には、十分な脱気操作を行った。これらのハロゲン化合物を含む乾燥空気を調製する場合には、10ℓフラスコの雰囲気溜Rを用いて分圧法により絶対圧で1.5気圧調製し、24時間以上放置混合した後に実験に使用した。

実験操作を次のように行った。まず乾燥空気をチャンパー内に流しながらケイ酸カルシウム板を赤外線により加熱し、これに含まれる水分や前回の測定による試料の熱分解生成物の焼出しを行った。次にチャンパー内の空気を排気した後、再度乾燥空気で満たし流出させながら試料皿を放冷する。試料皿温度が室温程度になってから、手早くデシケータ中に保存されたろ紙

試料を試料皿にセットする。その後、チャンパー内を1 Torr 以下で5分間程排気し続けた後、所定の雰囲気は大気圧となるまで送入した。Fig. 1に示したチャンパーと赤外線ランプの間にある手動シャッターSを閉じてある状態でランプを点灯し、供給電流が十分安定した後、シャッターを開き測定を開始した。

本実験では、赤外線照射開始から発火までの発火時間をストップウォッチで、試料表面中心温度を前述の熱電対とペン書き記録計で測定した。また、一部の実験では、チャンパー内部の様子を、ビデオレコーダとカメラで撮影記録した。

### 3. 実験結果

#### 3.1 集光加熱型赤外線ランプの熱出力特性と添加剤による影響

ろ紙試料の発火実験を行う前に、集光加熱型赤外線ランプの供給電流と熱出力の関係を調べた。適当な出力計がなかったので、ここではFig. 1に示した装置を用いて、ケイ酸カルシウム板表面をランプ焦点位置に置き、ランプ供給電流を変えたときの表面中央の到達温度を測定した。ただし、この場合入射窓材のフッ化カルシウム板は除いてある。また、いずれの供給電流値でも3分間程度の照射で表面温度の上昇速度は極めて小さくなり、この時期でも試料皿底部の温度上昇は小さいものであった。測定結果をFig. 4に示した。この図より、ランプ供給電流とケイ酸カルシウム板表面の到達温度は、4 A以上の電流値でよい直線関係にあることが分かる。

また、乾燥空気に添加した5%の四塩化炭素の赤外線吸収による影響の有無を検討するため、チャンパー内の雰囲気を変えてケイ酸カルシウム板を赤外線加熱し、表面温度の時間的経過を測定し比較した。ランプ供給電流を8 A及び9 Aとしたときの測定結果をFig. 5に示した。ケイ酸カルシウム板表面の温度上昇曲線は、5%の四塩化炭素を添加しても、雰囲気を乾燥空気とした場合のそれによく一致しており、差は認められなかった。

#### 3.2 加熱開始から発火までのチャンパー内の様子

試料ろ紙表面が赤外線ランプの焦点に位置するように試料皿の高さを調整し、発火させることのできるランプ供給電流値を調べた。本装置では、試料を発火させるためには6.5 A以上の電流が必要であった。

発火するときのチャンパー内の様子は以下のようにで

あった。加熱開始後しばらくしてチャンパー上方に、ろ紙の熱分解生成物が凝縮生じた細い白煙が垂直に

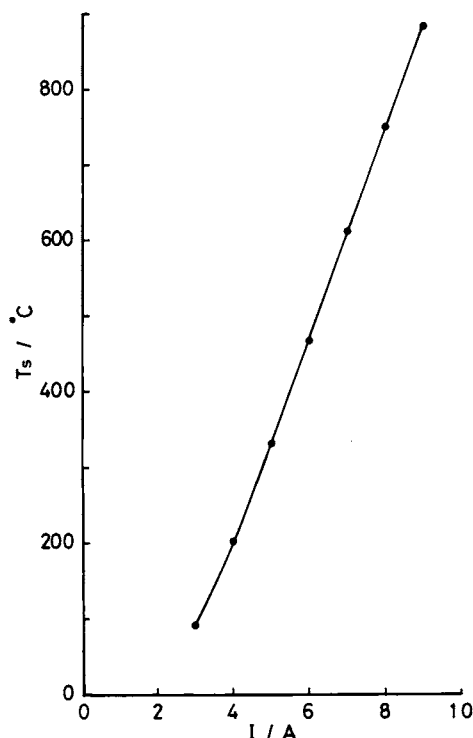


Fig. 4 Relation between IR-lamp current and final surface temperature of calcium silicate plate (No  $\text{CaF}_2$  window)

なって現われる。この煙は、時間の経過とともに徐々に試料表面に近付きその太さを増す。下端が試料表面上約 4 mm の高さに達すると白煙基部が急激に大きくなり、試料表面から約 3 mm の高さまで接近する。その後、白煙基部中央に、予混合バーナー火炎の内炎の形に類似した上に凸の透明な部分が発達し始め、その先端が試料表面から 5 mm 程度に達すると突然この構造がくずれ、発火が生じる。発火により生じた火炎は、垂直に立ち上った白煙中を上方に伝播したのち、試料上に拡散火炎が形成される。試料の発火までの経過は、加熱条件の違いにより時間の長短があるほかは、共通していた。また白煙中を伝播する火炎の色は、乾燥空気又はこれに四塩化炭素を 5 % 添加した雰囲気では、オレンジ色を呈していたが、5 % のハロン 1301 添加の雰囲気では、透き通った薄い青色であり、燃焼する経過も他に比較して遅かった。

発火後、赤外線ランプを消灯すると、乾燥空気及び四塩化炭素を 5 % 含む空気雰囲気では準定常な拡散火炎が 10 数秒間維持されるが、5 % のハロン 1301 を含む雰囲気中では直ちに消炎した。この時期の火炎は、乾燥空気中の場合、青炎であったが、四塩化炭素を含む時は輝炎となり、炎の高さも空気中のものより大きかった。

以上述べた経過を記録した写真を Fig. 6 に示した。ここで、加熱開始後の経過時間は、ビデオレコーダの記録を参考にして決めた大まかな目安である。

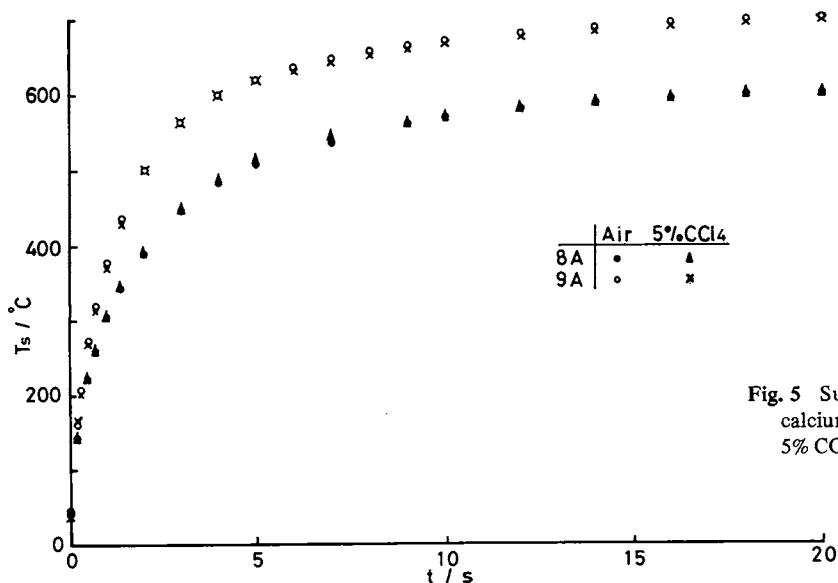
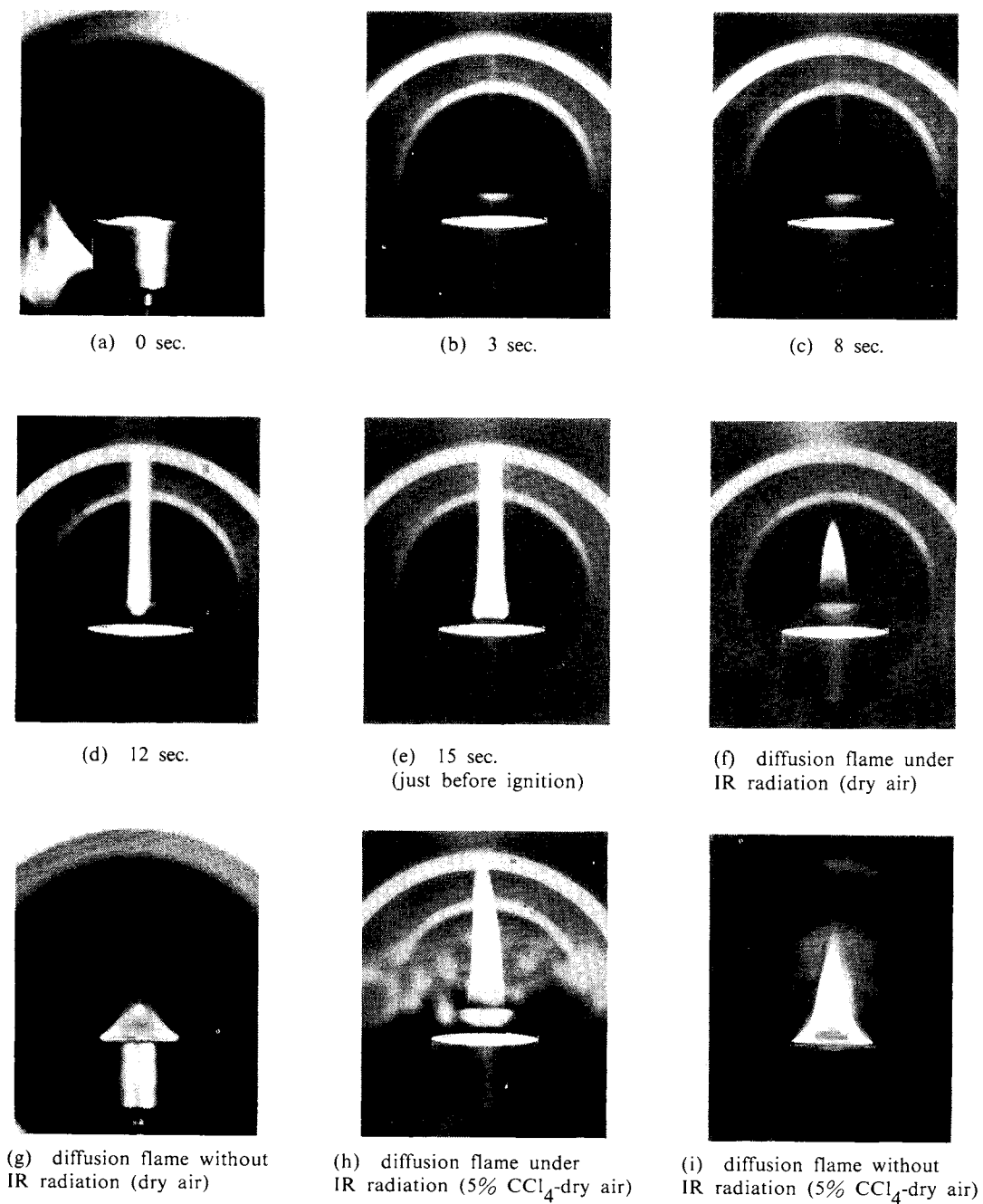


Fig. 5 Surface temperature rises of calcium silicate plate in dry air and 5%  $\text{CCl}_4$ -containing dry air



**Fig. 6** Direct photographs of filter paper ignition by IR radiation

(a) – (g): in dry air, IR-lamp current = 8A

(h) – (i): in 5%  $\text{CCl}_4$ -containing dry air,  
IR-lamp current = 9A



### 3.3 試料ろ紙の表面温度上昇と発火時間

ランプ供給電流を7 Aとして加熱したときの乾燥空気及び窒素雰囲気中で測定した試料表面温度の変化をFig. 7に示した。いずれの場合にも、加熱開始後約28秒まではほとんど同じ経過で温度が上昇している。しかし、乾燥空気中では、その直後から発熱的な試料の分解による急速な温度上昇が認められ、この例では加熱開始後32.6秒に約580℃に達し発火している。図中の矢印は、発火が生じた位置を示している。これに対し、窒素中ではその後の表面温度は単調に上昇するだけであった。

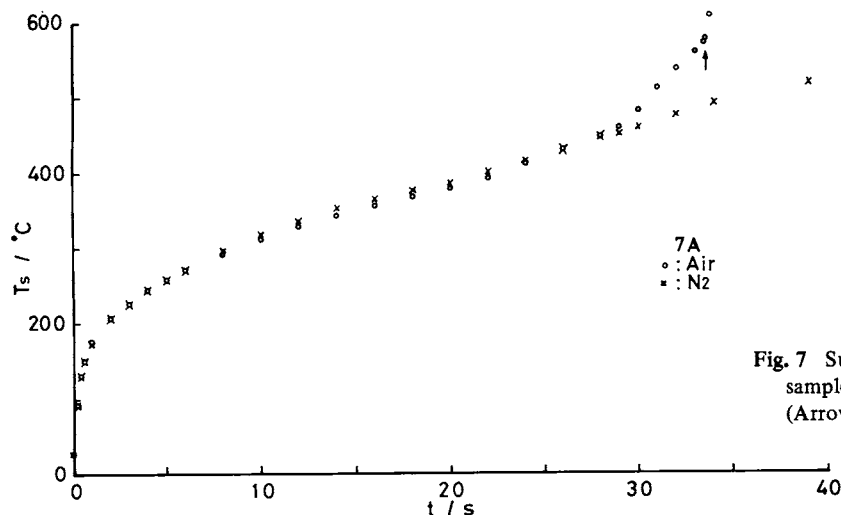


Fig. 7 Surface temperature rises of sample in dry air and nitrogen (Arrow indicates ignition point.)

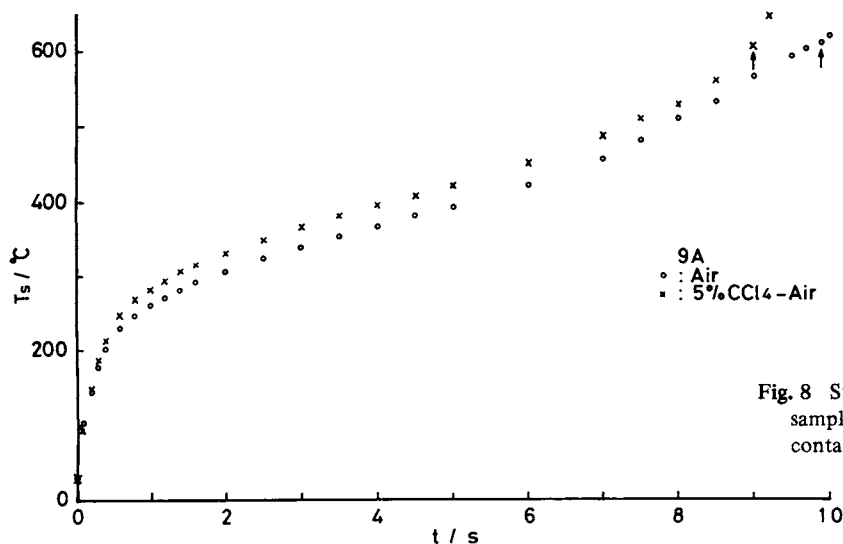


Fig. 8 Surface temperature rises of sample in dry air and 5%  $\text{CCl}_4$ -containing dry air

Fig. 8にランプ供給電流を9 Aとしたときの、乾燥空気及び5%の四塩化炭素を含む空気雰囲気中での試料表面の温度変化を示した。いずれの場合にも、発火は、600℃前後になったときに起こっているが、それまでの温度は、四塩化炭素を含む雰囲気中の方が約25℃高く経過した。ハロン1301を含む雰囲気中の試料表面の温度変化は、熱電対の腐食が激しく信頼できるデータが得られていないので示さなかった。

乾燥空気雰囲気中で測定したろ紙の発火時間の、ランプ供給電流値による変化をFig. 9に示した。この結果は、試料の表面温度測定用の熱電対を取りはずして

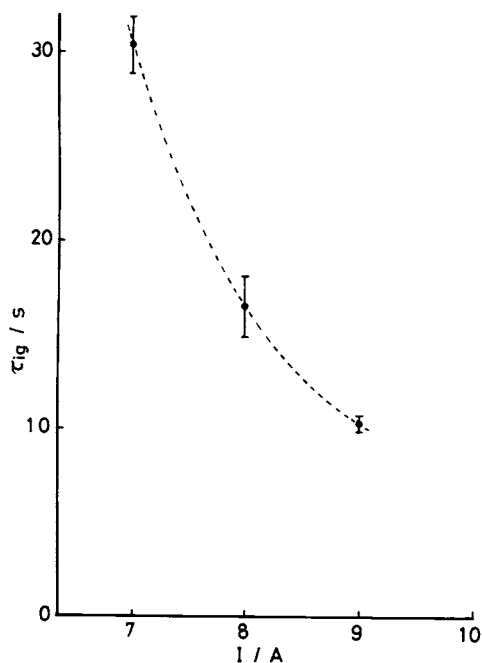


Fig. 9 Ignition delay of sample without thermocouple

行った実験によるものである。図中に測定値の標準偏差値も合せて示した。8 A以下で標準偏差値が大きいのは、試料の熱分解ガスがチャンバー上部に溜り、これが加熱開始後約15秒でくずれ、内部の雰囲気気に乱れが生じたためと考えられる。

熱分解ガス層のくずれによる影響のない、ランプ供給電流を9 Aとして加熱したときの、各条件下で得られた発火時間をTable 1に示した。なお表中の各測定値の標準偏差も合せて示した。ただし、ハロン1301を添加した雰囲気中で、熱電対がある場合のデータ数が少ないので、平均値のみ示した。この結果では、試料表面温度測定用の熱電対がない場合には、ハロゲン化

Table 1 Ignition delay under various conditions (IR-lamp current is 9A.)

| Ambient                                 | Thermocouple | $\tau_{ig}(s)$ |
|-----------------------------------------|--------------|----------------|
| Dry air                                 | No           | $10.3 \pm 0.4$ |
|                                         | Yes          | $9.8 \pm 0.5$  |
| 5%CCl <sub>4</sub> -containing dry air  | No           | $10.4 \pm 0.3$ |
|                                         | Yes          | $9.1 \pm 0.2$  |
| 5%CF <sub>3</sub> Br-containing dry air | No           | $10.5 \pm 0.3$ |
|                                         | Yes          | 9.2            |

合物を雰囲気中に混入しても、発火時間に変化はなく誤差範囲内で一致しているのが分かる。また、熱電対が存在する場合には、乾燥空気雰囲気中ではその影響が小さいものの、ハロゲン化物が添加されると発火時間は明らかに短縮されている。

#### 4. 結果の考察

##### 4.1 赤外線ランプの熱出力と添加剤による影響

時間的に一定な放射量により半無限固体を一次元加熱したときの表面温度上昇の近似解は、(i)被加熱表面からの放射量は、入射量に比べて小さく無視できる、(ii)固体表面の冷却はニュートンの冷却の法則によると仮定し、秋田<sup>12)</sup>により既に与えられている。それによれば、

$\beta < 0.1$  のとき

$$T_s - T_0 = \frac{2\dot{q}}{\alpha} \cdot \frac{\beta}{\sqrt{\pi}} \quad (1)$$

また、 $\beta > 1.4$  のとき

$$T_s - T_0 = \frac{\dot{q}}{\alpha} \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{\pi} \beta} \right) \quad (2)$$

と表わされる。ここに、 $T_s$ は表面温度、 $T_0$ は時間 $t=0$ での表面温度、 $\dot{q}$ は表面に入射し熱となる放射量(熱流束)、 $\alpha$ は熱伝達係数及び $\beta$ は

$$\beta = \frac{\alpha}{\lambda} \sqrt{\pi t} \quad (3)$$

と表わされる時間に関する変数である。(3)式で $\lambda$ は固体の熱伝導率、 $\kappa$ は温度拡散率であり、

$$\kappa = \frac{\lambda}{\rho C_p} \quad (4)$$

で定義される。ここに $\rho$ は固体の密度、 $C_p$ は定圧比熱である。

そこで、Fig. 5に示した乾燥空気中のケイ酸カルシウム板表面の加熱初期の温度曲線から、(1)式に従い、 $(T_s - T_0)$ と $t^{1/2}$ の関係をプロットした結果をFig. 10に示した。この結果では、加熱開始初期の1秒以下で $(T_s - T_0)$ と $t^{1/2}$ の間に直線関係が認められ、この場合一次元加熱的になっていることを示唆している。この実験で用いたケイ酸カルシウム板の物性値は明らかでなく、式(3)に対応する $\beta > 1.4$ となる時間を求めることはできない。仮に $\beta < 0.1$ が1秒以下で成り立っているとし、他の物性値は保存されるとすれば、 $\beta > 1.4$ を満たす時間は(3)式から200秒以上と概算される。このような長時間にわたっての表面温度の測定は行っていない。

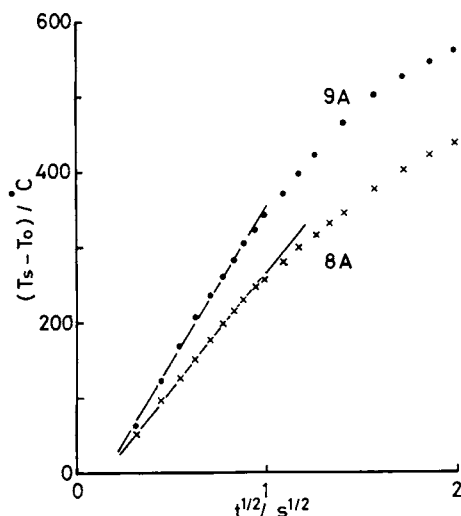


Fig. 10 Relation between surface temperature of calcium silicate plate and the one-half power of heating time in dry air

いが、加熱開始後20秒以上経過してからの表面温度のデータを(2)式に従い  $t^{1/2}$  に対してプロットすると直線に漸近するのが認められ、この方法によるケイ酸カルシウム板の加熱では、近似的に一次元加熱が実現されていると見なせる。それゆえ、(2)式から  $t \rightarrow \infty$  とすると、

$$T_s - T_0 = \frac{\dot{q}}{\alpha} \quad (5)$$

が得られるので、Fig. 4 に示したケイ酸カルシウム板表面の到達温度は、赤外線ランプの熱出力に比例しているとしてよい。したがって、実験に用いた赤外線ランプの熱出力は、供給電流 4 A 以上で、電流値と直線の関係にあるのが分かる。

同時に、四塩化炭素を混入した乾燥空気中においても、ケイ酸カルシウム板表面温度の履歴は乾燥空気中のそれと変わらず、添加した四塩化炭素の赤外吸収による放射量の低下は無視できる。なお、ハロン1301による同様の影響が認められないことについては、既に報告されている<sup>4)</sup>。

#### 4.2 試料ろ紙の表面温度変化と熱分解

この装置を用いて、試料ろ紙を赤外線加熱したときの表面温度上昇について、ケイ酸カルシウム板の場合と同様に一次元加熱が仮定できるどうかを、Fig. 7 に示した結果から検討した。 $\Delta T = (T_s - T_0)$  と  $t^{1/2}$  の関係を Fig. 11 に示す。ろ紙の主成分である  $\alpha$ -セルロー

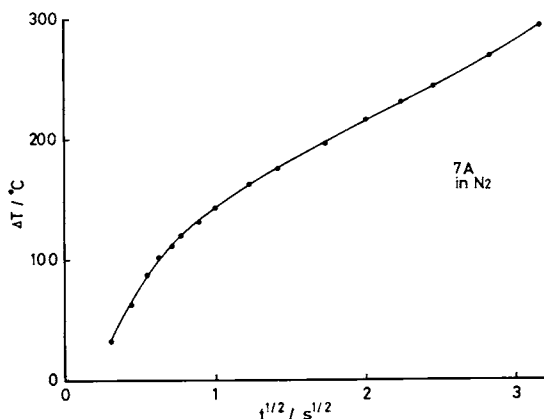


Fig. 11 Relation between surface temperature of sample and the one-half power of heating time in nitrogen

スの熱分解開始温度は、約 250 °C であることが知られている。しかしながら、Fig. 11 では、熱分解開始温度に達するまでの時期においても、 $\Delta T$  と  $t^{1/2}$  との間には直線関係が認められず、この場合一次元的な加熱になっているとは言えない。この原因として試料が薄く半無限固体として取り扱いえないこと、及び試料に含まれる水分の影響が考えられる。したがって、本実験による試料表面温度の履歴を単純な熱伝導方程式を用いて解析し、発火の条件を検討することは困難である。

更に、酸化性雰囲気中におけるセルロースの熱分解反応は、発熱反応であることが知られている<sup>13)</sup>。Fig. 7 及び Fig. 8 に示した酸素の存在する雰囲気中での試料ろ紙表面温度は、発火直前からこの発熱的分解反応による急速な上昇を示している。この事実を、ろ紙の赤外線加熱による発火の問題を取り扱う場合に、試料の発熱的分解反応を考慮する必要があり、秋田が木材の発火を扱った際に行った熱伝導方程式のみによる発火条件の検討<sup>12)</sup>と同様の手法は、この場合に当てはめることが不可能であることを意味している。

それゆえ、乾燥空气に添加した四塩化炭素とハロン1301のろ紙の発火に及ぼす影響を比較検討するためには、添加剤が物理的加熱条件及び試料の熱分解に与える影響について検討しなければならない。4.1 で述べたように、雰囲気中の四塩化炭素及びハロン1301による赤外線吸収の影響は無視できたので、物理的加熱条件に対するこれらの添加剤の影響はないとみなせる。試料の熱分解に与える四塩化炭素の影響を Fig. 8 から検討する。四塩化炭素を含む乾燥空気中の試料表面温度

は、加熱開始から約1秒後、250℃程に達した時点から明らかに乾燥空気中のそれより高く推移している。しかしながら、その経過は発火直前まで乾燥空気中での表面温度上昇と平行しており、この温度差が試料の熱分解の変化に起因するとは考え難い。というのは、ろ紙を少量のリン酸ニアンモニウムで処理し、熱分解過程を変化させた試料で同様の測定を行うと、表面温度の時間的变化は未処理のものと全く異なってしまうことが観測されているからである<sup>14)</sup>したがってこの原因として、(i)熱電対の試料表面への接触状況の違い等の物理的要因、又は(ii)熱電対が試料上に形成された分解生成ガスと空気との混合気の酸化反応を触媒し、みかけ上熱接点温度を高める化学的要因の二つが考えられる。数回の測定によっても、この傾向が認められることから、(i)の要因は考え難く、したがって(ii)の要因による可能性が強い。それゆえ、添加した四塩化炭素は、この場合試料の熱分解過程には大きな影響を与えていないとみなせる。また、ハロン1301を添加した雰囲気中での試料表面温度に関しては、生成する臭化水素による熱電対の腐食が激しく、十分なデータは得られていないが、Fig. 8と同じ加熱条件で得た約6秒間の試料表面温度は、四塩化炭素を添加した雰囲気中でのものと類似していた。それゆえ、この場合においても、添加剤による試料の熱分解への影響は無視し得る。

#### 4.3 ろ紙の発火時間に及ぼすハロゲン化合物の影響

緒言で触れたFeilchenfeldら<sup>6)</sup>の報告は、ポリエステル樹脂の発火温度のみの測定であり、発火時間の測定は行われていない。秋田<sup>12)</sup>は、種々の木材の発火に関する研究を行い、木材など種類により熱伝導率や密度は異なっている、成分の似た物質では同じ発火温度を示すため、発火性の尺度には発火温度は不適当であり、発火時間が適当であると結論している。しかし、Feilchenfeldらの用いた試料は、ポリエステル樹脂とこれに少量の難燃剤等を添加したもので、その成分は似かよっており、また薬剤の添加による熱伝導率や密度の大きな変化もないと想像されるにもかかわらず、それらの発火温度は変化している。このことは、これらの試料を同じ条件で加熱したとき、それらの表面温度の上昇はほぼ同じ経過をたどるはずであり、発火温度に達するまでの時間は発火温度の高低に依存することを意味する。したがって、この場合においては、発火温度は発火時間と同等の発火性の尺度になっているとみなしてよい。それゆえ、彼等の実験結果の発火温度

の低下を、発火時間の短縮と読み代えることができ、本実験で得た発火時間の傾向と比較することが可能となる。

そこで、Table 1に示した発火時間を添加剤の有無に関して比較すると、熱電対がない場合の各測定値はほとんど一致しており、臭素を含むハロン1301によっても発火が促進されたり抑制されたりする効果が顕わには見い出されていない。一方、表面温度測定用の熱電対が設置された場合には、発火時間は乾燥空気中でその影響が小さく、実験誤差範囲で熱電対のない場合の発火時間と一致していると見なせるが、四塩化炭素又はハロン1301が添加されると明らかに短縮されている。結果には示さなかったが、発火した時点での表面温度は580～610℃の範囲にあり、四塩化炭素を加えても同様であった。しかし、4.2で触れたように四塩化炭素を添加した雰囲気では表面温度が熱電対の触媒効果によって実際より高く観測されている可能性が強い。したがって、熱電対がある場合の四塩化炭素を含む雰囲気中での実際の発火温度は、乾燥空気中でのそれより低下していると見なしてよい。それゆえ、熱電対が存在する場合の発火時間の短縮は、試料表面まで挿入された熱電対が添加されたハロゲン化合物とともに作用し、可燃性混合気の発火までの酸化反応を触媒したことによると考えざるを得ない。

炭化水素/空気又は酸素混合気のslow reaction域における酸化反応に対する臭化水素の触媒効果は、器壁等の介在する不均質反応と考えられている<sup>4,11)</sup>したがって、Feilchenfeldらの臭素系難燃剤等によりポリエステル樹脂を処理すると発火点が低下するという実験結果の一因は、彼等が試料を電気炉中に保持するために用いた“Wire basket”によるものと推定される。また、彼等は四塩化炭素で処理しても発火点が低下しないと報告しているが、“Wire basket”の材質が何か明らかではなく、ここでは立ち入って考察することはできない。

緒言で触れた、ハロン1301は発火時間を増大させるという三谷ら<sup>4,8)</sup>の報告と、ここでの熱電対がない場合の発火時間の測定結果とは異なっている。三谷らの実験は、電気炉中を極めて遅い速度で高温雰囲気の流れる状態の下での実験であり、雰囲気室温とみなせる本実験とは分解生成物の流れという面で違っており、この結果のみでは彼らの結果について考察はできない。しかし、Yoshizawaらのセルロースの放射加熱による発火の研究<sup>3)</sup>では、分解生成物に含まれる少量の炭化水

素の方が大量に存在する一酸化炭素より発火に大きな役割をもつとしており、また、発火までの炭化水素の酸化反応にはOHラジカルの寄与が大きく、ハロゲン化メタンによるOHラジカル除去反応が燃焼抑制反応として無視できないとする報告<sup>15)</sup>もあることから、発火時間が増大したという結果はあり得ることと思われる。もしそうであるなら、ここでの結果は、発火時間を構成する固相熱分解時間  $t_d$  と気相反応時間  $t_r$  の関係が、

$$t_d \gg t_r$$

となっているため、 $t_r$  に多少の変化があっても測定にはかからなかったということになる。

いずれにしても、ろ紙の発火に及ぼす四塩化炭素又はハロン1301の影響は、特別の条件がない限り発火を早めることはない結論できる。また、Fig. 6に見られるように、発火後赤外線加熱源を取り去った後の火炎は、四塩化炭素を含む雰囲気で大きい。この時期のろ紙表面の温度が雰囲気のいかんによらず約500℃であるので、拡散火炎の高さの増大は気相燃焼が遅れていることを意味する。更に、ハロン1301を5%添加した場合、加熱源を取り去るともはや燃焼を持続し得ないことも同様のことを意味する。したがって、火災延焼に対処する立場からは、これらのハロゲン化合物の存在は安全側に寄与するとしてよい。

## 総 括

高分子の発火に及ぼすハロゲン化合物の影響を、ろ紙を試料とし、乾燥空気雰囲気中に5%の四塩化炭素又はハロン1301を添加した末で赤外線加熱により試料を発火させて調べた。その結果、熱電対が存在しない場合には、これらの添加剤による発火時間の短縮も遅延も認められなかったが、クロメル-アルメル熱電対が試料表面上に形成される分解生成物と空気との混合気中にあると発火時間が短縮されることが分かった。この発火時間短縮の原因は、熱電対とハロゲン化合物が試料表面上の可燃性混合気の発火までの酸化反応を触

媒的に加速したことによるものと考えられた。したがってこのような条件がととのわない限り、これらのハロゲン化合物はセルロースの発火にはほとんど影響を与えないといえる。

更に、これらのハロゲン化合物は、試料の発火後の気相燃焼を抑制するので、この点まで考慮に含めると、延焼防止上それらの存在は安全側に寄与すると結論できる。

## 参考文献

- 1) 中田金市編：“火災”（防災科学技術シリーズ），共立（1969）
- 2) Mutoh, N., Hirano, T. and Akita, K.: *17th Symp. on Comb.*, p. 1183 (1978)
- 3) Yoshizawa, Y. and Kubota, H.: *19th Symp. on Comb.*, p. 787 (1982)
- 4) 三谷 徹，泉川宗男，新岡 嵩：第18回燃焼シンポジウム前刷集，p. 224 (1980)
- 5) 秋田一雄：高分子，**22**，184 (1973)
- 6) Feilchenfeld, H., Jollis, Z. E. and Meizel, D.: *Comb. Flame*, **15**, 247 (1970)
- 7) Setchkin, N. P.: *J. Res. NBS.*, **43**, 591 (1949)
- 8) 泉川宗男，三谷 徹，新岡 嵩：第12回安全工学シンポジウム予稿集，p. 137 (1982)
- 9) Allen, E. R. and Tipper, C. F. H.: *Proc. Roy. Soc.*, **A 258**, 251 (1960)
- 10) 斎藤 直：消防研究所報告，No. 54，1 (1982)，No. 56，13 (1983)
- 11) Shtern, V. Ya.: “*The Gas Phase Oxydation of Hydrocarbons*” Pergamon Press (1964)
- 12) 秋田一雄：消防研究所報告，**9**，1 (1959)
- 13) Tang, W. K.: *J. Poly. Sci., Series C*, No. 6, 65 (1964)
- 14) 斎藤 直：未発表データ
- 15) Le Bras, G. and Combourieu, J.: *J. Chim. Phys.*, **71**, 465 (1974)

## **Effect of Halomethanes for Radiative Ignition of Cellulose**

(Abstract)

Naoshi Saito

(Received May 29, 1985)

The effect of halomethanes for the radiative ignition of polymers was investigated with an IR-lamp and filter paper in dry air containing 5% carbon tetrachloride or halon 1301 ( $\text{CF}_3\text{Br}$ ).

These halomethanes did not affect apparently the ignition delay of filter paper in the case where a CA-thermocouple was not installed, but they suppressed the gas-phase combustion after ignition.

Then, it was concluded that the existence of halomethanes in ambient gas was desirable for the prevention of radiative fire spread.

## 半実大室モデルにおける高分子物質の火災性状

箭内 英治

(昭和60年5月31日受理)

### 概 要

高分子物質を内容積  $8\text{ m}^3$  ( $2\text{ m} \times 2\text{ m} \times 2\text{ m}$ ) の室モデル内で強制給気条件の下に燃焼させ、その火災性状を調べた。本実験条件は、かなり窓の小さい建物火災の燃焼状態に相当し、燃料が未燃のまま排出される割合が大きく、特に、合成高分子物質を低給気量で燃焼させた際に著しい結果が得られた。また、酸素消費法により求めた発熱速度は、給気量が  $1.92 \sim 3.84\text{ m}^3/\text{min}$  の範囲内で、次の関係式で与えられることが分かった。

$$Q = 50F \quad (F = 1.92 \sim 3.84\text{ m}^3/\text{min}.)$$

ここに、 $Q$  は発熱速度 (kW)、 $F$  は給気量 ( $\text{m}^3/\text{min}.$ ) である。

### 1. はじめに

室内の火災研究は、クリブ状にした木材を可燃物として、これまで数多くの実験が行われてきた。そして、これらの実験に用いられた室モデルは、立方体あるいは直方体の箱の側面に開口部（窓に相当）を設けたものである。これら室モデル内での火盛期における木材クリブの燃焼速度は、換気支配の領域で川越ら<sup>1,2)</sup>によって最初に定量化が行われた。

一方、高層建物内の1つのコンパートメントが火災に遭遇した際に発生する有毒ガスの問題を考える場合、そのコンパートメント内に収納されている可燃物の単位重量当たりに発生する有毒ガスの発生速度を知る必要がある。この発生速度を求めるためには、箱型の側面に窓を設けた室モデルより、空気取入れ口と排気口（煙突）を別々に設けた室モデルを用いる方が、室モデル内で燃焼して発生する燃焼生成ガスの平均的な濃度の測定が容易であり、有毒ガスの発生特性を調べやすい利点を持っている。

内容積  $8\text{ m}^3$  ( $2\text{ m} \times 2\text{ m} \times 2\text{ m}$ ) の室モデル内で高分子物質を強制給気の下に燃焼させ、燃焼生成ガスの発生特性を調べた結果については別に報告<sup>3)</sup>したが、これら燃焼生成ガスがどのような燃焼条件の下で発生したのかを燃焼速度、発熱速度、室内平均温度などの燃焼性状の面から調べた。本報では、その結果について

述べる。

### 2. 実 験

実験に用いた試料、装置、実験方法などは、別に報告<sup>3)</sup>したものと同一である。

### 3. 結果と考察

Fig. 1 に、給気量  $2.88\text{ m}^3/\text{min}$  のときの各試料の重量と時間の関係を示す。この重量-時間曲線から瞬間重量減少速度を求め、最大重量減少速度の半分となる時間範囲で瞬間重量減少速度を時間平均して、平均重量減少速度（以後、これを単に燃焼速度と呼ぶ。）を各給気量、各試料に対して求めた。この燃焼速度と給気量の関係を Fig. 2 に示す。多少のバラツキはあるが、給気量の増大に従って燃焼速度も増大する傾向が見られる。そして、ポリエチレン (PE)、ポリプロピレン (PP) を除く他の高分子物質は、燃焼速度と給気量の間を直線関係でほぼ近似することが可能である。PE の給気量  $3.84\text{ m}^3/\text{min}$  における燃焼速度データと PP の給気量  $1.92\text{ m}^3/\text{min}$  における燃焼速度データは、予備加熱などの燃焼条件が他の給気量のときと比べ大きく異なったために直線関係からかけ離れたものと考えられる。これらのことを考慮すると、この実験条件においては、燃焼速度が明らかに換気支配であることを示している。また、木材クリブに対して、重量、クリブの

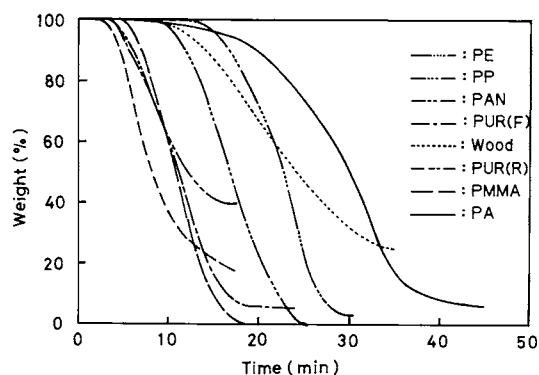


Fig. 1 Weight remaining vs. time curves.

Air supply rate: 2.88 m<sup>3</sup>/min.

PE: Polyethylene

PP: Polypropylene

PAN: Polyacrylonitrile

PUR (F): Flexible polyurethane foam

Wood: Hemlock spruce

PUR (R): Rigid Polyurethane foam

PMMA: Polymethylmethacrylate

PA: Polyamide

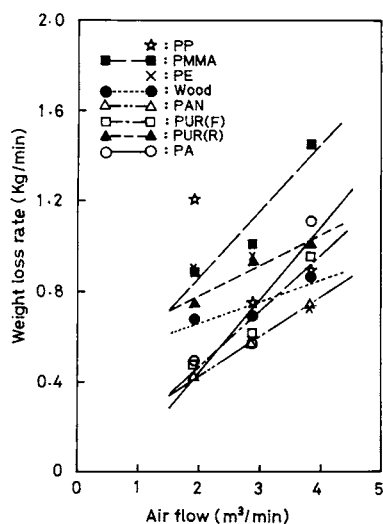


Fig. 2 Relation between weight loss rate and air supply rate for various polymeric materials.

配置, 大きさなどを変えた場合の給気量と燃焼速度の関係を Fig. 3 に示す。木材の初重量が大きいほど燃焼速度が大きく, また同じ初重量でも床より高い位置にクリブが配置されている場合の方が燃焼速度が大きくなる事が分かる。すなわち, 換気支配においても, 試料の初重量, 配置, クリブの大きさなどのパラメーターによって, 単位重量当りに消費される空気量が変わるために, 燃焼速度も変わってくることを示している。

川越<sup>2)</sup>は, 窓を持つ建物内での火盛期における燃焼速度を次式によって表わした。

$$R = 5.5 A_B \sqrt{H} \quad (\text{kg/min.}) \quad (1)$$

ここに,  $R$ : 燃焼速度 (kg/min.),  $H$ : 窓の高さ (m)  
 $A_B$ : 窓の面積 (m<sup>2</sup>)

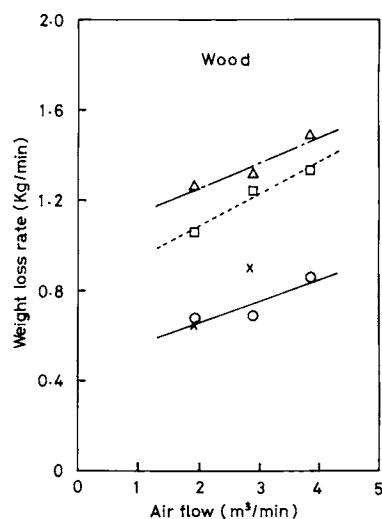


Fig. 3 Relation between weight loss rate and air supply rate for wood cribs.

Location of wood cribs:

○: on the floor (20 kg)

×: 1 m above floor (20 kg)

□: on the floor (40 kg)

△: on the floor (20 kg) and 1 m above floor (20 kg)

また, 換気支配においては, 燃焼速度は給気量に比例するので次式で表わされる。

$$R = kF/L \quad (\text{kg/min.}) \quad (2)$$

ここに,  $k$ : 開口収縮係数 (通常  $k \approx 0.7$  程度の値を用いる。),  $F$ : 給気量 (m<sup>3</sup>/min.),  $L$ : 木材 1 kg が燃えるのに消費された空気量 (m<sup>3</sup>/kg)

更に, (1)式の係数を計算する際に, 川越は完全燃焼率 0.6, 空気過剰率 1.0 として  $L = 3.975 \text{ Nm}^3/\text{kg}$  を用いて計算した。したがって, (1)式と(2)式から

$$F = 31.2 A_B \sqrt{H} \quad (\text{kg/min.})$$

$$F = 24.3 A_B \sqrt{H} \quad (\text{Nm}^3/\text{min.}) \quad (3)$$



ゆえに、(3)式を用いて、本実験の給気量は、どの程度の換気パラメーターに相当するか計算すると Table 1 のようになる。Table 1 から分かるように、本実験での給気条件は、容積の割には窓の小さい建物内での換気条件に相当することを示している。

Table 1 Ventilation parameters under three different air supply rates.

| Air supply rate<br>(m <sup>3</sup> /min.) | Ventilation parameter<br>( $A_B\sqrt{H}$ ) |
|-------------------------------------------|--------------------------------------------|
| 1.92                                      | 0.079                                      |
| 2.88                                      | 0.119                                      |
| 3.84                                      | 0.158                                      |

発熱速度<sup>4,5,6)</sup>と給気量の関係を Fig. 4 に示す。この発熱速度は、排ガス中の O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO 濃度を測定し、酸素消費量から求めたものである。Fig. 4 を見ると、1.92m<sup>3</sup>/min. から 3.84m<sup>3</sup>/min. の給気量の範囲では、原点を通る直線関係が得られた。すなわち、給気量が決めれば、物質によらず発熱速度が一義的に決まることを示しており、次式によって表わされる。

$$Q = 50F \quad (F = 1.92 \sim 3.84 \text{ m}^3/\text{min.}) \quad (4)$$

ここに、Q: 発熱速度 (kW), F: 給気量 (m<sup>3</sup>/min.)

Table 2 は、燃焼速度、発熱量<sup>7)</sup>及び完全燃焼率 (CO<sub>2</sub>/(CO<sub>2</sub>+CO)) から求めた発熱速度と酸素消費法

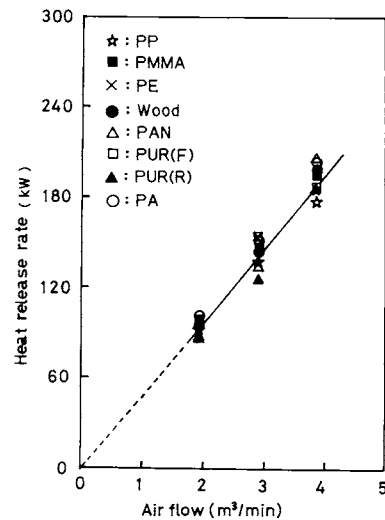


Fig. 4 Relation between heat release rate by oxygen consumption method and air supply rate for various polymeric materials.

から求めた発熱速度を比較したものである。同じ給気量で比較した場合、前者の値の方が後者の値より大きく、給気量を増大させると、後者の値が前者の値に近づいていくことが分かる。これは、後者の発熱速度は、未燃のまま排出された燃料の発熱量が含まれていないためと考えられる。そこで、排ガス中の CO, CO<sub>2</sub> の分析値から、燃焼反応に関与した燃料の割合を計算してみると Table 3 となる。これを見ると、Table 2 と同様

Table 2 Heat release rates of various polymeric materials under three different air supply rates.

|                               |           | Wood<br>(on the<br>floor: 20 kg) | PE   | PP    | PMMA | PAN  | PUR (R) | PUR (F) | PA   |
|-------------------------------|-----------|----------------------------------|------|-------|------|------|---------|---------|------|
| 1.92<br>(m <sup>3</sup> /min) | $Q_v$     | 2220                             | 8910 | 11400 | 4400 | 2710 | 3610    | 2340    | 3400 |
|                               | $Q_o$     | 1390                             | 1370 | 1340  | 1430 | 1250 | 1250    | 1370    | 1460 |
|                               | $Q_o/Q_v$ | 0.63                             | 0.15 | 0.12  | 0.32 | 0.46 | 0.35    | 0.59    | 0.43 |
| 2.88<br>(m <sup>3</sup> /min) | $Q_v$     | 2310                             | 9870 | 6420  | 4980 | 3600 | 4490    | 3330    | 3760 |
|                               | $Q_o$     | 2080                             | 2200 | 1970  | 2090 | 1940 | 1820    | 2220    | 2180 |
|                               | $Q_o/Q_v$ | 0.90                             | 0.22 | 0.31  | 0.42 | 0.54 | 0.41    | 0.67    | 0.58 |
| 3.84<br>(m <sup>3</sup> /min) | $Q_v$     | 2950                             | 6530 | 7570  | 6910 | 4960 | 4890    | 3890    | 7240 |
|                               | $Q_o$     | 2560                             | 2650 | 2550  | 2820 | 2950 | 2710    | 2700    | 2930 |
|                               | $Q_o/Q_v$ | 0.97                             | 0.41 | 0.34  | 0.41 | 0.59 | 0.55    | 0.70    | 0.41 |

$Q_v$ : Heat release rate calculated on the basis of weight loss rate, CO<sub>2</sub>/(CO<sub>2</sub>+CO) and heat of combustion.

$Q_o$ : Heat release rate determined using the oxygen consumption method.

に1より小さく、特に合成高分子物質の場合に未燃のまま排出された燃料の割合が多いことを示している。このことを確かめるために、排ガス中の $C_1 \sim C_3$ までの分析値を用いて、PE, PP, PMMA, PAについて調べてみた。その結果をTable 4に示す。給気量が1.92  $m^3/min$ で炭素の回収率が約0.5~0.65に上昇し、2.88

Table 3 Carbon consumption rates of various polymeric materials under three different air supply rates.

|                       |           | Wood<br>(on the<br>floor: 20 kg) | PE   | PP   | PMMA | PAN  | PUR (R) | PUR (F) | PA   |
|-----------------------|-----------|----------------------------------|------|------|------|------|---------|---------|------|
| 1.92<br>( $m^3/min$ ) | $R_c$     | 0.30                             | 0.78 | 1.04 | 0.53 | 0.29 | 0.42    | 0.26    | 0.31 |
|                       | $R_g$     | 0.21                             | 0.18 | 0.15 | 0.25 | 0.15 | 0.22    | 0.21    | 0.13 |
|                       | $R_g/R_c$ | 0.71                             | 0.23 | 0.14 | 0.47 | 0.52 | 0.53    | 0.78    | 0.42 |
| 2.88<br>( $m^3/min$ ) | $R_c$     | 0.30                             | 0.82 | 0.65 | 0.61 | 0.38 | 0.52    | 0.34    | 0.36 |
|                       | $R_g$     | 0.29                             | 0.25 | 0.27 | 0.34 | 0.24 | 0.32    | 0.28    | 0.24 |
|                       | $R_g/R_c$ | 0.97                             | 0.31 | 0.41 | 0.56 | 0.64 | 0.61    | 0.82    | 0.65 |
| 3.84<br>( $m^3/min$ ) | $R_c$     | 0.37                             | 0.63 | 0.76 | 0.87 | 0.51 | 0.56    | 0.53    | 0.71 |
|                       | $R_g$     | 0.37                             | 0.31 | 0.32 | 0.50 | 0.31 | 0.42    | 0.42    | 0.35 |
|                       | $R_g/R_c$ | 0.99                             | 0.49 | 0.42 | 0.57 | 0.59 | 0.75    | 0.80    | 0.50 |

$R_c$ : Carbon consumption rate calculated on the basis of weight loss rate of fuel.

$R_g$ : Carbon consumption rate calculated on the basis of  $CO_2$  and CO concentration in effluent gas.

Table 4 The concentrations of  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$ , CO, HCN and  $C_1 \sim C_3$  hydrocarbons in effluent gas, and carbon consumption rates for PE, PP, PMMA and PA under three different air supply rates.

| Material | Air supply<br>rate<br>( $m^3/min$ ) | $N_2$ (%) | $O_2$ (%) | $CO_2$ (%) | CO (%) | $C_1$ (%) | $C_2$ (%) | $C_3$ (%) | HCN (%) | $R_g$<br>(kg/min) | $R_c$<br>(kg/min) | $R_g/R_c$ |
|----------|-------------------------------------|-----------|-----------|------------|--------|-----------|-----------|-----------|---------|-------------------|-------------------|-----------|
| PE       | 1.92                                | 66.5      | 2.75      | 8.04       | 5.90   | 3.13      | 4.01      | 2.57      | —       | 0.45              | 0.78              | 0.58      |
|          | 2.88                                | 68.2      | 1.80      | 9.71       | 4.56   | 2.79      | 4.01      | 2.46      | —       | 0.71              | 0.82              | 0.86      |
|          | 3.84                                | 69.2      | 3.25      | 8.00       | 6.90   | 3.02      | 2.72      | 1.23      | —       | 0.66              | 0.63              | 1.05      |
| PP       | 1.92                                | 67.6      | 3.48      | 9.13       | 4.35   | 3.70      | 2.41      | 3.74      | —       | 0.49              | 1.04              | 0.47      |
|          | 2.88                                | 67.4      | 3.05      | 7.41       | 8.26   | 3.63      | 2.00      | 1.82      | —       | 0.52              | 0.65              | 0.81      |
|          | 3.84                                | 68.7      | 3.68      | 6.90       | 7.65   | 3.89      | 2.01      | 1.61      | —       | 0.65              | 0.76              | 0.86      |
| PMMA     | 1.92                                | 71.5      | 1.84      | 13.8       | 6.22   | 1.61      | 1.04      | 1.11      | —       | 0.35              | 0.52              | 0.65      |
|          | 2.88                                | 70.8      | 2.18      | 13.2       | 6.30   | 1.86      | 1.15      | 1.21      | —       | 0.49              | 0.61              | 0.81      |
|          | 3.84                                | 68.4      | 1.69      | 13.1       | 7.71   | 2.26      | 1.28      | 1.38      | —       | 0.74              | 0.87              | 0.85      |
| PA       | 1.92                                | 71.7      | 5.14      | 10.0       | 1.86   | 0.95      | 1.54      | 0.23      | 0.51    | 0.21              | 0.31              | 0.67      |
|          | 2.88                                | 72.0      | 2.09      | 11.4       | 3.64   | 1.35      | 2.06      | 0.43      | 0.70    | 0.37              | 0.36              | 1.02      |
|          | 3.84                                | 72.3      | 1.86      | 11.5       | 4.12   | 1.60      | 2.48      | 0.64      | 0.78    | 0.59              | 0.71              | 0.84      |

$R_c$ : Carbon consumption rate calculated on the basis of weight loss rate of fuel.

$R_g$ : Carbon consumption rate calculated on the basis of the concentrations of  $CO_2$ , CO, HCN and  $C_1 \sim C_3$  hydrocarbons in effluent gas.

m<sup>3</sup>/min.あるいは、3.84 m<sup>3</sup>/min.になると、0.8以上がC<sub>1</sub>~C<sub>3</sub>までの化合物として排出していることが分かる。

Fig. 5は、室内の平均温度と給気量の関係である。給気量の増大とともに室内の平均温度も上昇する傾向にある。このことは、発熱速度の所でも述べたが、給気量の増大とともに発熱速度が増大したわけであるから当然の結果といえる。しかし、室の失熱が物質によらず一定ならば、室内の平均温度も物質によらず、給気量が決まれば一定のはずであるのに、木材の場合、他の物質に比べて高い室内温度を示している。これは、木材に比べ合成高分子物質は、未分解の固体可燃物に吸収される熱量が大きいためと考えられる。

(4)式で示される熱が室内で発生したときの室内の平

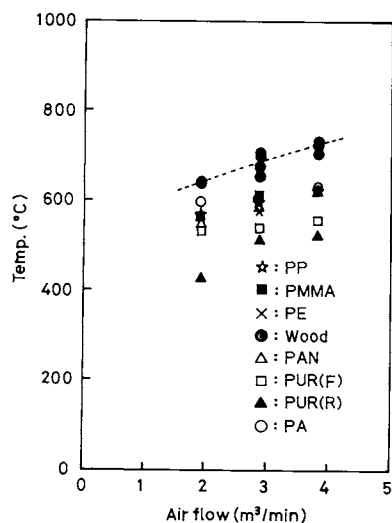


Fig. 5 Relation between average temperature in the semi-full scale model room and air supply rate for various polymeric materials.

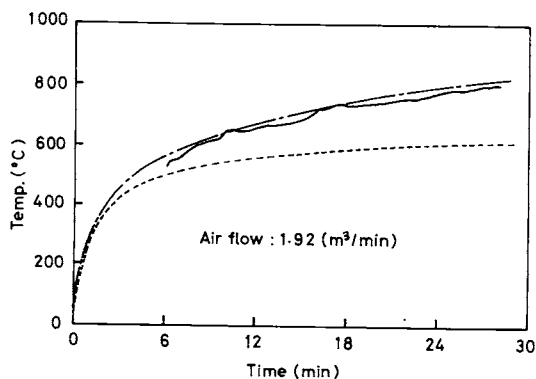


Fig. 6 Average temperature in the semi-full scale model room vs. time curves for wood cribs (on the floor: 20 kg) in air flow (1.92 m<sup>3</sup>/min.).

— : Experimental temperature vs. time curve  
 ---- : Calculated temperature vs. time curve with the assumption that the heat loss through air inlet is due to radiation only.  
 - · - : Calculated temperature vs. time curve with the assumption that the heat loss through air inlet is negligible.

均火災温度を計算<sup>8,9)</sup>してみた。なお、計算で用いた物性値などの値は、次のとおりである。

|                                  |                         |
|----------------------------------|-------------------------|
| 火炎の放射率                           | 1.0                     |
| 壁面の放射率                           | 0.7                     |
| 壁 (セラミックウール)                     |                         |
| の比重量 (kg/m <sup>3</sup> )        | 128                     |
| 壁体分割長さ (m)                       | 0.01                    |
| 壁 (セラミックウール)                     |                         |
| の熱伝導率 (kcal/m <sup>2</sup> hK)   | 0.024(25℃)~0.274(1200℃) |
| 対流熱伝達率 (kcal/m <sup>2</sup> hK)  | 20                      |
| 排ガスの定圧比熱 (kcal/m <sup>3</sup> K) | 0.32                    |
| 排ガスの平均分子量                        | 30                      |
| 外気温度 (℃)                         | 25                      |

Figs. 6,7は、木材(床上:20kg)をそれぞれ1.92 m<sup>3</sup>/min.と3.84 m<sup>3</sup>/min.の給気量の下で燃焼させた場合の室モデル内の実際の平均火災温度と計算値を示したものである。点線は、給気部(約1 m角)を窓と仮定し、そこからの失熱を放射で失われるとした場合であり、一点鎖線は、給気部の失熱を無視した場合である。実際の室モデル内の平均火災温度は、給気量が1.92 m<sup>3</sup>/min.の場合、後者の曲線に近い。しかし、3.84 m<sup>3</sup>/min.の給気量になると、前者の曲線に近ずいた。これは、室モデル内の火災温度が高くなると給気部からの失熱が無視できないことを示している。

完全燃焼率と空気過剰率の関係をFig. 8に示す。空気過剰率が0.5付近から完全燃焼率が急激に低下し始めることが分かる。本実験の給気条件は、木材クリブの場合、空気過剰率が約0.5~1.0の間にあり、その範囲においては、完全燃焼率が0.9前後の値を取り、大きく変化しない。しかし、PUR(F)やPMMAなどの合成高分子物質の場合、空気過剰率が概して0.5以下とな

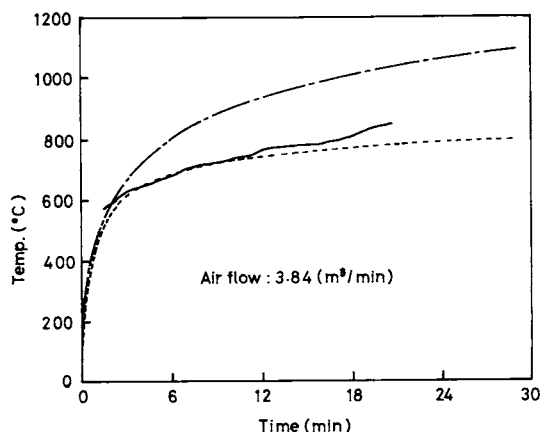


Fig. 7 Average temperature in the semi-full scale model room vs. time curves for wood cribs (on the floor: 20 kg) in air flow ( $3.84 \text{ m}^3/\text{min.}$ ).

— : Experimental temperature vs. time curve  
 ---- : Calculated temperature vs. time curve with the assumption that the heat loss through air inlet is due to radiation only.  
 - · - : Calculated temperature vs. time curve with the assumption that the heat loss through air inlet is negligible.

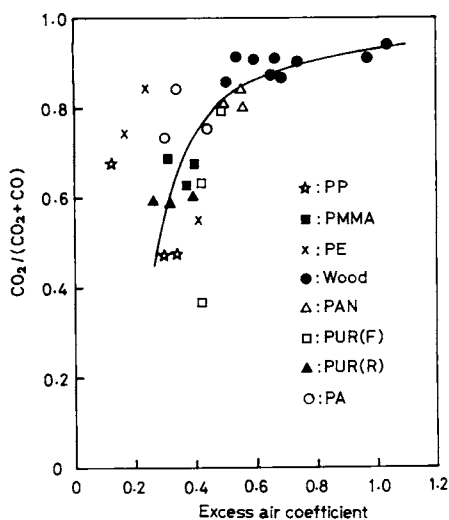


Fig. 8  $\text{CO}_2/(\text{CO}_2 + \text{CO})$  vs. excess air coefficient plots.

るため、完全燃焼率も低い値を取った。すなわち、木材クリブの場合は、完全燃焼に近い状態で燃えたことを示しており、他の合成高分子物質は、不完全燃焼の割合が大きかったことを示している。

#### 4. 結論

内容積  $8 \text{ m}^3$  ( $2 \text{ m} \times 2 \text{ m} \times 2 \text{ m}$ ) の室モデル内で高分子物質を強制給気条件の下に燃焼させ、火災性状に関して以下のような結論が得られた。

- (1) 酸素消費法により求めた発熱速度は、給気量が  $1.92 \sim 3.84 \text{ m}^3/\text{min.}$  の間においては、物質によらず、次式によって求めることができる。

$$Q = 50F \quad (F = 1.92 \sim 3.84 \text{ m}^3/\text{min})$$

ここに、 $Q$  : 発熱速度 (kW),  $F$  : 給気量 ( $\text{m}^3/\text{min.}$ )。

- (2) 合成高分子物質の場合、木材クリブに比較して燃料が未燃のまま排出される割合が大きく、特に、PE、PP を低給気量で燃焼させたときに著しい。
- (3) 室モデル内の火災平均温度は、給気量の増大とともに増加し、給気量が一定の場合、木材が最も高くなる。
- (4) 本実験の給気条件は、空気過剰率が約 1 以下であり、空気過剰率が約 0.5 ~ 1.0 までは完全燃焼率が 0.9 前後の値をとるが、空気過剰率が 0.5 以下で完全燃焼率が急激に低下し始める。

#### 5. 謝 辞

本研究の燃焼試験装置の製作や改造に当たっては、工務係の小峰喜三蔵係長、木村由喜夫、松島秋雄両技官に多大の協力を頂いた。また、まとめて当たっては、情報処理研究室の斎藤直室長に多くの有益な助言を頂いた。ここに記して感謝の意を表する。

#### 参考文献

- 1) 川越邦雄：日本火災学会論文集，2，No. 1，p. 16 (1952)
- 2) 建築学大系編集委員会編：“建築学大系”，21，p. 124，彰国社 (1970)
- 3) 守川時生，箭内英治：消防研究所報告，No. 60，p. 95 (1985)
- 4) Parker, W. J.: "Calculations of the Heat Release Rate by Oxygen Consumption for Various Applications", NBSIR 81-2427, February (1982)

- 5) Tanaka, T : "*Studies on Determination of Burning Condition for the Toxicity Test*", *7th Joint Panel Meeting of the UJNR Panel on Fire Research and Safety*, NBSIR 85-3118, March (1985)
- 6) Haggett, C : "*Estimation of Rate of Heat Release by Means of Oxygen Consumption Measurements*", *Fire and Materials*, **4**, No. 2, p. 61 (1980)
- 7) 国井・矢木 : "工業窯炉", p. 173, 共立出版株式会社, (1964)
- 8) 関根考 : 日本建築学会論文報告集, No. 85, p. 38 (1963)
- 9) 川越邦雄 : 日本建築学会論文報告集, No. 140, p. 63 (1967)

## **Burning Behavior of Polymeric Materials in a Semi-Full Scale Room Model under Forced Air Supply Conditions**

(Abstract)

Eiji Yanai

(Received May 31, 1985)

Polymeric materials were combusted in the semi-full scale model room under forced air supply conditions to study their fire behavior.

The burning conditions were found to reflect those in fire situation of a building compartment with small window opening.

It was found that a large amount of unburned fuel was contained in the effluent gas, especially in the case that the synthetic polymers such as PP and PE were combusted under low air supply rate.

It was also found that the rate of heat release by oxygen consumption method was given experimentally by the following equation:

$$Q = 50 \cdot F \quad (F = 1.92 \sim 3.84 \text{ m}^3/\text{min.})$$

where  $Q$  is the rate of heat release (kW) and  $F$  the air supply rate ( $\text{m}^3/\text{min.}$ ).

## 高压タンクの配管系からの圧縮液化 ガスの流量について

山本 勲・佐藤 公雄

(昭和60年5月30日受理)

### 概 要

本研究は圧縮液化ガスがその圧力容器の配管等の破損により外部へ流出する際の流量等の性状を知ることが目的とした。フロン12を充填した圧力タンクに、種々の口径や長さのノズル、オリフィス、配管を取り付け、これらを通じてフロン12を流出させ、流量及び圧力変化等を測定した。

その結果、圧縮液化ガスの流量は、それ自身の圧力降下の状態によって大きく異なることが認められた。流量の計算による想定に当たっては、圧力降下がわずかである場合と十分進行した場合のそれぞれに異なった計算式を用いるため、圧力降下の状態を十分把握して、2つの式を適切に使い分ける必要があることが分かった。

### 1. まえがき

一般に圧縮液化ガスとして高压ポンプや高压タンクにより取扱われているものの中には、可燃性物質あるいは毒劇性物質である危険性物質が少なくない。例えばプロパン、ブタン等は可燃性(爆発性)物質であり、塩素、アンモニア等は毒劇性物質である。これらの圧縮液化ガスがその容器、配管等の破損により外部へ流出する際の性状を知ることが、被害想定、避難、防災活動等を行ううえで重要なことである。圧縮液化ガスの流量の算出方法は過去いくつか示されているが、実際に実験により系統的に流量を測定した例は少ない<sup>1,2)</sup>

ここでは、圧縮液化ガスとしてフロン12( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ )を用いて圧力容器の液相部につながる配管が破損したという想定の下で、配管の内径や長さを変え、また種々のノズルやオリフィスを取り付けて流出実験を行い、主にその流量について検討した。ここで、フロン12を使用したのは、実験者の安全を確保するうえから、不燃性、無害でかつ蒸気圧がプロパン、塩素等と同程度であるからである。

### 2. 実験装置及び方法

実験装置の概要をFig. 1に示す。容量180ℓのタンク内に充填したフロン12は、その液温に応じた圧力を持

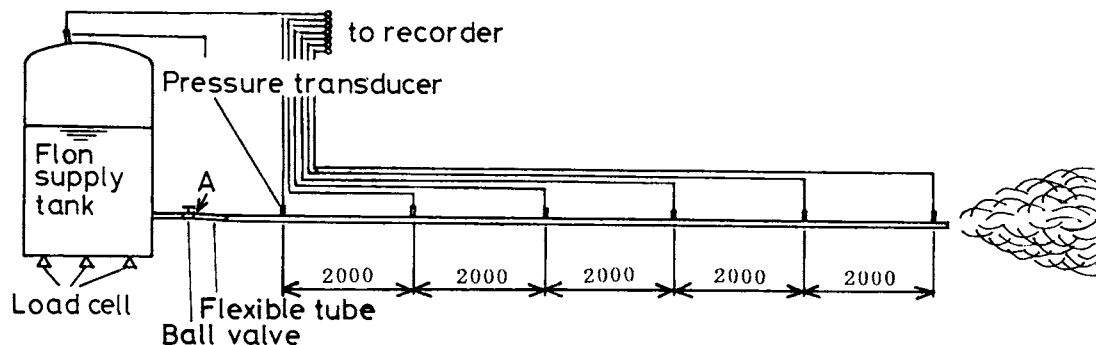


Fig. 1 Apparatus for measuring flow characteristics of Flon 12

Table 1 Thermodynamic properties of saturated Flon-12

| Temp. [°C]<br>$t$ | Pressure                     | Specific volume [m <sup>3</sup> /kg] |                       | Enthalpy [kcal/kg] |             | Entropy [kcal/kg K]   |             |
|-------------------|------------------------------|--------------------------------------|-----------------------|--------------------|-------------|-----------------------|-------------|
|                   | $p$ [kg/cm <sup>2</sup> , A] | Liquid $v'$                          | Vapor $v''$           | Liquid $i'$        | Vapor $i''$ | Liquid $s'$           | Vapor $s''$ |
| 30                | 7.59                         | $7.75 \times 10^{-4}$                | $2.45 \times 10^{-2}$ | 15.41              | 48.53       | $5.71 \times 10^{-2}$ | 0.166       |
| 20                | 5.78                         | $7.54 \times 10^{-4}$                | $3.28 \times 10^{-2}$ | 13.03              | 47.57       | $4.92 \times 10^{-2}$ | 0.167       |
| 10                | 4.31                         | $7.34 \times 10^{-4}$                | $4.28 \times 10^{-2}$ | 10.71              | 46.55       | $4.13 \times 10^{-2}$ | 0.168       |
| 0                 | 3.14                         | $7.16 \times 10^{-4}$                | $5.65 \times 10^{-2}$ | 8.45               | 45.46       | $3.32 \times 10^{-2}$ | 0.169       |
| -10               | 2.24                         | $7.00 \times 10^{-4}$                | $7.74 \times 10^{-2}$ | 6.25               | 44.33       | $2.51 \times 10^{-2}$ | 0.170       |
| -20               | 1.54                         | $6.85 \times 10^{-4}$                | $1.11 \times 10^{-1}$ | 4.11               | 43.18       | $1.68 \times 10^{-2}$ | 0.171       |
| -30.7             | 1.00                         | $6.73 \times 10^{-4}$                | $1.65 \times 10^{-1}$ | 1.90               | 41.94       | $7.89 \times 10^{-3}$ | 0.173       |

つ気相部と液相部から成る。タンク内元圧力の概の設定は気温によっている。このため、各実験において元圧力は一定とはなっていない。また、この圧力の違いによる大まかな影響を調べるため、実験は夏期、冬期の二期に分けて行っており、夏期の高気温の時に5.5 kg/cm<sup>2</sup>付近の高い圧力を得、冬期に2.5 kg/cm<sup>2</sup>付近の低圧力を得ている。フロン12の熱力学的性質を Table 1<sup>3)</sup>に示す。

タンクの液相部につながる配管のA部に Table 2に Ex. 1, 2, 3, 4として示す様な種々の条件によるノズル、オリフィス又は配管を取り付け、Fig. 1に示すボールバルブを開放することによりフロン12を流出させた。この間、重量変換器によりタンク内の重量の変化を、圧力変換器によりタンク内気相部及び配管各点の圧力を測定した。タンクの重量測定に配管の影響を少なくするため、Table 2に示すEx. 2, 3, 4についてはフレキシブルチューブを介してタンクと配管を接続した。その際、フレキシブルチューブは、その接続することによるフロン12の圧力降下をできるだけおさえるため十分口径が大きく長さの短いものを用いた。ノズルは市販の真鍮製、オリフィスはJIS Z8762に規定されているもの、配管はJIS G3452に規定されている配管用炭素鋼鋼管を用いた。また、CA熱電対により、タンク内気相部、液相部それぞれの温度も測定した。Ex. 3の測定記録の一例をFig. 2に示す。フロン12を放出させた時、タンク内元圧力や配管各点の圧力はほぼ一定圧力で推移し、タンク内重量はほぼ直線的に減少した。ただしEx. 2, 3の場合、流出口に最も近い点の圧力は変動が激しく正確に読み取れない場合もあった。この結果のうち流出状態が定常となった部分をデータとし

て採用した。

### 3. 実験結果と考察

#### 3.1 タンク直近から流出した場合の流率

タンク直近で配管が破断した場合を想定して、流出口の口径が3.9, 6.7, 11.1 mmのノズル及び5, 10 mmの

Table 2 Experimental conditions

| Ex. No. | Experimental conditions              |
|---------|--------------------------------------|
| 1       | 1 3.9 mm I.D.*1 × 3.5 cm L.*2 Nozzle |
|         | 2 6.7 mm I.D. × 3.5 cm L. Nozzle     |
|         | 3 11.1 mm I.D. × 3.5 cm L. Nozzle    |
|         | 4 5.0 mm I.D. Orifice                |
|         | 5 10.0 mm I.D. Orifice               |
| 2       | 1 12.9 mm I.D. × 10 m L. Steel pipe  |
|         | 2 12.9 mm I.D. × 8 m L. Steel pipe   |
|         | 3 12.9 mm I.D. × 6 m L. Steel pipe   |
|         | 4 12.9 mm I.D. × 4 m L. Steel pipe   |
|         | 5 12.9 mm I.D. × 2 m L. Steel pipe   |
|         | 6 12.9 mm I.D. × 1 m L. Steel pipe   |
| 3       | 1 6.6 mm I.D. × 10 m L. Steel pipe   |
|         | 2 9.4 mm I.D. × 10 m L. Steel pipe   |
|         | 3 12.9 mm I.D. × 10 m L. Steel pipe  |
|         | 4 16.1 mm I.D. × 10 m L. Steel pipe  |
|         | 5 21.7 mm I.D. × 10 m L. Steel pipe  |
| 4*3     | 1 2.0 mm I.D. Orifice                |
|         | 2 5.0 mm I.D. Orifice                |
|         | 3 10.0 mm I.D. Orifice               |
|         | 4 15.0 mm I.D. Orifice               |
|         | 5 20.0 mm I.D. Orifice               |

\*1 I.D. means Inside Diameter

\*2 L. means Length

\*3 Orifice is attached to the end of 10 m length 27.6 mm I.D. steel pipe



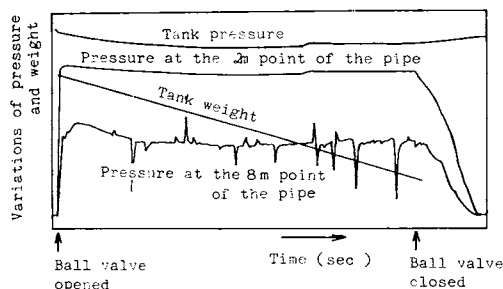


Fig. 2 A typical pattern of variations of pressure and weight loss

オリフィスをA部に取り付けて、それぞれについて液化ガスを流出させた。(Ex. 1) そのタンク内圧力と流量の結果をFig. 3に示す。比較できるようにするために、流量は1秒当たり、流出面積1cm<sup>2</sup>当たりの重量に換算してある。(以下、単に流量という。) 口径の大きさの違いによる流量の差は特に認められないが、プロットされたデータには次のような一定の傾向がみられる。

液体が容器の側壁から流出する際の流量は次式が示されている<sup>4)</sup>。

$$Q = C\sqrt{2g\gamma P} \dots\dots\dots(1)$$

ここで、 $Q$ ：流量（単位時間、単位面積当たりの流量）(g/cm<sup>2</sup>・s)、 $C$ ：流量係数、 $g$ ：重力の加速度(980cm/s<sup>2</sup>)、 $\gamma$ ：フロン12の単位体積重量(g/cm<sup>3</sup>)、 $P$ ：タンク内気相部の相対圧力(g/cm<sup>2</sup>)である。

(1)式による計算値をFig. 3に点線で示す。この実験で用いたオリフィス及びノズルについて水と同様の実験を行ったところ流量係数 $C$ は全て0.7以上であった。オリフィスについては水と大差ないが、ノズルについては $C=0.3$ 程度であり、大きな差が出た。したがってオリフィスの場合は、水と同様の非圧縮性流体の流出状態を示すのに対し、ノズルの場合は後述するような圧縮液化ガスが沸騰気化しながら流出する特徴が認められる。

### 3.2 配管の長さを変化させた場合の流量

内径が12.9mmの配管についてその長さを10, 8, 6, 4, 2, 1 mと変化させて流出実験を行った。(Ex. 2)流出状態は、配管の後端から濃い白い霧状に数mの距離まで噴出する状態であった。配管の長さの変化に対する流量の測定結果をFig. 4に示す。流量は、配管が短い場合は大きく、長くなる程減少しながらある一定値に近づいている。またこれらの流量の結果と3.1のタンク直近からの流出のうち口径が同程度のノズル $\phi 11.1$  mmの場合と比べると、タンク直近からの方が数倍大きくなっている。上述のことから次のように考えられる。

(1) タンク直近から流出する場合は、圧縮液化ガスがほとんど沸騰気化が進行しない液体に近い状態で流出する。

(2) 配管内を流れる場合、圧縮液化ガスは流れる途中で摩擦抵抗のため圧力が降下し、これに見合った分配管内で沸騰気化が起り気液平衡がはかれる。

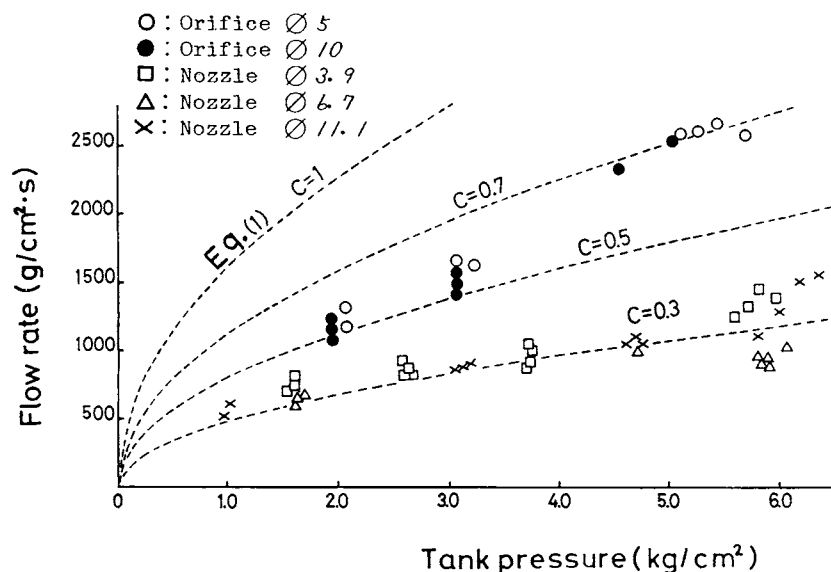


Fig. 3 Relation between tank pressure and flow rate (Ex. 1)

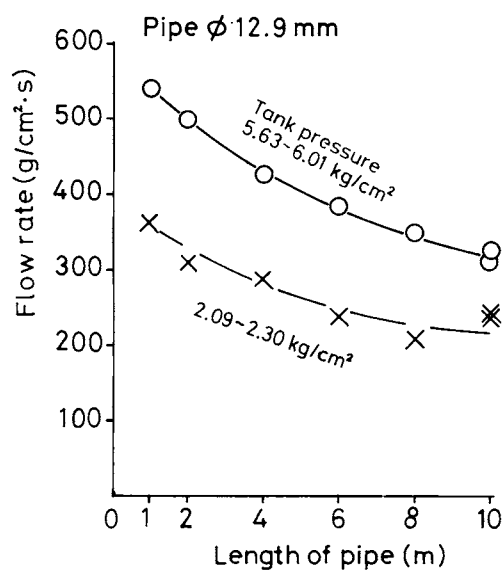


Fig. 4 Relation between flow rate and length of pipe (Ex. 2)

更に流れが進むにつれて、流れの速度の増大、圧力損失の増大とともに沸騰気化はより進行する。そのため配管が長くなる程、重量はわずかであるが大きな体積を占める気体の割合が多くなり、流率は減少する。

したがって実際の配管の破損事故時には、破口の大きさが同じであってもその破損箇所が元タンクからどの距離にあるかによって、流出量はかなり異なるものと考えられ、その距離が短い程大きく、危険となる。

### 3.3 配管の内径を変化させた場合の流率

配管の全断面破断の場合、流率とその配管径の関係を調べるため、長さが10m、内径がそれぞれ6.6, 9.4, 12.9, 16.1, 21.7mmの5種類の配管について流出実験を行った。(Ex. 3) 流出状態は、Ex. 2と同様であるが、内径が大なる程大規模な白霧を生じていた。配管各点における圧力及び流率の測定結果をTable 3に示す。これによると配管の内径の大きさの違いによって圧力降下の様子に明確な差異は見られない。Fig. 5に $\phi 9.4$  mmの配管においてフロン12流出時の圧力降下の測定例を実線で示す。

また、同図において点線は、同じ配管を用いて水で同様の実験を行い圧力降下を測定したものである。これによると水では直線的に圧力降下をしているのに対して、フロン12では上に凸な曲線となっており、配管のタンクに近い側では圧力降下の勾配( $-dP/d\ell$ )は小さく、出口に近づくにつれて増大している。この違いは、圧縮液化ガスと一般の液体との違いであって、上述したように沸騰気化を起こしながら気体と液体の混

Table 3 Measured pressure and flow rate (Ex. 3)

| I.D. of pipe (mm) | Pressure at the tank and pipe (kg/cm <sup>2</sup> ) |      |      |      |      |      |      | Measured flow rate (g/cm <sup>2</sup> ·s) | Calculated flow rate (g/cm <sup>2</sup> ·s) |           |
|-------------------|-----------------------------------------------------|------|------|------|------|------|------|-------------------------------------------|---------------------------------------------|-----------|
|                   | Tank                                                | 0 m  | 2 m  | 4 m  | 6 m  | 8 m  | 10 m |                                           | Q (3)-1*2                                   | Q (3)-2*3 |
| $\phi 6.6$        | 5.60                                                | 5.45 | 5.24 | 4.71 | 4.28 | 3.25 | *1   | 241                                       | 517                                         | 183       |
|                   | 2.30                                                | 2.36 | 2.23 | 2.04 | 1.94 | 1.58 | *1   | 195                                       | 324                                         | 111       |
| $\phi 9.4$        | 5.97                                                | 5.67 | 5.40 | 4.98 | 4.31 | 3.30 | 1.68 | 294                                       | 744                                         | 264       |
|                   | 2.24                                                | 2.29 | 2.16 | 2.07 | 1.94 | 1.59 | *1   | 235                                       | 448                                         | 154       |
| $\phi 12.9$       | 5.68                                                | 5.23 | 4.87 | 4.40 | 3.90 | 2.74 | 1.51 | 312                                       | 843                                         | 298       |
|                   | 2.12                                                | 2.11 | 2.04 | 1.94 | 1.88 | 1.53 | *1   | 243                                       | 525                                         | 183       |
| $\phi 16.1$       | 5.56                                                | 4.93 | 4.54 | 4.11 | 3.63 | 2.87 | 1.46 | 313                                       | 932                                         | 329       |
| $\phi 21.7$       | 5.85                                                | 5.17 | 4.91 | 4.44 | 3.87 | 3.15 | *1   | 379                                       | 1140                                        | 403       |

\*1 Not measured

\*2 Calculated from Eq. (3) which is assumed that Flon 12 flows in a all liquid state at storage condition.

\*3 Calculated from Eq. (3) which is assumed that Flon 12 flows in a state of two phase mixture of liquid and vapor. In this case x (vapor fraction by weight to two phase) is used as decreasing to the half of the final desired amount.

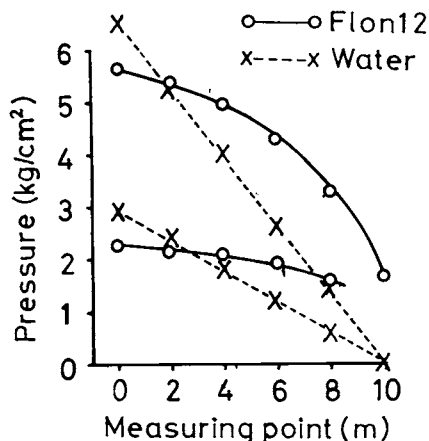


Fig. 5 Pressure of measuring point in two cases discharged by high and low tank pressure (Pipe 9.4 mm I.D. x 10 m)

相流となって配管内を流れることによる影響と考えられる。

一般に、横断面一様の真つすぐな円管内に流体を流す場合、摩擦によって生ずる圧力降下は次式で与えられる<sup>4)</sup>。

$$\Delta p = \lambda \frac{\ell}{d} \gamma \frac{u^2}{2g} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 $\Delta p$ ：配管の長さ $\ell$ に就いて生ずる圧力降下 ( $g/cm^2$ )、 $\lambda$ ：管摩擦係数、 $\ell$ ：配管の長さ (cm)、 $d$ ：配管の内径 (cm)、 $\gamma$ ：流体の単位積重量 ( $g/cm^3$ )、 $u$ ：流体の流速 (cm/s) である。

流量  $Q = \gamma u$  であるから上式を用いると、

$$Q = \sqrt{2g\gamma\Delta p \frac{d}{\lambda\ell}} \quad \dots\dots\dots (3)$$

(2)式において、流体が水であればある配管について $\lambda$ 、 $\Delta p$ が実験によって把握でき $\ell$ 、 $\Delta p$ が異なった場合の $Q$ は計算できる。しかし、圧縮液化ガスの流量を求めるにはすぐ分らないものが多い。すなわち、配管を流れるに従って気体と液体の混相流のうちの気体の割合が多くなるため、配管の出口方向に $\gamma$ が急激に減少するが、この $\gamma$ の変化が容易に求められない。圧力の面から見ると、水の場合のように直線的に圧力降下するのと違って $\ell$ が異なった場合の圧力降下の様子が詳しく求められないからである。

そこで、フロン12の流れを水の流れと同様に圧力は直線的に降下し、 $\gamma$ は配管中において均一であると仮定し、 $\lambda$ は水で行った測定値を用いて流量を計算した。

$\gamma$ については、全部タンク内の液体の状態で流れると仮定した場合を  $Q(3)-1$ 、後述する最終的な乾き度  $x$  の  $\frac{1}{2}$  の乾き度で流れるとした場合を  $Q(3)-2$ 、として Table 3 に付記した。 $Q(3)-1$ の値は測定値の2~3倍であるが、これに比べて $Q(3)-2$ の値はある程度測定値に近づいている。いずれにしても(3)式の適用については、圧力降下の状態、管摩擦係数の評価等明らかでない点が多いので、今後検討する必要がある。

また、圧縮液化ガスの高压液体が十分長い配管を通して大気圧中に流出する場合、ある乾き度  $x$  を持った気液二相流として流出すると考えて熱力学的に求められた式(4)も示されている<sup>1,2)</sup>。これは、高压液体状態におけるエンタルピーと大気圧の気液二相の状態におけるエンタルピーの差が運動エネルギーであることに基づいて速度を求め、これから流量 $Q$ を導いている。

$$Q = \frac{1}{10v_2} \sqrt{2g_c J(i_1 - i_2)} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 $i_2 = i_2' + x_2 r_2$ 、 $v_2 = v_2' + x_2(v_2'' - v_2')$ 、 $x_2 = (s_1' - s_2') T_2 / r_2$  記号は、 $g_c$ ：重力換算係数 ( $9.8 \text{ kgm/kgs}^2$ )、 $J$ ：熱の仕事当量 ( $427 \text{ kgm/kcal}$ )、 $i$ ：エンタルピー ( $\text{kcal/kg}$ )、 $s$ ：エントロピー ( $\text{kcal/kgK}$ )、 $r$ ：蒸発潜熱 ( $\text{kcal/kg}$ )、 $T$ ：絶対温度 ( $K$ )、 $v$ ：比容積 ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )、 $x$ ：蒸気の乾き度、添字は、1：高压状態、2：低压状態 ( $1 \text{ kg/cm}^2$ )、'：液体状態、''：気体状態である。

流量 $Q$ は、フロン12固有の値として算出できタンク内圧力の大小にかかわらず  $230 \text{ g/cm}^2 \cdot \text{s}$  付近のほぼ一定値をとる。これを Fig. 6 に実線で示す。また、Fig.

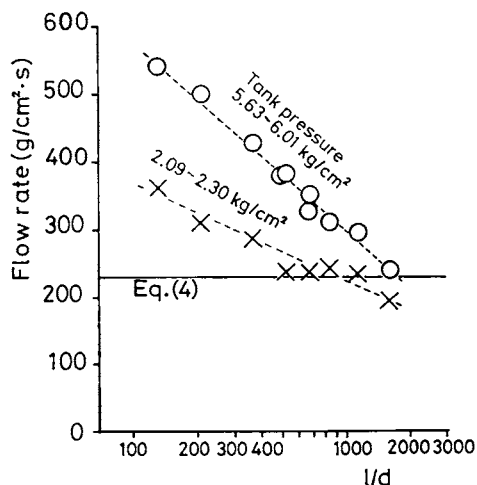


Fig. 6 Relation between  $1/d$  and flow rate (Ex. 2, 3)

6に横軸を配管の内径に対する長さの比( $\ell/d$ )とし、縦軸を流率としてEx. 2, 3の実験結果をプロットした。これによると $\ell/d$ の増大に伴って流率はある割合で減少しており、(4)式の値に近づき交叉している。したがって口径に比して十分長い配管より流出した場合(フロン12については $\ell/d=1000\sim2000$ より大なる場合)は、(4)式を流量推定の目安としてよいと考えられる。

### 3.4 配管の先端にオリフィスを取り付けた場合の流率

配管の一部に破口ができた場合を想定し、その破口

の大きさの流率に及ぼす影響を検討するため、長さ10 m、内径27.6mmの配管の先端に種々の口径のオリフィスを取り付けて実験を行った。(Ex. 4)配管各点における圧力の測定結果及び流率の結果をTable 4に示す。Fig. 7は横軸にタンク内元圧力を、縦軸に流率をとり、(1)、(4)式の計算値及びEx. 3, 4の流率を示したものである。(1)式の計算値は点線で(4)式は実線で示している。Fig. 7よりEx. 4のオリフィス( $\Delta$ 印)は口径の違いによって流率が大きく異なっているが、同口径について

Table 4 Measured pressure and flow rate (Ex. 4)

| I.D. of orifice (mm) | Pressure at the tank and pipe (kg/cm <sup>2</sup> ) |      |      |      |      |      | Measured flow rate (g/cm <sup>2</sup> ·s) |
|----------------------|-----------------------------------------------------|------|------|------|------|------|-------------------------------------------|
|                      | Tank                                                | 2 m  | 4 m  | 6 m  | 8 m  | 10 m |                                           |
| $\phi 2$             | 5.62                                                | 5.60 | 5.58 | 5.52 | 5.67 | 5.67 | 2188                                      |
|                      | 2.20                                                | 2.21 | 2.20 | 2.21 | 2.28 | 2.14 | 1649                                      |
| $\phi 5$             | 5.44                                                | 5.45 | 5.45 | 5.42 | 5.46 | 5.48 | 1808                                      |
|                      | 2.12                                                | 2.12 | 2.09 | 2.13 | 2.09 | 1.97 | 1103                                      |
| $\phi 10$            | 5.66                                                | 5.50 | 5.55 | 5.50 | 5.41 | 5.36 | 1474                                      |
|                      | 2.00                                                | 1.96 | 1.90 | 1.94 | 1.88 | 1.72 | 800                                       |
| $\phi 15$            | 5.39                                                | 5.09 | 4.94 | 4.86 | 4.78 | 4.64 | 957                                       |
|                      | 2.00                                                | 1.85 | 1.73 | 1.68 | 1.62 | 1.46 | 520                                       |
| $\phi 20$            | 2.22                                                | 1.90 | 1.79 | 1.65 | 1.43 | 1.24 | 465                                       |

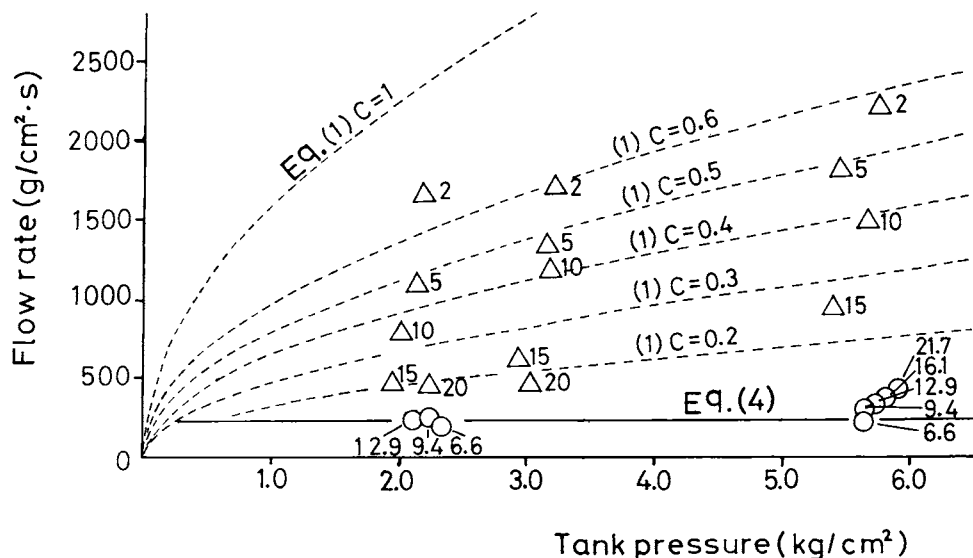


Fig. 7 Relation between tank pressure and flow rate (Ex. 3, 4)

○: Nozzle,  $\Delta$ : Orifice (A numeral indicates I.D.)

はほぼ(1)式の点線に沿っており、口径が大なる程その値は小さくなっている。これは Table 4 において、オリフィス  $\phi 2$  や  $\phi 5$  では圧力降下をしていないが  $\phi 15$  や  $\phi 20$  ではやや圧力降下が見られること及び目視観察において  $\phi 2$  や  $\phi 5$  の出口直後ではほとんど液体の状態 で流出していたが、 $\phi 15$  や  $\phi 20$  では Ex. 2, 3 と同様に霧状に噴出し、気体の割合が高くなっていると思われることから次のように考えられる。すなわちオリフィスの口径が小なる場合、実際の流出量が小さい為フロン 12 の配管内を流れる速度は遅くしたがって圧力降下もわずかであり沸騰気化する割合は小さく、ほとんど液体状態の流出であり流率は大きい。オリフィスの口径が大なる場合は、これと逆の現象であり、圧力降下があり気化の割合が大きくなり流率は減少する。更に Fig. 7 から分かるが Ex. 4 ( $\Delta$ 印) のオリフィスの口径を大きくするにつれて Ex. 3 ( $\bigcirc$ 印) の状態に近づくものと考えられ、Ex. 3 の長さ 10m の各口径の配管では、このオリフィスの結果に比べて更に圧力降下が著しいため、流率( $\bigcirc$ 印)は(4)式付近まで減少している。以上のことから圧力降下と流率は密接に対応しているといえる。

またこの結果より、ある配管に断面積に比べて小さい破口ができた場合を考えると、タンクから破口に達する迄の圧力降下が少なく流体は液体に近い状態であり、大きい噴出速度を持つので流量推定は Ex. 1 と同様に(1)式に適切な係数をかけて求めるのが妥当と考えられる。

#### 4. まとめ

圧縮液化ガスをタンクから各種配管を通じて流出さ

せたところ次のようなことが分かった。

- (1) 圧縮液化ガスが、タンク直近の配管から流出する場合及び配管断面積に比べて十分小さい破口から流出する場合は、配管に沿っての圧力降下は小さく、あまり沸騰気化が進行していない液体に近い状態で流出する。このため、流率は大きく、流量想定は液体の流れとして扱った(1)式に基づいて行う必要がある。
- (2) 圧縮液化ガスが、内径に比べて十分長い配管を通じた後流出する場合は、配管に沿っての圧力降下は大きく、流れる途中で沸騰気化が進行し気体と液体の混相流となって流出する。このため、気体の流れの多くの体積を占めることから、流率は上記に比べてかなり小さくエンタルピーから求める(4)式に近くなる。
- (3) これらのことから、流率は圧縮液化ガス流出時の気化の状況、いかえれば圧力降下の状況によって大きく異なる。このため、流出量の相定にあたっては、流出の状態を十分検討して、上記の式を適切に使い分ける必要がある。

#### 参考文献

- 1) 若林, 藤野, :「塩素消費者のための事故対策」安全工学, 9, No. 4, p. 227~234 (1970)
- 2) 東京都防災会議: 地震時の有毒ガス(塩素)拡散被害の想定に関する調査研究 p. 27~40 (1974)
- 3) Perry, J. H. : "Chemical Engineer's Handbook", 4/e, 3-168, McGraw-Hill (1963)
- 4) 例えば, 板谷松樹: "水力学", 朝倉書店, (1975)

## Flow Characteristics of Compressed Liquefied Gas Discharged from High Pressure Tank System

(Abstract)

Isao Yamamoto and Kimio Sato

(Received May 30, 1985)

It is important for the disaster prevention to know the flow characteristics of compressed liquefied gas discharged from a high pressure tank. As compressed liquefied gas, Flon 12 was discharged through various sizes of pipe, orifice or nozzle. Flow rate and pressure drop were measured.

The results of the experiment are summarized as follows.

- (1) The rate of outflow is closely related with pressure drop of Flon 12. When pressure drop is little, Flon 12 flows out in a state of almost liquid. In this case, outflow rate takes large value, and can be calculated using the following equation:

$$Q = C \sqrt{2 g \gamma P}$$

Where  $Q$ : mass flow rate per unit area ( $\text{g}/\text{cm}^2\text{s}$ ),  $C$ : coefficient of discharge,  $g$ : gravitational acceleration ( $980 \text{ cm}/\text{s}^2$ ),  $\gamma$ : specific weight of liquid at storage condition ( $\text{g}/\text{cm}^3$ ),  $P$ : tank pressure ( $\text{g}/\text{cm}^2$ , relative)

- (2) When Flon 12 flows out through the long pipe, pressure drop increases as flow proceeds the pipe. In consequence, flash evaporation occurs acceleratedly, and the flow becomes two phase mixture of liquid and vapor. The measured two phase flow rate approximately agrees with the value calculated thermodynamically using the following equation:

$$Q = 1/(10\nu) \sqrt{2 g_c J \Delta i}$$

Where  $Q$ : mass flow rate per unit area ( $\text{g}/\text{cm}^2\text{s}$ ),  $\nu$ : specific mixture volume of liquid and vapor ( $\text{m}^3/\text{kg}$ ),  $g_c$ : conversion factor ( $9.8 \text{ kgm}/\text{kgs}^2$ ),  $J$ : conversion factor ( $427 \text{ kgm}/\text{kcal}$ ),  $\Delta i$ : change in enthalpy ( $\text{kcal}/\text{kg}$ )

# 放射性物質輸送容器モデルの炉内加熱及び オープンファイヤ実験における熱環境の比較

宮崎 早苗・島田 裕久

(昭和60年 5 月31日受理)

## 概 要

我が国の関係法規の規定によれば、放射性物質輸送容器の火災事故時の安全性に関する試験条件としては、炉内加熱試験若しくはオープンファイヤ試験のいずれかによるとされている。これら2種類の試験条件について、供試体への熱的影響及び周囲の熱環境の違いを比較する目的で、今回は輸送容器モデルを用いて実験を行った。

## 1. 緒 言

放射性物質の輸送方法については、我が国においても国際原子力機関（IAEA）での勧告に基づいて基準を設け、規制が行われている。その中でB型輸送容器に分類されるものについては、800℃30分間の加熱試験に耐えることが要求されており、その試験方法として炉内加熱試験又はオープンファイヤ試験が行われる。今回、この両試験方法の比較検討の基礎的資料を得るため、ステンレス鋼の円柱モデルを使用して、炉内加熱実験及びオープンファイヤ実験を行い、温度分布、供試体への熱的影響の比較を行ったので報告する。

## 2. 実験方法

### 2.1 炉内加熱実験

供試体は、オープンファイヤ加熱実験と炉内加熱実験の両方を繰り返して行うことができるように、ステンレス鋼（材質SUS304）を用いて円柱モデルを製作した。その直径は200mm、長さは400mmで、一端から中央部に、熱電対取付用として直径2mm（途中まで直径2.5mm）の穴を13個設けた。また、加熱実験中の供試体を支持するための架台を製作した。実験に用いた輸送容器モデルの概要図をFig.1に示す。実験中の、供試体端面からの流入熱量を小さくするために、両端面に断熱材（ファインフレックスフェルト、厚さ70mm）を装着した。また吸収率を均一とし実験条件を一定にするために、実験前に供試体表面を黒色塗料で塗付した。

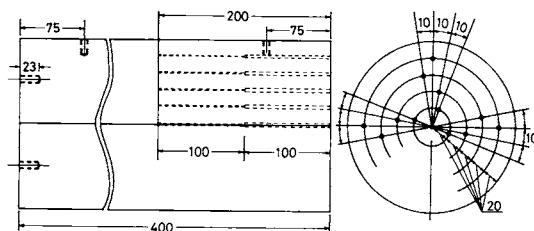


Fig. 1 Cross section of stainless steel model

加熱に使用した炉は、軽油を燃料とした台車駆動方式のセミマッフル炉で、炉内寸法は、縦1.6m、横1.6m、高さ1.6mで、使用温度は常温から最高1,000℃までである。供試体の加熱方法は供試体を台車中央に設置した状態で、炉を予熱し、台車とともに供試体を炉内に送入する方法で行った。

供試体の温度測定は、直径1.6mmのシース型CA熱電対を13本ステンレス鋼円柱内部に取り付け、また表面の3方向（上部、側面部、下部）には、直径1.6mmの同じ型のパッド付CA熱電対を3本取り付け付けた。供試体周囲の雰囲気温度及び炉壁温度の測定は、直径3.2mmのシース型CA熱電体を8本設置した。これらの熱電対は、温度測定装置（mini Yodac-E 横河電機製作所製）に接続した。炉内加熱実験の熱電対取付け箇所をFig.2に示す。

### 2.2 オープンファイヤ実験

オープンファイヤ実験は、炉内加熱実験に用いた供試体を使用し、供試体を支持するための架台及び900mm

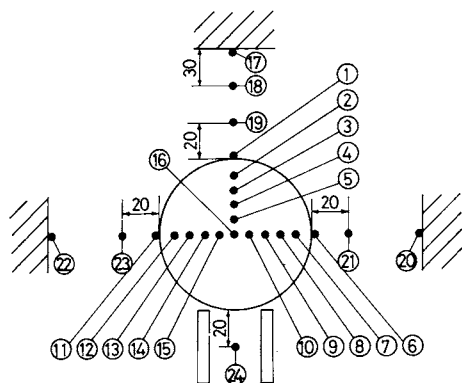


Fig. 2 Position of thermocouple installation for specimen and environment on furnace test

×700mm×200mm, 及び1300mm×1500mm×200mmの2種類の実験用燃焼皿を製作した。

供試体は燃焼皿上で、実験開始前の燃料液面より約1 mの高さの位置に支持した。オープンファイヤ実験においても実験前に黒色塗料の塗布を行ったが再使用時にすすで蔽われた時には、塗布は行わなかった。

実験は、特に風による炎のゆらぎの影響を小さくするため、屋内で行った。この実験では、燃料はn-ヘプタン（発熱量約11,500kcal/kg）を使用した。

温度測定方法については、供試体は、同じであるが周囲温度の測定では、熱電対を20本設定し、温度測定装置（mini Yodac-E 横河電機製作所製、サーモダックⅢ 江藤電機株式会社製）に接続した。実験時の温度測定位置を Fig. 3 にそれぞれ示す。なおオープンファイヤ実験時は、上側、側面、下側の温度分布が得られ

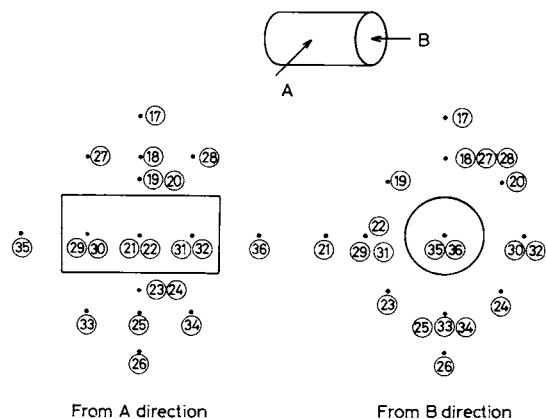


Fig. 3 Position of thermocouple installation for specimen and environment on open fire test

るように供試体を設定した。

### 2.3 実験条件

国際原子力機関の熱試験規則では、800℃、30分間一定加熱及び、ISO 加熱曲線に沿った35分間の炉内加熱試験、30分間のオープンファイヤ試験の試験方法が規定されている。これらの試験条件を含めた今回の実験条件はそれぞれ Table 1, Table 2 のとおりである。

Table 1 Furnace Test

| No. | Heating Temp. (°C) | Heating Time (min) |
|-----|--------------------|--------------------|
| (1) | 500                | 120                |
| (2) | 600                | 60                 |
| (3) | 700                | 40                 |
| (4) | 800                | 30                 |
| (5) | 900                | 30                 |
| (6) | ISO Curve (R834)   | 35                 |

Table 2 Open Fire Test

| No.  | Heating Time (min) | Pan Size                       |
|------|--------------------|--------------------------------|
| (7)  | 5.5                | 900 mm × 700 mm × 200 mm (H)   |
| (8)  | 9.5                | 900 mm × 700 mm × 200 mm (H)   |
| (9)  | 17.0               | 900 mm × 700 mm × 200 mm (H)   |
| (10) | 44.0               | 900 mm × 700 mm × 200 mm (H)   |
| (11) | 5.5                | 1300 mm × 1500 mm × 200 mm (H) |

### 3. 結果及び考察

前述した実験から測定データを分析し、それぞれ次のような結果を得た。

#### 3.1 温度分布

最初に、この二つの実験の温度分布の傾向の違いを比較するため炉内加熱実験とオープンファイヤ実験における供試体側面の温度分布及び周囲温度分布の時間変化の一例を、Fig. 4, Fig. 5 に示した。Fig. 4 は800℃、30分間の炉内加熱実験の供試体側面方向の温度分布である。炉内加熱実験では、供試体周囲の時間変化は、比較的なめらかとなっている。しかし Fig. 5 のオープンファイヤ実験では、周囲温度は大きく変動している。この図には示されていないが供試体の下側測定点25の温度の変動は、供試体の上部及び側面の測定点18, 22と比べると温度変動が小さくまた温度も低い値を示した。

#### 3.2 入熱量、熱伝達率、放射率

全体がステンレス鋼で製作されている供試体は、実験中に、供試体各部の温度が常温から900℃付近まで変化し、これに伴って供試体のステンレス鋼の物性値



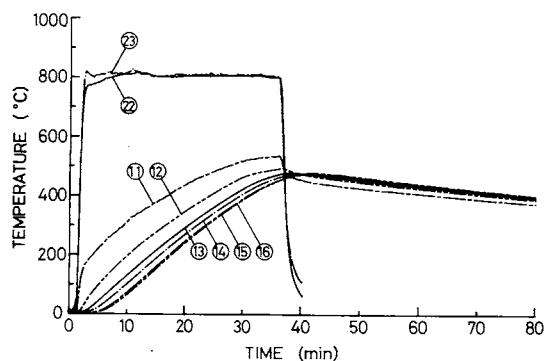


Fig. 4 Distribution of temperature in the specimen (furnace test)

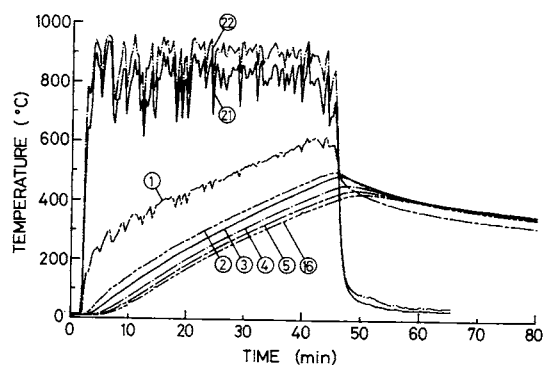


Fig. 5 Time history of temperature (Open fire test)

が変わることが考えられる。しかし、今回の解析では、物性値は温度に依存しないで常に一定であるという仮定を設けて、温度分布から供試体の熱量を計算し、これを基に、熱流束、熱伝達率、放射率をそれぞれ計算した<sup>1,2)</sup>。

時間  $t_j$  における供試体の総熱量  $Q(t_j)$  は、供試体の半径方向の温度分布により、(1)式を用いて、計算を行った。

$$Q(t_j) = \sum C_i T_i(t_j) \quad (1)$$

ここで  $C_i$  は各部の熱容量 ( $= c_{pi} \rho_i v_i$ )、 $c_{pi}$  は比熱、 $T_i$  は各部の温度、 $\rho_i$  は密度、 $t_j$  は時刻、 $v_i$  は体積である。

次に、供試体における熱流束  $q(t_j)$  を(2)式によって求めた。

$$q(t_j) = [Q(t_j) - Q(t_{j-1})] / [(t_j - t_{j-1}) \cdot S] \quad (2)$$

ここで  $q(t_j)$  は熱流束、 $Q(t_j)$  は総熱量、 $S$  は供試体の表面積 (円筒部分の表面積)、 $t_j$  は時刻である。

(2)式から求めた熱流束を基にして、(3)式によって平

均熱伝達率  $H$  を求めてみた。

$$H = q(t_j) / [T_b(t_j) - T_1(t_j)] \quad (3)$$

ここで  $T_b(t_j)$  は周囲温度、 $T_1(t_j)$  は供試体の表面温度である。

Fig. 6 のグラフは、炉内の加熱温度によって、平均熱伝達がどのような変化を示すかを描いたもので、曲線は、加熱条件である  $500 \sim 900^\circ\text{C}$  の炉内加熱温度に対する平均熱伝達率を表している。この加熱温度範囲では、平均熱伝達率は炉内加熱温度が高くなるに従って増えていくことが分かる。その値としては、 $40 \sim 120 \text{ kcal/m}^2\text{h}\cdot\text{K}$  となった。しかし、オープンファイヤ実験における平均熱伝達率を求めた場合小さい方の燃焼皿 ( $900\text{mm} \times 700\text{mm} \times 200\text{mm}$ ) を用いた時は、供試体上部で  $90 \sim 330 \text{ kcal/m}^2\text{h}\cdot\text{K}$ 、側面面で  $110 \text{ kcal/m}^2\text{h}\cdot\text{K}$ 、下部では約  $90 \text{ kcal/m}^2\text{h}\cdot\text{K}$  の値となった。このように供試体上部では平均熱伝達率の値が大きく、かつ変動幅も大きい、供試体下部では値、変動幅とも小さい結果となった。

次に放射熱の影響を考える。加熱時における放射率を均一にするために、あらかじめ供試体表面に黒色塗料をぬったので実験開始時は、供試体表面では  $0.8$  以上の放射率があるものと考えられる。しかし、実験中には塗料が燃え出し、また供試体表面が高温になるため、実験時の供試体表面の放射率の値は、実験開始時と当然違うことが予想される。そこで形態係数を一定として、温度のデータから次式(4)を使って平均の放射率  $\varepsilon$  を計算で求めた。ここでは、計算は一次近似とし対流の影響は小さいものであるとして、無視して計算

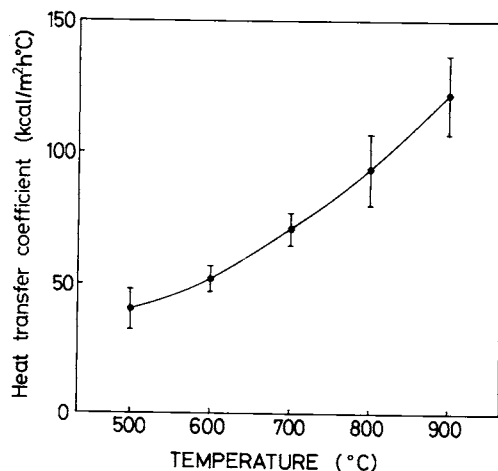


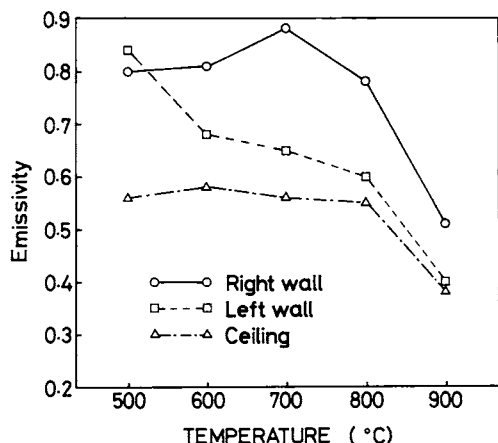
Fig. 6 Relation between average heat transfer coefficient and heating temperature (furnace test)

を行った。

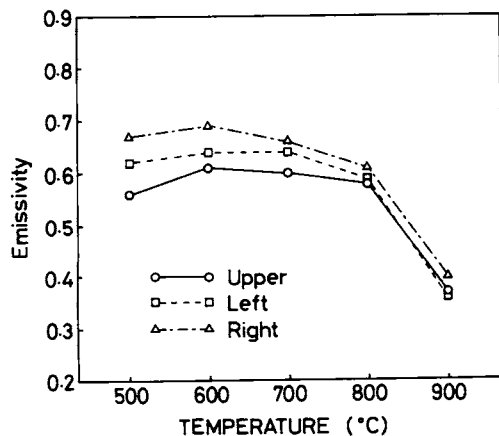
$$q(t_s) = \sigma \epsilon_1 \epsilon_2 F [(T_b + 273)^4 - (T_1 + 273)^4] \quad (4)$$

ここで $\sigma$ はステファン・ボルツマン定数、 $F$ は形態係数、 $\epsilon_1$ 、 $\epsilon_2$ は供試体表面の放射率及び火炎又は炉壁の放射率（ここでは $\epsilon = \epsilon_1 \cdot \epsilon_2$ ）である。

**Fig. 7**、**Fig. 8**には炉内加熱温度と放射率との関係を示した。**Fig. 7**は、壁面温度と供試体周囲の温度を用いて、計算で求めた放射率である。炉壁面温度の場合加熱温度条件500～800℃において0.55～0.85と大きくばらついた値を示した。○印のところは、右側面の炉壁温度から求めた値でありおよそ0.8となり最も



**Fig. 7** Relation between heating temperature and average emissivity calculated by using wall temperature and specimen surface temperature



**Fig. 8** Relation between heating temperature and emissivity calculated by using environmental and specimen surface temperature

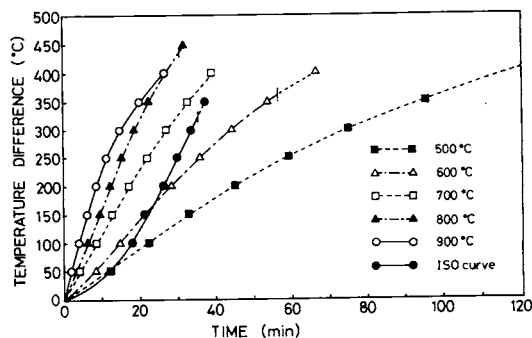
大きくなっている。一方、**Fig. 8**が示すように、周囲温度と供試体温度から求めた放射率は0.55～0.70と炉壁温度から求めた放射率と比べるとばらつき、値とともに小さい。**Fig. 7**、**Fig. 8**とも加熱温度が900℃のとき放射率の値は、他の加熱温度のときよりも小さい値を示したが、これは、バーナーの温度調整による影響と考えられる。500～800℃の加熱範囲内では加熱温度による放射率の変動は小さかった。

またオープンファイヤ実験においても、炉内加熱実験と同様な方法で、対流を考慮しない場合の解析を行った。オープンファイヤ実験は、温度変化が激しいため、放射率は炉内加熱実験より大きなばらつきを生じたが、平均0.70であった。

### 3.3 供試体の温度上昇

炉内加熱実験において、それぞれの加熱条件における供試体の中心部の温度履歴を求めた。中心部の実験開始時の温度からの温度上昇と時間の関係を求めたのが**Fig. 9**である。**Fig. 9**から、それぞれの加熱温度条件が供試体中央部の温度上昇に大きく影響していることがわかる。また、**Table 1**に示したISOの加熱曲線（R 834）の加熱35分後における供試体中央部の到達温度は、700℃一定加熱より低いことを示している。

オープンファイヤ火災実験について、各実験における供試体中心部の温度の時間変化をプロットしたものが**Fig. 10**である。**Fig. 10**での5分間の加熱実験の結果を比較すると、燃焼皿の大きい方が、供試体に与える熱の影響が大きいことが分かった。これは、燃焼皿が大きくなるに伴い燃焼速度が増し、発生熱量が増加したこと、更に炎の厚さが厚くなり放射熱が大きくなった結果と考えられる。



**Fig. 9** Time history of temperature-rise at center of specimen by furnace test

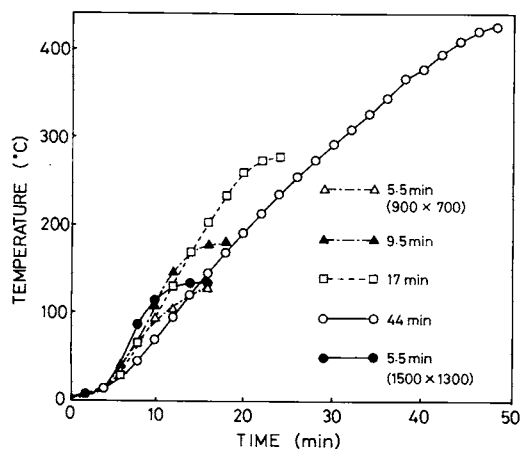


Fig. 10 Time history of temperature at center of specimen by open fire test

炉内加熱実験及び、2種類の燃焼皿(900mm×700mm, 1500mm×1300mm)を使用したオープンファイヤ実験について、加熱5分後における供試体内部の温度は、1500mm×1300mmの燃焼皿による実験が最も高く、次に炉内加熱実験800℃、最も低いのは、900mm×700mmの燃焼皿による実験の順であった。

次に炉内加熱実験とオープンファイヤ実験について、加熱条件の厳しさを比較するために、800℃一定、30分間の炉内加熱実験とオープンファイヤ実験における供試体中心部の温度の時間履歴をFig. 11に示す。今回の実験では、同じ加熱時間で比較すると、炉内加熱実験の方がオープンファイヤ実験(900mm×700mm×200mmの燃焼皿を使用)よりも中心部の温度上昇が高くなった。

#### 4. 結 論

小型のモデルを使った実験ではあるが、炉内加熱実験とオープンファイヤ実験を行った。この結果から次のことがいえる。

(1)炉内加熱実験では、ISO曲線に沿った35分間の加熱実験よりも700℃一定温度での35分間の加熱実験の方が、加熱終了時の供試体中央部の上昇温度が高く、したがって、供試体への入熱量の比較では、後者の方がより厳しいこととなった。しかしながら、加熱条件の厳しさを比較する際には、入熱量以外にも、熱応力の影響を評価する意味からの、供試体内部の温度勾配等、考慮すべき他の因子もあることから、今後更に検討を要するところである。

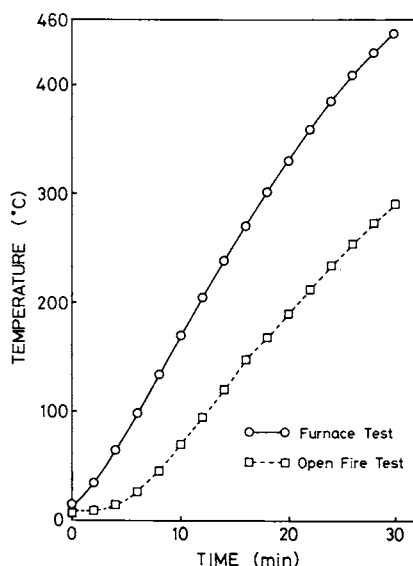


Fig. 11 Comparison of the time history of temperature at center of specimen by furnace test with by open fire test

(2)500℃, 600℃, 700℃, 800℃, 900℃の各設定温度での炉内加熱実験について、供試体内部の温度分布及び周囲温度の測定値を基に平均熱伝達率を求めたところ、それぞれ40, 55, 70, 90, 120kcal/m<sup>2</sup>h・Kとなりほぼ加熱温度に比例してその値が増加する傾向がみられた。同様にオープンファイヤ実験についても、平均熱伝達率を求めたところ、上方では90~330kcal/m<sup>2</sup>h・K側方では60~110kcal/m<sup>2</sup>h・K、下方では約90kcal/m<sup>2</sup>h・Kと、炉内加熱の場合とは異なり供試体各方向での値が大きく変化しており、平均としての値を求めることは困難なことが分かった。

(3)炉内加熱実験で、供試体と周囲の温度測定データを用いて放射率を計算した結果、放射率は0.55~0.70となりばらつきは小さい。しかし、壁面温度の測定データを使って計算した場合には、放射率は、0.55~0.85となりばらつきがやや大きくなった。また、オープンファイヤ実験も同様な手法で計算した結果、温度変動が大きく、放射率に大きなばらつきを生じたが平均では0.70となった。

#### 参考文献

- 1) 日本機械学会：使用済核燃料輸送容器の伝熱評価コードの作成に関する試験研究(1978)
- 2) 島田裕久, 宮崎早苗, 松原美之：消防研究所報告 No.58, p.57 (1984)

**Comparison of Thermal Influences on Packages for Radioactive  
Materials in Furnace Test and Open Fire Test,  
using Cylindrical Stainless Steel Model**

(Abstract)

Sanae Miyazaki and Hirohisa Shimada

(Received May 31, 1985)

To compare the thermal influences (i.e. heat input, temperature raising rate, heat transfer coefficient) in furnace test and open fire test, both types of tests were carried out on the condition that the temperature and test period were changed. From the test results it can be concluded that,

(1) When the model was heated in the furnace of 700°C during 35 minutes, the rise of temperature in the center of the model was larger than the temperature rise when was heated in furnace according to ISO heating curve during 35 minutes. So from the viewpoint of heat input, heating condition of 700°C constant temperature was severer than ISO heating condition.

It is necessary, however, to assess the effect of thermal stress due to ununiform heating, in order to evaluate the severity of thermal test like ISO heating curve. This problem was left to further study.

(2) In case of furnace test, the average of heat transfer coefficient obtained at each furnace temperature increased from 40 kcal/m<sup>2</sup>h·K to 120 kcal/m<sup>2</sup>h·K in proportion to the furnace temperature.

In case of open fire test, however, even for the same test, the heat transfer coefficient differed with direction and average value was not obtained. (For example, the value was 90 ~ 330 kcal/m<sup>2</sup>h·K with upward direction, 60 ~ 110 kcal/m<sup>2</sup>h·K with sideward direction and about 90 kcal/m<sup>2</sup>h·K with downward direction.)

(3) On the furnace test calculated emissivity was 0.55 ~ 0.70 when the environment temperature were used, and emissivity 0.55 ~ 0.85 was calculated from the value of wall temperature. In the case of open fire test the value calculated was about 0.70.

## Three-dimensional Field Model Analysis of Fire-induced Flow in an Enclosure with a Doorway Opening — Comparison with NBS Fire Tests —

Kohyu Satoh

(Received May 31, 1985)

In the previous report<sup>3)</sup>, it was described that fire-induced flow in an enclosure calculated by a three-dimensional field model had some discrepancies vis-a-vis the results of NBS Fire Tests. But the author's preliminary study showed that heat source area considerably affects mass flow rates, whereas the previous study employed a much larger heat source area than the gas burner used in the experiments. By taking a heat source area nearly equal to the burner diameter, the present numerical calculations could give flows quite similar to the experimental ones. As well as relationships of mass flow rate as a function of heat input rate and doorway geometry, a relationship between mass flow rate and distance from heat source to doorway center was investigated. Mass flow rates in both experiments and calculations depended upon approximately the  $-1/10$ th power of the distance.

### 1. Introduction

The author<sup>1,2,3)</sup> has been investigating fire-induced flow in an enclosure using field model analysis and also comparing with experimental data. Wakamatsu et al.<sup>4)</sup> pointed out the importance of reasonable estimation of the rates of in- and out-flow through compartment openings, driven by fire-induced buoyancy. The present study focuses on this estimation of air flow rate. The air flow rate is related to the burning of materials and also smoke generation.

In a previous report<sup>3)</sup>, fire-induced flows in an enclosure with a doorway used in the experiments by Steckler et al. (NBS)<sup>5)</sup> were numerically investigated by differential field model analysis.

First, the comparison between experiments and calculations indicated that relationships be-

tween mass flow rate and heat input or geometrical factor of the enclosure were qualitatively reasonable, but quantitatively there existed considerable discrepancies. Differences in thermal boundary conditions and net heat release rate of the gas flame were considered as a reason for the discrepancies. But the author's investigations (after the previous study) indicated that heat source dimensions had quite a large effect upon the mass flow rate. The heat source area in the previous calculations was  $0.6 \times 0.4$  m for a centrally located heat source, whereas the burner diameter in experiments was 0.3 m. This had been due to the stability in computations. Thus, the effect of heat source area upon the mass flow rate was investigated by modifying the computer program in a way that increased computing stability.

Second, the heat source location must have

affected the discrepancy between experiments and calculations in the previous study when the heat source positioned at the back corner of enclosure. The heat source was 0.2 m distant from corner walls in calculations, whereas the gas burner was 0.06 m distant from walls in experiments. The gap between wall and heat source affects air entrainment (the wall effect). The distance between doorway center and heat source affects the air blowing into the enclosure (the door jet effect). So, the effect of heat source location upon the mass flow rate was investigated.

Third, the discrepancy between calculations and experiments in the previous study was due also to the difference in doorway geometry. Therefore, two numerical schemes with  $16 \times 13 \times 21$  and with  $18 \times 14 \times 23$  cells were prepared in order to investigate the effects of doorway geometry.

## 2. Numerical Method

Steckler et al.<sup>5)</sup> measured mass flow rates due to a diffusion flame of methane gas burner in an enclosure with a doorway. The enclosure arrangement is shown in Fig. 1. Calculation of flows in the enclosure of Fig. 1 was conducted using a three-dimensional field model. The detailed procedures are as follows:

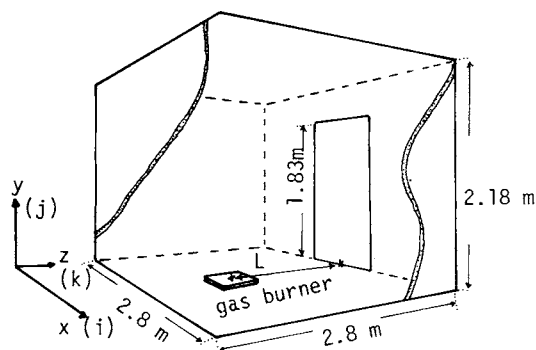


Fig. 1 Experimental arrangement used by Steckler et al.<sup>4)</sup>. "L" is the horizontal distance between gas burner center and vertical center line of doorway.

## 2.1 Numerical Domain and Cells consisting of Enclosure and Doorway

In a three-dimensional field model analysis, the enclosure shown in Fig. 1 was divided into cells. Here, the unit cell was cubic and all uniform in size. In the previous study<sup>3)</sup>, the number of cells in the numerical domain including wall boundaries and outside of the enclosure was  $16 \times 13 \times 23$ . This cell system was also used in the present calculation and named "scheme A". In addition to this scheme, another cell system consisting of  $18 \times 14 \times 23$  cells was employed and named "scheme B". Figure 2 represents a cross sectional view of "scheme B". Details of enclosure and doorway dimensions in these two schemes and also the experimental scheme are summarized in Table 1. Accuracy of calculations depended on the number of cells in the numerical domain. But there exists a limit in the allowable number of cells due to the restriction of the so-called Courant Number<sup>6)</sup> relating to computational stability and also due to computer resources. The program size of "load module" was about 0.7 MB. Markatos et al.<sup>11)</sup> reported that the number of cells in the numerical domain was not always a critical issue.

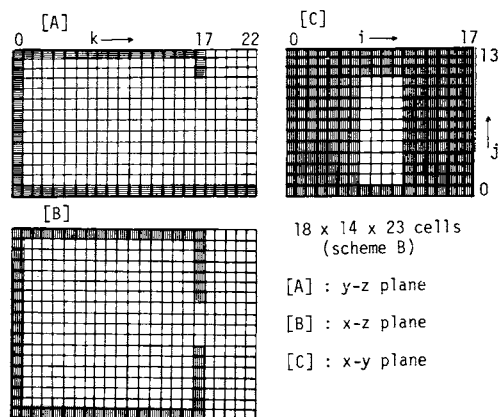


Fig. 2 Cross sectional view of the 3-D numerical domain. "i", "j" and "k" are the cell number in the direction of x, y and z, respectively.

**Table 1** Comparison between experimental and numerical schemes

|                         | Experiments                                                                   | 3-D calculations                                         |                                                 |
|-------------------------|-------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|
|                         |                                                                               | [Scheme-A]                                               | [Scheme-B]                                      |
| Enclosure dimensions    | 2.8 × 2.8 m<br>× 2.18 m ( $H_O$ )                                             | 2.8 × 2.8 m<br>× 2.2 m ( $H_O$ )                         | 2.93 × 2.93 m<br>× 2.196 m ( $H_O$ )            |
| Opening dimensions      | $H_D$ = 1.83 m<br>$W_D$ = 0.24, 0.36, 0.49,<br>0.62, 0.74, 0.86<br>and 0.99 m | $H_D$ = 1.80 m<br>$W_D$ = 0.40, 0.60, 0.80<br>and 1.00 m | $H_D$ = 1.83 m<br>$W_D$ = 0.732 m               |
| Heat source dimensions  | circular<br>0.305 m in diameter                                               | square<br>0.40 × 0.40 m<br>× 0.60 m (height)             | square<br>0.366 × 0.366 m<br>× 0.549 m (height) |
| Heat release rate       | $Q_O$ = 62.9 kW<br>or variable                                                | $Q_O$ = 60 kW<br>or variable                             | $Q_O$ = 62.9 kW                                 |
| Wall boundary condition | ceramic fiber board<br>insulation                                             | adiabatic                                                | adiabatic                                       |
| Heat source             | methane gas flame with<br>radiation                                           | no radiation                                             | no radiation                                    |

## 2.2 Cells consisting of Heat Source

Quintiere et al.<sup>12)</sup> reported that the diffusion flame of a methane gas burner had been oscillating and blown over by door jet, using the same experimental setup as Steckler et al.<sup>5)</sup>. Therefore, a definite flame shape was not given. In the previous study, the heat source height ( $H_f$ ) was estimated to be 0.6 m. The author observed that the height of natural gas diffusion flame was roughly 0.5 to 1.0 m for the heat release rate of 60 kW. An equation<sup>7)</sup> describing flame height as a function of heat release rate ( $Q_O$ ),  $H_f = 0.2 Q_O^{2/5}$ , substantiated this. Thus, the value of the flame height (0.6 m) employed in the previous study is reasonable. But the heat source area (0.6 × 0.4 m) for the centrally located heat source in the previous calculation must have been too large for the circular burner diameter of 0.3 m. In order to investigate the effect of heat source area upon mass flow rate, five kinds of bottom surface area were prepared: 0.2 × 0.2 m, 0.4 × 0.4 m, 0.4 × 0.6 m and 1.2 × 1.2 m in "scheme A" and 0.366 × 0.366 m in "scheme B". The height of heat source is 0.6 m for "scheme A" and 0.55 m for

"scheme B".

## 2.3 Mass Flow Rate

The mass flow rate through doorway opening was calculated by the following equation:

$$m_{out} = \sum_{j=1}^{j_0} \sum_{i=i_1}^{i_2} \rho(i, j, k) \cdot w(i, j, k) \cdot \Delta S$$

$$(m_{out} : \text{for } w(i, j, k) > 0)$$

$$(m_{in} : \text{for } w(i, j, k) < 0)$$

where  $m_{out}$  is the mass outflow rate,  $m_{in}$  the mass inflow rate,  $i_1$  and  $i_2$  the left and right cell number of doorway,  $j_0$  the upper cell number of doorway and  $\Delta S$  the unit cell surface area. The doorway was located at the  $k = 15$ -th and  $k = 17$ -th cell for "scheme A" and "scheme B", respectively.  $\rho(i, j, k)$  is the density of air and  $w(i, j, k)$  the velocity in the  $i$ -th,  $j$ -th and  $k$ -th cell at the doorway. Mass flow rates calculated by the present field model were fluctuating with time as seen in Fig. 3. Hence mass flow rates were averaged with time after the heat outflow rate ( $Q$ ) approached the heat input rate ( $Q_O$ ). The time-average mass outflow rate was

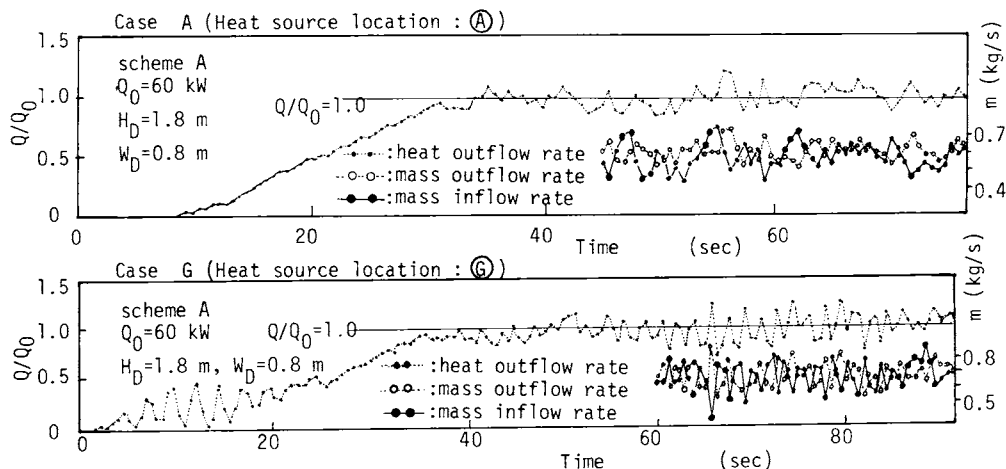


Fig. 3 Variation of heat outflow rate and mass flow rates with time.

quite close to the time-average mass inflow rate. This was used as a criterion for the law of mass continuity. At the same time, the time-average heat outflow rate was almost equal to the heat input rate. This shows that the law of energy conservation was satisfied in calculations.

## 2.4 Governing Equations and Boundary

### Conditions

The partial differential equations and additional governing equations for the present three-dimensional numerical calculations are as follows:

[Continuity equation]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

[Momentum equation]

(x direction)

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho uw)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \quad (2) \end{aligned}$$

(y direction-gravitational direction)

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho vu)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho vw)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial y} - \rho g + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \quad (3) \end{aligned}$$

(z direction)

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho wu)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho wv)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w^2)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad (4) \end{aligned}$$

[Energy equation]

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho hu)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho hv)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho hw)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} + \gamma_e \quad (5) \end{aligned}$$

[Equation of state]

$$p = \rho RT \quad (6)$$

[Enthalpy equation]

$$h = C_p T \quad (7)$$



also

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x}, \quad q_y = -k \frac{\partial T}{\partial y}, \quad \dots \quad (8)$$

$$q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z}$$

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \dots \quad (9)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)$$

$$\tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y},$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)$$

$$\tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z},$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)$$

where  $(x, y, z)$  are the coordinates (see Fig. 1),  $(u, v, w)$  the components of velocity,  $t$  the time,  $T$  the temperature of air,  $\rho$  the density of air,  $p$  the pressure,  $\tau$  the stress (tensor),  $\mu$  the viscosity of air,  $h$  the enthalpy,  $q$  the heat flux,  $\gamma$  the convective heat generation,  $g$  the gravitational acceleration,  $k$  the conductivity,  $C_p$  the specific heat and  $R$  the universal gas constant. Additional detailed equations are found in References 7 and 8.

All walls shown in Fig. 2 were assumed to be heat insulating and radiation from the heat source was neglected in the present calculation. Temperature and velocity gradients at the free boundary were normal zero. The pressure at the outside of the free boundary was prescribed. The ambient temperature was 15°C.

A two-dimensional fire simulation computer code UNDSAFE<sup>10)</sup>, in which the governing equations and boundary conditions mentioned above

were incorporated, is available. The code is modified and extended into a three-dimensional scheme. An algebraic turbulence model for the calculation of local turbulent viscosity  $\mu$  (see equation (9)) was also extended into the third dimension as reported in the previous study<sup>3)</sup>.

Present calculation was conducted with the aid of a computer TOSBAC DS600/60. The computing time required was quite long, for example 15 hours (cpu time) for 5000 time-step increments (shown in Fig. 3).

### 3. Results and Discussions

#### 3.1 Mass Flow Rate as a Function of Heat Source Location

Steckler et al. measured mass flow rates as a function of heat source location. A circular gas burner was located at eight separate positions. The burner was either raised 0.3 m above the floor or set flush with the floor. Figure 4 represents the variation of mass flow rate (kg/sec) with heat source location. Figure 4-a shows mass flow rates for the raised burner and, Fig. 4-b, for the flush burner.

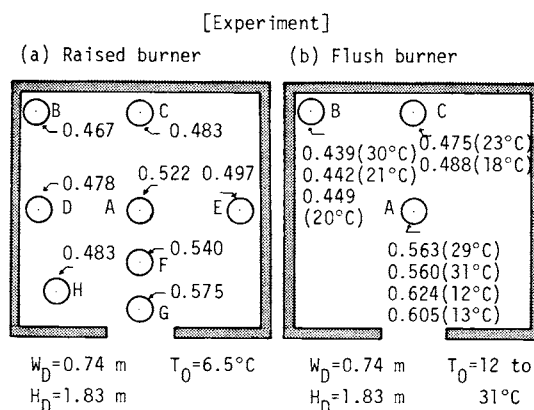
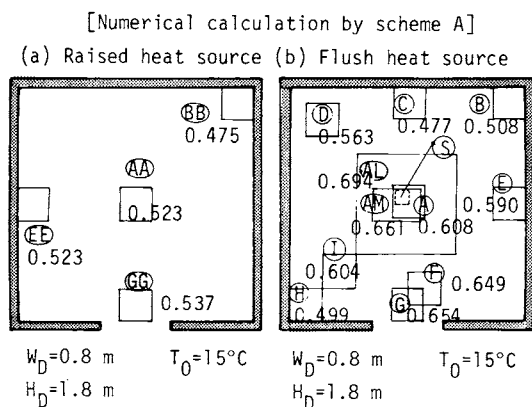


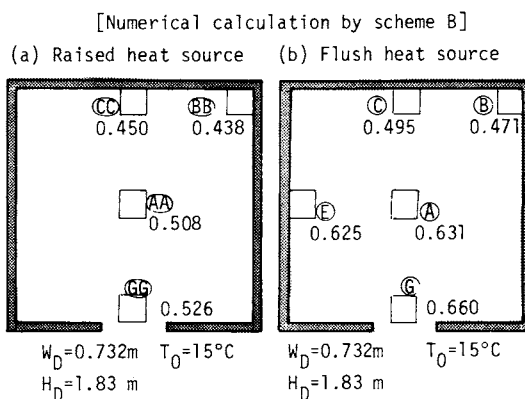
Fig. 4 Variation of mass flow rate with location of a methane gas burner with diameter of 0.3 m. Experiments by Steckler et al.<sup>5)</sup>.

Raised burner: 0.3 m above the floor. Mass flow rate: [kg/sec],  $Q_o = 62.9 \text{ kW}$

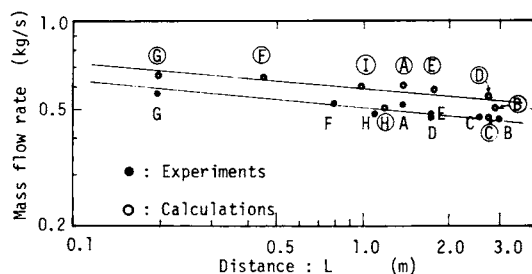
Numerical calculation using the present three-dimensional field model was conducted for a square heat source whose bottom surface was either raised 0.4 m above the floor ("scheme A") or flush with the floor. **Figure 5** indicates the mass flow rates corresponding to the experiments shown in **Fig. 4**. Calculation was made by "scheme A". **Figure 5-a** is for the raised heat source and, **Fig. 5-b**, for the flush heat source. **Figure 6** shows the mass flow rates calculated by "scheme B". The bottom surface of the heat source was 0.366 m above the floor for the raised heat source. Between "scheme A" and "scheme B", there are some differences in opening geometry and heat input (see **Table 1**). Mass flow rates shown in **Fig. 4-a**, **Fig. 5-b** and **Fig. 6-b** are plotted in **Fig. 7** as a function of horizontal distance ( $L$ ) – see **Fig. 1** – from the center of heat source to the vertical center line of the doorway. Mass flow rates in experiments travel almost on a straight line. Mass flow rates depend on the  $-1/10$ th power of the distance. Those by calculations run almost on a straight line, except for these cases: (C) (center back heat source), (H) (corner front heat



**Fig. 5** Variation of mass flow rate with heat source location, calculated by "scheme A".  
 Raised heat source: 0.4 m above the floor.  
 Mass flow rate: [kg/sec],  $Q_o = 60 \text{ kW}$ .  
 (AL):  $1.2 \times 1.2 \text{ m}$ , (AM):  $0.6 \times 0.4 \text{ m}$   
 (A):  $0.4 \times 0.4 \text{ m}$ , (S):  $0.2 \times 0.2 \text{ m}$



**Fig. 6** Variation of mass flow rate with heat source location, calculated by scheme B. Raised burner: 0.4 m above the floor. Mass flow rate: [kg/sec],  $Q_o = 62.9 \text{ kW}$



**Fig. 7** Relationship between mass flow rate and horizontal distance from heat source to doorway.  
 Experiments: raised burner,  $Q_o = 62.9 \text{ kW}$ ,  $W_D = 0.74 \text{ m}$ ,  $H_D = 1.83 \text{ m}$   
 Calculations: flush heat source ("scheme A"),  $Q_o = 60 \text{ kW}$ ,  $W_D = 0.8 \text{ m}$ ,  $H_D = 1.8 \text{ m}$

source) and (B) (corner back heat source). The reason for this discrepancy must be due to the shape of the heat source employed in the present calculation. The shape of heat source was square and no gap existed for cases (C), (H) and (B), differently from the circular gas burner used in experiments. So, the gap between heat source and wall must greatly affect the mass flow rate (the wall effect).

In **Fig. 8**, four examples of velocity vector distribution are illustrated. **Figures 8-a, b, c** and **d** are the flow patterns due to the heat source positioned (a) in the center, (b) near the doorway,

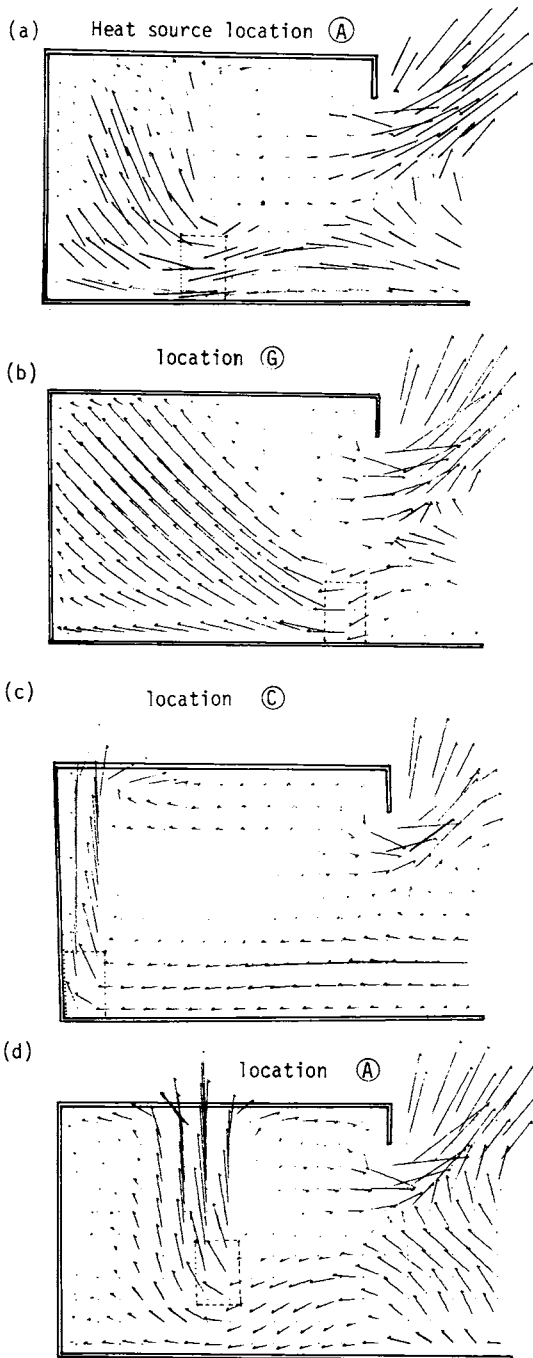


Fig. 8 Velocity vector distributions. (By "scheme A")  
(a) to (c): flush heat source, (d): raised heat source.

(c) at the back center and (d) in the center. Figure 8-b clearly shows the strong door jet due to the heat source located close to the doorway. As seen in Figs. 8-a and d, the raised heat source was mildly affected by the door jet when compared to the flush heat source. The flow due to a back center heat source was quite stable and showed little fluctuation.

### 3.2 Mass Flow Rate as a Function of Heat Source Strength

Figure 9 represents the relationship between mass flow rate and heat input. As mentioned earlier, mass flow rates are significantly affected by heat source dimensions. Mass flow rates due to a heat source with the following various dimensions are shown in Fig. 9. Mass flow rates due to a heat source of  $0.2 \times 0.2$  m are most similar to

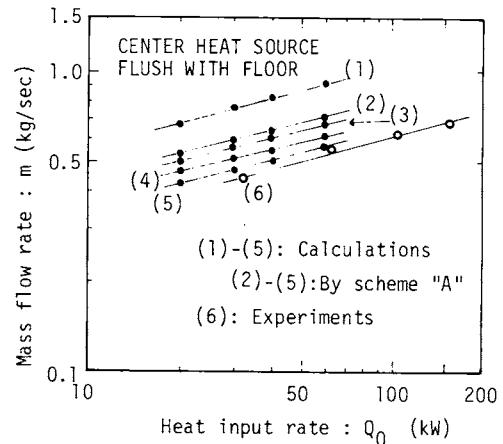
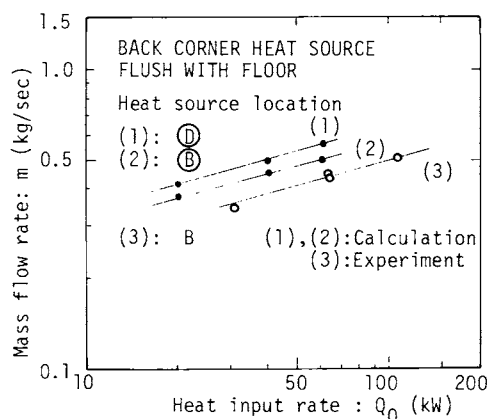


Fig. 9 Relationship between mass flow rate and heat input rate for the central flush heat source.

- (1): calculated by  $16 \times 13 \times 16$  cells without outside region, heat source area =  $0.4 \times 0.4$  m, location (A),  $W_D = 0.8$  m,  $H_D = 1.8$  m
- (2): heat source area =  $1.2 \times 1.2$  m, location (AL),  $W_D = 0.8$  m,  $H_D = 1.8$  m
- (3): heat source area =  $0.6 \times 0.4$  m, location (AM),  $W_D = 0.8$  m,  $H_D = 1.8$  m
- (4): heat source area =  $0.4 \times 0.4$  m, location (A),  $W_D = 0.8$  m,  $H_D = 1.8$  m
- (5): heat source area =  $0.2 \times 0.2$  m, location (S),  $W_D = 0.8$  m,  $H_D = 1.8$  m
- (6): burner diameter = 0.3 m, location A,  $W_D = 0.74$  m,  $H_D = 1.83$  m



**Fig. 10** Relationship between mass flow rate and heat input rate for the back corner heat source flush with floor. (By "scheme A").

Calculations: heat source bottom surface area =  $0.4 \times 0.4$  m,  $W_D = 0.8$  m,  $H_D = 1.8$  m

Experiments: burner diameter =  $0.3$  m,  $W_D = 0.74$  m,  $H_D = 1.83$  m

the experimental results shown in line (5). The diameter of gas burner was  $0.3$  m. The discrepancy between mass flow rates due to a heat source of  $0.4 \times 0.4$  m and those by gas burner was about 10% when the heat source was positioned in the center of enclosure. In contrast, a heat source with dimensions of  $0.4 \times 0.4$  m and positioned at the back corner showed about 10% discrepancy (Fig. 10). A heat source located at the back corner and with  $0.2$  m gap between wall and heat source, (location D in Fig. 5) shows a much larger discrepancy than that located at B. The discrepancy of 10% is not serious for the following reasons: (1) The flame shape is not definitely given due to its oscillation. (2) The net heat release rate should be much smaller than the values described in the report of Steckler et al.<sup>5)</sup> and the diffusion gas flame emits considerable radiation.

In both experiments and calculations, the mass flow rates are proportional to approximately the 0.3th power of heat input rate as seen in Figs. 9 and 10.

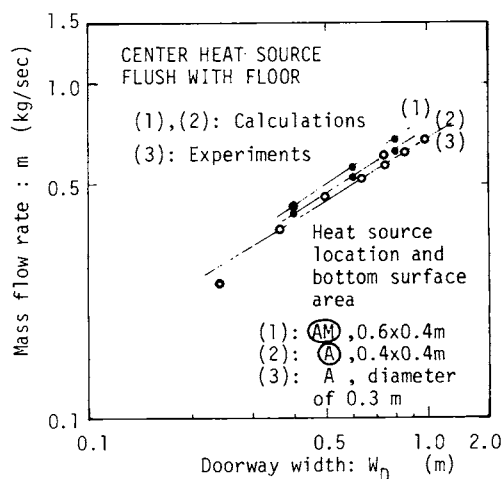
Here, line (1) in Fig. 9 shows the mass flow

rate calculated by a numerical scheme excluding the outside area of enclosure (consisting of  $16 \times 13 \times 16$  cells). Numerical results by this scheme show quite larger values than those by a scheme including the outside region of enclosure. When the free boundary is set at an opening itself, the pressure between the inside and outside of the opening is quite discontinuous. This affects the discrepancy of mass flow rate.

The difference between lines (2) and (4) is not always so large as the ratio of the heat source area between AL and A.

### 3.3 Mass Flow Rate as a Function of Doorway Width

Figures 11 and 12 represent the relationship between mass flow rate ( $m$ ) and doorway width ( $W_D$ ) for a heat source located both centrally and at the back corner of an enclosure. The discrepancy between experiments and calculations is about 5 to 10%. In both experiments and calculations, the relationships shown in Figs. 11 and 12 are expressed approximately as  $m \propto W_D^{2/3}$ . In Figs. 11



**Fig. 11** Relationship between mass flow rate and doorway width for the central flush heat source. (By scheme "A").

Experiments:  $Q_0 = 62.9$  kW,  $H_D = 1.83$  m

Calculations:  $Q_0 = 60.0$  kW,  $H_D = 1.8$  m

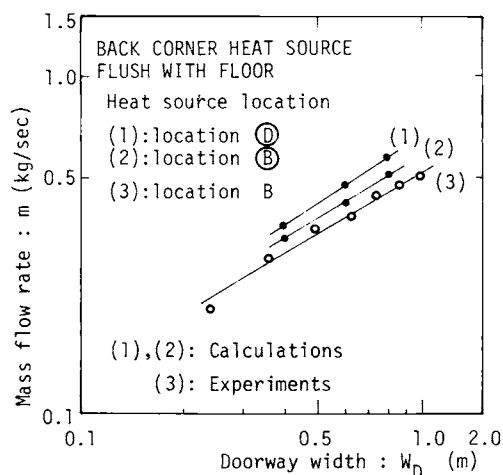


Fig. 12 Relationship between mass flow rate and doorway width for the back corner heat source flush with floor. (By "scheme A").

Experiments:  $Q_0 = 62.9$  kW, burner diameter = 0.3 m,  $H_D = 1.83$  m

Calculations:  $Q_0 = 60.0$  kW, bottom heat source area =  $0.4 \times 0.4$  m,  $H_D = 1.8$  m

and 12, the heat input was different between experiments and calculations (62.9 kW and 60 kW). However, the mass flow rate depends on the 0.3th power of the heat input (see above). Thus, the ratio of  $62.9^{0.3}$  to  $60.0^{0.3}$  is about 1.005. So, the difference of heat input is barely affected — only 0.5%. Neither is the difference of doorway geometry serious (see the results of schemes "A" and "B").

In the present calculations, the effect of doorway width upon mass flow rate was investigated in a range less than half of the full doorway width. The author is investigating it in its full range.

#### 4. Conclusions

In the present study, a comparison between experimental results by Steckler et al. and numerical results by a three-dimensional field model was made and the following was found:

- (1) The discrepancy between experimental data and numerical results was approximately 5 to 10% in spite of the differences among door-

way geometry, enclosure geometry and heat source dimensions as well as the difference of heat input, as shown in Table 1.

- (2) Mass flow rates depend on the 0.3th power of heat input rate in both experiments and calculations.
- (3) Mass flow rates are a function of the 2/3rd power of doorway width in both experiments and calculations.
- (4) Mass flow rates depend upon the horizontal distance between the heat source center and the vertical center line of doorway and expressed as  $m \propto X^{-0.1}$ . The flow is greatly affected by door jet when a heat source is positioned closely to doorway.
- (5) Heat source dimensions significantly affect the mass flow rate. For a gas burner with 0.3 m diameter, heat source dimensions of  $0.4 \times 0.4$  m or  $0.2 \times 0.2$  m are reasonable in calculations.
- (6) The gap between wall and heat source located in a corner of an enclosure has a significant effect upon the mass flow rate. The gap between wall and square heat source (employed in the present calculation) was considerably different from the gap between a circular gas burner and wall. This is only due to the basic cell geometry.

#### 5. Acknowledgments

The author is grateful to Mr. G.E. Papach for his kind English editorial service.

#### References

- 1) Satoh, K., Yang, K.T. and Lloyd, J.R.: "Ventilation and Smoke Layer Thickness through a Doorway of a Cubic Enclosure with a Central Volumetric Heat Source", *Chemical and Physical Processes in Combustion*, Eastern Section of Combustion Institute, Princeton,

Paper No. 25 (1980)

- 2) Satoh, K.: "*Experimental and Finite-Difference Study of Dynamic Fire Behavior in a Cubic Enclosure with a Doorway*", *Report of Fire Research Institute of Japan*, No. 55, 17 (1983)
- 3) Satoh, K.: "*Three-dimensional Numerical Study of Fire-induced Ventilation in Enclosures*", *ibid.*, No. 58, 45 (1985)
- 4) Wakamatsu, T. and Tanaka, T.: "*Recent Progress in Fire Growth Modeling in Japan*", *7th Joint Panel Meeting of the UJNR Panel on Fire Research and Safety*, NBSIR 85-3118, p. 112 (1985)
- 5) Steckler, K.D., Quintiere, J.G. and Rinkinen, W.J.: "*Flow Induced by Fire in a Compartment*", *Nineteenth Symposium (International) on Combustion*, The Combustion Institute, p. 913 (1982)
- 6) Satoh, K., Lloyd, J.R., Yang, K.T. and Kanuary, A.M.: "*A Numerical Finite-Difference Study of the Oscillatory Behavior of Vertically Vented Compartments*", *Numerical Properties and Methodologies in Heat Transfer* (edited by T.M. Shih), Hemisphere Publishing Corporation, p. 517 (1983)
- 7) Cox, G. and Chitty, R.: "*A Study of the Deterministic Properties of Unbounded Fire Plume*", *Combustion and Flame*, Vol. 39, 191 (1980)
- 8) Ku, A.C., Doria, M.L. and Lloyd, J.R.: "*Numerical Modeling of Unsteady Buoyant Flows Generated by Fire in a Corridor*", *Sixteenth Symposium (International) on Combustion*, The Combustion Institute, p. 1373 (1977)
- 9) Patankar, S.W.: "*Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*", McGraw-Hill Book Company (1980)
- 10) Liu, V.K. and Yang, K.T.: "*UNSAFE-II. A computer Code for Buoyant Turbulent Flow in an Enclosure with Thermal Radiation*", *Technical Report of the Department of Aerospace and Mechanical Engineering of University of Notre Dame*, TR-79002-78-3 (1978)
- 11) Markatos, N.C. and Cox, G.: "*Hydrodynamics and Heat Transfer in Enclosures Containing a Fire Source*", *Physicochemical Hydrodynamics*, Vol. 5, No. 1, 53 (1984)
- 12) Quintiere, J.G., Rinkinen, W.J. and Jones, W.W.: "*The Effect of Room Openings on Fire Plume Entrainment*", *Combustion Science and Technology*, Vol. 26, 193 (1981)

# 単開口室内の火災気流に関する三次元フィールドモデル による解析

## —NBS火災実験結果との比較—

(概 要)

佐藤 晃由

(昭和60年5月31日受理)

NBS火災実験との比較を目的とした筆者の前回の報告においては、3次元数値計算結果は同実験とはかなりの差のあることが示された。この原因としては、特に、発熱源の大きさの影響によるところが大きい。本数値計算では熱源の大きさを同実験でのガスバーナーの直径に近づけたところ、上記の差は5～10%程度に減少した。更に、本数値計算において以下のことが得られた。

- (1) 0.3mの直径のガスバーナーに対して $0.4 \times 0.4$ m  
又は $0.2 \text{m} \times 0.2 \text{m}$ の発熱源に対する数値計算結果は、

ほぼ実験値に対応する結果を与える。

- (2) 流入空気量は実験値、計算値とも発熱量の約0.3  
乗に比例し、開口幅約%乗に比例して増加する。  
(3) 熱源が開口部の近くにある時は、ドアジェットが  
より強く働くことが実験において示されているが、  
本数値計算においてもほぼ同様の結果が得られた。  
更に、実験値、計算値とも流入空気量は開口部の中  
心と熱源との水平距離の約0.1乗に比例して減少す  
る。

## Three-dimensional Numerical Study of Buoyant Convective Flow in a Tunnel-shaped Enclosure

Kohyu Satoh

(Received May 31, 1985)

The present study focuses on the mutual interaction between buoyant upward flow and horizontal fire-induced air flow in a tunnel-shaped enclosure. In relation to the author's experiments, numerical calculation was conducted using field model analysis based on partial differential equations. Numerical values calculated here were considerably larger than experimental ones. One reason is due to the different wall boundary and heat source conditions between both schemes. Another reason is because the outside region of the tunnel was excluded in the present numerical domain. But some relationships of mass flow rates to geometrical factors of the testing scheme were similar. Thus, the present calculations could give qualitatively reasonable relationships. By including the outside region of the enclosure and by taking conditions of wall boundary and heat source into account, quantitative relationships should be given.

### 1. Introduction

In relation to the experiments, by Parker<sup>1)</sup>, of ASTM (American Society for Testing and Materials) E-84 Tunnel Test, Huang et al.<sup>2)</sup> studied a fire environment numerically, in particular, mutual interaction between buoyant upward flow from a gas burner and horizontal forced air flow from a tunnel inlet. As shown in Fig. 1, a gas burner used in the Tunnel Test had relatively small nozzles in relation to the tunnel width. But the numerical results by Huang et al. (who employed a "two-dimensional" scheme) had some discrepancy on the flow from experiments. This suggests the necessity of "three-dimensional" analysis for the mutual interaction between buoyant upward flow and horizontal air flow when the heat source is not a line-type. In a three-dimensional scheme, widths in a direction perpendicular to the two-dimensional plane, consist-

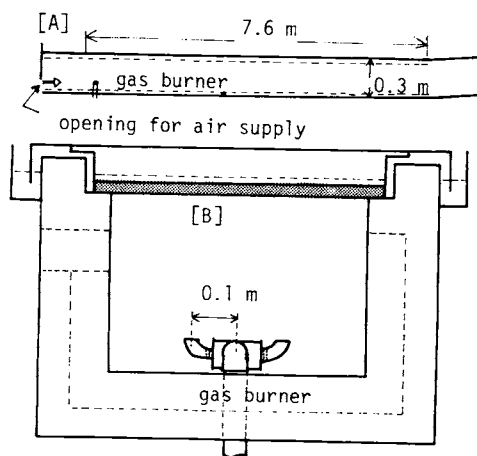


Fig. 1 ASTM E-84 Tunnel Test Apparatus.  
[A]: side view, [B]: cross sectional view

ing of tunnel length and height, can be taken into account.

But the present study does not focus on the Tunnel Test mentioned above, because the Tunnel Test did not always provide sufficient information



of concern to the author. Instead of the forced air flow in the Tunnel Test, natural ventilation induced by a buoyant upward flow is dealt with here. Induced horizontal air flow also affects upward flow. Steckler et al.<sup>8)</sup> and Wakamatsu et al.<sup>9)</sup> pointed up the importance of mass flow rate in an enclosure fire for reasonable fire modeling.

The author<sup>3)</sup> experimentally investigated the flow in a tunnel-shaped enclosure shown in Fig. 2. Dimensions of the enclosure were  $0.8 \times 0.8 \times 3.6$  m (length). Both ends were partly closed and had the same opening dimensions; same width ( $W$ ) and same height ( $H$ ). But the openings were positioned differently (as seen in Fig. 2); that is, one end was like a doorway and, the other, like a window.

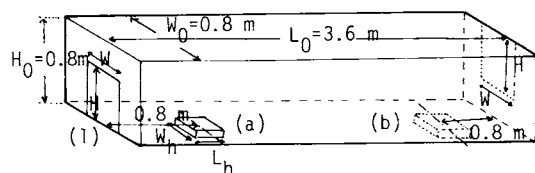


Fig. 2 Schematic illustration of tunnel-shaped enclosure used in the experiments.

(a) and (b): heat source location  
Heater: natural gas burner

Here, some physical parameters such as vent geometry, heat source width, heat input and heat source location affecting mass flow rate were investigated. Additionally, the relationship between the angle of tilted enclosure and mass flow rate was also studied, because air flow greatly increases with angle of tilt. Thus, materials in a tilted tunnel should be more highly combustible due to the horizontal jet.

## 2. Numerical Method

### 2.1 Governing Equations and Computer Code

Present numerical calculations are based on partial differential equations and additional equations as follows:

[Continuity equation]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \text{..... (1)}$$

[Momentum equation]

(x direction)

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho uw)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \quad \text{..... (2)} \end{aligned}$$

(y direction-gravitational direction)

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho vu)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho vw)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial y} - \rho g + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \quad \text{..... (3)} \end{aligned}$$

(z direction)

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho wu)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho wv)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w^2)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad \text{..... (4)} \end{aligned}$$

[Energy equation]

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho hu)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho hv)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho hw)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} + \gamma_e \quad \text{..... (5)} \end{aligned}$$

[Equation of state]

$$p = \rho R T \quad \text{..... (6)}$$

[Enthalpy equation]

$$h = C_p T \quad \text{..... (7)}$$

also

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x}, \quad q_y = -k \frac{\partial T}{\partial y}, \quad \dots \quad (8)$$

$$q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z}$$

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \dots \quad (9)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)$$

$$\tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y},$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)$$

$$\tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z},$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)$$

where  $(x, y, z)$  are the coordinates (see Fig. 3),  $(u, v, w)$  the components of velocity,  $t$  the time,  $T$  the temperature of air,  $\rho$  the density of air,  $p$  the pressure,  $\tau$  the stress (tensor),  $\mu$  the viscosity of air,  $h$  the enthalpy,  $q$  the heat flux,  $\gamma$  the heat generation,  $k$  the conductivity,  $g$  the gravitational acceleration,  $C_p$  the specific heat and  $R$  the universal gas constant.

As for boundary conditions, all walls are considered adiabatic and radiation in the enclosure is neglected. However, the walls were made of wood board with a thickness of 13 mm in experiments. And the heat loss through walls was considerable. The temperature and velocity gradients were taken as normal zero at the free boundaries — that is, at both ends of tunnel-shaped enclosure. The pressures at the outside of the free boundaries were prescribed. This condition overestimates the pressure difference and too

the mass flow rate. These effects are discussed below.

A computer code was made by modifying a fire simulation computer code UNDSAFE<sup>4)</sup> into a three-dimensional (3-D) scheme since the original code was based on a two-dimensional (2-D) scheme. An algebraic turbulence model<sup>5)</sup> was also extended into 3-D.

## 2.2 Cell Scheme in the Numerical Domain

In the present numerical scheme, the tunnel is divided into uniform  $10 \times 10 \times 20$  cells including wall boundaries [scheme A]. Each cell is rectangular, that is,  $\Delta x = \Delta y = \Delta z/2$  where  $\Delta x$ ,  $\Delta y$  and  $\Delta z$  are lengths of a unit cell in directions of  $x$ ,  $y$  and  $z$  (shown in Fig. 3-a). When the cell is cubic, i.e.,  $\Delta x = \Delta y = \Delta z$ , and the number of cells is taken as  $10 \times 10 \times 38$  [scheme B], the flow pattern in the enclosure is very similar to that of scheme [A], as seen in Fig. 3-b. Here, scheme [A] is employed in order to save computing time, although scheme [A] gives fewer values than scheme [B]. And too, the present numerical scheme excludes the outside region of the enclosure from the numerical domain, due also to saving calculation time. When the outside region was excluded, (vis a vis included), larger mass flow

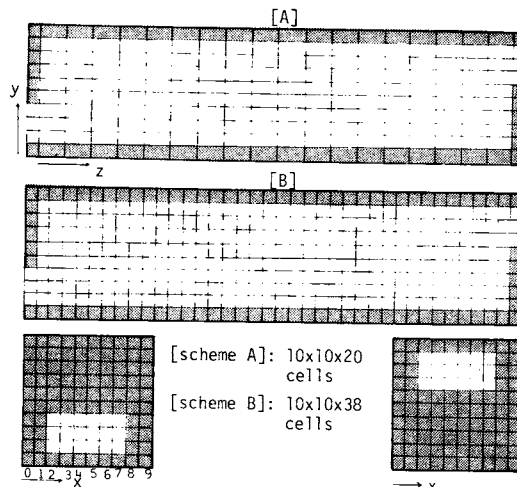


Fig. 3-a Cell system in the numerical domain.

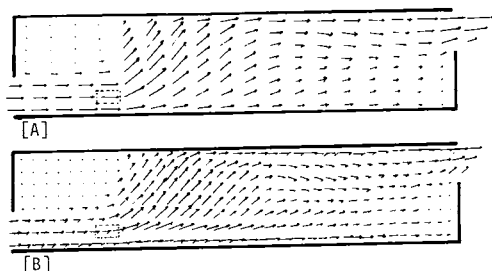


Fig. 3-b Velocity vector distributions in the 4th vertical plane.  $Q_0 = 10$  kW in  $0.2 \times 0.2 \times 0.1$  m heat source.  
 [A]: scheme A of  $10 \times 10 \times 20$  cells  
 [B]: scheme B of  $10 \times 10 \times 38$  cells

rates were calculated. This was due to discontinuous prescribed pressures at the free boundary. One example is represented in Fig. 4. Figure 4 shows the mass flow rates in an enclosure with one opening (details are found in Reference 6) as a function of heat input. The numerical scheme excluding the outside region gives considerably large values. However, the dependence of the mass flow rate upon the heat input is the same in both schemes (including and excluding the outside region).

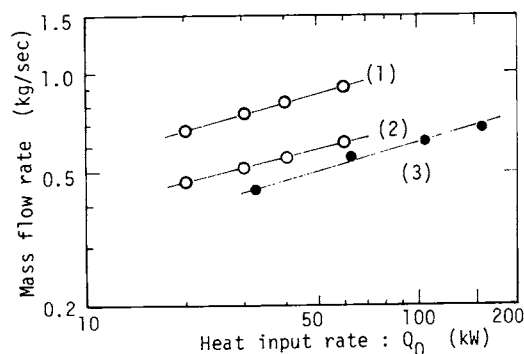


Fig. 4 Relationship between mass flow rate and heat input rate in an enclosure with one opening.  
 (1): Calculation by a numerical model excluding the outside region of an enclosure.  
 (2): Calculation by a numerical model including the outside region of an enclosure.  
 (3): Experiment by Steckler et al.<sup>8)</sup>  
 Details are shown in Reference 6.

## 2.3 Heat Source Dimensions

Dimensions of the heat source in the present calculations are taken as  $2\Delta x \times \Delta z \times \Delta y$  ( $0.2 \times 0.2 \times 0.1$  m),  $4\Delta x \times \Delta z \times \Delta y$  ( $0.4 \times 0.2 \times 0.1$  m) or  $6\Delta x \times \Delta z \times \Delta y$  ( $0.6 \times 0.2 \times 0.1$  m) in calculation, while in experiments the gas burner was  $0.18 \times 0.18$  m or  $0.36$  (x direction)  $\times 0.18$  (z direction). And the height of blue natural gas flame was  $0.02$  to  $0.08$  m. Heat input in the present calculation is in the range of  $5$  to  $15$  kW, while  $7$  to  $27$  kW in experiments. Table 1 shows the summary of the heat source dimensions.

Table 1 Summary of the heat source dimensions

| Experiment                                    | Calculation                              |
|-----------------------------------------------|------------------------------------------|
| $0.18 \times 0.18 \times H_f$ (m)<br>[E-1]    | $0.2 \times 0.2 \times 0.1$ (m)<br>[C-1] |
| $0.36 \times 0.18 \times H_f$ (m)<br>[E-2]    | $0.4 \times 0.2 \times 0.1$ (m)<br>[C-2] |
| $H_f$ : flame height<br>( $0.02$ to $0.08$ m) | $0.6 \times 0.2 \times 0.1$ (m)<br>[C-3] |

## 3. Results and Discussion

### 3.1 Mass Flow Rate and Opening Geometry

Figure 5 shows the relationship between mass flow rate and opening width. As seen in the Figure, slope of lines (1), (2) and (3) by experiment, (the power of mass flow rate to opening width) depends upon opening height. But lines (4) and (5) by calculation indicate almost the same slope as the experimental one — the line (3), that is, approximately  $m \propto W^{0.7}$ .

Figure 6 shows the relationship between the mass flow rate and the opening height at a constant opening width of  $0.8$  m. In this case, the dependence of the mass flow rate upon the opening height is not similar (experiments vs. calculations). But, a broken point in the line does occur at the same height — at the midpoint of the tunnel height ( $H_0$ ). This broken relationship occurs due to the following reason: When the

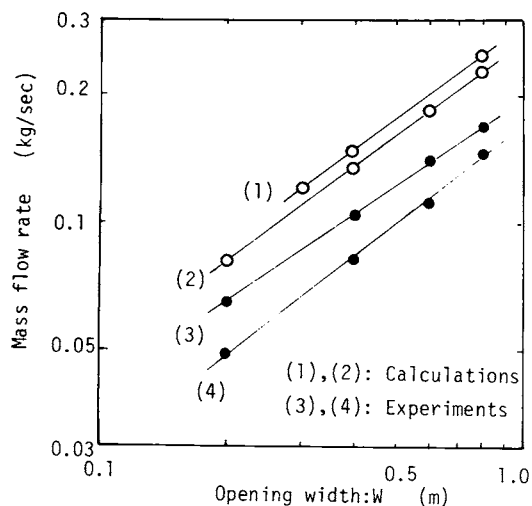


Fig. 5 Relationship between mass flow rate and opening width.

- (1):  $Q_o = 13$  kW,  $H = 0.3$  m
- (2):  $Q_o = 10$  kW,  $H = 0.3$  m
- (3):  $Q_o = 13$  kW,  $H = 0.4$  m
- (4):  $Q_o = 13$  kW,  $H = 0.3$  m

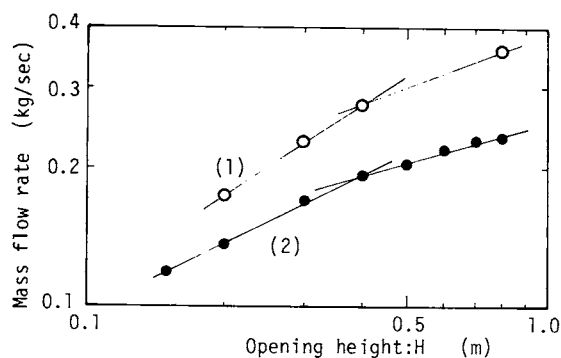


Fig. 6 Relationship between mass flow rate and opening height.

Opening width = 0.8 m.

Heat source location: (a)

- (1): Calculation,  $Q_o = 10$  kW, heat source dimension [C-1]
- (2): Experiment,  $Q_o = 13$  kW, heat source dimension [E-1]

opening height ( $H$ ) at the both ends is low, cool air enters the tunnel only through the doorway-type opening and hot air goes out only through the window-type opening. This is truly effective venting. On the contrary, when the opening height ( $H$ )

exceeds the midpoint of the tunnel height, the outflowing hot air and inflowing cool air coexist and mingle at both end openings. (see Fig. 7). This is truly inefficient venting. The phenomenon is quite similar in both calculations and experiments. When inflow and outflow coexist at an opening, the mass flow rate is proportional to approximately the 0.35th power of the opening height. In the case of one-way flow at an opening, the power is around the 0.45 (experimentally) to 0.65th (numerically).

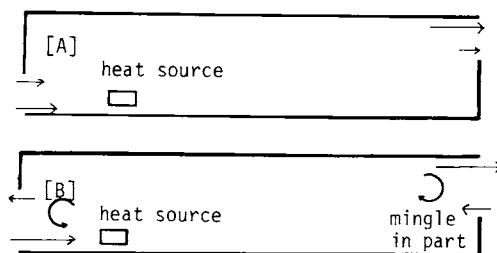


Fig. 7 One-way flow and counter flow.

[A]:  $H < H_o/2$ , [B]:  $H > H_o/2$

### 3.2 Mass Flow Rate vs. Heat Input and Heat Source Location

Figure 8 shows the relationship between the mass flow rate and heat input with variation of

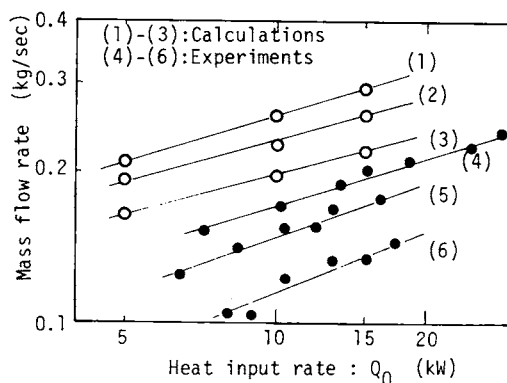


Fig. 8 Relationship between mass flow rate and heat input rate.

(1), (2), (4) and (5): heat source location (a)

(3) and (6): heat source location (b)

Heat source dimension (1): [C-2], (2): [C-1], (3): [C-1], (4): [E-2], (5): [E-1] and (6) [E-1]

heat source location. The dependence of the mass flow rate upon the heat input is approximately the 0.3th power. Comparing line (5) with line (6) and line (2) with line (3), both experiments and numerical calculations show that the mass flow rate increases greatly when the heat source is positioned closely to a doorway. Here, the author shows another numerical example of this "door jet effect" in a two dimensional enclosure with vertical ventilation. Especially when the heat source is comparatively small, the door jet of induced air varies greatly with the location of heat source as shown in Fig. 9. The largest jet occurs at near the inlet of cool air.

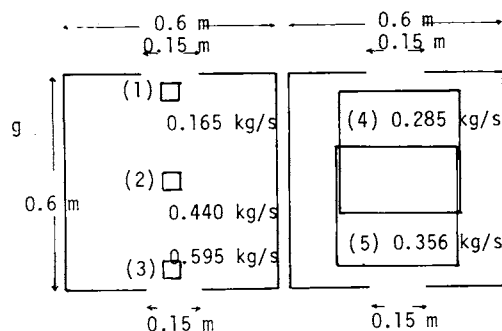


Fig. 9 Two-dimensional vertical ventilation as a function of heat source location with variation of heat source dimensions. Heat input rate  $Q_o = 6$  kW.

### 3.3 Mass Flow Rate and Heat Source Width

Figure 10 shows the relationship between the mass flow rate and the heat source width. The mass flow rate ( $m$ ) is dependent upon approximately the 0.2th power of the heat source width ( $W_h$ ) in both experiments and calculations. Figure 11 shows the distributions of wind velocity. Figure 11-A is for  $W_h = 0.2$  m and, Fig. 11-B, for 0.4 m. The buoyant upward flow inclines more with an increase of heat source width. And wind velocities also increase with an increase in heat source width. As mentioned earlier, the two-dimensional scheme has a line-type heat source. Thus, the buoyant upward flow in a two-dimen-

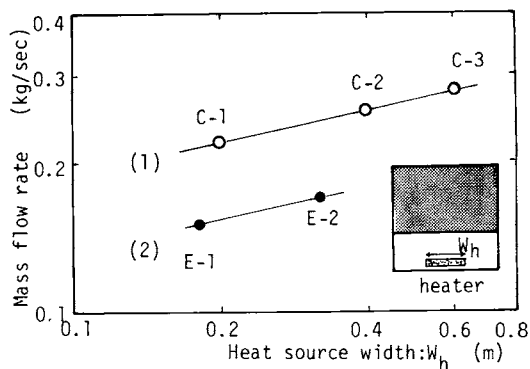


Fig. 10 Relationship between mass flow rate and heat source width.  $H = 0.3$  m,  $W = 0.8$  m

(1): Calculation,  $Q_o = 10$  kW

(2): Experiment,  $Q_o = 10$  kW

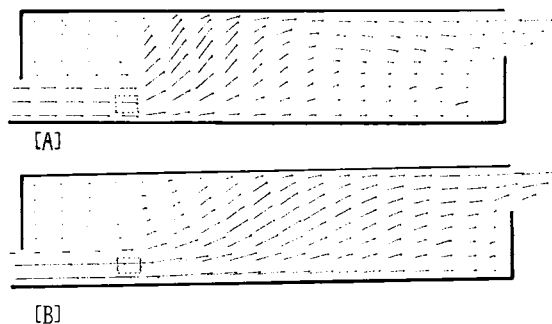


Fig. 11 Velocity vectors in the 4th vertical plane.  $Q_o = 10$  kW. [A]:  $W_h = 0.2$  m, [B]:  $W_h = 0.4$  m

sional scheme inclines more than in a three-dimensional one, only when the heat source width ( $W_h$ ) is smaller than the full tunnel width ( $W_o$ ).

### 3.4 Mass Flow Rate and Angle of Tilted Tunnel

The experimental study by the author<sup>3)</sup> shows that the mass flow rate increases almost linearly with the angle ( $\theta$ ) of the inclined tunnel. For example, the mass flow rate at a  $20^\circ$  angle is about double compared with that of angle  $0^\circ$ . In calculation, momentum equations (3) and (4) (from among the governing equations shown earlier) were modified:

(a). equation (3) . . . .  $-\rho g \cdot \sin \theta$  was added.

(b). equation (4) . . . .  $-\rho g$  was changed to  $-\rho g \cdot \cos \theta$ .

Numerical calculations gave reasonable relationships as shown in Fig. 12. But numerical values were greater than experimental ones. Thus, materials in a tilted tunnel should be highly combustible due to the strongly induced wind.

The physical relationships of the present calculations are qualitatively similar to the experiments. Both numerical calculations and experiments could predict the door jet effect. By including the outside region of enclosure in the domain and by taking thermal boundary conditions into account, numerical calculations should certainly give quantitative relationships.

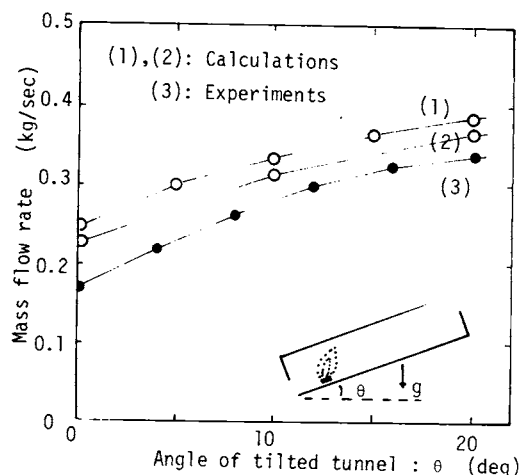


Fig. 12 Relationship between mass flow rate and angle of tilted tunnel.

(1):  $Q_o = 13$  kW, heat source dimension [C-1]

(2):  $Q_o = 10$  kW, heat source dimension [C-1]

(3):  $Q_o = 13$  kW, heat source dimension [E-1]

Heat source location: (a)

#### 4. Conclusions

In this study, numerical calculations by the scheme excluding the outside region of the enclosure gave considerably large values versus the experiments. But, relationships between mass flow rates and certain physical parameters (such as opening and heat source geometry or heat input and location) are quite similar in both ex-

periments and calculations. By taking the outside domain and boundary conditions into account, the calculations must give quantitative relationships.

- (1) The mass flow rate depends upon approximately the 0.3th power of the heat input, and the 0.7th power of the opening width.
- (2) There exists a broken point in the graphed relationship between the mass flow rate and opening height. At larger opening heights, inflow and outflow coexist. In contrast, either one-way inflow or single (one-way) outflow exist at each opening with smaller heights. Venting efficiency becomes worse when the inflow and outflow coexist and mingle in part. The dependence of the mass flow rate upon the height changes from about the 0.55th power to 0.35th power at the midpoint of enclosure height.
- (3) When the heat source width increases, the buoyant upward flow inclines and the wind velocity increases. The mass flow rate depends upon the 0.2th power of the heat source width.
- (4) When the heat source is positioned closely to a doorway-type opening, the door jet increases greatly.
- (5) When the tunnel is tilted, the mass flow rate greatly increases in proportion to the approximate angle of the tilted tunnel.

#### 5. Acknowledgment

The author would like to thank Mr. Gary E. Papach for his kind English editorial service and Mr. Yohei Kumano, the former Director of Fire Research Institute of Japan, for his helpful advice to this study.

#### References

- 1) Parker, W.J.: "An Investigation of the Fire Environment in the ASTM E-84 Tunnel Test",

- NBS Technical Note 945* (August, 1977)
- 2) Huang, C.J. (with Kanury, A.M.): "A Numerical Study of Buoyant Flow in a Two-dimensional Crosswind", *M.S. Thesis at the Department of Aerospace and Mechanical Engineering of University of Notre Dame* (1980)
  - 3) Satoh, K.: "An Approach to Modeling of Aircraft Cabin Fire – The Ventilation Effect of Location and Geometry of the Heat Source and Opening in an Aircraft Passenger Cabin–", *Report of Fire Research Institute of Japan*, No. 53, 48 (1982)
  - 4) Liu, V.K. and Yang, K.T.: "UNSAFE-II. A Computer Code for Buoyant Turbulent Flow in an Enclosure with Thermal Radiation", *Technical Report of the Department of Aerospace and Mechanical Engineering of University of Notre Dame*, TR-79002-78-3 (1978)
  - 5) Nee, V.W. and Liu, V.K.: "An Algebraic Turbulence Model for Buoyant Recirculation Flow", *ibid.*, TR-79002-78-3 (1978)
  - 6) Satoh, K.: "Three-dimensional Numerical Study of Fire-Induced Ventilations in Enclosures", *Report of Fire Research Institute of Japan*, No. 59, 45 (1985)
  - 7) Schlichting, H.: "Boundary Layer Theory", McGraw-Hill Book Company (1978)
  - 8) Steckler, K.D., Quintiere, J.G. and Rinkinen, W.J.: "Flow Induced by Fire in a Compartment", *Nineteenth Symposium (International) on Combustion*, The Combustion Institute, p. 913 (1982)
  - 9) Wakamatsu, T. and Tanaka, T.: "Recent Progress in Fire Growth Modeling in Japan", *7th Joint Panel Meeting of the UJNR Panel on Fire Research and Safety*, NBSIR 85-3118, p. 112 (1985)

## トンネル型区画室内の火災気流に関する三次元数値計算

(概 要)

佐藤 晃由

(昭和60年 5 月31日受理)

本研究では、トンネル型区画室内でのガスの炎の上昇流と水平方向空気流との相互作用を調べることを目的として、3次元数値計算を行い、実験値との比較を行った。計算値は実験値を上回る結果を示したが、これは周壁の熱的条件の差によるほか、数値計算の領域を区画室内に限定したため、開口部内外での圧力差が過剰に影響したことによると考えられる。しかし、本数値計算において、開口部における空気流量に対する開口の大きさ、発熱量、熱源の大きさの影響は定性的に実験結果と一致していた。これらをまとめると、

- (1) 開口部での空気流量は発熱量の約0.3乗、開口幅の0.7乗、トンネル型区画室の傾き角度にほぼ比例した。
- (2) 空気流量と開口部の高さの関係においては、不連続な折れ曲り点がみられるが、これは一方向流だけの状態から対向流への変化による空気流の流れやすさの変化により生ずるものである。
- (3) 発熱量一定で、熱源の幅を大きくすると、流入風速が増加し、熱源上昇流はより強く吹き倒される。空気流量は熱源の幅の約0.2乗に比例して増加する。
- (4) 熱源が流入空気量の近くにある時は、ドアーゼットがより強く働く。



# 時間の概念を組み込んだ確率型延焼モデルについて —防火木造建物の場合—

稲垣 実

(昭和60年 5 月31日受理)

## 概 要

防火木造建物で構成された街区の延焼をシミュレートする時間の概念を組み込んだ確率型延焼モデルを木造建物の場合と同様な考え方に基づいて開発した。防火木造建物の火災からの放射を受ける隣接した防火木造の壁の温度変化を放射～時間曲線より求め、木質部の着火温度を260℃とした場合の延焼限界距離、延焼に要する時間、延焼確率と時間の関係を求めた。これらを用いて延焼シミュレーションを試み、街区が木造建物か又は防火木造建物のみで構成されているとした場合の延焼棟数を比較した。

## 1. はじめに

従来主として用いられてきた延焼モデルは決定論的な方法によるもので、一定の条件を満たせば必ず延焼し満たさぬ場合は延焼せず、 $i$ 分後に $j$ メートル延焼するとあらかじめ決められているタイプ<sup>1)</sup>であり、シミュレーションを繰り返してもその結果は変わらない。一方確率型の延焼モデル<sup>2)</sup>は着火や延焼という現象を確率としてとらえシミュレーションを行うタイプで着火延焼の試行を行うと得られる結果は毎回異なっており、多数回の試行を行いその統計的な結論を得るものである。

確率型延焼モデルでは火源となる建物と対面する建物の壁面の温度が着火温度以上になる場合にその建物間の距離の関数として延焼確率を定めており<sup>3)</sup>、この延焼確率と乱数の大小を比べ燃焼建物と被延焼建物間の延焼、非延焼を判定する操作をシミュレーションの対象となる街区内で焼き止まるか街区を焼き尽くすまで該当するすべての建物について繰り返す。以上の一回の延焼に相当する過程を数十回から数千回繰り返す。

この延焼モデルではモデル内で用いる乱数の組合せが全く同じになる場合を除けば、他のすべての条件が同じでも試行した結果得られる延焼建物数は試行ごとに異なり、焼止り線も毎回異なった場所にできる。モデルを多数回の試行を行った結果を集計することより

延焼建物数の頻度分布が得られ、火災が発生した場合最も起こりやすい延焼建物数及び延焼建物数の分散が得られる。また各建物についての試行の度に炎上した回数を調べ街区図上で炎上回数の等しい建物を結ぶことにより延焼する危険度のパターンが得られる。

確率型の延焼モデルについての以上の事項は確率に時間の概念が含まれていない場合には延焼が停止した時点でのシミュレーション結果が議論の対象となる。

確率に時間の概念を導入したモデルの場合は時間との対応がついたシミュレーションをしていることになるので時々刻々の延焼の状態が分かり延焼中のある時点での延焼建物数とその分散、延焼速度、延焼パターン等が得られる。

## 2. 延焼確率と延焼に要する時間の関係

木造建物の延焼確率と延焼に要する時間の関係<sup>4)</sup>を求めた場合と同様の考え方で防火木造建物の延焼確率と時間の関係を求めることにする。まず燃焼している建物からの放射の時間変化と放射発散度を定め、その火炎の面積と隣接した建物の位置により形態係数を求める。次に燃焼している建物からの放射を受ける防火木造建物の壁の木質部の温度変化を調べ、その温度の最高値がちょうど着火温度に達する場合の建物間の距離を延焼限界距離とし、その場合の時刻を延焼確率が零になる点の時刻とする。ただし、このモデルでは燃

焼している建物からの放射が隣接した建物の窓ガラスを透過して内部の可燃物を着火させるという現象は起こらないことにする。延焼確率が1の場合は炎の面積が大きく建物の間隔が狭い場合で火炎又は熱気流の接触による延焼が支配的になることを意味する。放射の時間変化を示す曲線（以後放射－時間曲線とする。）が上昇し始める点は火炎が建物外で噴出し始める時に相当するので、延焼確率が1になる点は放射曲線の上向の勾配が最も大きくなる時点とする。

延焼確率が1と零の間は延焼確率が建物間の距離に関して単調に減少することは予想できる。延焼確率と延焼に要する時間の関係も上記の確立が1と零の間は時間に関して単調減少としてよいことは壁の温度変化<sup>4)</sup>を見れば明らかである。ここではモデルを簡単にするため延焼確率が1と零の点を結ぶ直線でその間の延焼確率と時間の関係を表わすことにする。

### 3. 防火木造建物の放射－時間曲線

防火木造建物の実火災実験は木造建物に比べると例が少なく、木造建物の場合における火災時の放射の時間的変化を表わす標準的な例<sup>5)</sup>(Fig. 1)に相当するものは現時点ではない。

火災の時間的推移を表わす方法として S.E.Magnusson<sup>6)</sup>等はベンチレーションコントロールの場合の火災室の温度の時間的変化を火災荷重と  $A\sqrt{H}/A_t$  をパラメ

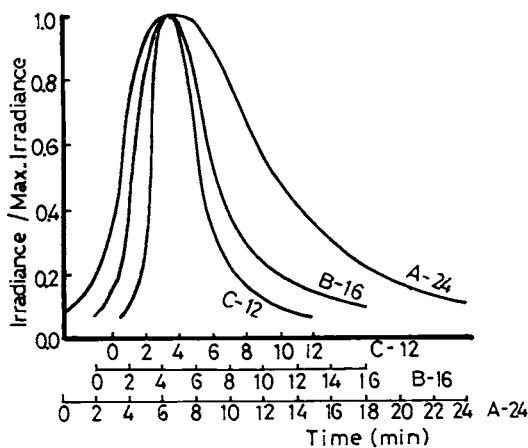


Fig. 1 Standard irradiance vs. time curves of wooden building fire. (After K. Fujita)  
A-24: Floor area over 150 m<sup>2</sup>  
B-16: Floor area 40 m<sup>2</sup> through 150 m<sup>2</sup>  
C-12: Floor area below 40 m<sup>2</sup>

ータとして表わしている。ただし  $A$  は開口部の面積,  $H$  は開口部の高さ,  $A_t$  は火災室内面の総面積である。火災室のガスの平均的温度が最も高くなる時期は概ね発生熱量が最大になる時期にあたり、放射の最も盛んな時に一致するとみてよい<sup>7,8)</sup>。窓枠にアルミ等のサッシを用いた防火造の建物は古い木造建物に比べ気密性が良いので火災の中盤までは S.E.Magnusson 等の方法で火災の特性を表わせる可能性があると考え、岸谷等<sup>7)</sup>による実火災実験のデータをあてはめてみた。開口部の面積  $A$  は 17.2 m<sup>2</sup>,  $H$  は 1.7 m,  $A_t$  は 217 m<sup>2</sup> であるので  $A\sqrt{H}/A_t = 0.088$  となり、火災荷重は 1 kg 当たりの発熱量を 4300 kcal<sup>6)</sup> として 102 Mcal/m<sup>2</sup> となる。この場合 S.E.Magnusson 等の方法によると火災室のガスの温度は点火 40 分後に最高温度に達する筈であるが岸谷等の実験では約 14 分後の最高温度に達しており相違が大きくこの方法では防火木造建物の火災の特性を表わすことはできない。

Fig. 2 は消防研究所構内<sup>9)</sup>及び岸谷等<sup>7)</sup>による防火木造建物の火災実験における放射の時間変化を示す図である。ただし縦軸は arbitrary scale である。

Fig. 3 の中の実線は Fig. 1 に示した藤田<sup>5)</sup>による木造建物の放射標準曲線の最大値をとる時間と建物の床面積の関係をプロットしたものである。破線は上記の最大値をとる時間を 3 倍にした場合で消防研究所構内及び岸谷等<sup>7)</sup>による実験における放射が最大となる時間をプロットした 2 つの点が大概この線にのっている。そこで、ここでは防火木造建物の放射の時間的変化を表

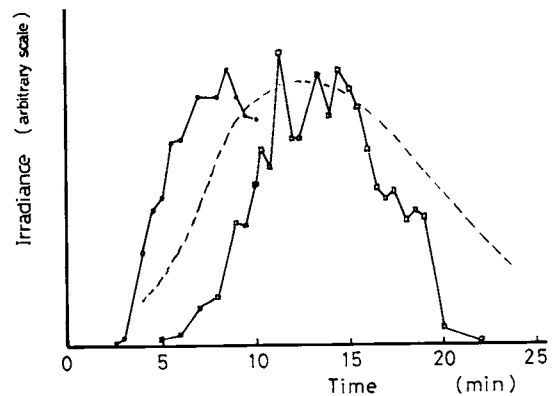


Fig. 2 Irradiance vs. time curves of mortar-plastered wooden buildings.  
—□— : From ref. 7)  
—○— : From ref. 9)  
----- : Floor area 88 m<sup>2</sup>

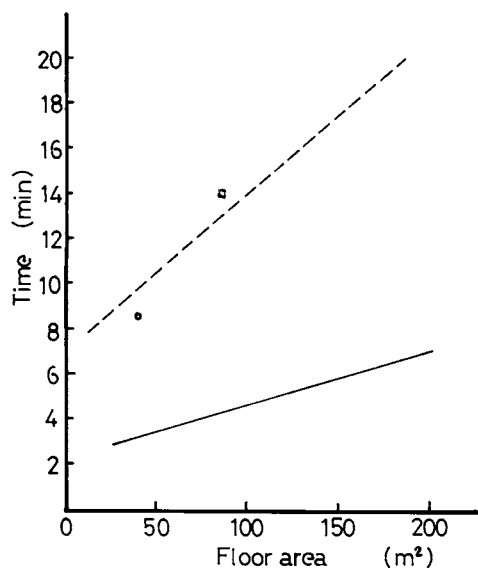


Fig. 3 Time to reach the maximum irradiance.

- : Wooden building
- - - : Mortar-plastered wooden building
- : Mortar-plastered wooden building ref. 7)
- : Mortar-plastered wooden building ref. 9)

わす曲線として藤田<sup>2)</sup>による放射-時間曲線の時間軸を3倍に伸ばしたものを扱うことにする。代表的な曲線をそれぞれA-24・3, B-16・3, C-12・3と呼ぶことにしFig. 4に示す。Fig. 2の破線は岸谷等の実験<sup>7)</sup>に相当する床面積88m<sup>2</sup>の場合の放射-時間曲線である。

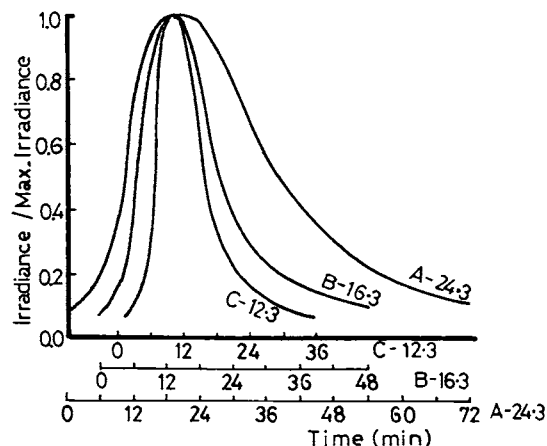


Fig. 4 Standard irradiance vs. time curves of mortar-plastered wooden building fire.

#### 4. 火炎の面積

木造建物の火災の最盛期における火炎の面積を藤田<sup>5)</sup>は多数の実験の結果から1階建の場合高さ5m×建物の幅とし、2階建の場合高さ10m×建物の幅としている。また防火木造建物の火災の場合は窓等の開口部の面積と屋根を水平方向から見た場合の断面積とを加えたものの1.5倍としている。シミュレーションを行ううえで火炎の面積は建物の幅の関数とすると都合が良い。仮に開口部の幅を建物の幅の3分の2、高さを2mとし、屋根の断面積を建物の幅×1mとするとこれらの面積を加えたものの1.5倍は建物の幅×3.5mとなる。これは木造建物の場合の藤田による火炎の面積の70%となり、2階建の場合も同様の推論をすると面積は建物の幅×5.5mで木造建物の場合の55%となるので、このモデルでは防火木造建物の火炎の面積を木造建物の場合の60%とし1階建の場合火炎の高さは3m、2階建の場合6mとする。

また、防火木造建物の火災の火炎の放射発散度は、藤田<sup>5)</sup>によれば概ね50,000kcal/m<sup>2</sup>hであるので、この値を用いることにする。

#### 5. 防火造りの壁の温度上昇

防火木造建物の外壁として、木板の壁の外側を20mmのコンクリートモルタルが覆っているもので代表させる。<sup>10)</sup>延焼はこの壁が外側から加熱されてコンクリートモルタルの内側の杉板が260℃<sup>5)</sup>になった時点で着火し延焼が始まることにする。壁の温度は、壁の厚さに比べてその面積が十分に広いとし、一次元の伝熱の方程式を適用する。

$$\frac{\partial \theta}{\partial x^2} = \frac{\rho c}{\lambda} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad \text{基礎式}$$

$$\theta = 20, (t = 0, 0 \leq x \leq \ell) \quad \text{初期条件}$$

$$-\lambda \left( \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) = h_1 (\theta_\infty - \theta) + q(t), (x=0) \quad \text{境界条件}$$

$$-\lambda \left( \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) = h_2 (\theta - \theta_\infty), (x=\ell)$$

$$\theta = 20, (x=\infty)$$

ただし、 $\theta$ は温度、 $x$ は壁面に垂直方向の軸で壁の外表面を原点とする。 $\rho$ は密度、 $c$ は比熱、 $\lambda$ は熱伝導率、 $h_1$ は壁の外表面での熱伝達率、 $h_2$ は壁の内面での熱伝達率、 $q(t)$ は境界面熱流束である。またコンクリートモルタルについて $\lambda$ は0.65kcal/mhK、 $C$ は0.24

kcal/kgK,  $\rho$ は $0.24 \times 10^4 \text{ kg/m}^3$   $h_1$ は $30 \text{ kcal/m}^2 \text{ hK}$ とし杉について $\lambda$ は $0.14 \text{ kcal/mhK}$ ,  $C$ は $0.57 \text{ kcal/kgK}$ ,  $\rho$ は $0.4 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ,  $h_2$ は $13 \text{ kcal/m}^2 \text{ hK}$ とした。

上記の式をexplicit型の階差式<sup>11)</sup>になおし無次元の時間 $\Theta = a \cdot \Delta t / (\Delta x)^2$ , (ただし $a = \lambda / c\rho$ )を0.039として計算を行った。

厚さ20mmのコンクリートモルタルで覆われた防火造の壁がFig. 4のA-24・3のタイプで最大値が $17,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ の放射を受ける場合, 外側のコンクリートモルタルと接する杉板の表面の温度の計算結果をFig. 5に示す。このモデルでは温度計算の対象となる系を熱物性値が温度によって変化しないリニアな系<sup>4)</sup>としているのでFig. 4に示した放射のタイプが同じならばその強度が異なっても壁温が最大値を示すまでの時間は変わらない。C-12・3の場合をFig. 6に示す。

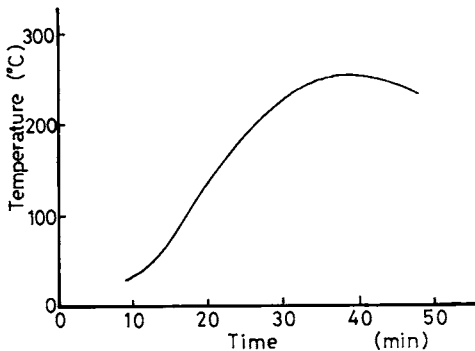


Fig. 5 Wall temperature change induced by A-24・3 type irradiance.

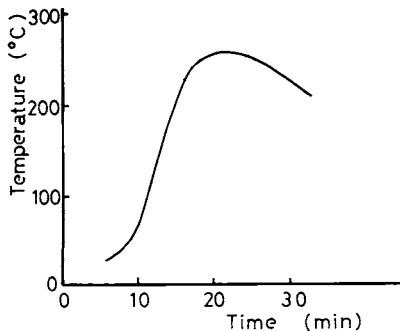


Fig. 6 Wall temperature change induced by C-12・3 type irradiance.

## 6. 延焼限界距離

上記の壁の温度変化の計算を受熱量を変化させなが

ら繰返し行うことによってコンクリートモルタルで覆われた杉板の表面が $260^\circ\text{C}$ になる場合の壁の外面の受熱量が求めることができる。この場合の放射源の面積及び放射面と受熱面の間隔の関係は火炎の放射発散度と受熱量がきまれば形態係数によって求められる。超越方程式の根を求める方法によって求めた火炎面積と延焼限界距離の関係をFig. 7に示す。

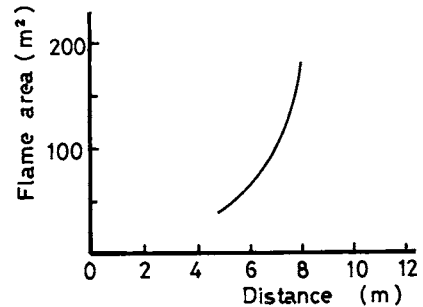


Fig. 7 Critical distance of fire spreading.

## 7. 着火延焼するまでに要する時間

Fig. 5は最高温度がちょうど $260^\circ\text{C}$ の場合であるが最高温度が $260^\circ\text{C}$ 以上になる場合と $260^\circ\text{C}$ 以下にとどまる場合を合わせて考えると $260^\circ\text{C}$ の場合は着火, 非着火の境界であり, 同じタイプの放射を受けた場合, 最も遅れて着火することになる。放射のタイプA-24・3及びC-12・3を代表する建物の床面積<sup>5)</sup>を $180 \text{ m}^2$ 及び $35 \text{ m}^2$ として壁の木質部が最高温度に達する時間を両タイプの放射の場合についてプロットしその間を直線で近似できるとするとFig. 8となる。最高温度に達するまでの時間を $TM$ , 床面積を $S$ とすると $TM = 0.1 \times S + 17.4$ となる。ただし単位は $TM$ を分,  $S$ を $\text{m}^2$ とする。

着火する確率が1又は1に近い場合というのは放射が非常に強い場合, 建物間の間隔が狭く直接熱気流に

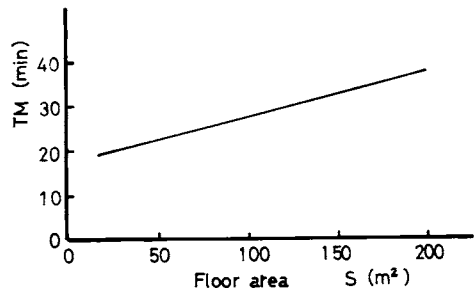


Fig. 8 Time to reach the maximum temperature.

さらされる場合でこの場合が着火に要する最短時間になり、これは火炎が被延焼建物側に噴出するまでの時間と壁の内部の伝熱に要する時間を加えたものである。着火に要する時間は Fig. 5 及び Fig. 6 を参考にして火源となる建物が A-24・3 タイプの燃焼をする建物の場合 15 分、C-12・4 タイプの場合 10 分としこれを Fig. 9 に示す。着火に要する最短時間を  $TG$  とすると  $TG = 0.028 \times S + 5.0$  となる。ただし  $TG$  の単位を分とする。

Fig. 8 は延焼確率が零から正の値に変わる境界の時間を示しており Fig. 9 は延焼確率が 1 の場合の延焼に要する時間を示しているので床面積  $180\text{m}^2$  の場合について延焼に要する時間と延焼確率の関係を第 2 章で述べた方法で求めると Fig. 10 となる。

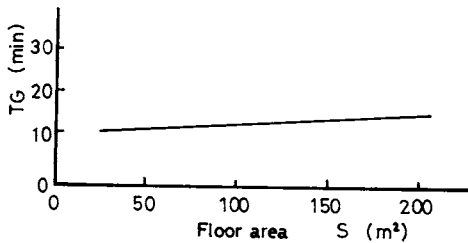


Fig. 9 Minimum Time required to spread fire.

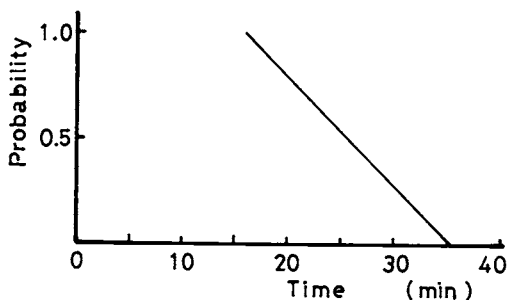


Fig. 10 Fire spread probability and time to spread.

## 8. 延焼シミュレーション

防火木造建物について前章までに得られた結果を延焼モデルに組み込んでシミュレーションを行った。モデルを適用した街区は川崎市の一部の110棟分<sup>4)</sup>である。Fig. 11 は200回の延焼計算を繰り返した場合の延焼棟数の頻度分布で、(a)は街区が木造建物のみで構成されているとした場合で(b)は街区が防火木造建物のみで構成されているとした場合である。木造建物から防火木造建物への延焼、あるいは防火木造建物から木造建物への延焼を含む混合街区の延焼計算にはそ

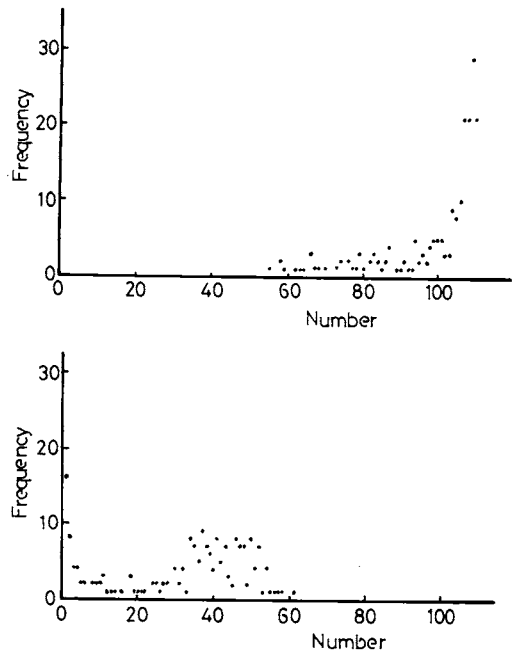


Fig. 11 Frequency distributions of burned buildings. (Number of reiteration, 200)

れぞれの場合についての延焼限界距離、延焼に要する時間、延焼確率のデータが必要になるので今回は街区が単一の構造の建物で構成されている場合にとどめた。

延焼計算を 200 回行った場合の延焼棟数の中央値は街区が木造建物のみで構成されているとした場合 106 棟であり防火木造建物のみで構成されているとした場合 37 棟となった。また、それぞれの中央値にいたるまで時間は平均 36 分及び 65 分となり、木造建物のみとした場合に防火建物の場合の中央値である 37 棟が延焼するまでに要する時間は 14 分であった。ただし、上記の計算結果は繰返し回数が 200 回の場合のもので頻度分布の乱れが残っているので、乱れが無くなるまで繰返し回数を増した場合、その結果は多少変わる可能性がある。

## 9. 検 討

防火木造建物の放射時間特性は間仕切等の状態、窓ガラス、扉の開閉状態によって時間的なずれが生じると考えられるが実際の測定例が少なく、延焼モデルをつくる場合この種の建物の燃焼特性にどの程度の幅を持たせれば良いかは今後の研究に待つかない。

今回の試験的なシミュレーションの建物数 110 棟を

正方格子状に並べ変えたとしても10棟×11棟となり、中央から延焼しはじめると4, 5棟目には街区の端に行きつく。木造建物のみの場合のように100棟以上延焼する場合はほとんど街区の端まで燃え尽くしたことになり防火木造建物の場合の延焼棟数とそのまま比較するのは問題があるが、木造建物の延焼棟数の頻度分布図を見ると55棟から100棟までに約半数が分布しており、もし街区が110棟より多くても延焼棟数の中央値が100棟を大幅に越えることは無いと考えられる。

今後実火災との検証が必要になるが延焼の事例一件は頻度分布図の一点に相当するので検証を確かなものにするには多くの事例が必要になる。よってモデルの改良には燃焼、着火等のデータの精度を高める方法と実火災による検証とによることが効果的である。

## 10. ま と め

防火木造建物の火災からの放射を受ける隣接した防火木造壁の木質部の温度変化を求め、木質部の着火温度を260℃とした場合の延焼限界距離、延焼に要する時間、延焼確率と時間の関係を求めた。それらを用いて延焼シミュレーションを試み、街区が木造建物、または防火木造建物のみで構成されているとした場合の延焼棟数を比較した。110棟の建物で構成されている街区に適用した場合の中央値は106棟及び37棟となり、それぞれの棟数延焼するのに要する時間の平均は36分及び65分であった。

おわりに超越方程式の根を求める計算において消防

研究所寒河江幸平氏の助力を得たことを記して感謝の意にかえる。

## 引用文献

- 1) 藤田隆史：“火災の研究”，8，p.380，日本損害保険協会（1975）
- 2) Crowley J.W., Smith B.R., Avise H.J. and Whitney N.G.：“Firefly, A Computer Model to Assess the Extent of Nuclear Fire Damage in Urbanized Areas”，System Sciences, (1968)
- 3) 稲垣 実：消防輯報，No.34, 32 (1980)
- 4) 稲垣 実：消防研究所報告，No.57, 73 (1984)
- 5) 藤田金一郎：“建築防火工学原論”，東北大学，(1969)
- 6) Magnusson S.E. and Thelandersson S.：“Temperature-time Curves of Complete Process of Fire Development”，Lund Institute of Technology, (1970)
- 7) 岸谷孝一，菅原進一，佐藤 寛：“火災の研究”，11，p.226，日本損害保険協会，(1980)
- 8) Countryman C.M.：“Project Flambeau”，p.53，PSFRES, (1969)
- 9) 山下邦博，林 幸司，稲垣 実：消防研究所報告，No.56, 27 (1983)
- 10) 岸本 博，吉木 寿：“建築一般構造”，p.40，森北出版，(1965)
- 11) 藤井 哲：“伝熱工学の進展”，3，p.111，養賢社，(1976)

**Probabilistic Fire Spread Model based on the Concept of Fire Spread Time**  
**— Mortar-plastered Wooden Building —**

(Abstract)

Minoru Inagaki

(Received May 31, 1985)

A probabilistic fire spread model for mortar-plastered wooden buildings has been developed using the method that is effective to develop the fire spread model for wooden buildings. The irradiance-time curves of the building fire are introduced in calculating the temperature of the walls adjacent to burning buildings. From the temperature of the wall, the critical distance of fire spreading, the time required to spread fire and the relation between the fire spread probability and time are determined.

## 窓ガラスの熱破損と窓ガラスによる 火炎からの放射のしゃ断について

稲垣 実・山下 邦博

(昭和60年 5 月28日受理)

(昭和60年 6 月26日修正受理)

### 概 要

耐火造建物の火災実験を行い、火災時の窓ガラスの破損と隣接した建物の窓ガラスとカーテンの加熱状態を観測した。火災室の窓の網入ガラスは板ガラスが破損してから6分以上破損せずに当初の形態を保ち、その耐火性が確認された。隣接した建物の網入ガラスは火災最盛時25,000kcal/m<sup>2</sup>hの放射を受け最高250℃に達したが亀裂が入っただけで破損しなかった。

火炎からの放射が建築用板ガラスを透過する率は、ガラスの透過帯域を0.4μmから2.7μmとし、CO<sub>2</sub>及びH<sub>2</sub>Oからの放射を無視すると800℃で0.24、1,000℃で0.35となる。

### 1. はじめに

耐火建物の火災では窓ガラスの開放状態あるいは破損状況によって燃焼の仕方は大幅に変わる。耐火建物間の延焼が類焼側建物の室内にある可燃物の着火によって始まるとすると、窓ガラスは燃えている建物からの放射を反射吸収するため窓ガラスの状態によって着火延焼の危険性も変わる。昭和59年 8 月、旧成田税務署の建物を用いて火災実験<sup>1)</sup>を行ったがその観測項目の一つとして熱による窓ガラスの破損と隣接した建物の窓ガラスとカーテンの加熱状態の観測を行い、火炎からの放射の窓ガラスによるしゃ断について検討を行った。

### 2. 実験条件と測定方法

実験に供した建物は鉄筋コンクリート3階建て、1階南西隅の8畳間を出火室とした。出火室の隣室は4畳間で出火室とは木製の戸棚類で隔てられていた。また、出火室とその隣室はコンクリート壁で建物の他の部分と区画されていた。8畳間と4畳間の火災荷重は合計1,174kgで1㎡当たり55kgであった。

出火室の南面には縦174cm幅78cmのガラス窓が4枚あり隣室の同寸法の2枚のガラス窓に連っていた。使用した窓ガラスの種類は一般的な板ガラス(以後普通

ガラスとする)、板ガラスに厚さ0.05mmのポリエステルフィルムを貼ったもの(以後フィルムガラスとする)及び網入ガラスで厚さはすべて7mmであった。3種類の窓ガラスの配置と開放状況をFig. 1に示す。Fig. 1に示すごとく6枚の窓ガラスにAからEまでの符号をつけ、窓の開放されていた部分をa及びbとする。a、bの幅はそれぞれ約25cm及び約70cmで窓ガラスAとB及び窓ガラスCとDは開放されている幅に応じて重なっている。これらの窓ガラスの破損の状況はVTRを用いて記録し解析を行った。

窓ガラスC及びその真上の2階と3階の窓ガラスの室内側表面中央部に0.6φのクロメル・アルメル熱電対をエポキシ系接着剤によって取り付け、その温度変化を測定した。

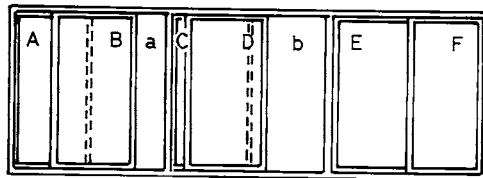


Fig. 1 Schematic illustration of window

A, C, E, F: Wired glass

B: Sheet glass covered by polyester film

D: Plain sheet glass

a, b: Opened area



更に耐火建物間の延焼の危険性を検討するために出火室の南側1.5mの地点に高さ2m幅1.5m奥行0.7mの建物（以後隣接建物とする）を設けた。この隣接建物の出火室に面した縦150cm横80cmの窓に厚さ5mmの網入ガラスを張り、すぐ内側にカーテン（レース、ポリエステル製）を取り付けた。窓ガラス及びカーテンの中央部の上端から30cmのところにそれぞれ熱電対及びサーモラベルを貼り付けそれらの温度を測定した。

### 3. 火災室の窓ガラスの破損

点火後3分15秒に開口部bから、3分21秒に開口部aから火炎が噴出し始め、フィルムガラスBは火炎が噴出し始めて20秒後にガラスAと重なっていない部分が破損落下し、普通ガラスDは火炎の噴出後40秒で破損した。網入ガラスA、C、Eは第2回目の火炎の噴出期の点火後11分20秒、9分44秒、13分40秒にそれぞれ破損した。網入ガラスFは点火後13分頃激しく炎にさらされたが実験終了時までその形態を保った。

開口部b付近における出火室内の気流温度<sup>1)</sup>は点火4分後に800℃に上昇した後、700℃から900℃の温度を保った。出火室及び2階、3階の窓ガラスの温度をFig. 2に示す。出火室の窓ガラスは点火後3分から4分の間に急速に加熱され500℃以上に達しているが破損のため途中で測定を打ち切った。なお、図中の破線の部分は高温のために接着材が接着力を失い、熱電対が窓ガラスから離れていたと思われる部分である。

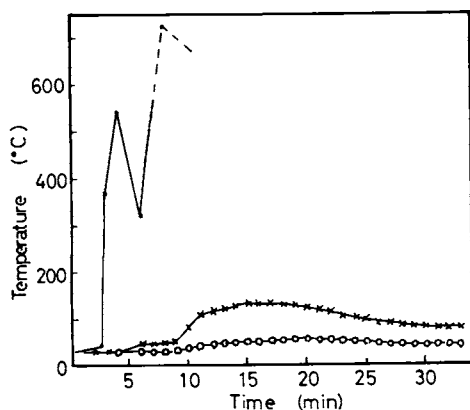


Fig. 2 Temperature of window pane

- : 1st floor
- × : 2nd floor
- : 3rd floor

### 4. 隣接建物の窓ガラスの温度

出火室に点火後の隣接建物の窓ガラス及びカーテンの温度の変化をFig. 3に示す。ガラスの温度は点火後17分頃250℃に達し、カーテンの温度は120℃に達した。窓ガラスには亀裂が多数入ったが割れて落下した個所は無く、またカーテンも着火に到らなかった。カーテンの温度がガラスの温度より90℃から130℃低くなったのは窓ガラスによる熱の吸収及びカーテン附近の空気の対流に伴う冷却によるものと推定される。

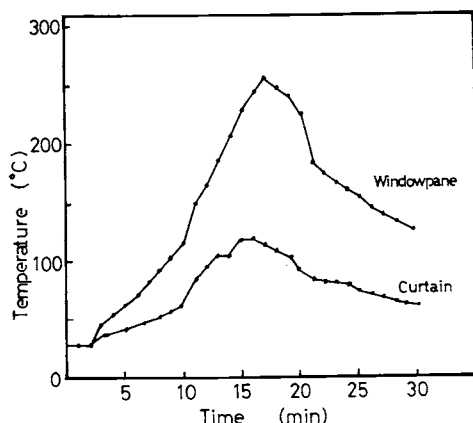


Fig. 3 Temperature of window pane and curtain of adjacent building

### 5. 窓ガラスによる放射のしゃ断

火炎からの放射が窓ガラスによってさえぎられる割合は火炎からの放射の波長分布とガラスの透過率の波長分布から求められる。

今回の火災実験に用いた部屋の奥行は約4mであり火炎の厚さは2mから3m程度あると考えられるので火炎は放射率0.95の放射体とみなしてよい<sup>2)</sup>。

火炎からの放射は高温の炭素粒からの放射と高温のガス、すなわち主として炭酸ガス(CO<sub>2</sub>)と水蒸気(H<sub>2</sub>O)からの放射である。炭酸ガスは2.7μm付近、4.3μm付近、12.8μmから17μmに強い吸収帯があり、水蒸気は2.3μmから3.5μm、4.4μmから8.5μm、12μmから25μmに強い吸収帯がある。

今回の火災実験における発生ガス中の炭酸ガスの分圧は水蒸気を除いた状態で約0.15atm<sup>3)</sup>であり、炭酸ガスからの放射 $Q(\text{CO}_2)$  (kcal/m<sup>2</sup>h)はA. Schack<sup>4)</sup>によると

$$Q(\text{CO}_2) = 3.5 \sqrt{P(\text{CO}_2) \cdot S} (T/100)^{3.5} \quad (1)$$

で与えられる。ただし、 $P(\text{CO}_2)$  は炭酸ガスの分圧 (atm),  $S$  はガスの分布している長さ (m),  $T$  はガスの温度 (K) である。

火炎は乱流炎であるので早期に反応は完了していると仮定して火炎中の炭酸ガスの分圧  $P(\text{CO}_2)$  を 0.15 atm とおき、炎の厚みを 2.5m とし  $S=2.5\text{m}$  とおく。また、開口部付近の室内温度は 700℃ から 900℃ であったので平均 800℃ とし  $T=1073\text{K}$  とおくと  $Q(\text{CO}_2)=10,200\text{kcal/m}^2\text{h}$  となる。これは今回の実験の放射発散度  $100,000\text{kcal/m}^2\text{h}^{(1)}$  に比べると約 10% であり、水蒸気を含めた場合の発生ガス中の炭酸ガスの分圧は 0.15 atm より少なくなるので実際の  $Q(\text{CO}_2)$  は更に小さくなる。

水蒸気からの放射  $Q(\text{H}_2\text{O})\text{kcal/m}^2\text{h}$  は同じく A. Schack<sup>(4)</sup> により

$$Q(\text{H}_2\text{O}) = 35 \cdot P(\text{H}_2\text{O})^{0.8} \cdot S^{0.6} (T/100)^3 \quad (2)$$

で与えられる。ただし、 $P(\text{H}_2\text{O})$  は水蒸気分圧 (atm) である。今回の火災実験における発生ガス中の水蒸気分圧は不明であるが木材クリブの燃焼で発生する水蒸気濃度<sup>(5)</sup>は 10% から 30% であり、仮に  $P(\text{H}_2\text{O})=0.2\text{atm}$  とし  $S=2.5\text{m}$ ,  $T=1073\text{K}$  とおくと  $Q(\text{H}_2\text{O})$  は  $20,700\text{kcal/m}^2\text{h}$  となる。これも今回の実験の放射発散度に比べると小さいので火炎からの放射は主として微小な炭素粒からの放射であることが分かる。

炭酸ガスと水蒸気からの放射は主に  $2.3\mu\text{m}$  から  $25\mu\text{m}$  の帯域に分布しているのに対してガラスの透過帯域は  $2.7\mu\text{m}$  より短波長側に限られる<sup>(6,7)</sup>のでガスからの放射がガラスを透過する割合は小さい。

以上により、ここでは炭素粒からの放射について検討を進める。炭素粒からの放射は長波長域で Planck の放射の法則からのずれが生じるが今回の実験の火炎は厚さが十分にあること及び耐火建物内の火災であるため空気の流通が制限されており、火炎には多量の炭素粒が含まれていることから、この場合の炭素粒からの放射は黒体からの放射に近いと考えられる<sup>(4)</sup>。よって近似として Planck の法則を適用することにする。また、炭素粒からの放射は  $2.3\mu\text{m}$  以上の波長域でガスによる吸収、放射の影響を受けるが吸収と放射で相殺されると仮定してその影響を無視することにする。

温度  $T$  K の黒体の単色ふく射能  $E_{b\lambda}\text{kcal/m}^2\text{h}$  は Planck の法則として

$$E_{b\lambda} = \frac{C_1}{\lambda^5 \cdot \{\exp(C_2/\lambda T) - 1\}} \quad (3)$$

で与えられる。ただし波長  $\lambda$  の単位を m として  $C_1=3.218 \times 10^{-16}\text{kcal m}^2/\text{h}$ ,  $C_2=1.439 \times 10^{-2}\text{mK}$  である。

通常のガラスは可視光から約  $2.7\mu\text{m}$  までの光を透過し、その帯域を外れると透過率は急激に減少する。この透過率の大きい帯域での透過率は板状のガラスの場合約 90% である。その帯域での光の減衰の大部分は、ガラスの屈折率によって定まるガラスの表面における反射によるもので、板状の光学ガラスの場合透過率はガラスの厚さによってほとんど変化しない<sup>(6,7)</sup>とされている。

ガラスの透過帯域を  $0.4\mu\text{m}$  から  $2.7\mu\text{m}$  とし、その帯域の透過率が一定で 90% であるとするとき火炎からの放射がガラスを透過する率  $D^*$  は

$$D = \frac{0.9 \times 0.95 \times \int_{0.4 \times 10^{-6}}^{2.7 \times 10^{-6}} E_{b\lambda} d\lambda}{0.95 \times \int_0^\infty E_{b\lambda} d\lambda} \quad (4)$$

である。

通常、ガラスの温度は火炎の温度に比べて十分低いと考えられるので黒体の放射係数を  $C\text{kcal/m}^2\text{hK}^4$

とすると Stefan-Boltzman の法則により  $\int_0^\infty E_{b\lambda} d\lambda = C(T/100)^4$  であり

$$D = \frac{0.9 \times \int_{0.4 \times 10^{-6}}^{2.7 \times 10^{-6}} E_{b\lambda} d\lambda}{C \cdot (T/100)^4} \quad (5)$$

となる。

温度  $T$  を 1073K 及び 1273K、放射係数  $C$  を  $4.96\text{kcal/m}^2\text{hK}^4$  をおき Simpson 法によって数値積分を行うと、火炎からの放射がガラスを透過する率  $D$  は 0.24 及び 0.35 となる。

一般に使われている板ガラスについて黒体放射がガラスを透過する率及び光学ガラスの場合無視できた透過帯域内におけるガラスの吸収による放射の減衰を黒体放射炉 (Electro Optical Industries inc. Model ws-175) 及びふく射計 (東京精工 RE III) を用いて測った。温度 1073K 及び 1273K における黒体放射が厚さ 5mm のフロート板ガラス (日本板硝子) を透過する率はそれぞれ 0.27 及び 0.37 であった。また上記の板ガラスを 2 枚透過した場合は 1273K で 0.28 であった。

波長に比べて厚い平行平板の透過率  $TM$  は

\* ここでは全波長域の放射に対する透過率を透過する率  $D$  と呼ぶことにする。

$$TM = \frac{(1 - R_0)^2 \cdot \exp(-\alpha d)}{1 - R_0^2 \cdot \exp(-2\alpha d)} \quad (6)$$

で近似できる<sup>8)</sup>。ただし、 $n$ を屈折率として $R_0 = (n-1)^2 / (n+1)^2$ 、 $\alpha$ を吸収係数、 $d$ を平行板の厚さとする。

吸収が無視できる場合は $\exp(-\alpha d) = 1$ であるので $TM = 2n / (n^2 + 1)$ となり屈折率を1.5<sup>6)</sup>とすると $TM$ は0.927となり7.3%が反射されることになる。

温度1273Kにおける透過する率のガラスが2枚の場合と1枚の場合の比は $0.28/0.37 = 0.76$ である。ガラスが透過帯域 $0.4\mu\text{m}$ から $2.7\mu\text{m}$ 以外の放射を透過しないとして(6)式に $n = 1.5$   $d = 5\text{mm}$ を代入して吸収係数 $\alpha$ を求めると $\alpha = 0.033\text{mm}^{-1}$ となった。

## 6. 考 察

1073K 及び 1273K の放射をガラスが透過する率は実測値の方が計算値より大きく計測された。ガラスの透過帯域を $0.4\mu\text{m}$ から $2.7\mu\text{m}$ として計算したがガラスは光学的フィルターとして完全なものではなく、透過帯域外でも透過率が完全には零にならないためである。特に $2.7\mu\text{m}$ より長波長側の $3\mu\text{m}$ 付近は(3)式により上記の温度において放射の強度が強い波長であるので影響が大きいと考えられる。

屈折率 $n$ を1.5、吸収係数 $\alpha$ を0.033、厚さ $d$ を5mmとして透過帯域における透過率 $TM$ を求めると $TM = 0.78$ となった。光学ガラスの場合は $TM = 0.9$ とおいたが板ガラスではその87%となった。

参考文献1)により隣接建物のガラスの外表面は火災の最盛期に $25,000\text{kcal/m}^2\text{h}$ の放射を受けたと推定されるが、火災の温度を1073Kとすると窓ガラスを火災からの放射が透過する率は0.27であり、カーテンが吊られていた点における放射照度は $6800\text{kcal/m}^2\text{h}$ となる。セルローズの発火温度としては $360^\circ\text{C}$ <sup>9)</sup>から $500^\circ\text{C}$ <sup>10)</sup>にわたる例があり、今回用いたポリエステルの発火温度としては $450^\circ\text{C}$ <sup>10)</sup>の例が報告されているが、今回の実験の放射照度ではカーテンの温度は発火温度に達しなかった。建物火災の火災からの放射は炭素粒からの放射

のほかに炭酸ガスと水蒸気による $2.3\mu\text{m}$ より長波長域に分布する放射があるので火災時の放射が窓ガラスを透過する率は前章の数値よりも更に小さくなると考えられる。

## 6. まとめ

- 1) 網入ガラスは火災にさらされても板ガラスより4分から6分以上破損せずに当初の形態を保ち、その耐火性の度合いが求められた。隣接建物のカーテンの温度は窓ガラスの温度よりも $90^\circ\text{C}$ から $130^\circ\text{C}$ 低く火災時に窓ガラスが破損を免れれば延焼の危険性は低下すると考えられる。
- 2) 火災時における火災からの放射は火災の温度が $800^\circ\text{C}$ の場合70%以上しか断され $1000^\circ\text{C}$ の場合60%以上しか断される。その際反射されるのは約7%であり残りの60%前後がガラスに吸収される。

## 参考文献

- 1) 成田市消防本部、消防研究所：“旧成田税務署建物火災実験報告書”，(1984)
- 2) 守屋忠雄，神 忠久，島田裕久：消防研究所報告，No. 33，17 (1971)
- 3) 守川時生，箭内英治：消防研究所報告，No. 59，67 (1985)
- 4) Schack A.：“応用伝熱” p. 136，コロナ社，(1953)
- 5) 高橋 哲：消防研究所報告，No. 43，7 (1977)
- 6) 久保田広，浮田祐吉，會田軍太夫：“光学技術ハンドブック” p. 966，朝倉書店 (1968)
- 7) 田端耕造：“光学ガラス及び新興ガラス”，p. 47，共立出版，(1957)
- 8) 田幸敏治，辻内順平，南 茂夫：“光学的測定ハンドブック”，p. 486，朝倉書店 (1982)
- 9) 浜田 稔，池田正二：日本火災学会論文集，7，No. 2，60 (1958)
- 10) Hilado, C. J.：“Flammability of cellulosic materials”，1，7，Technomic，(1973)

## **Fire Resistibility and Radiant Heat Flux Transmittance of Window Pane**

(Abstract)

Minoru Inagaki and Kunihiro Yamashita

(Received May 28, 1985)

(Revised June 26, 1985)

A fire experiment was conducted in a fire resistive building. The wired glass panes of the fire room endured more than 6 minutes without being broken after the break of plain sheet glass pane. The wired glass pane of adjacent building received max. heat flux of 25,000 kcal/m<sup>2</sup>h and the temperature reached 250°C, but it was not broken.

The overall transmittance of pane to radiant heat flux from fire is below 0.35, assuming that the pane transmit 90% of heat flux of wave length 0.4  $\mu$ m through 2.7  $\mu$ m.

# 消防署所の配置に関する一方法とその応用

寒河江幸平

(昭和60年5月29日受理)

## 概 要

走行距離に地区の人口又は人口密度で重み付けする消防署所の配置のための一方法について述べ、その方法を埼玉県熊谷地区消防組合管内の場合に応用した。この方法では、署所を地区の幾何学的重心に配置する、1署所には1台の消防車又は救急車を配置する、並びに走行距離は重心間のものとする等の仮定を行っている。応用結果から、人口密度で重みを付けた場合の方が現在の署所の配置とよりよく一致することが分かった。提案した消防署所の配置方法は、市街地、非市街地を問わず、より一般的な地域に広く応用できるものである。

## 1. はじめに

消防機関の抱えている問題の一つに消防署所の配置問題がある。火災現場へ素早く駆けつけ、速やかな消火活動を遂行するために、その問題は重要である。そのため、過去多くの署所配置のための方法が開発あるいは提示されてきた<sup>1-7)</sup>。ここでは、以下に述べる基礎概念に基づく新しい方法を提案してみた。

火災件数は人口の関数と考えられている。事実、人口1万人当たりの出火件数、すなわち出火率というのがよく論議される。このように人口は火災件数をはかる一つのパラメタと考えることができる。また人口は無限領域に散在するものではなく、面積有限の地区のもののため、人口を地区の面積で除した人口密度は地区内の火災発生密度を反映するであろう。更に、地区の幾何学的重心は、地区内で火災がランダムに発生したとき、それら火災地点の重心と一致するであろう。よって、地区内の火災地点に駆けつけたとき、駆けつけ地点を平均的に幾何学的重心と仮定してよいであろう。

以上の概念より、走行距離は各地区の重心間のそれとし、それに地区の人口又は人口密度で重み付けし、重み付けられた走行距離の総和が最小になる地区の組合せをもって消防署所の配置位置とする方法を考えた。原則として1署所1台配置である。以上の方法

を埼玉県熊谷地区消防組合管内に応用してみた。

## 2. 方法の概要

方法の概略は以下のとおりである。

- (1) はじめに管轄地域を、例えば町丁ごと、あるいは大字ごとに小地区に分割する。
- (2) 小地区内で建物の存在する領域を調べて、その幾何学的重心を求める。
- (3) それら重心間の最短走行距離を求めて、小地区間の走行距離とみなす。
- (4) 与えられた台数の消防車を、1署1台ずつ配置する小地区を想定し、まず第1の想定小地区から他の小地区までの走行距離と他の消防車配置想定小地区からも同様に計算し、それらの中で最小のものを選り、人口又は人口密度で重み付けて総和を求める。  
考えうるすべての消防車配置小地区の組合せについても同様の重み付き走行距離の総和を求める。
- (5) 上記総和が最小になる組合せを消防署所の最適配置場所とする。すなわち次の(1)式を満足する小地区の組合せをもって消防署所の配置場所とする。

$$\text{Minimalize } S = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k \text{Min}(S_{ij}) \times W_i \quad (1)$$

ここで $n$ は小地区の総数、 $k$ は消防車台数、 $S_{ij}$ は $i$ 番目の小地区への署所を配置すべき $j$ 番目の小地区からの走行距離、 $W_i$ は $i$ 番目の小地区の人口又は人

口密度である。ただし、人口密度は小地区の人口を小地区の建物の存在する領域の面積で除したものである。以上の手順を流れ図に示したのがFig. 1である。

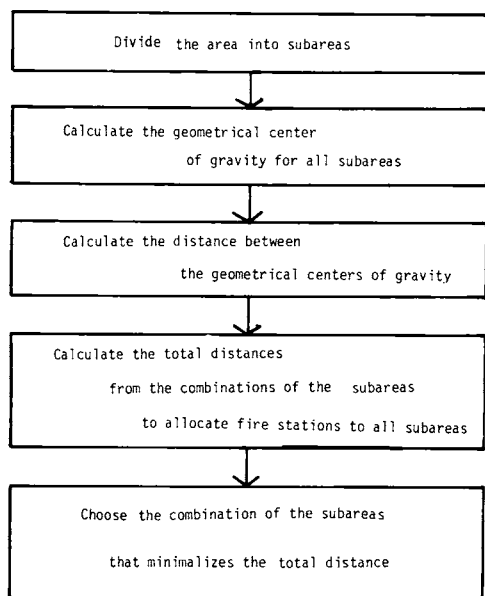


Fig. 1 Flow chart for the allocation of fire stations

二次元の閉領域の幾何学的重心の求め方はAppendixに示した。

### 3. 熊谷地区消防組合管内への応用

#### 3.1 熊谷地区消防組合管内の概要

熊谷地区消防組合は熊谷市、妻沼町、大里村、江南村の1市1町2村を管轄としている。熊谷市の南部を国鉄高崎線が走り、その北側を平行するように国道17号線が走っている。また、妻沼町の北部を利根川が、熊谷市の南部、大里村、江南村との境界線上を荒川が流れている。利根川には刀水橋が架かり、妻沼町と群馬県とを結んでいる。荒川には、荒川大橋、熊谷大橋と押切橋が架かり、熊谷市と大里村、江南村、熊谷市吉岡地区とを結んでいる。国鉄高崎線に架かる陸橋が熊谷駅西側にあり、熊谷市北部と市南部とを結んでおり、この陸橋は荒川大橋に続いている。

消防署所は、熊谷署、妻沼署、玉井出張所、荒川出張所、大里出張所、江南出張所の2署4出張所がある。消防車は7台あり、熊谷署に2台、他の署所には各1台配置されている。救急車は昭和55年当時4台あって

2台は熊谷署に、1台は妻沼署に配置され、残りの1台は予備車である。59年現在では5台有している。その署所の配置概要をFig. 2に示した。Fig. 2で丸印が署所の位置である。

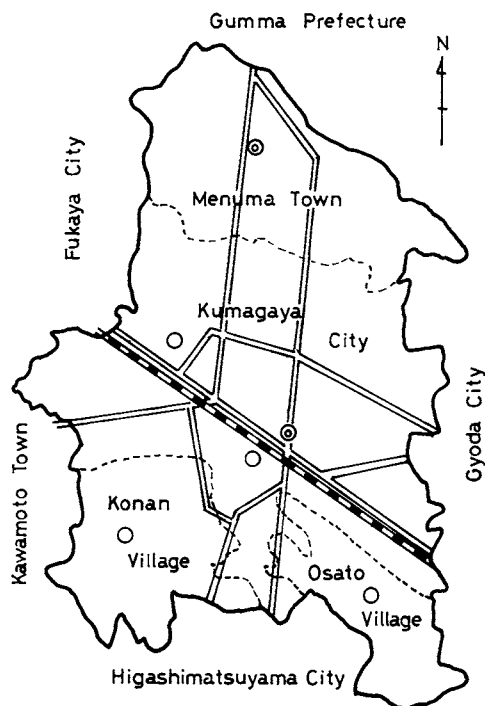


Fig. 2 Existing allocation of fire stations and ambulance stations in Kumagaya District.

- Fire Station
- ⊙ Fire station with ambulance
- Boundary of City, Town and Village

#### 3.2 手法の応用結果

熊谷地区消防組合管内を町丁ごとあるいは大字ごとに159の小地区に分割した。8ヶ所以上の配置は電子計算機の演算時間を相当有するので、現在ある6ヶ所配置にならって6ヶ所配置をまず求め、7ヶ所以上の配置については6ヶ所配置に順次1ヶ所づつつけ加えて求めた。最大10ヶ所配置まで求めた。現在の配置につけ加える計算も併せて行った。その結果をFig. 3及びFig. 4に示した。Fig. 3は人口で重みを付けた場合で、大丸印は計算によるもの、小丸印は現在の配置とそれに増設するものである。二重丸は両者の一致するものである。数字は増設順位である。Fig. 4は人口密度で重みを付けた場合で、記号及び数字はFig. 3と同様である。Fig. 5は救急車の配置で、台数は4台とし

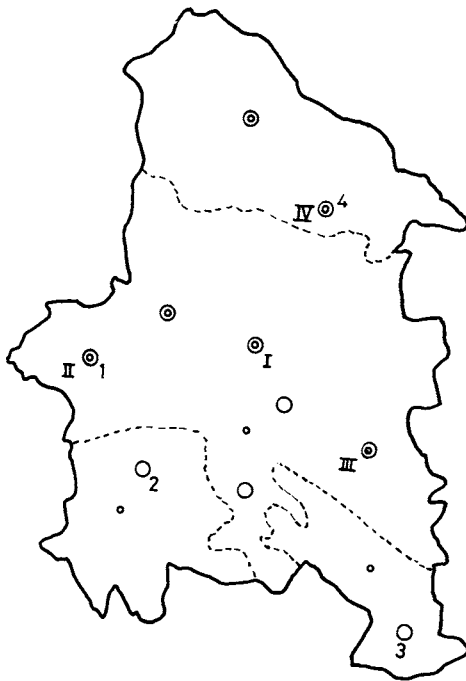


Fig. 3 Calculated allocation of fire stations weighted with population. Arabian numerals are order of fire stations to be established to the calculated 6 allocation, and roman numerals are order of fire stations to be established to the existing allocation.

- Calculated location
- Existing and established location

た。小丸印は人口で、大丸印は人口密度でそれぞれ重みを付けた場合である。

### 3.3 考 察

熊谷地区消防組合に対する応用結果より、人口で重みを付けた場合の署所の配置位置は、6ヶ所配置については、妻沼署、熊谷署、玉井出張所及び熊谷市吉岡地区、熊谷市佐谷田地区、熊谷市大幡地区がそれぞれ選ばれる。更にそれらに増設するなら、熊谷市三ヶ尻地区、江南村北部地区、大里村南部地区、妻沼町長井地区が順に選ばれる。現在の配置に増設するなら熊谷市大幡地区、熊谷市三ヶ尻地区、熊谷市佐谷田地区、妻沼町長井地区が順に選ばれる。

人口密度で重みを付けた場合は、妻沼署、熊谷署、玉井出張所、江南出張所、大里出張所と熊谷市佐谷田地区が6ヶ所配置についてそれぞれ選ばれる。それらに増設するなら、熊谷市肥塚地区、熊谷市中条地区、熊谷市上石地区、熊谷市大幡地区が順に選ばれる。現

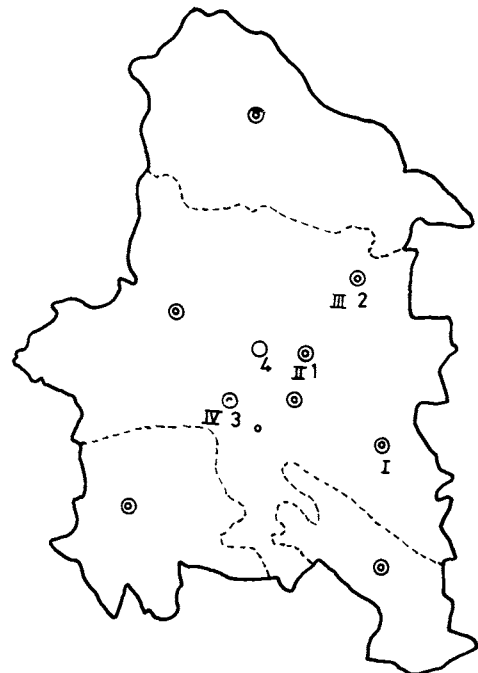


Fig. 4 Calculated allocation of fire stations weighted with density of population. Symbols and numerals are the same as Fig. 3.

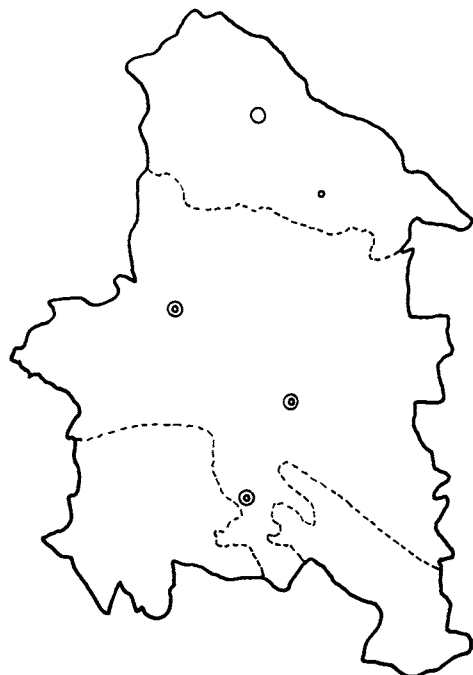


Fig. 5 Calculated allocation of ambulance stations  
○ Allocations weighted with density of population  
◦ Allocations weighted with population

在の配置に増設するなら、熊谷市佐谷田地区、熊谷市肥塚地区、熊谷市中条地区、熊谷市上石地区が順にそれぞれ選ばれる。

以上のことより、現在の6ヶ所配置についてみる限り、熊谷地区の消防署所の配置については、人口密度で重みを付けた方が人口で重みを付けるより現在の配置とよりよく一致した。

救急車の配置については、人口で重みを付けた場合は妻沼町長井地区、熊谷署、玉井出張所、熊谷市吉岡地区が選ばれる。人口密度で重みを付けた場合は、妻沼署、熊谷署、玉井出張所及び熊谷市吉岡地区が選ばれる。以上は4台配置であるが、5台配置の場合は、妻沼署、熊谷署、玉井出張所、熊谷市吉岡地区の4ヶ所と人口で重みを付けたものは、熊谷市大幡地区、人口密度で重みを付けたものは、熊谷市佐谷田地区がそれぞれ選ばれる。

ここで用いた方法は1署所1台配置という仮定を有しているので、比較的近い地区どうしは2台以上配置するとして統合してもよいであろう。

#### 4. まとめ

対象地域をいくつかの小地区に分割し、走行距離に各小地区の人口又は人口密度で重み付けし、総走行距離を最小にする小地区の組合せをもって署所の配置とする方法について述べてきた。走行距離は各地区の幾何学的重心間のものとした。

上の方法を埼玉県熊谷地区消防組合管内について適用した結果、人口密度で重み付けした場合の方が、人口で重み付けした場合より、現在の配置とよりよい一致をみた。人口で重みを付けた場合と人口密度で重みを付けた場合の優劣は、今後の他の地域についての検討等をもって判断すべきであろう。

また、ここで述べた方法は、人口又は人口密度及び地区の幾何学的重心、地区の面積等をパラメタとし、各地区の建物構成等を考慮していないので、市街地、非市街地を問わず、広く一般的な地域にも応用できるはずである。

最後に、貴重な資料を提供してくださった熊谷地区消防本部の方々に心から感謝します。

#### 参考文献

- 堀内三郎他：「電子計算機を利用した消防署および消防ポンプ車の最適配置の算定」日本火災学会

学術講演会概要集 p.54 (1973)

- 島田耕一：「平常時および震災時における消防力の効果に関する研究」京都大学学位論文 (1977)
- 神戸商科大学経済研究所小笠原研究グループ、神戸市消防局：「ORによる消防業務改善研究」(1972)
- 寒河江幸平：「市街地の消防署所の適正配置」消防研究所報告 No. 52 p. 55 (1981)
- 消防科学情報研究センター：「消防力の最適配置に関する研究開発報告書」(1982)
- Walker, W.E: "Applying Systems Analysis to the Fire Service" *Fire Engineering* 128 p. 38 (1975)
- Rider, K. L: "A Parametric Model for the Allocation of Fire Companies in New York City" *Management Science* 23, No. 2 146 (1976)

#### Appendix

二次元の領域を囲む閉曲線が存在するとき、その領域の幾何学的重心は近似的に以下の計算処理することにより求められる。

領域を囲む閉曲線をまずはじめに折れ線近似する。その折れ線の節点を右回りに座標を読む。始点を  $(x_1, y_1)$  とするとき、順次  $(x_2, y_2)$ ,  $(x_3, y_3)$ , ...,  $(x_i, y_i)$ , ...,  $(x_n, y_n)$  として最後に  $(x_1, y_1)$  にもどるとする。ここで  $n$  は節点の数である。隣り合う  $(x_i, y_i)$  と  $(x_{i+1}, y_{i+1})$  に対して次の (1-1) から (1-3) 式までの計算を行なう。 $(x_{n+1}, y_{n+1})$  は  $(x_1, y_1)$  である。

$$M_i = \frac{(x_{i+1} - x_i)(y_{i+1} + y_i)}{2} \quad (1-1)$$

$$Tx_i = \begin{cases} \int_{x_i}^{x_{i+1}} x(a_i x + b_i) dx & (x_i \neq x_{i+1}) \\ 0 & (x_i = x_{i+1}) \end{cases} \quad (1-2)$$

$$Ty_i = \begin{cases} \int_{y_i}^{y_{i+1}} y(c_i y + d_i) dy & (y_i \neq y_{i+1}) \\ 0 & (y_i = y_{i+1}) \end{cases} \quad (1-3)$$

このとき領域の重心  $(\bar{x}, \bar{y})$  は近似的に以下の (2-1) 式及び (2-2) 式になる。

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n Tx_i}{\sum_{i=1}^n M_i} \quad (2-1)$$



$$\bar{y} = - \frac{\sum_{i=1}^n T y_i}{\sum_{i=1}^n M_i} \quad (2-2)$$

(1-2)式及び(1-3)式の  $a_i$ ,  $b_i$ ,  $c_i$ ,  $d_i$  は次の  
(3-1)から(3-4)式で表わされる定数である。

$$a_i = \frac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i} \quad (3-1)$$

$$b_i = \frac{y_i x_{i+1} - y_{i+1} x_i}{x_{i+1} - x_i} \quad (3-2)$$

$$c_i = \frac{x_{i+1} - x_i}{y_{i+1} - y_i} \quad (3-3)$$

$$d_i = \frac{x_i y_{i+1} - x_{i+1} y_i}{y_{i+1} - y_i} \quad (3-4)$$

## A Method for Allocation of Fire Stations and its Application

(Abstract)

Kohei Sagae

(Received May 29, 1985)

A new method for the allocation problem of fire stations that the travel distances were weighted with population or density of population was proposed in this paper and this method was applied for the allocation of fire stations within the jurisdiction of Kumagaya district in Saitama Prefecture, Japan.

The method has some assumptions, such that a fire station is located at the geometrical centre of gravity of a subarea, a fire station has only one fire engine or an ambulance and the travel distance is that from a center of gravity to another center.

The applied result showed that the calculated allocation of fire station weighted with the density of population coincided with the existing allocation better than the allocation weighted with population.

Furthermore, it is concluded that this method could be applied to any area.

# 半実大室モデルにおける高分子物質の燃焼時の 有毒ガス発生特性

守川 時生, 箭内 英治

(昭和60年 5 月28日受理)

(昭和60年 7 月15日修正受理)

## 概 要

半実大室モデル (2 m × 2 m × 2 m) 内で木材及び各種成高分子物質をブロワーによる空気供給で制御された換気条件下で燃焼させ CO, アクロレイン, HCN, NO<sub>x</sub>などの有毒ガスの発生特性を調べた。その結果, CO, アクロレイン, HCNの発生の大きい空気供給速度/燃焼速度比及び CO<sub>2</sub>/CO 比が明らかになった。また, アクロレイン及びHCNのCOと比較した毒性危険の程度や燃料による NO<sub>x</sub>の発生傾向が明らかになった。

## 1. はじめに

火災時における発生ガス等燃焼生成物の発生特性に関する研究は実験室的燃焼装置を用いる実験が多くの人達によって行われて来た。しかし, これらの結果から実際の火災の場合におけるその発生特性を推定するには, 燃焼条件, 規模効果の点に問題がある。筆者らは, 実大火災実験をもいくつか行って火災ガス成分の分析をして来たが<sup>1-3)</sup>, 費用や手間に制約があるため, 量的に十分なデータは得られていない。また, 系統的に燃焼条件を変えた実大火災実験例は筆者らの知る限りほとんどない。

実験室的実験と実大実験とを対応づけることを究極

の目的として, 本研究では中間規模の実験を行うことにした。実大規模の実験に比較して, 実験条件の設定が容易で, 費用も少なくて済むからである。半実大規模の室模型において, 天然及び合成高分子物質をブロワーによる空気供給条件下で燃焼させ, 種々の燃焼ガス成分, 特に有毒成分の発生特性を調べた。その結果について報告する。

## 2. 実験方法

燃焼実験に用いた室モデルは Fig. 1 に示すように, 容積 8 m<sup>3</sup> (2 m × 2 m × 2 m) の鋼鉄製チャンバーで, ホテル, 家屋などの室の半実大規模のものである。チャンバーは25mm厚のセラミックウールの内張りが施さ

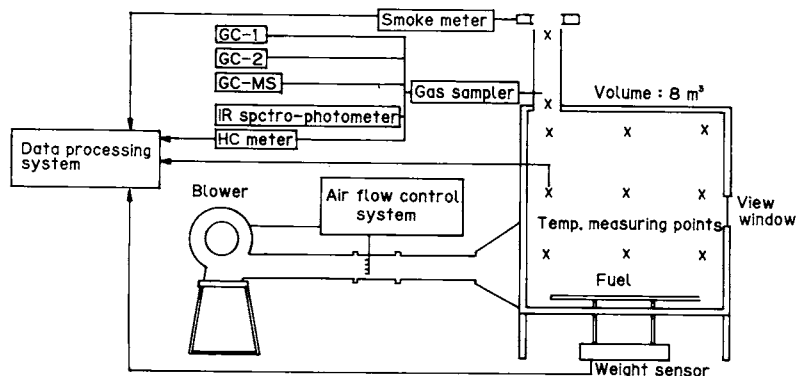


Fig. 1 Experimental device

れており、ブローヤによる空気供給装置、排気口、燃焼試料搬入用扉及び燃焼試料重量測定装置を具備したものである。

燃焼に供した試料には木材(Hemlock spruce)、ポリエチレン(PE)、ポリプロピレン(PP)、メタクリル樹脂(PMMA)、ナイロン-6、ポリアクリロニトリル(PAN)、軟質と硬質ウレタンフォーム(PUF)及びメラミン樹脂を用いた。これらの中には外部からの熱の供給なしには燃焼の維持が難しいものがあるため、多くの場合メタノールを補助的に一定速度で燃焼させた。すなわち、高分子試料10kg(木材の場合20kg)を収容した鉄製皿(90cm×90cm×10cm高さ)を床面のメタノール用鉄製皿(30cmφ×5cm高さ)の上方20cmに位置させ、高分子試料はメタノールとともに燃焼させた。メタノールはチャンバー外部からポンプで220g/minの速度で燃焼実験の間導入した。なお、メタノールの導入と燃焼のバランスをとるためメタノール受皿はその下に置いた7kWステンレス被覆ヒーターで加熱した。

高分子試料の燃焼速度(重量減少速度)は秤量50kgロードセル3点からなる重量測定装置により測定した。

チャンバー内及び排気口の温度は1.0mmφのステンレスシースC.A.熱電対によって測定した。

発生ガスの採取は排気口の位置で、真空ガスサンプラー、シリンジ、テフロンバッグによって適宜の時間間隔で行った。採取ガスの分析はガスクロマトグラフ(GC)、ガスクロマトグラフ-マススペクトロメータ(GC-MS)、赤外分光光度計、紫外可視分光光度計、水素炎イオン化式炭化水素分析計を用いて行った。GC、GC-MS及び赤外分光分析は特定成分の分析だけでなく、同時分析によるガス組成の全体的把握のためにも用いた。

CO、CO<sub>2</sub>、O<sub>2</sub>、N<sub>2</sub>及びアクロレインの分析はGCにより行った。HCNの分析はピリジン-ピラゾロン法<sup>4)</sup>又は赤外分光法によって行った。NO<sub>x</sub>の分析はナフチルエチレンジアミン法<sup>5)</sup>により行った。ホルムアルデヒドはクロモトロブ酸法<sup>6)</sup>によって行った。炭化水素分析計による総炭化水素の測定はメタン換算で求めた。

なお、化学分析に関する詳細は既報<sup>1)</sup>で述べたので省略する。

### 3. 実験結果と考察

GC-MSを中心とした分析方法を用いた結果、少な

くとも約20種の成分が各種高分子物質の燃焼ガスから検出された。その例として、PEとPANの場合の検出成分をTable 1及び2にそれぞれ示す。検出された成分の中で毒性的に重要なものとして少なくとも、CO、アクロレイン、HCN、NO<sub>x</sub>およびホルムアルデヒドが挙げられる。今回の分析は常温気体の成分について主に行い、高沸点のタール分については特に行わなかった。なお、タール分には1桁多い数の炭化水素が含まれる場合のあることが、キャピラリーカラムによるガスクロマトグラフィーで分かっている<sup>7)</sup>。

上に挙げた毒性成分すべてが検出された実験例としてPAN10kgと木材20kgを同時燃焼させた場合のガス濃度、温度などの時間変化をFig. 2に示す。

Table 1 Chemical species detected in combustion gas of polyethylene and methanol

|                            |                          |
|----------------------------|--------------------------|
| CO                         | 1-Butene-3in             |
| CO <sub>2</sub>            | Cyclopentadiene          |
| H <sub>2</sub> O           | Isoprene or Cyclopentene |
| NO <sub>x</sub>            | Indene                   |
| Methane                    | Benzene                  |
| Ethane                     | Toluene                  |
| Ethylene                   | Xylene                   |
| Acetylene                  | Styrene                  |
| Propane                    | Phenyl acetylene         |
| Propylene                  | Methanol                 |
| Allene or Methyl acetylene | Formaldehyde             |
| Butene                     | Acetaldehyde             |
| Butadiene                  | Acetone                  |
| Diacetylene                |                          |

Table 2 Chemical species detected in combustion gas of polyacrylonitrile and methanol

|                  |                           |
|------------------|---------------------------|
| CO               | Propane                   |
| CO <sub>2</sub>  | Propylene                 |
| H <sub>2</sub> O | Allene or Methylacetylene |
| NO <sub>x</sub>  | Butene                    |
| HCN              | Butadiene                 |
| Methane          | Benzene                   |
| Ethane           | Toluene                   |
| Ethylene         | Acrylonitrile             |
| Acetylene        | Vinylacetoneitrile        |

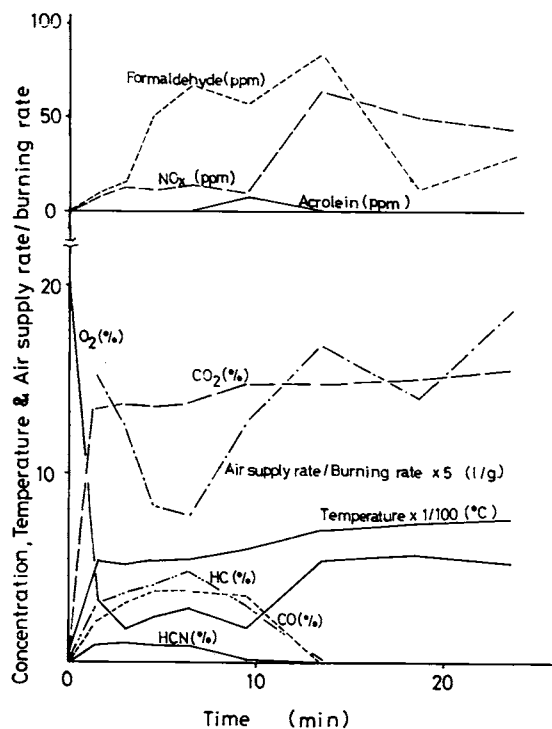


Fig. 2 Gas concentrations, exhaust gas temperature and air supply rate/burning rate during combined combustion of PAN and wood

Initial mass: PAN 10 kg, wood 20 kg  
Air supply rate: 1.92 m<sup>3</sup>/min

### 3.1 一般高分子物質の燃焼

構成元素として、炭素、水素及び酸素、以外を含まない高分子物質、PE、PP、PMMA及び木材を燃焼対象物とし、それらの各々をメタノール (220g/min) と同時に1.92~3.84m<sup>3</sup>/minの空気供給条件下で燃焼させた。前三者はペレット状のものを10kg、木材は4cm角、長さ100cmの角材からなるクリブ20kg (空隙率72%)を用いた。なお、木材の含水率は20~25%であった。

空気供給速度/燃焼速度比(l/g)すなわち空気/燃料比とアクロレイン及びCOの燃料単位質量当たりの発生量(COの場合は高分子試料とメタノールの、また、アクロレインの場合は高分子試料のみの単位質量当たり)の関係をFig. 3に示す。アクロレイン、CO共、発生量は空気供給速度/燃焼速度比が3~5 l/gのとき大きく、その以上では減少の傾向がみられるため、この両成分の生成は10 l/g以下のときにほとんど限られるものと考えられる。この実験の場合の濃度の最高はアクロレインで約400ppm、COで約12%であった。これらの図において、プロットのばらつきはかなり大きい、その理由の一つとして、チャンバー内温度が実験ごと又は一つの実験においても大きく異なっていたことが考えられる。

各燃料についてアクロレイン及びCOの濃度、発生量を調べると、木材の場合の値が著しく小さいことが分かる。木材は用いた他の燃料と形状が異なるため、

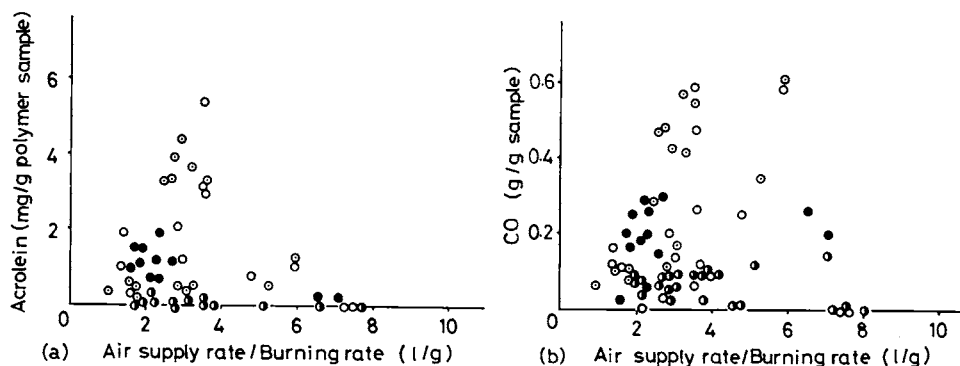


Fig. 3 Yields of acrolein and CO vs. air supply rate/burning rate during combustion of nitrogen-free polymers in combination with methanol

○ PE, ● PMMA, ⊙ PP, ● wood

Initial mass: 10 kg (20 kg for wood)

Methanol: 220 g/min (Supply rate)

Air supply rate: 1.92 ~ 3.84 m<sup>3</sup>/min

結果の直接の比較には問題があるかも知れない。また、木材からのアクロレインやCOは酸化反応によらず、熱分解によって生成したものの比率が高いため、木材の太さによりそれらの発生量は変わることも考えられる。更に、使用した木材の含水率は20%以上と高かったため、それによる燃焼性状への影響も考えられる。今後、それらについて確かめる必要がある。

COとアクロレインの濃度についての関係をFig. 4に示す。両者とも、不完全燃焼の際に多く発生するため、CO濃度が高くなると、概してアクロレイン濃度も高くなっている。プロットは既報<sup>8)</sup>におけるたて型管状炉内で行った実験結果とは逆に、アクロレインとCOの毒性等価曲線の下方に分布している。両成分の発生量についての関係についても調べたが、Fig. 4とはほぼ同じ傾向の結果となった。なお、毒性等価曲線のためのアクロレインとCOの致死濃度には短時間ばく露の値、30ppmおよび5000ppmをそれぞれ用いた。

CO<sub>2</sub>/CO比とアクロレイン及びCO濃度との間の関係をFig. 5(a)および(b)にそれぞれ示す。CO濃度はCO<sub>2</sub>/CO比の増加につれて、当然のことながら双曲線的に減少し、アクロレイン濃度も、CO濃度とFig. 4のような関係にあるため、やはり、双曲線的な減少を示している。CO<sub>2</sub>/CO比が10以上になると、アクロレインは殆ど0%、また、COは約1%にまで減少している。CO<sub>2</sub>/CO比は完全燃焼の程度を知る指標

であり、その値が増加すれば両成分の濃度は減少するものと考えられるが、これらの図により、アクロレイン及びCOの発生の大い CO<sub>2</sub>/CO 比の範囲は10以下であるといえる。

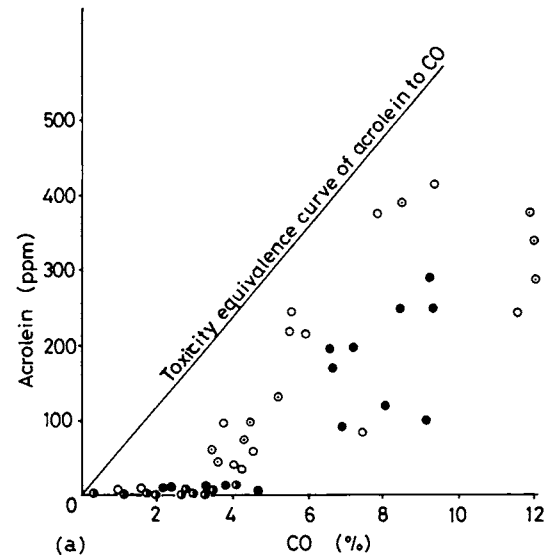


Fig. 4 Acrolein vs. CO in concentration during combustion of nitrogen-free polymers in combination with methanol

○ PE, ● PMMA, ⊙ PP, ⊖ wood  
Lethal concentration for 5 ~ 10 min. exposure:  
Acrolein 30 ppm, CO 5000 ppm

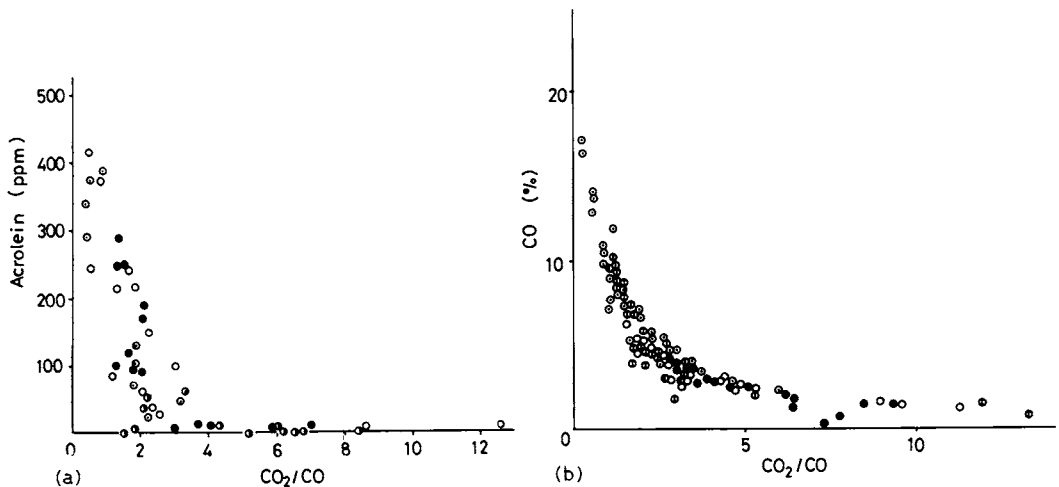


Fig. 5 Acrolein and CO vs. CO<sub>2</sub>/CO ratio in concentration during combustion of nitrogen-free polymers in combination with methanol

○ PE, ● PMMA, ⊙ PP, ⊖ wood

### 3.2 窒素含有高分子物質の燃焼

PAN, ナイロン-6, 軟質と硬質ウレタンフォーム及びメラミン樹脂を燃焼対象物として用い, それらの各々を一般高分子試料の場合と同様, メタノールと同時に $1.92 \sim 1.68 \text{ m}^3/\text{min}$ の空気供給条件下で燃焼させた。PANはファイバー状のものを, ナイロンはペレット状のものを, ウレタンフォームは5 cm角, 長さ100 cmのものからなるクリブ状のものを, またメラミン樹脂はフレック状のものをいずれも10kg用いた。

空気供給速度/燃焼速度比( $\ell/\text{g}$ )とHCN及びCOの燃料単位質量当りの発生量(COの場合は高分子試料とメタノールの, また, HCNの場合は高分子試料のみの単位質量当たり)の関係をFig. 6(a)及び(b)にそれぞれ示す。ただし, メラミン樹脂の場合は, 燃焼速度が小さく, 用いた空気供給条件下では, COもHCNも検出しなかったため, これらの図へのプロットを省略した。

HCNとCOとも, 発生量は空気供給速度/燃焼速度比が $2 \sim 4 \ell/\text{g}$ のときに大きく, それらの成分の生成はその比が $10 \ell/\text{g}$ 以下のときにほとんど限られていることが分かる。PAN及びナイロン-6に対してHCNの発生量が大きい, 濃度も高く, 約2%に達する場合があった。一方, COの発生量はPUFに対して大きく, 濃度も軟質PUFの場合には15%以上にも達する場合があった。

HCNとCOの毒性危険の比較を行うため, 両者の濃度及び発生量の関係を調べた。濃度及び発生量の関

係は傾向が類似しているため, 前者の関係をFig. 7に示す。個々の高分子物質についてみると, HCNの値はCOの値とともに増加する傾向がみられる。PANとナイロン-6に関しては, プロットがHCNとCOの毒性等価曲線の上方に分布しているため, HCNによる毒性危険はCOによる毒性危険より高いといえる。この場合, HCNの致死濃度には短時間ばく露の値350 ppmを用いた。

HCN濃度と $\text{CO}_2/\text{CO}$ 比の関係をFig. 8に示す。プロットはかなりばらついているように見えるが, 個々の高分子物質についてみると, HCN濃度は $\text{CO}_2/\text{CO}$ 比の増加につれて減少し, その比が10の点でほとんど0にまで下っている。CO濃度と $\text{CO}_2/\text{CO}$ 比の関係についても調べたが, Fig. 5(b)と同様の傾向の結果が得られ, CO濃度は $\text{CO}_2/\text{CO}$ 比が10の点で約1%に下った。COについては前述したが, HCNも不完全燃焼の際に多く発生するため,  $\text{CO}_2/\text{CO}$ 比が高いとき減少したものと思われる。これらの結果から, HCN及びCOの発生は $\text{CO}_2/\text{CO}$ 比が10以下のときに主に起こるということが出来る。

### 3.3 燃料配置による発生ガスの影響

木材クリブを床面のみに配置させた場合と, 床面とその上方に配置させた場合について, アクロレイン, COなどの発生量を調べた。すなわち, 前者の場合は木材クリブ40kgを床面に, 後者の場合は床面に20kg, 床面上方1.5 kgを配置させた。この時, 木材への着火は少量のメタノールの炎により行い, 空気供給速度は

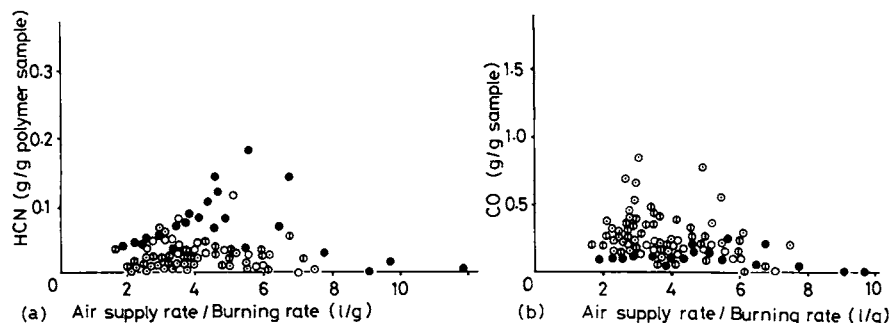


Fig. 6 Yields of HCN and CO vs. air supply rate/burning rate during combustion of nitrogen-containing polymers in combination with methanol

○ Nylon-6, ● PAN, ○ Rigid PUF, ⊙ Flexible PUF

Initial mass: 10 kg

Methanol: 220 g/min (Supply rate)

Air supply rate:  $1.92 \sim 7.68 \text{ m}^3/\text{min}$

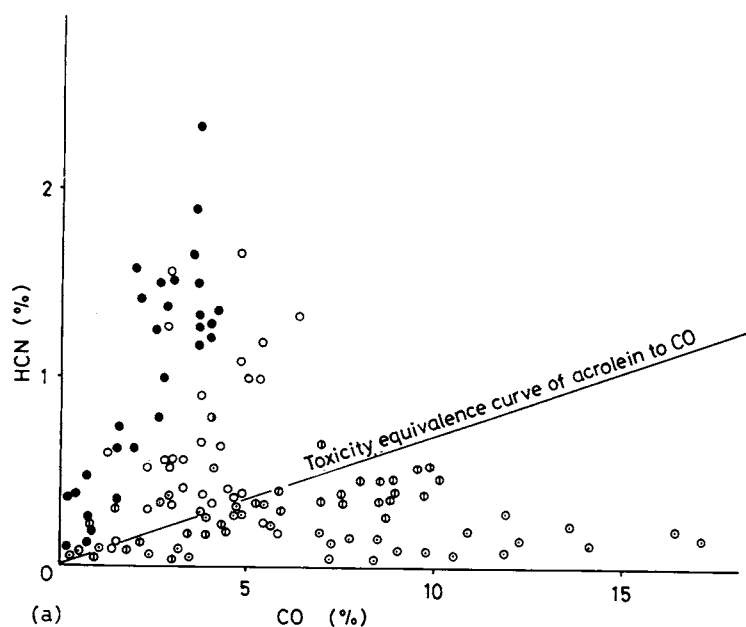


Fig. 7 HCN vs. CO in concentration during combustion of nitrogen-containing polymers in combination with methanol  
○ Nylon-6, ● PAN, ○ Rigid PUF, ⊙ Flexible PUF  
Lethal concentration for 5 - 10 min. exposure:  
HCN: 350 ppm, CO: 5000 ppm

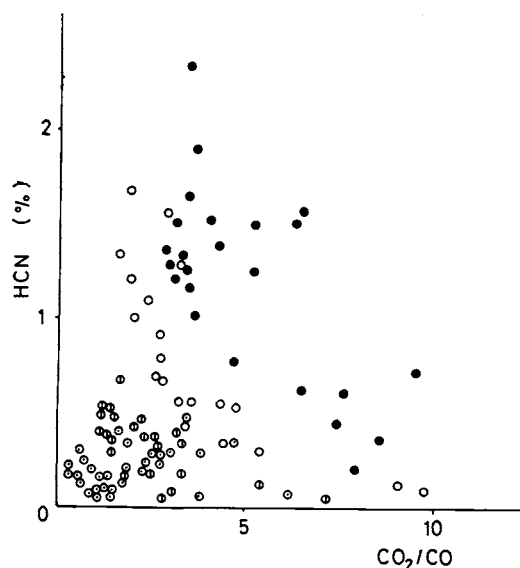


Fig. 8 HCN vs.  $\text{CO}_2/\text{CO}$  ratio in concentration during combustion of nitrogen-containing polymers in combination with methanol  
○ Nylon-6, ● PAN, ○ Rigid PUF, ⊙ Flexible PUF

1.92~3.84 $\text{m}^3/\text{min}$ の範囲を用いた。アクロレインとCOの燃料単位質量当たりの発生量の関係をFig. 9に示す。アクロレインについては燃料を上下2か所に配したときの方が明らかに生成量が多いことが分かる。

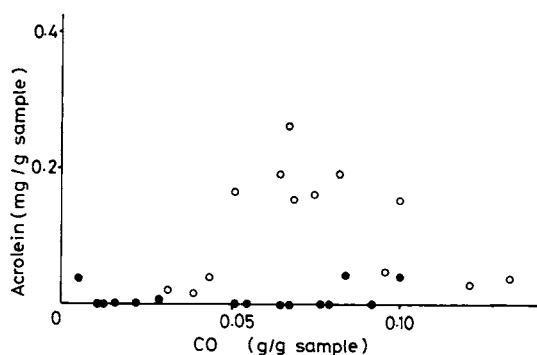


Fig. 9 Effect of location of wooden cribs as fuel on yields of acrolein and CO  
● 40 kg on the floor  
○ 20 kg on the floor and the other 20 kg 1 m above the floor

COについても多少そのような傾向がみられる。既報<sup>9)</sup>の横型管状炉における実験結果の場合と同様、新鮮な空気へのばく露の順番が影響したようである。すなわち、上下2か所に配した場合は、先に新鮮な空気にはく露される下方の燃料が完全燃焼に近い燃焼をし、上方の燃料は酸素がほとんど消費し尽された高温ガスにはく露され、熱分解のみで終る反応の度合の高い不完全燃焼になるため、アクロレインやCOの生成が大きくなったものと思われる。



### 3.4 窒素酸化物 ( $\text{NO}_x$ ) の発生

今回の実験のいくつかについては、燃焼ガス中の  $\text{NO}_x$  ガスの分析を行った。 $\text{NO}_x$  と  $\text{CO}_2$  濃度の関係を Fig. 10 に示す。 $\text{NO}_x$ 、 $\text{CO}_2$  の両者とも、空気過剰の場合に多く生成し、筆者らの行った実火災実験<sup>1)</sup> の場合には、両者にある程度の相関がよみとれたが、この図では相関があるようには思われない。燃焼系の温度が  $\text{NO}_x$  生成の大きな因子であり、その温度の位置的、時間的ばらつきが大きかったことがその理由の一つと考えられる。

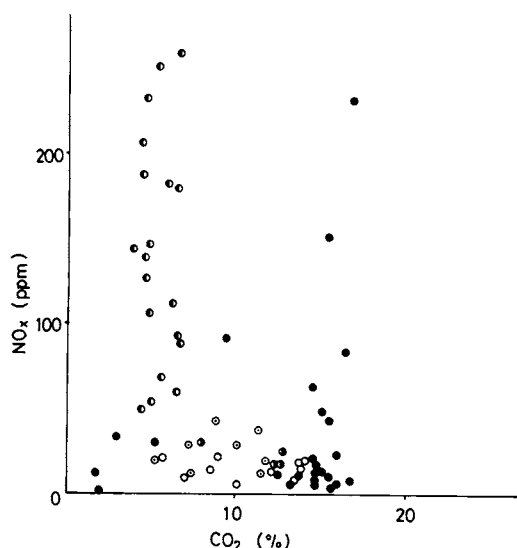


Fig. 10  $\text{NO}_x$  vs.  $\text{CO}_2$  in concentration during combustion of various polymers with or without methanol

- PE (10 kg) + methanol (220 g/min)
- ◐ PP (10 kg) + methanol (220 g/min)
- PMMA (10 kg) + methanol (220 g/min)
- Melamine resin (10 kg) + methanol (220 g/min)
- PAN (10 kg) + wood (20 kg)

$\text{NO}_x$  濃度は、メラミン樹脂や PAN の場合、PE、PP や PMMA の場合より遙かに大きい。これは、分子中の N に由来する  $\text{NO}_x$  が空気中の N に由来するものより遙かに大きいためと思われる。

$\text{NO}_x$  濃度は 200ppm 以上にも達した場合がいくつかあったことを考えると  $\text{NO}_x$  は、やはり、毒性成分の一つとして考慮されるべきであろう。

以上、3.1、3.2 及び 3.4 の結果は各種高分子物質を補助燃料メタノールと同時燃焼させた場合の結果である。

メタノールは高分子試料の下方に位置したため、高分子試料を単独で燃焼させる場合よりも、 $\text{CO}$ 、アクロレイン、HCN などの生成を多少増加させる方向に作用した可能性があるが、メタノールの供給速度は高分子試料の燃焼速度に比較して遙かに小さい場合が多かったので、メタノールの影響が大きかったとは思えない。

実際の火災の場合、高分子物質が単独で燃焼することは少ないため、メタノールとの同時燃焼はより現実的と考えることができる。

### 4. 検討 (電気管状炉における実験結果との比較)

燃焼反応は燃焼装置のサイズには関係なく、局部的には、燃料-空気比及び温度によってのみ支配される。したがって、各種高分子物質からの有毒ガスの発生特性を知るには、原理的には、電気炉において、温度と空気供給条件を種々に設定して、燃焼を行うだけで十分である。しかし、実際の火災の場合、室内の位置によって温度や酸素濃度は異なり、電気炉による結果だけからガス発生特性を推定することはできない。そこで、今回、実際のコンパートメントの半実大モデルにおいて、空気供給のみコントロールし、温度はコントロールしない燃焼実験を行った訳である。電気炉実験の場合の  $\text{CO}$ 、アクロレイン、HCN などの発生特性については既報<sup>8-12)</sup> があるが、今回の実験とは条件が異なるため、直接比較することはできない。しかし、横型管状炉における実験<sup>10, 11, 12)</sup> の場合、有炎燃焼のときの濃度あるいは発生量の最大値は今回の実験の場合の最大値とほぼ一致することが分かった。

たて型管状炉の実験<sup>8)</sup> においては、アクロレインと  $\text{CO}$  の発生特性を調べたが、その結果は今回の実験の結果と大きく異なった。PE を燃焼させた場合のアクロレインと  $\text{CO}$  の濃度は発生量の最大値 Table 3 に示す。今回の実験では、すべて、メタノールと同時燃焼させたため、純然たるくん焼燃焼はなかった。そこで、くん焼の場合を除いて比較すると、たて型管状炉の実験の場合、アクロレインでは、濃度が 10 倍、発生量は約 6 倍大きい。 $\text{CO}$  では逆に今回の実験の場合の方が濃度で約 1.4 倍、発生量で約 7.5 倍大きくなっている。この差の原因を究明するため、燃焼ガスの酸素濃度のデータを調べたところ、たて型管状炉の実験ではアクロレインと  $\text{CO}$  の両者の発生が認められた場合の酸素濃度は平均が約 6% であったが、今回の実験

**Table 3** A comparison of Acrolein and CO evolution in vertical tube furnace- and semi-full scale room model-experiments

|                                        |            | Acrolein           |                | CO                 |                 |
|----------------------------------------|------------|--------------------|----------------|--------------------|-----------------|
|                                        |            | Concentration max. | Yield max.     | Concentration max. | Yield max.      |
| Vertical tube furnace experiments      | Smoldering | 400 ppm            | 20 mg/g sample | 1%                 | 250 mg/g sample |
|                                        | Flaming    | 4000               | 13             | 8                  | 80              |
| Semi-full scale room model experiments |            | 400                | 2              | 11                 | 600             |

The details of the results for vertical furnace experiments are reported elsewhere<sup>8)</sup>.

の場合は約2.5%であった。たて型管状炉の場合には、試料の位置からガスサンプリング点までの距離が約25cmと短いため（模型管状炉の場合の管長は十分長かった）、反応ガス燃焼管内滞留時間も短く、空気中の酸素の中、消費されないまま排出された分が多かったものと思われる。アクロレインやCOは酸素と燃料の反応で生成されることはいうまでもないが、酸素との間の二次反応によっても分解される。COの場合は酸素が消費されない分だけ生成量が小さくなったものであろう。

以上の通り、電気炉実験の場合、条件によってはガス発生が異常に高い場合のあることが分かった。実際の火災においても、このようなことが起こらないとはいえないので、半実大室モデルのような実際の火災に近い燃焼によっても確かめてみる必要がある。有毒ガス発生に関する研究は電気炉燃焼及び実際の燃焼の両面から進めて行く必要があるものと思われる。

#### 4. まとめ

半実大室モデル（2m×2m×2m）内でPE、PP、PMMA、木材、PAN、ナイロン-6、軟質及び硬質ウレタンフォームなどを強制空気供給条件下で、メタノールを補助燃料として用いて、燃焼させた結果、本実験の範囲内で次のことが分かった。

- 1) アクロレイン、CO、HCNの発生は空気供給速度/燃焼速度が10ℓ/g以下のときに、また、CO<sub>2</sub>/CO比が10以下のときに、主に起る。
- 2) アクロレインによる潜在毒性危険はCOのそれより小さい。
- 3) PAN及びナイロン-6の燃焼の場合のHCNによる潜在毒性危険はCOのそれより大きい。

4) アクロレイン及びCOの発生に関して、燃料の配置による影響がかなり大きいことが木材を燃料とした実験で確かめられた。

5) 窒素含有高分子物質からはNO<sub>x</sub>の発生が大きく、濃度は200ppm以上にも達する場合がある。

6) 室モデル実験及び電気炉実験の結果の検討により、両実験の必要性が分かった。

おわりに、本研究は科学技術庁科学技術振興調整費による研究「米国・カナダとの協力による火災時の燃焼ガスの毒性評価と建材等の安全性向上に関する研究」の一環として行ったことを付記する。

#### 引用文献

- 1) 守川時生、箭内英治：消防研究所報告、No. 59, p. 67 (1985)
- 2) 箭内英治、守川時生：消防研究所報告、No. 56, p. 19 (1983)
- 3) 齊藤 直、箭内英治：消防研究所報告、No. 49, p. 21 (1980)
- 4) JIS K 0104
- 5) JIS K 0109
- 6) 日本薬学会：「衛生試験法注解」, p. 1066, 金原出版 (1973)
- 7) Morikawa, T.: *Journal of Combustion Toxicology*, **5**, No. 4, p. 362 (1978)
- 8) 守川時生：消防研究所報告、No. 58, p. 39 (1984)
- 9) Morikawa, T.: *Journal of Fire Sciences*, **2**, No. 2, p. 142 (1984)
- 10) Morikawa, T.: *The Journal of Combustion Toxicology*, **3**, No. 2, p. 135 (1976)
- 11) 守川時生：消防研究所報告、No. 57, p. 21 (1984)

- 12) 守川時生：日本火災学会論文集，**22**，No. 1，2，  
p. 1 (1972)

## Combustion Products of Polymeric Materials in Semi-Full Scale Room Fire Experiments

(Abstract)

Tokio Morikawa and Eiji Yanai

(Received May 28, 1985)

(Revised July 15, 1985)

Various synthetic polymers and wood, mostly in combination with methanol, were combusted in a semi-full scale room model under different forced air supply conditions in order to investigate the generation characteristics of such toxicants as carbon monoxide (CO), hydrogen cyanide (HCN), acrolein, formaldehyde and nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>).

The results obtained are as follows.

- (1) The production of acrolein, CO or HCN mainly occurs when the air supply rate/burning rate is below 10 l/g and CO<sub>2</sub>/CO ratio is below 10.
- (2) The toxic hazard due to acrolein is smaller than that due to CO whereas the toxic hazard due to HCN is larger than that due to CO in the case of polyacrylonitrile and nylon-6.
- (3) The NO<sub>x</sub> concentration is considerably high in the combustion of nitrogen-containing polymers.

---

# 消 防 研 究 所 報 告

---

通 卷 60 号

昭和60年 9 月30日 発行

編 集  
発 行

自治省 消防庁 消防研究所

東京都三鷹市中原 3 丁目14番 1 号

電 話 (0422) 44-8331 (代表)

---