

## 自動水幕装置の開発について (第2報)

榎 本 喜 七\*  
 浅 野 幸 雄\*  
 堀 井 幸 一\*  
 小 西 光 雄\*

### 1. ま え が き

大地震が発生すると、数多くの火災が続発して、住民の生命、身体および財産等に大きな被害が生じることが予想され、人命の安全確保が大きな問題となっている。

そこで、当研究所でも震災対策の一環として、放水の自動化、省力化によって、火災の延焼防止あるいは火災によるふく射熱や熱気流から、地域住民の避難路または避難場所を守る自動水幕装置の研究を進め、試作1号についての概要を、消防科学研究所報11号に報告したところであるが、これをさらに研究改良のうえ

実験した結果、実用性の高いものが完成したので報告する。

### 2. 概 要

自動水幕装置は、ポンプ車からのホース・ラインの各結合部に直列に設定し、副ノズルからの放水流を利用して、ノズルの左右の旋回を自動的に一定の周期で、往復運動を行ないながら無人放水するもので、その概要は、写真1、2、3、4のとおりである。

### 3. 構 造

自動水幕装置は、主ノズル、副ノズルおよび旋回機

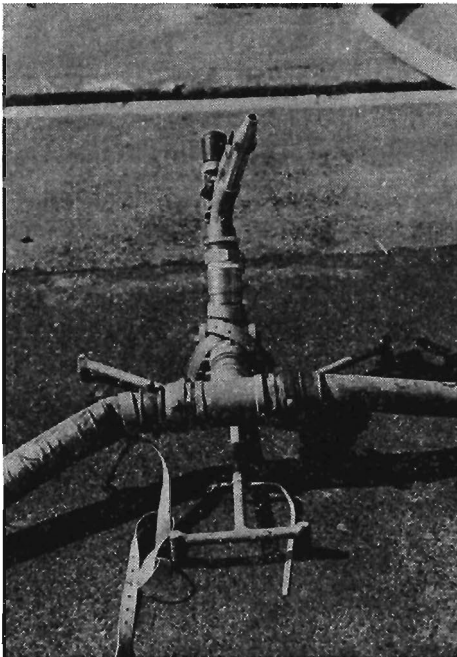


写真1



写真2

構をそなえた自動水幕ノズル、反動力支持脚、ホース結合金具をもった自動水幕取付け架台および各種ノズ

\* 第三研究室



写真3

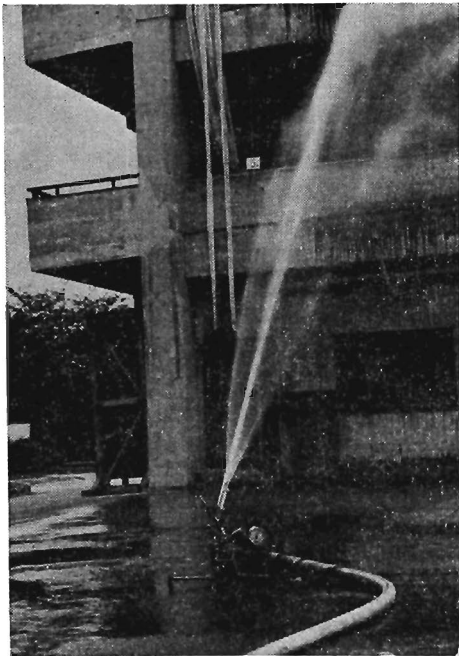
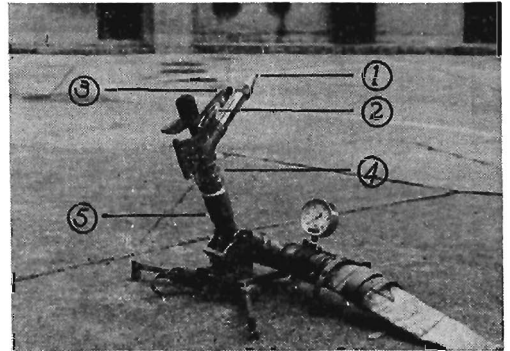


写真4

ル・チップからなり、副ノズルからの放水流をブレードに当たった衝撃力を利用して、管その基部の回転部で回転させ、二つの旋回固定リングのストッパの範囲を、往復運動を行ないながら放水する構造である。



①主ノズル ②副ノズル ③ブレード  
④旋回固定リング ⑤自動水幕取付け架台

写真5

#### 4. 改良点

- (1) 主ノズルと副ノズルの開き角度が5度であったものを、0度すなわち同一線上にして、旋回時間および放水性状の改善を図った。
- (2) 各種ノズルの形状等を改善して放水流の円滑を図った。

#### 5. 主要諸元・性能

自動水幕ノズル重量 約 4.5kg

自動水幕ノズル取付け架台重量 約11.0kg

(当庁採用の簡易放水銃の架台と同一のもの)

ノズル

ストレート・ノズル (口径13. 14. 16mmφ) 各 1

二口径ノズル (口径10mmφ×2) 1

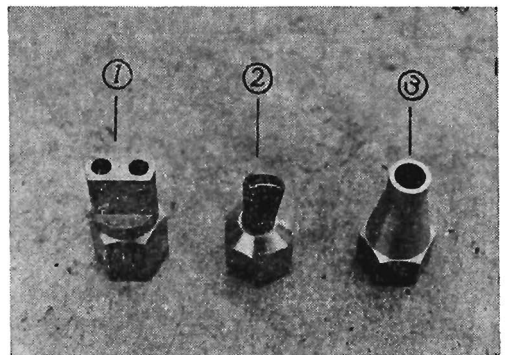
扇形ノズル (口径12mmφ相当) 1

性能

旋回時間(左右の角度30°で1往復) 約12sec

放水量(1基当り) 250ℓ/min以上

旋回設定範囲 360°以内は任意



①二口径ノズル ②扇形ノズル  
③ストレート・ノズル

写真6

## 6. 使用方法

(1) ポンプ車から延長されたホース・ラインの各結合部に、次の図1, 2, 3のいずれかの体形に設定する。

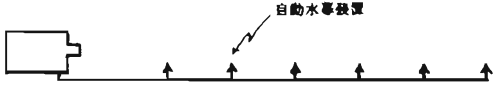


図1 一線延長

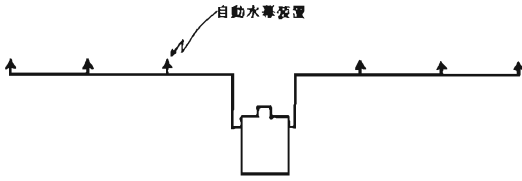


図2 二線延長

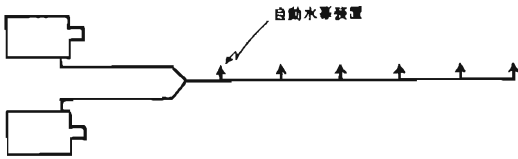


図3 連合運転

- (2) ノズルの仰角を適正な角度に設定する。
- (3) ノズルの左右の旋回範囲を旋回固定リングで設定する。
- (4) ポンプ車にもっとも近いノズル圧力が、次表になるように送水する。

表1 送水基準圧力

ノズル種別	ノズル圧力(kg/cm <sup>2</sup> )
主ノズル 16mmφ	6 ~ 8
主ノズル 14mmφ	4 ~ 8
主ノズル 13mmφ	4 ~ 8
2口径ノズル10mmφ×2	4 ~ 8
扇形ノズル 12mmφ相当	4 ~ 8

## 7. 実験結果

図4の体形で、各種ノズルについて、ノズル圧力に対する放水量、旋回時間および放水射程等の関係を実験した結果は、表2のとおりである。

## 8. 考察

(1) ノズル圧力と放水量の関係

各種ノズルにおけるノズル圧力と放水量の関係を、表2から図示すると、図5のとおりである。

ノズル圧力と放水量の関係は、当然のことながら実験値と計算値は同様の結果を示した。なお、扇形ノズルは、ノズル口径にすると約12mmφに相当する

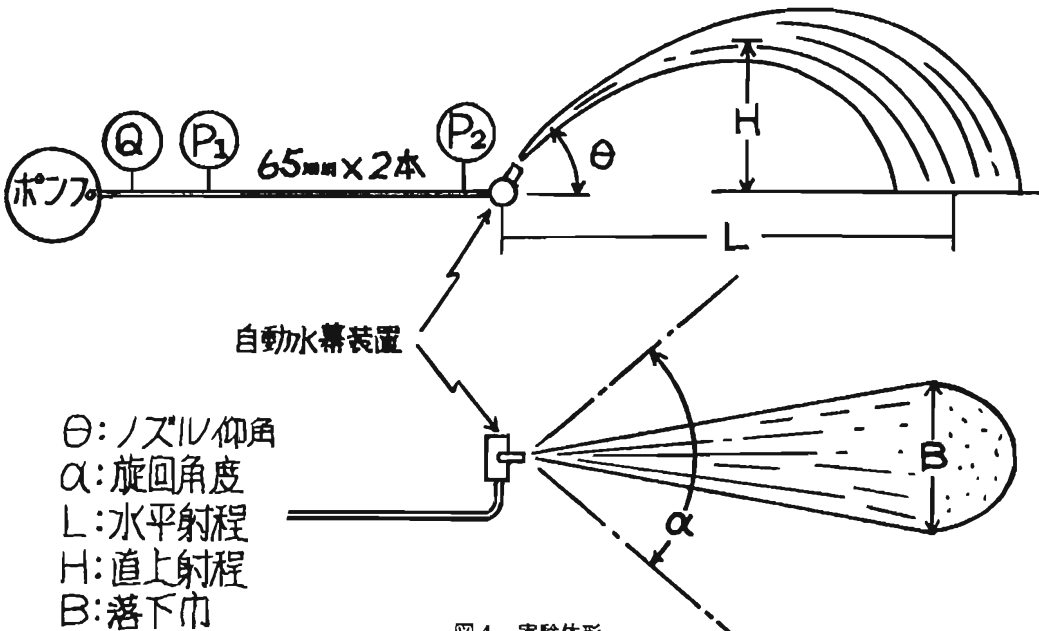


図4 実験体形

表2 実験結果

ノズル種別	仰角(度)	P <sub>1</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>2</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	Q (ℓ/min)	放水射程(m)			旋回時間 (sec)
					H	L	B	
主ノズル 13mm φ	30°	2.2	2	230	6	13	5	8
		4.3	4	320	9	18	6	9
		6.5	6	400	11	21	7	9
		8.6	8	470	12	22	7	9
副ノズル 9mm φ	70°	2.2	2	230	12	9	3	9
		4.3	4	330	16	12	5	10
		6.5	6	400	19	15	7	10
		8.5	8	470	21	17	7	10
主ノズル 14mm φ	30°	2.2	2	250	7	14	5	10
		4.3	4	360	11	19	6	12
		6.5	6	440	13	24	7	12
		8.8	8	510	14	25	8	12
副ノズル 9mm φ	70°	2.2	2	250	14	10	3	10
		4.4	4	360	18	15	5	12
		6.5	6	450	20	17	6	12
		8.8	8	520	23	18	8	12
主ノズル 16mm φ	30°	4.4	4	440	11	20	6	10
		6.6	6	540	14	24	6	11
		8.8	8	630	15	28	7	12
副ノズル 9mm φ	70°	4.5	4	450	18	15	6	11
		6.7	6	540	22	18	6	11
		9.0	8	630	25	19	7	11
主ノズル 10mm φ × 2	70°	4.3	4	300	12	11	4	12
		6.4	6	360	14	12	6	12
副ノズル 9mm φ		8.6	8	420	15	13	6	12
扇形ノズル 12mm φ 相当	70°	4.2	4	230	9	8	6	12
		6.4	6	300	12	10	8	12
副ノズル 9mm φ		8.5	8	350	13	12	9	11

註 1. Qは、主ノズルと副ノズルからの放水量の合計値を示す。

2. 旋回時間は、旋回角度30°の1往復の所要時間を示す。

ものと考えられる。

自動水幕装置の設計は、ポンプ車のポンプ性能(全揚程15kg/cm<sup>2</sup>で放水量1.9ℓ/min)の約80%で運用するようにしたことは、昨年の研究所報11号で述べたとおりであるが、これからポンプ車1台の送水限界を推定すると、表3のようになる。

したがって、自動水幕装置の設定基数を6基とすると、ストレート・ノズル14mm φ以上を使用するときは、ポンプの併列連合運転をする必要がある。

(2) ノズル圧力と放水射程の関係

各種ノズルにおけるノズル圧力と放水射程の関係

表3 ポンプ車1台の送水限界

ノズル種別	1基当りの放水量(ℓ/min)	推定基数
扇形ノズル(12mm φ相当)	200	7
二口径ノズル (10mm φ × 2)	240	6
ストレート・ノズル 13mm φ	280	5
ストレート・ノズル 14mm φ	310	4
ストレート・ノズル 16mm φ	360	4
摘要	自動水幕装置のノズル圧力を3kg/cm <sup>2</sup> として計算した。	

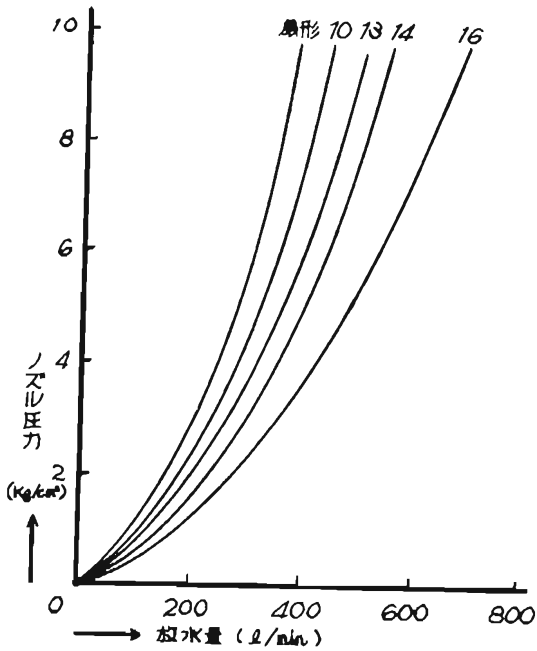


図5 ノズル圧力と放水量

を、表2から図示すると、図6のとおりである。

放水射程は、風位風速等によって異なるので、簡単に推論することはできないが、今回の実験から次のように考えられる。

ア. 扇形ノズルと二口径ノズルは、通常の使用状態では約12mの直上射程と考えられる。

イ. ストレート・ノズルは、約20mの直上射程とみることができる。

今回の実験は、風速が3~5 m/secで横風を受ける状態で行なったものであるが、実用上は、風位風速等を考慮に入れて、ノズル口径とノズル圧力を決定すべきであると考えられる。

(3) ノズル圧力と旋回時間の関係

各種ノズルにおけるノズル圧力に対する旋回時間の関係は、ノズルの種類やノズル圧力によって多少の差があるが、旋回角度30度の実験から、約12secとみて支障ないものと考えられる。

なお、ノズル基部の旋回部は、放水流の反力によって摩擦を生じ、この摩擦力にブレードの衝撃力が打ちかかって旋回運動を行なうものである。したがっ

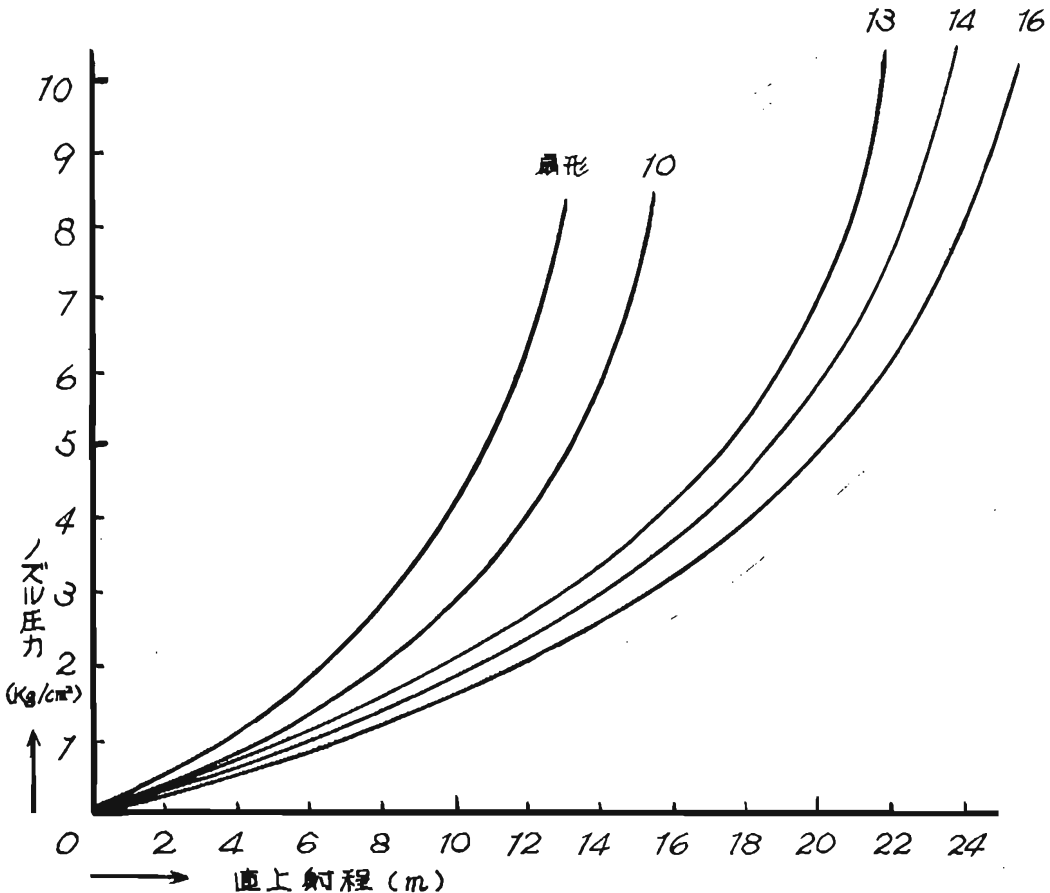


図6 ノズル圧力と直上射程

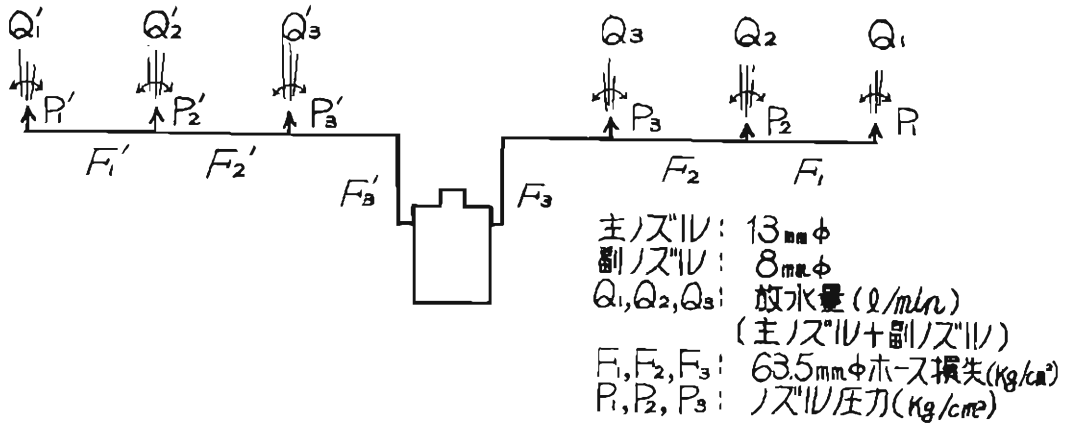


図7 運用体形

て、放水圧力が低すぎても、高すぎても旋回しなくなるが、通常の使用圧力においては、全く支障なく旋回運動をする。

(4) 運用体形における放水量と摩擦損失について

図7の体形で運用した場合の各ノズルからの放水量とホースの摩擦損失を求めると、

今  $P_1$  のノズル圧力を  $3\text{kg/cm}^2$  とすると、 $F_1$  は  $Q_1$  に相当する摩擦損失であり、 $F_2$  は  $Q_1$  プラス  $Q_2$  に相当する損失を生じ、 $F_3$  は  $Q_1$  プラス  $Q_2$  プラス  $Q_3$  に相当する損失となる。

また、ノズル圧力  $P_1$  は  $3\text{kg/cm}^2$  であるから、 $P_2$  は  $P_1$  プラス  $F_1$  となり、 $P_3$  は  $P_2$  プラス  $F_2$  となる。

なお、 $F_1'/F_2'/F_3'$  と  $P_1'/P_2'/P_3'$  は、前記と全く同

一になる。

このことを次式によって算出した結果は、表4のとおりである。

$$Q = 0.0653 d^2 \sqrt{P}$$

Q : 放水量 (l/min)

d : ノズル口径 (cm)

P : ノズル圧力 (kg/cm<sup>2</sup>)

$$F L = 0.805 L Q^2$$

F L : 63.5mmφホース摩擦損失 (kg/cm<sup>2</sup>)

L : ホース本数 (本)

Q : 放水量 (l/min)

表4 二線延長体形のノズル圧、放水量、摩擦損失の関係

	$P_1, Q_1, F_1$	$P_2, Q_2, F_2$	$P_3, Q_3, F_3$	$P_1', Q_1', F_1'$	$P_2', Q_2', F_2'$	$P_3', Q_3', F_3'$
ノズル圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	3.0	3.05	3.27	3.0	3.05	3.27
放水量 (l/min)	260	265	273	260	265	273
ホース摩擦損失 (kg/cm <sup>2</sup> )	0.05	0.22	0.5	0.05	0.22	0.5

以上のとおりで、この体形においては、各ノズル圧、放水量および放水性状等においては大きな差がないといえる。しかし、ノズル口径が大きく、放水量が増加するにつれて、または、二線延長体形においては、大きな差を生じてくるので、各ノズル基部にオリフィス等を組込んで、放水性状等の均一化を図る必要があるものと考え、現在これらの寸法等の実験検討を進めている。

9. 特 長

(1) ポンプ車1台あるいは連合運転で、無人でしかも

広範囲に自動放水できる。

(2) ホース・ラインの結合部に設定できるので、取扱い操作が容易である。

(3) 放水の自動化、省力化が得られるので、消防隊員の労力軽減と安全管理が図られる。

(4) 維持管理が容易である。

10. あ と が き

今回の試作実験の結果、旋回時間や放水性状等において、その実用性が確認されたものと考えられるので、今後は、火災実験等の機会を利用して、自動水幕

装置による延焼防止およびふく射熱等の防止の効果を  
実験して、実用面からみた効果の良否を検討したいと

考えている。さらに、ノズルの旋回時間を自由に調節  
できるように研究したいと考えている。