

粒体散布に関する研究 (第2報)

—粒体散布用の多口ホース噴頭について—

藤 木 徳 実

(農業機械学教室)

昭和52年4月27日 受理

Studies on Granule Application (II)

—Data for designing a perforated granule applicator—

Tokumi FUJIKI

(Laboratory of Agricultural Machinery)

Received April 27, 1977

Summary

In order to design perforations of perforated granule applicator, it is necessary to determine the distributions of dynamic and static pressures at arbitrary sections in the perforated hose. The following formula was used to calculate the change of static pressure in an arbitrary division:

$$P_I - P_o = \frac{\frac{fL(P+P_o)}{6gDRT} (V_I^2 + V_I V_o + V_o^2) - \frac{K(P+P_o)}{gRT} (V_I^2 - V_o^2)}{1 - \frac{fL}{24gDRT} (3V_I^2 + 2V_I V_o + V_o^2) - \frac{KV_I^2}{gRT}}$$

The frictional coefficients f were calculated for two types of perforated granule applicators, which were equipped with an impact plate and a projection, respectively, at the back of every perforation to scatter granule (Fig. 7 and 8).

The flow rate of air through a given outlet was formulated as follows:

$$q = C_d (\gamma_a V_n \sin \theta + \gamma_o v \cos \theta) a_i \cos \theta$$

The coefficient of discharge C_d was obtained by the experiment and the analysis (Fig. 11, 12 and 13).

The distribution of penetrating and discharging air velocities were measured in detail. Then pipe factors (V_e/\bar{V}) were illustrated in relation with opening ratios of the wall (Fig. 3), and then the inclinations of discharged air flow were expressed by the ratios of penetrating air velocities to discharging air velocities (Fig. 4).

I 緒 言

田畑に散布される粒剤としては除草剤や殺虫剤が一般的である。これらを能率的に散布するために多口ホース噴頭が応用されることがある。また粒剤の他に水稻の省力栽培を目的とする散播直播や粒状化成肥料の追肥等、比較的少量の散布を要するものにも多口ホース噴頭の応用研究が

進められている¹⁾²⁾³⁾⁴⁾⁵⁾.

粒体を多口ホース噴頭で散布する場合は、粒体が大きな慣性重量を持っているため、とくに管内流速が大きい部分で、管内気流から分かれにくく、各吐出し穴から分岐される率が少ない恐れがある。そこで各吐出し穴の直後附近に、衝突板、斜帯⁵⁾、降起ないし粒体案内穴等を設ける例が多い。したがってこれらの噴頭は粉剤用の多口ホース噴頭と比較して、摩擦損失係数が大きくなるのは自明であり、吐出し穴の設計に必要な流量係数も不明である。よってこれらの設計資料を得るために粒剤用噴頭の1~2を供試して実験を行い、粉剤用噴頭と比較しつつ諸係数を求めた。

II 供試した粒剤用噴頭

供試した噴頭はMY社製の衝壁式とMI社製の管内隆起式のものである。

衝壁式の衝突板はFig. 1のような寸法を有する小片で、これを穴の直後方にスナップ止めすることによって粒体を衝突させ分岐を促すものである。これをつけた多口ホース噴頭をG①、G②と呼び、その寸法をTable 1に示す。

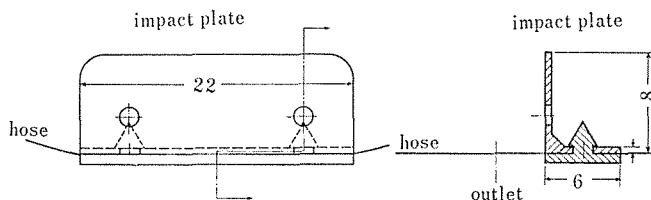


Fig. 1. Detail of the impact plate of the perforated granule applicator G① and G②.

Table 1. Specification of P. D. Heads G① and G② for measuring the characteristic coefficients.

Peculiar mark	Thickness of material (mm)	Diameter D (m)	Interval of outlets (m)	Mean diameter of outlets (mm)	Opening Ratio $R_0 \times 10^4$	Measured division	
						Net length (m)	Number of outlets
G①	0.10	0.1237	0.375	10.0	5.40	5.27	14
G②	0.08	0.1014	0.500	10.5	5.50	5.03	10

管内隆起式は噴頭を折り畳んだ状態でFig. 2のように絞り形をつけたもので、穴加工後に膨張させると、管自体がくびれ、吐出し穴も極めて不整形な状態になる。また静圧に応じて吐出し穴の短径方向が変化し、穴の開口状態が変わるといふ厄介な問題が起こる。穴加工は一応、8mm ϕ 、12mm ϕ 、15mm ϕ をねらって3種類作ったが、実際の開口状態は静圧によってTable 2のように変化した。これらをG③、G④、G⑤と呼ぶことにする。なおTable 2でMajor axisとは、吐出し穴を楕円に見立てて、噴頭の軸方向に穴径を測定した長さであり、Minor axisはそれと直角方向の穴寸法であり、このようにG③、G④とG⑤には実験結果の再現性の面から多少難があった。

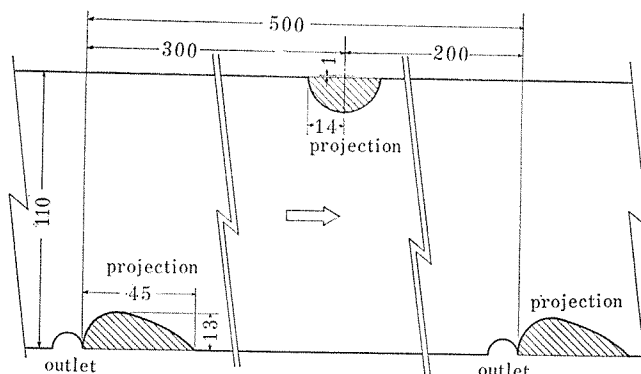


Fig. 2. Detail of the hot-pressed projection, attached to the perforated granule applicator G③, G④ and G⑤.

Table 2. Opening conditions of perforated granule applicator named as G③~⑤.

Numerical order of outlet	Mark & Nominal size	Axes Static pressure (mmAq) [†]	G③ 8 mm φ			G④ 12 mm φ			G⑤ 15 mm φ		
			Major axis (mm)	Minor axis (mm)		Major axis (mm)	Minor axis (mm)		Major axis (mm)	Minor axis (mm)	
				120 ~87	300 ~295		100 ~80	360 ~270		103 ~87	348 ~265
1		7.4	3.0	3.6	11.4	6.5	9.0	14.4	8.3	12.0	
2		7.5	3.6	5.5	12.0	6.5	9.2	15.8	7.2	10.7	
3		8.1	2.8	3.6	12.4	5.1	8.0	15.2	8.8	12.1	
4		8.0	3.2	4.2	15.5	8.6	11.7	15.5	9.0	12.6	
5		8.2	4.0	4.1	12.1	5.2	8.0	15.0	9.5	12.7	
6		7.6	2.5	3.6	11.3	6.5	9.2	15.8	9.6	13.3	
7		8.4	2.0	2.8	13.0	6.5	10.0	15.9	10.0	12.2	
8		9.2	2.5	3.8	10.0	5.5	8.5	15.4	8.7	12.3	
9		7.6	2.3	4.0	12.5	6.0	10.0	15.3	9.0	12.5	
10		7.4	2.6	4.4	10.0	5.3	8.4	15.4	7.0	9.5	
	Mean	7.9	2.9	4.0	12.0	6.2	9.2	15.4	8.7	12.5	

[†] The static pressures at upper and lower reaches, respectively, the pressure influenced to the minor axes of perforations.

III 噴頭内の風速分布と噴出偏角

多口ホース噴頭内の風速分布は、噴頭断面を12等分⁸⁾し、吐出し穴から上流側へ20mmの位置にピトー管先端を挿入して、水柱傾斜マノメータで測定した。これら12点の風速測定の結果から平均風速 \bar{V} を求め、中心風速 V_c と比較した。その比 ϕ を次のように表わした。

$$\phi = \frac{\bar{V}}{V_c} \quad (1)$$

同一の噴頭では送風機の回転速度あるいは末端の開度を変えて大小二種の風速において測定した。管壁面積に対する開口面積の比すなわち開口比 R 。とこの風速比 ϕ の測定結果との関係を示せば、Fig. 3 のように粉剤用噴頭の場合に比べ1%程度高めに表わされた。

つぎに吐出し穴からの風の吐出し方向は衝壁式の場合においても、噴頭から直角に出るのではなく、いくぶん後方へ傾いている。この直角方向からの傾斜角を噴出偏角 θ として、分度器に糸

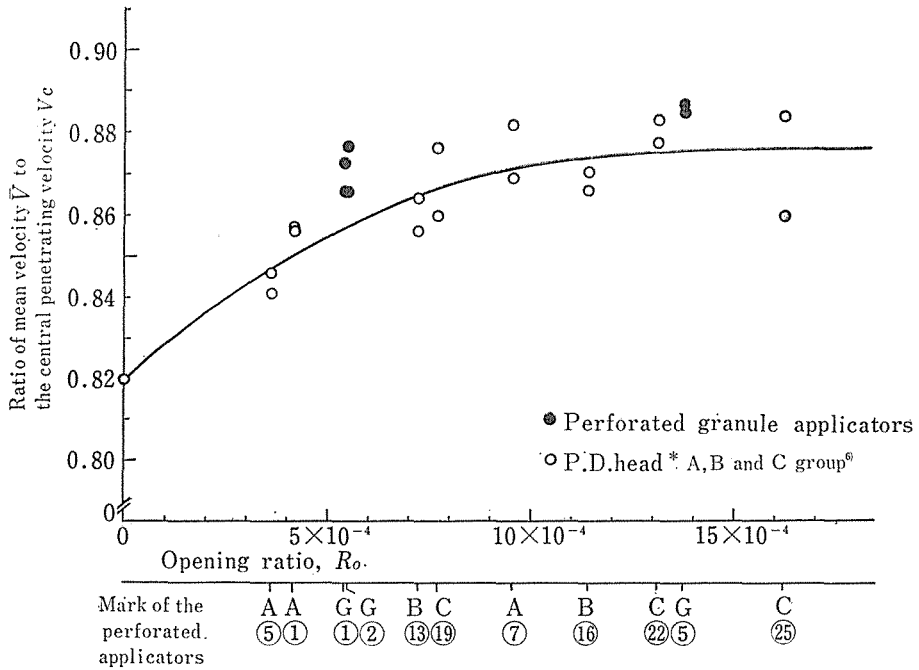


Fig. 3. Pipe factors (ratio of \bar{V} to V_c) measured for granule applicator G① and G⑤ and perforated dust heads⁶⁾.
* cf. the 6th literature.

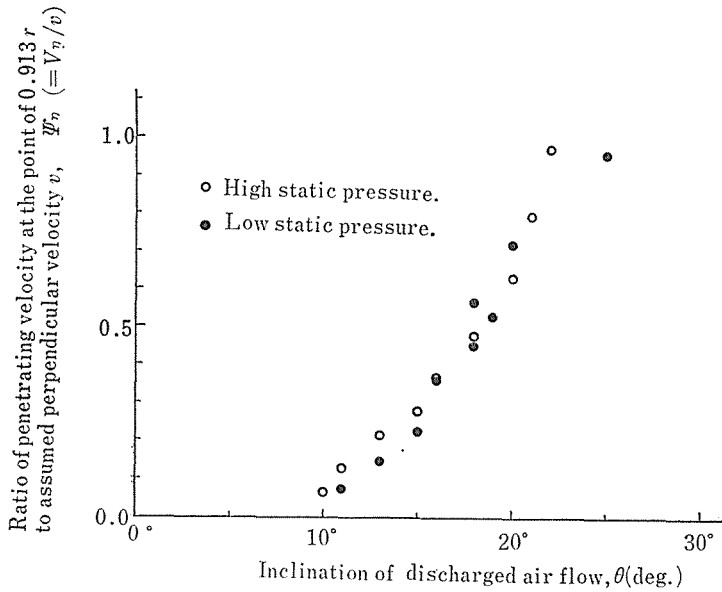


Fig. 4. Inclination of discharged air flow from the perforated granule applicator G①.

をつけて測定した。8mmの衝突板をつけたG①を使って、吐出し穴の上流20mm、壁面から5.4mm（半径 r の0.913⁹⁾）の点における貫通風速 V_η と、静圧 P_s のみによる仮想風速 v ($v = \sqrt{2gP_s/\gamma}$) との風速比 ψ_η

$$\psi_\eta = \frac{V_\eta}{v} \quad (2)$$

を算出し、噴出偏角 θ との関係を図示するとFig. 4のようであった。粉剤用と異なり風速比 ψ_η の影響が少ない曲線となった。このことは静圧の影響が小さいこと、あるいは壁面近くの風速 V_η が衝突板に突き当たって出る吐出し風量が大きく、この気流が噴出偏角 θ に影響することを示している。

さらに風速分布の測定結果から、平均風速 \bar{V} に対する0.913 r における貫通風速 V_η の比 ϕ_η を求めFig. 5に示す。風速比 ϕ と開口比 R_o との関係ほどははっきりした傾向は得られなかったが、図のように100%に近くほぼ直線関係が見られた。

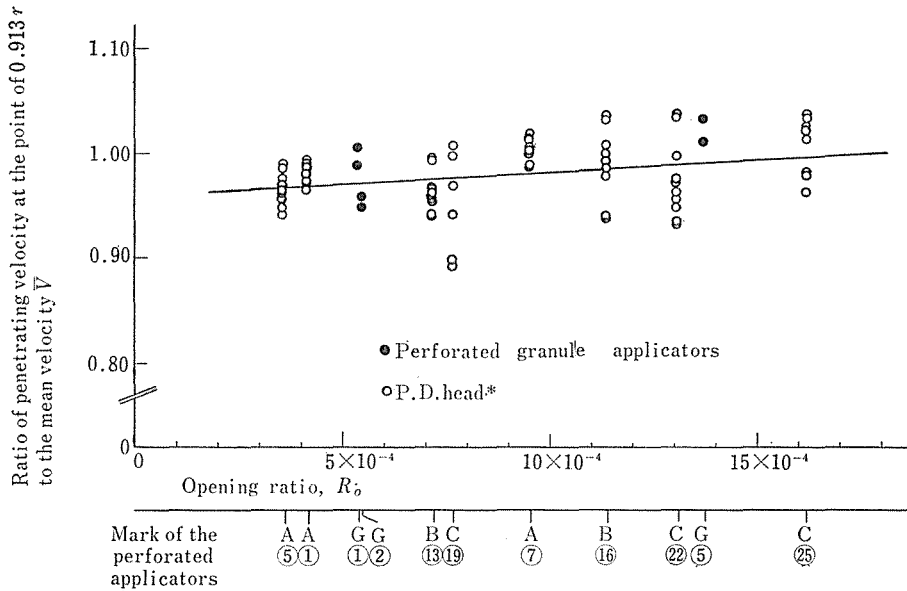


Fig. 5. Ratio of the penetrating velocity at the point of 0.913 r to the mean velocity \bar{V} .
* cf. the 6th literature.

IV 静圧分布の予知理論および摩擦損失係数

多口ホース噴頭の入口を含め、任意部分における貫通風速の分布すなわち動圧の分布はホースの直径と開口状態および送風機の性能によっておのずから決まるが、設計以前に動圧分布のおよその配分状態を決定しなければならない。それによって流速分布が決まれば、次の段階の静圧を予知することになる。

粒剤用多口ホース噴頭内の静圧がどのように低下するかを設計段階で予知する式はパイプダスタ用噴頭に採用した式(3)⁹⁾が成立つと考え、摩擦係数 f は実験結果を用いて逆算した。すなわち

$$\begin{aligned} & \frac{L}{24DT} \left[4(P+P_o)(V_I^2 + V_I \cdot V_o + V_o^2) \right. \\ & \quad \left. + (P_I - P_o)(3V_I^2 + 2V_I \cdot V_o + V_o^2) \right] f \\ & - \frac{1}{T} \left[(P+P_o)(V_I^2 - V_o^2) + (P_I + P_o)V_I^2 \right] K \\ & = gR(P_I - P_o) \end{aligned} \quad (3)$$

Fig. 6 のように、上流側流速 V_I と下流側流速 V_o とを送風機の回転速度と末端側の開閉とによって種々に変え、その動、静圧を水柱傾斜マンメータにより測定して、その結果を式 (3) に代入し、 f を求めた。つまり Fig. 6 は同一噴頭において静圧が高い場合（送風機に近い部分の模型 (1)）や低い場合（末端部分の模型 (2)）の実験ができるようにしたわけである。ここに P は大気圧、 P_I は上流側静圧、 P_o は下流側静圧、 T は絶対温度、 R は空気的气体常数である。なお K は管内流速に制動がかかることによって、運動エネルギーが圧力エネルギーへ変換される際の修正係数⁷⁾ であり、この値はパイプダスタ用噴頭に関する研究から得られた値⁶⁾ を使うことにした。

Fig. 7 は衝突板式 G①、G② の、Fig. 8 は管内隆起式 G③、G④、G⑤ の摩擦損失係数 f である。いずれも粉剤用噴頭のものより係数 f が大きい、とくに管内隆起式 G③～⑤ の係数 f ははるかに大きく、レイノルズ数にかかわらずほぼ一定となった。したがって G③～⑤ の流れは粗管乱流域に入るものと思われる。

なお運動エネルギー修正係数 K は流速 V やレイノルズ数 R_e の関数であるが、これらにかかわらず $K=0.5(2K=1.0)$ で一定とみなした場合に適用すべき摩擦損失係数 f_k を逆算してみた (Fig. 9, Fig. 10)。その傾向は Fig. 7, Fig. 8 とあまり変わらないが、 f よりいくぶん大きい値となった。

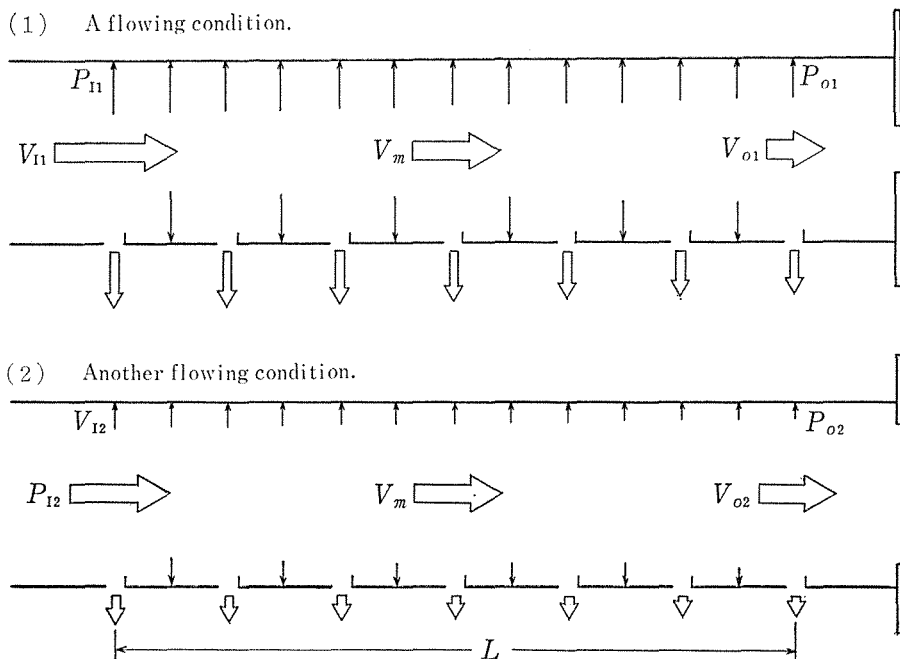


Fig. 6. Two flow conditions for calculating frictional coefficient f of a perforated granule applicator.

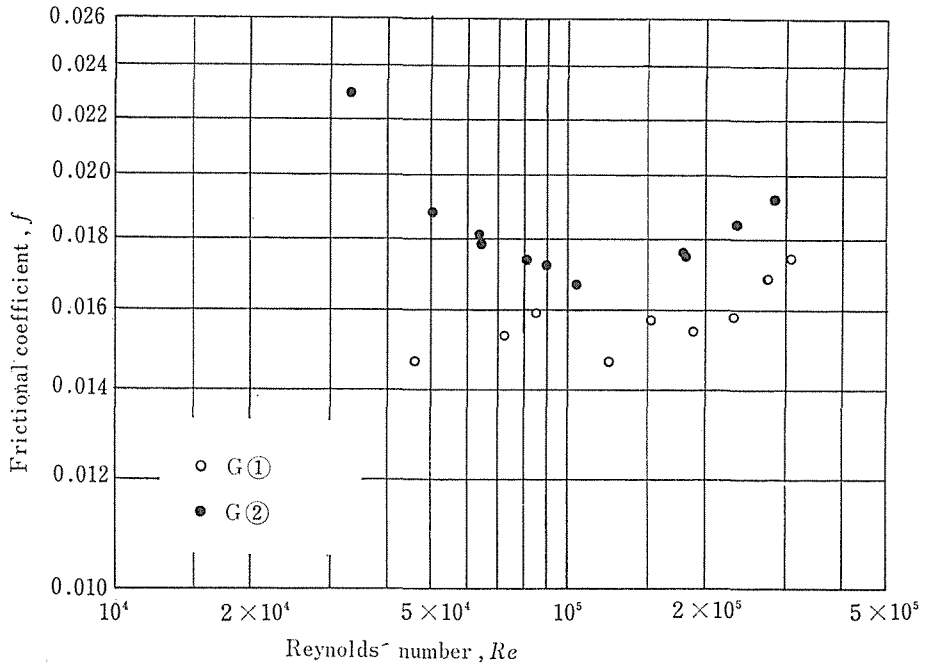


Fig. 7. Frictional coefficient f of the perforated granule applicator G① and G②.

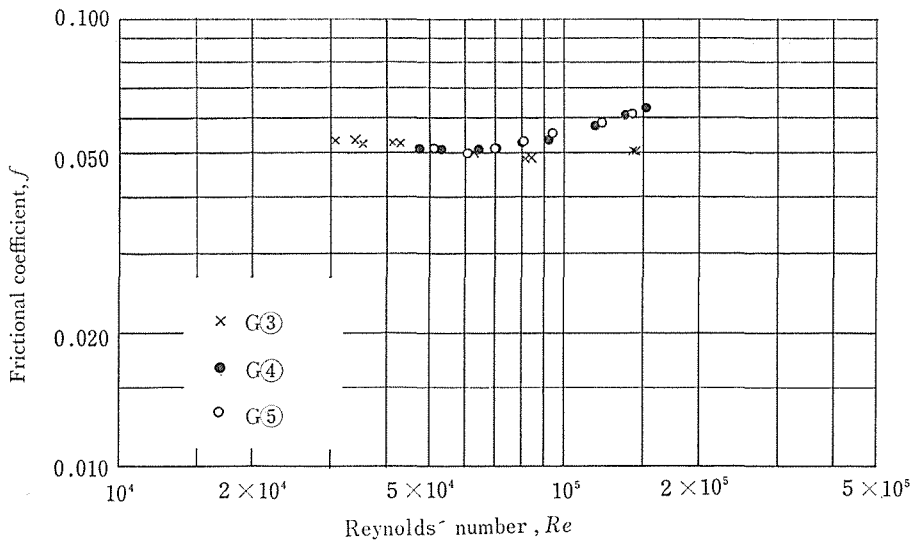


Fig. 8. Frictional coefficient f of the perforated granule applicator G③, G④ and G⑤.

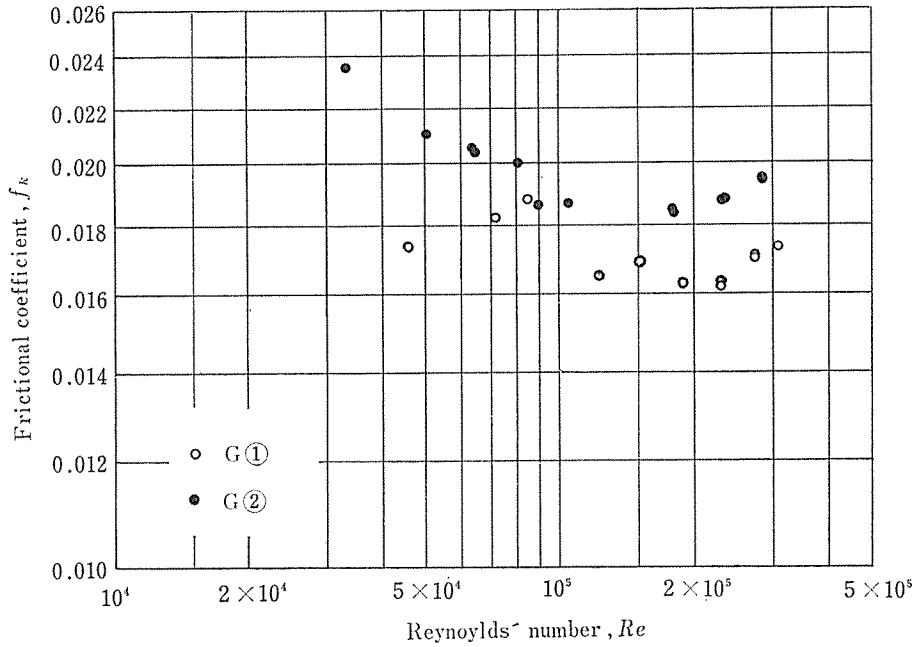


Fig. 9. Frictional coefficient f_k of G① and G② when the value of K is assumed at 0.5 (const.).

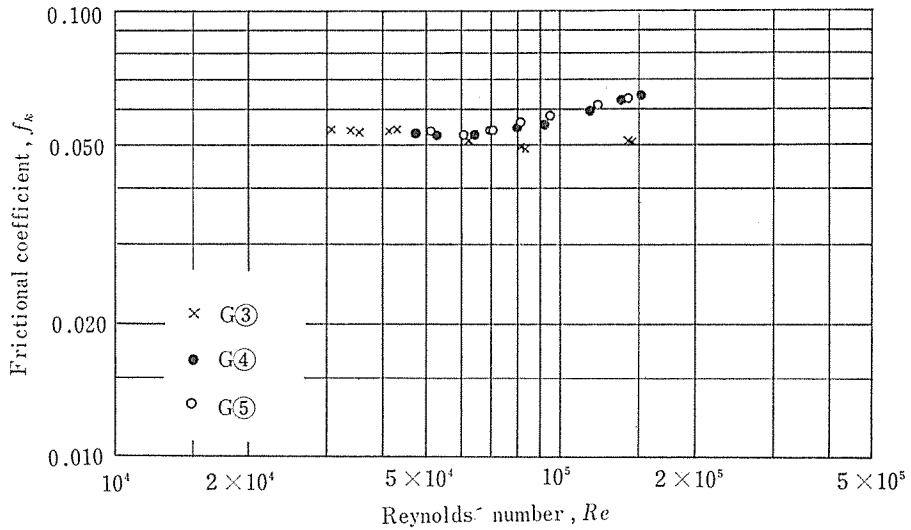


Fig. 10. Frictional coefficient f_k of G③, G④ and G⑤ when the value of K is assumed at 0.5 (const.).

V 吐出し穴の流量係数

吐出し穴附近の流動条件を予知して穴径を決定するには、吐出し穴からの流出のメカニズムを明らかにし、流量係数が既知でなければならない。吐出し穴からの流れは前記したように末端側へ傾斜していることから、吐出し気流は静圧によるばかりでなく動圧成分が分かれていることが

わかった。衝壁式の吐出しメカニズムは噴出偏角が小さいことを加味すれば粉剤用の多口ホース噴頭の理論がおおむね適用できると考えられる。すなわち衝突板の高さより低い $0.913r$ における貫通風速 V_n が、噴出偏角 θ をもって分流し、静圧のみによる仮想風速 v も噴出偏角 θ をもって吹き出され、ともに吐出し口を斜め方向に通過し、共通の流量係数 C_d を持つと考える。このことを一個の吐出し穴から出る風量 q について式で表わせば

$$\begin{aligned}
 q &= C_d (\gamma_a V_n \sin \theta + \gamma_o v \cos \theta) a_i \cos \theta \\
 &= C_d \gamma_a \left(V_n \sin \theta + \frac{\gamma_o}{\gamma_a} v \cos \theta \right) a_i \cos \theta
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

となる⁶⁾。 γ_a はホース噴頭内の、 γ_o は大気中の空気の単位体積重量、 a_i は任意点 i の吐出し穴面積である。

流量係数 C_d は前項の実験結果から、上流点と下流点との流量の差が吐出し穴から出た流量に

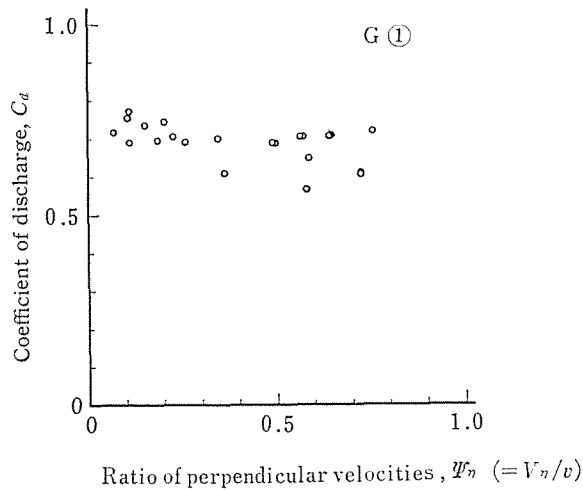


Fig. 11. Relation between C_d and Ψ_n for G①.

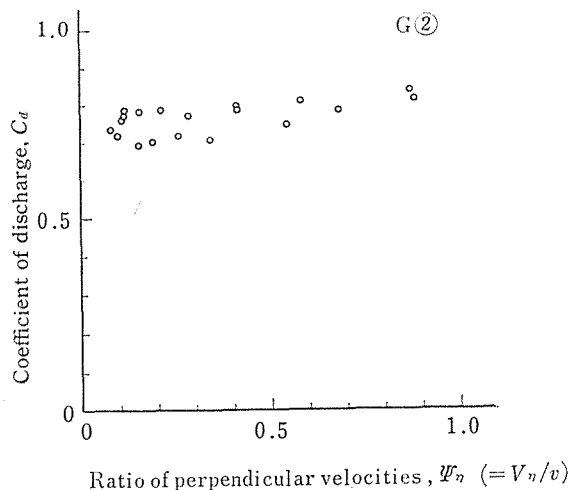


Fig. 12. Relation between C_d and Ψ_n for G②.

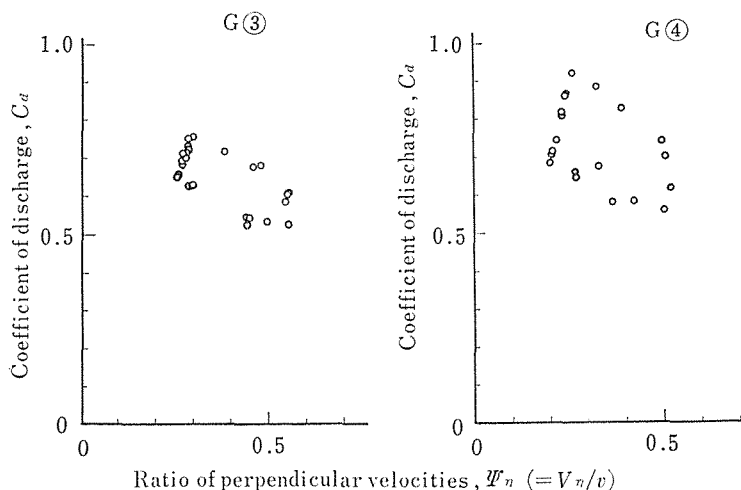


Fig. 13. Relation between C_d and W_n for G③ and G④.

等しいことに着目し、式(4)から逆算して求めた。

C_d の測定の結果、G①では Fig. 11, G②は Fig. 12, G③, ④では Fig. 13 を得た。G①, ②の場合には風速比 W_n にかかわらず、流量係数 C_d がほぼ一定であることがわかる。これは噴出偏角 θ にあまり変化がないこと (Fig. 4) と相まって、衝突板がその機能を十分に発揮し、衝突分岐した気流が優勢であることを示す。

G③, G④の流量係数 C_d は Fig. 13 のようにループを画いた。このことは G③④⑤は送風することによって開口部が Table 2 のように著しく変形することによるのであろう。この場合機構的に固定化したものではないので、流動状態も粉剤用多口ホース噴頭の理論式を適用しにくく、流量や粒体の散布状態を予知することは困難であらう。

摘 要

粒状物体を散布する多口ホース噴頭、とくに衝撃式について、その設計資料を得るため、送風機側から末端までの静圧分布を予知する方法と、流出のメカニズムおよび吐出し穴の流量係数を明らかにした。すなわち静圧分布を算出するための式を示し (式(3))、それに適用する摩擦損失係数を求め、図示した (Fig. 7~8)。また流出のメカニズムを示し (式(4))、流出偏角 θ や流量係数 C_d を実験結果から求めた (Fig. 11~12)。

引用文献

- 1) 信田守雄・山田昌明・大橋建男；粒剤用多口ホース噴頭による湛水直播，農機学会講演要旨集30, p. 94, (1971).
- 2) 農業機械化研究所；散粒用多口ホース噴頭に関する研究，Mar. (1972).
- 3) 武長 孝・橋本政雄・橋本佳文；背負動力散粉機に関する研究．農機学会講演要旨集 第1報 (1970)，第2報 (1971)，第4報 (1972).
- 4) 上田貞夫；粒剤用多口ホース噴頭に関する研究，京都農試試験成績，Feb. (1972).
- 5) 村越一彦・太田 孝・西郷昭三郎・早川千吉郎；多口ホース 噴頭付散布機の多目的利用に関する研究 (第2報)，静岡農試研報17, p. 72, (1972). (第3報)，同上報告18, p. 145, (1973).
- 6) 藤木徳実；パイプダスタ用噴頭の静圧予知ならびに設計法に関する研究，佐大農叢37, p. 49, 56 & 72, (1974).
- 7) 岡本哲史；応用流体力学, p. 107, 誠文堂, (1953).
- 8) 原田幸夫；流体の力学, p. 163, 槇書店, (1963).