噴流特性によるノズル性能の判定について*

正 会 員 吉 沢 幸 雄**
 正 会 員 川 島 俊 夫***
 正 会 員 柳 井 田 勝 哉****

On the Determination of the Performance of Nozzle of the Hydraulic Mining Device

Yukio YOSHIKAWA, Toshio KAWASHIMA, and Katuya YANAIDA

For the purpose of determining the performance of nozzle of the hydraulic mining device, the authors investigated the flow characteristics of water jet which had ever studied theoretically and experimentally under changing the discharge pressure between 3kg/cm² and 10kg/cm² at nozzle mouth with diameter 6 mm. The flow characteristics of water jet were given as follows;

- Divergence coefficient of jet; $k_j = d\left(\frac{l}{D_0}\right)^\beta$
- Profile of jet; $\frac{D_l}{D_0} = \alpha\left(\frac{l}{D_0}\right)^\beta \cdot (\log J_e - C) + 1$
- Dynamic pressure distribution along center line of jet; $\frac{P_m}{P_0} = \frac{l_T}{l}$
- Transition length of jet; $\frac{l_T}{D_0} = -m \log J_e + n$
- Dynamic pressure distribution along radial axis of jet;

$$\frac{P}{P_m} = \exp\left[-\frac{1}{k_j}(R/R_0)^2\right], \quad k_j = \alpha\left(\frac{l}{D_0}\right)^\beta$$

Where l =distance of the jet from the nozzle, l_T =transition length of jet, D_0 =diameter of the nozzle, R_0 =radius of the nozzle, R =arbitrary radius of the l jet at the distance l , D_l =diameter of the jet at the point of distance l , $J_e = \frac{2\gamma D_0 H_0}{\sigma} \left(\frac{\gamma_a}{\gamma}\right)^{0.55}$ (called Jet number, γ, γ_a =specific weight of the water and air, H_0 =discharge pressure head and σ =surface tension), P_0 =discharge pressure, P_m =dynamic pressure along center line of jet and P =dynamic pressure at the point of arbitrary radius R .

1. は じ め

水力破碎に関しては、すでに鉱山工学¹⁾および石油工学²⁾において研究され、その報告もみられるが、基礎的な問題が未解決のまま多く残されている。それに、機械工学においても水力破碎に関する問題が最近重要視されるようになった。例えば、流体機械の高速化による壊食の問題³⁾、あるいは高速噴流による加工の問題⁴⁾などが挙げられる。したがって、筆者らは水力破碎に関する基礎的な問題の一つとして、水力破碎に使用される噴流用ノズルに関する問題をここにとりあげた。

ノズルの設計法としては次のようなものがある。すなわち、

(1) 流体の圧縮性と粘性を無視したポテンシャル流れとして、ノズル壁面に速度分布を与えてノズルの形状

を求めるものであるがこれは数値計算が複雑である⁵⁾。

(2) ノズルの形状を種々変えて実験的にその性能の良否を判定するもので、E. Reichel と W. Wagenbach とがノズル効率を用いて設計する方法を提唱している⁶⁾。

いずれも水力採炭用ノズルの形状を求めるには不十分と考えられる。本報告は、すでに発表⁷⁾しているように理論的に求められる形状のノズルを用いて実験を行ない、その噴流特性によつて性能を判定してノズルの良否を決定しようとするものである。

この場合、ノズルの性能に影響をおよぼすと考えられる因子、すなわちノズル出口傾斜角、ノズル長さおよび圧力などを変えて検討したものである。

2. 記 号

本文に用いられる記号は次のようである。

P_0 =ノズル出口の圧力 [kg/cm²]

P_m =噴流中心軸上の圧力 [kg/cm²]

P =噴流断面上の任意の点の圧力 [kg/cm²]

* 昭和40年6月12日受理、昭和40年3月日本鉱業会春季大会にて発表

** 工博 東北大学工学部教授 鉱山工学科

*** 工博 東北大学工学部助教授 鉱山工学科

**** 東北大学大学院工学研究科博士課程 鉱山工学専攻。

l, l_c, l_T = 噴流軸上におけるノズルからの距離, 噴流核の長さおよび遷移長さ [m]

D_0, R_0 = ノズル口径および半径 [m]

D_l, R_l = ノズルから距離 l における噴流断面の直径および半径 [m]

B = ノズル入口幅 [m]

θ_0 = ノズル出口傾斜角

$H = \log_e B/D_0$

$\mu = \theta_0/H$

$K(k), K(k') = k, k'$ を母数とする第1種完全楕円積分

$K(k, \xi), K(k, \xi) = k, k'$ を母数, ξ を変数とする第1種楕円積分

x, y = 噴流中心軸に平行および垂直な座標

x_d, y_d = ノズル壁面の直線壁 d 点の座標

$$J_e = \frac{2\gamma H_0 D_0}{\sigma} \left(\frac{r_a}{r} \right)^{0.55} = \frac{\gamma D_0 u_0^2}{\sigma g} \left(\frac{r_a}{r} \right)^{0.55}, \quad \text{ジェット数}$$

γ, r_a = 水および空気の比重 [kg/m³]

σ = 水の表面張力 [kg/m]

g = 重力加速度 [m/s²]

H_0 = ノズル出口圧力水頭 [m]

L = ノズル長さ [m]

u_0 = ノズル出口速度 [m/s]

k_j = 噴流拡散係数

α, β, c, m, n = 噴流特性に関する実験定数

3. 噴 流 構 造

Л. Д. Бодрунов⁸⁾ によれば, 噴流構造を初期区, 主要区および末期区に区分しているが, 既報では理論と実験から第1図のように遷移区が存在することを明らかにした⁹⁾。すなわちノズル口が一番近い区域を初期区といて, ノズル口圧力をそのまま保持するポテンシャルコアを有している。遷移区では初期区のポテンシャルコアが消失しはじめ, 噴流の境界部は多少空気が含まれるが噴流軸上は連続流をなしている。主要区では噴流水中に多量の空気が含まれて流れは波状流となり, その末期部分では水流が分断され水滴状になっている。本報における噴流特性は噴流が空気と十分混合している主要区域の噴流に関して適用される。

第1図 噴流構造

4. 噴流特性に関する基礎式

水力破砕用ノズルの性能を判定するための噴流特性に関し, 理論的考察を加え, かつ, 実験により検討した筆者らの結果によれば⁷⁾, 次のようである。すなわち, (a) 噴流形状に関しては次式のように示される。

$$\text{拡散係数; } k_j = \alpha \left(\frac{l}{D_0} \right)^\beta \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{噴流形状; } \frac{D_l}{D_0} = \alpha \left(\frac{l}{D_0} \right)^\beta \cdot \left[\log \frac{2\gamma H_0 D_0}{\sigma} \left(\frac{r_a}{r} \right)^{0.55} - C \right] + 1 \quad \dots\dots\dots (2)$$

(b) 噴流半径方向の流圧分布に関しては次式で与えられる。

$$\frac{P}{P_m} = \exp \left[-\frac{1}{k_j} (R/R_0)^2 \right] \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで

$$k_j = \alpha \left(\frac{l}{D_0} \right)^\beta$$

(c) 噴流中心軸上流圧分布に関しては次式で求められる。

$$\frac{P_m}{P_0} = \frac{l_T}{l} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\frac{l_T}{D_0} = -m \log \left[\frac{2\gamma H_0 D_0}{\sigma} \left(\frac{r_a}{r} \right)^{0.55} \right] + n \quad \dots\dots (5)$$

$$= -m \log \left[\frac{\gamma D_0 u_0^2}{\sigma g} \left(\frac{r_a}{r} \right)^{0.55} \right] + n \quad \dots\dots (6)$$

5. 供 試 ノ ズ ル

優秀な性能を有するノズルを設計するには, ノズル壁面に沿う圧力分布において圧力上昇領域を生じないようなノズルの形状を決定することである。小林の理論式¹⁰⁾はその指針を与えていると思われるので, 本報では近似的に次式を用いて算出したノズルを用いた。

$$\left. \begin{aligned} \frac{x}{D_0} &= \frac{x_d}{D_0} - \frac{2Bk'^2}{\pi D_0} \int_0^\xi \frac{\xi}{(1-\xi^2)(1-k^2\xi^2)} \\ &\quad \cos \left(\mu - \mu \frac{K(k, \xi)}{K(k)} \right) d\xi \\ \frac{y}{D_0} &= \frac{y_d}{D_0} - \frac{2Bk^2}{\pi D_0} \int_0^\xi \frac{\xi}{(1-\xi^2)(1-k^2\xi^2)} \\ &\quad \sin \left(\mu - \mu \frac{K(k, \xi)}{K(k)} \right) d\xi \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$0 \leq \xi \leq 1, \quad \mu \frac{K(k')}{K(k)} = 1 \quad \dots\dots\dots (8)$$

$\frac{B}{D_0}$ および θ_0 が与えられると母数 k, k' は(8)式から定まる。(7)式の x_d, y_d は次式において, $\xi=1$ とおくことにより求められる。

第2図
供試ノズル

第1表 供試ノズル寸法

No	D_0 (mm)	L	B	θ (°)
1	0.006	6.6 D ₀	2.5 D ₀	90
2	0.006	2.0 D ₀	3.0 D ₀	90
3	0.006	2.5 D ₀	3.0 D ₀	90
4	0.006	3.0 D ₀	3.0 D ₀	90
5	0.006	3.5 D ₀	3.0 D ₀	90
6	0.006	4.0 D ₀	3.0 D ₀	90
7	0.006	4.5 D ₀	3.0 D ₀	90
8	0.006	5.5 D ₀	3.0 D ₀	90
9	0.006	6.6 D ₀	3.0 D ₀	90
10	0.006	6.6 D ₀	3.0 D ₀	60
11	0.006	6.6 D ₀	3.0 D ₀	70
12	0.006	6.6 D ₀	3.0 D ₀	80
13	0.006	6.6 D ₀	3.0 D ₀	90
14	0.006	6.6 D ₀	3.0 D ₀	100
15	0.006	6.6 D ₀	3.0 D ₀	110

$$\left. \begin{aligned} \frac{x}{D_0} &= -\frac{k'^2}{\pi} \int_0^{\xi} \frac{\xi}{(1-k'^2\xi^2)} \exp \left(\mu H \frac{K(k'\xi)}{K(k)} \right) \cos(\mu H) d\xi \\ \frac{y}{D_0} &= \frac{k'^2}{\pi} \int_0^{\xi} \frac{\xi}{(1-k'^2\xi^2)} \exp \left(\mu H \frac{K(k'\xi)}{K(k)} \right) \sin(\mu H) d\xi \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

これにより、試作したノズルは、第2図および第1表に示す。

6. 実験装置および実験方法

実験装置および方法は既報¹¹⁾において述べたものと全く同様である。すなわち、第3図に示される装置に、噴流用ピトー管を加えたものである。第4図に示されるように No. 1 ないし No. 4 を試作したが、ピトー管の性能試験の結果¹²⁾、本実験では No. 1 を使用した。ノズル口圧力変化 3kg/cm^2 から 10kg/cm^2 のもとで、噴流軸上の動圧はピトー管で測定し、噴流の形状は、第5図に示される通電探針法なる電気測定すなわち、噴流と探針の接触の度合を電流の流れで知り、そのときの探針の座標により求めた。

7. 実験結果およびその考察

7.1 噴流拡散について

実験結果の一例として、第1表における No. 1 ノズルについて、第6図および第7図に噴流拡散の関係を示した。第6図は測定結果を噴流の形態、分裂などに影響する特性値の一つであるジェット数で整理したもので、ジェット数が高く、ノズルからかなり離れたところでは、直線関係を示している。第7図は、第6図における

第3図 実験装置

第4図 噴流圧測定用ピトー管

第5図
噴流形状測定方法

ルについて、第6図および第7図に噴流拡散の関係を示した。第6図は測定結果を噴流の形態、分裂などに影響する特性値の一つであるジェット数で整理したもので、ジェット数が高く、ノズルからかなり離れたところでは、直線関係を示している。第7図は、第6図における

第6図 ジェット数と噴流形状との関係

第7図 噴流拡散係数

第8図 拡散係数によるノズル性能

パラメータ $\frac{l}{D_0}$ と係数 k_j の関係を図示したものである。この場合、水力破砕の実用性に適応する実験式を求めると、拡散係数 k_j は (1) 式により、次式で示される。

$$k_j = 7.6 \left(\frac{l}{D_0} \right)^{1.537} \cdot 10^{-4} \quad \dots\dots\dots (10)$$

したがって、噴流形状は、(10) 式を用いると、次のように表わされる。

$$\frac{D_j}{D_0} = 7.6 \left(\frac{l}{D_0} \right)^{1.537} \cdot 10^{-4} \left[\log \frac{2\gamma H_0 D_0}{\sigma} \left(\frac{\gamma}{\rho} \right)^{0.55} - 2.778 \right] + 1 \quad \dots\dots\dots (11)$$

なお (1) 式中に示される係数 α, β について、第1表に示される各種ノズルを用いて比較検討し、ノズル長さおよびノズル出口傾斜角について図示すると、第8図および第9図のように示される。とくに係数 β は第7図におけるように直線のこう配を示す。ゆえに低圧における性能を判定することにより高圧における性能を判定する

第9図 拡散係数によるノズル性能

第10図 噴流軸上の圧力分布

第11図 ジェット数と噴流核および遷移長さとの関係

基準となるので、これについて各種ノズルを検討することができる。第8図から、ノズル長さが短いと、ノズル入口上流の境界層の状態、流速分布、流れの有する乱れなどが、拡散の度合を大きくしているのではないかと考えられる。一方、ノズル長さが $L=4D_0$ より長くなれば、ノズルそのものの境界層、剝離の影響で、噴流の拡散を悪くしているように思われる。第9図のノズル出口傾斜角については傾斜角が 80° で性能が良く角度がそれより増すと著しく性能を低下していることがわかる。

7.2 噴流軸上圧力分布

7.2.1 遷移長さについて

第1表に示される No.1 のノズルを用い、噴流用ピトー管によつて遷移長さおよび核の長さを測定した結果は第10図に示される。なお、噴流軸上の圧力分布は理論的に次式で表わされる¹³⁾。

$$\frac{P_m}{P_0} = \frac{l_r}{l} \quad \dots\dots\dots (12)$$

図中実線が理論を満足し、 ϕ 印の点が遷移点を示し、

第12図
遷移長さによる
ノズル性能

第13図
遷移長さによる
ノズル性能

主要区域における噴流軸上圧力分布が(12)式を満足するので l_r がその点の遷移長さとなる。破線は実験値を示して、●印の点で噴流核に達することが実験的にわかった。第10図から求められる遷移長さをジェット数 J_e を用いて示せば、第11図のようになり、(5) 式は次式で示される。

$$\frac{l_r}{D_0} = -100 \log \left[\frac{2\gamma H_0 D_0}{\sigma} \left(\frac{\gamma_a}{\gamma} \right)^{0.55} \right] + 480 \quad \dots\dots\dots(13)$$

しかし、第1表に示されるノズルについて、上記のような実験を行ない、ノズル長さおよびノズル出口傾斜

第14図 ノズル長さとノズル性能

第15図 ノズル出口傾斜角とノズル性能

角がノズル性能におよぼす影響を検討した。結果は第12図および第13図のよう示され、実験定数 m, n によって、その性能が判断できることがわかった。ここでも定数 m は第11図におけるように直線のこう配を示すので、低圧から高圧における性能を判定する基準となる。

7・2・2 遷移長さとの噴流核の長さについて 実験から、遷移点と核点が接近するほど、ノズル性能が良いことが認められたので、遷移長さ l_r と核の長さ l_c の比をとって、ノズル長さおよびノズル出口傾斜角がノズル性能におよぼす影響を検討した。第14図および第15図にこれらの関係を示した。高圧噴流におけるノズル性能を推進すれば、図で明らかなように、ノズル長さの変化の影響はさして認められぬが、ノズル出口傾斜角の、ノズル性能におよぼす影響が特に大きいことが認められる。しかし、第15図を用いると、 $\frac{l_r}{l_c}$ と θ_0 およびジェット数 J_e との関係は次式で表わされる。

第16図 ノズル出口傾斜角とノズル性能

第17図 ジェット数と有効ノズル出口傾斜角

$$\frac{l_T}{l_c} = A\theta_0^2 + B\theta_0 + C \quad (14)$$

$$\left. \begin{aligned} A &= \left[0.655 \log \frac{2\gamma H_0 D_0}{\sigma} \left(\frac{\gamma_a}{\gamma} \right)^{0.55} - 1.640 \right] \\ B &= \left[0.046 \log \frac{2\gamma H_0 D_0}{\sigma} \left(\frac{\gamma_a}{\gamma} \right)^{0.55} - 1.800 \right] \\ C &= \left[3.805 - 0.382 \log \frac{2\gamma H_0 D_0}{\sigma} \left(\frac{\gamma_a}{\gamma} \right)^{0.55} \right] \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

なお、(14)式および(15)式を用い、ジェット数を実験範囲すなわち $H_0=100\text{m}$ 以上の場合も同様に計算して図示すると、第16図が得られ、また、この図における $\frac{l_T}{l_c}$ の最小値（すなわち $\frac{l_T}{l_c}$ が1に近い値）を与える θ_0 とジェット数との関係を求めると次式ようになる。

$$\theta_0 = \frac{\left[0.046 \log \frac{2\gamma H_0 D_0}{\sigma} \left(\frac{\gamma_a}{\gamma} \right)^{0.55} - 1.800 \right]}{2 \left[0.655 \log \frac{2\gamma H_0 D_0}{\sigma} \left(\frac{\gamma_a}{\gamma} \right)^{0.55} - 1.640 \right]} \quad (16)$$

(16)式の関係を第17図に示した。これらの式および図から、ジェット数に応じて、有効なノズル出口傾斜角のあること、すなわち、高压の場合は、ノズル出口傾斜角は低压の場合よりも小さくなることが推定され、しかもこのことは一般に認められていることである。

8. む す び

低压の噴流水を用い、噴流特性によつて、レンズ状ノズルの性能を判定した結果、ノズル長さおよびノズル出口傾斜角がノズル性能におよぼす影響は次のように要約される。

(1) ノズル入口上流の境界層の状態、流速分布、流れの有する乱れなどの影響で、ノズル径に対応して最も良好なノズル長さのあることがわかった。本実験の範囲

内では、ノズル長さが、 $L=4D_0$ でもつとも良い性能を示すことがわかった。

(2) ノズル出口傾斜角がノズル性能におよぼす影響は非常に大きいことが認められた。

(3) ジェット数の増加、したがつて高压になればノズル出口傾斜角を小さくすることによつて、ノズル性能の向上を期待できる。

(4) 本実験ではノズル出口傾斜角 $\theta_0=80^\circ$ で良い性能を示すことがわかった。

なお今後の課題としては、次のものが考えられ、目下研究続行中である。

(a) ノズル口径およびノズル入口幅の性能におよぼす影響について検討すること。

(b) レンズ状ノズルに対して、円錐状ノズルの性能を判定し、レンズ状ノズルと同程度の性能を期待できる形状の簡単な、しかも工作の容易なノズルの形状を決定すること。

(c) 実用的な高压の場合の噴流特性について検討し低压の場合と対比し、筆者らの求めたノズル性能に関する噴流特性を検討すること。

(d) 噴流特性と破砕現象との関係を解明すること。

謝辞 本研究を進めるにあたり種々ご教示を頂いた東北大学高速力学研究所小林陵二助教授に深く感謝の意を表わすとともに実験装置に関し種々助言を頂いた野田助手、菅原技官に謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) Подземная разраьотка угольных местождений гидравлическим способом. Академия СССР уральский филиал. (1962). 鈴木・山門・横田・佐々木・黒岩：採鉱と保安 6.1 (1960~12)
- 2) T. K. Perkins, L. R. Kern: Widths of Hydraulic Fracture, Jour. Pet. Tech (Sep. 1961) pp. 937~949
- 3) С. П. Козырьев: Гидроабразивный износ металлов при кавитации, МАШИНОСТРОЕНИЕ Москва (1964) Fioriti, I: Materials for Hydrofoils, Naval Eng. J (1963) pp. 609~622
- 4) F. P. Bowden, F. R. S. & J. E. Field: The brittle fracture of solids by liquid impact, by solid impact, and by shock, Proc. Roy. Soc. Vol 282A (1964)
- 5) R. Kobayashi: Theory of Discontinuous Flow Through Nozzle, Rep. Inst.High. Sp. Mech, Japan. Vol. 13 1961/1962 pp. 123~143
- 6) E. Reichel und W. Wagenbach: Versuche an Becherturbine, Z. VDI, Bd 57 (1913) S. 493~503.
- 7) 吉沢・川島・柳井田・水力採炭 に関する 基礎的研究—噴流特性について—(第1報), 東北鉱山, 第11巻 第2号, 昭和39年9月, 37~45頁
- 8) Л. Д. Бодрунов: Гидромониторинг и машинист угле-соса, Гостехиздат у СССР Киев (1962) Н. ф. цяпко, А. м. чепка: Гидроотбойка угля на подземных работах, М. Госгортехиздат. (1960)
- 9) 前出 7) 38頁
- 10) 前出 5)
- 11) 前出 7) 39~41頁
- 12) 前出 7) 43頁
- 13) 前出 7) 38~39頁, 42~43頁