と速度の大きさ $q=1/\xi=1/r$ を用いたベルヌーイの式

$$p/p_{\max}=1-(1/r^2) \dots\dots\dots(3)$$

とから r を介して求めることができる。この結果は第3図の細実線や第4図の点線で示すように圧力の高いところの外は合わない。

次に圧力最大の点、すなわちよどみの点と噴流の中心の差は、噴流の中心の $-\infty$ における y 座標 y_0 であるから $\xi=1+\Delta r e^{i\theta}$ として Δr を 0 に近づけると、次の結果を得る。

$$y_0 = \frac{\cos \theta}{2} + \sin^2 \theta \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{\theta}{\pi} \right) + \frac{\sin \theta}{\pi} \\ \times [\cos \theta \log (2 \sin \theta) - \log (\tan \theta/2)] \dots\dots\dots(4)$$

(4) 式に $\theta=80^\circ$ を入れると

$$(y_0)_{\theta=80^\circ} = (\xi_0/d) = 0.23$$

となり第4図の実測値の 0.19 や第9図の 0.1~0.2 よりやや大きい。

5. 結 論

噴流の位置と受流孔の圧力とを示す圧力曲線において受流面の影響として次の結果がえられた。

1) 受流孔が大きいほど圧力曲線の幅が広くなり噴流が穴からやや離れても高い圧力を保つが、この圧力は受流孔に流れ込む流量が増すと一般に減じ、有効に作用する受流孔の位置は噴流のごく近く ($\xi/d < 0.3$) に限られる。

2) 凸面の方が凹面より一般に圧力がひくいこれは噴流が穴から離れた ($\xi/d < 0.8$) ところで著しい。また面の曲率半径が大きくなると (5d 以上) あまりその影響は表われない。

3) 噴流が受流面に垂直でないとき、噴流が受流面の穴より上側にあたる時のほうが下側にあたる時に比べて圧力曲線の傾斜がゆるやかで圧力の高い部分の幅がややせまい。また受流孔に流れ込む流量が増したときの圧力の低下が少ない。

流量が少なれば穴における圧力が最大になるときの噴流の中心線の位置は穴の中心と一致せずにそれよりも斜面の下側にあり、その量は 10° 傾斜した面で、噴流の径の 0.2 程度である。

終りに御指導を賜わつた下山教授に厚く御礼申し上げる次第である。

なお本実験の遂行には藤原吉雄、大脇 隆、松井隆吉、垣屋 鐘の諸氏の熱心な協力をいただいた。ここに記して感謝の辞にかえたい。

注:—

- (1) 昭和 26 年 4 月 4 日 第 28 期定時總會講演會において講演、原稿受付 昭和 26 年 9 月 28 日。
- (2) 正員、名古屋大学工学部。
- (3) Guido Wünsch: Regler für Druck und Menge., p. 42
または寒川: 自動制御の理論と實際、上巻、p. 24。
- (4) 佐々木達治郎: 等角寫像とその応用。

621-694.3

ジェットポンプに関する研究 (第1報)⁽¹⁾

(原動、被動流体共に水の場合)

市川 常雄⁽²⁾

Researches on the Jet Pump (1st Report)

(Fluid: water, water)

by Tsuneo ICHIKAWA

The author determined the construction of the Jet Pump which makes its efficiency maximum by experiment and theory. The best value of the diameter of nozzle is $(0.5 \sim 0.7)d$ (d =diameter of throat) and varies by the elevation of water to be lifted. The length from the outlet of nozzle to the inlet of throat should be less than $2d$, the throat length L should be $2.5d < L < 4d$. The conical angle at the inlet of diffuser does not affect the efficiency in the range $30^\circ \sim 50^\circ$.

1. 緒 言

ジェットポンプはその発明者 Thomson 教授の実験以来 Conte⁽³⁾、寺田⁽⁴⁾ の諸氏の実験的研究があるが、これらの結果は互に非常に異なっており、しかもその原因は明らかにされていない。殊にジェットポンプの設計の指針となるべき文献は全く見当らない。筆

者はジェットポンプの各部の構造、寸法を種々変えてそれらがポンプの性能に及ぼす影響を明らかにして、前記の異なる結果の原因を明らかにすると共に、各種の運転条件に対して効率を最大にすべき設計方法を求めた。また Zeuner⁽⁵⁾ の理論に多少の修正を施してその結果に対して数値計算を行つて実験結果と比較した。

2. 理 論

ジェットポンプは第1図に示すごとくノズル出口では速度分布が中高になっているが、二つの流れが十分

第 1 図

混合した後はだいたい一様な速度分布に近ずき、それに伴って速度エネルギーは減少し圧力が上昇するのである。今ノズルからの単位時間の噴出水量を Q_0 、吸込管からの揚水量を Q 、ノズル出口面積を F_0 、ノズル出口と同一断面における揚水通路断面積を F_s 、混合した後の断面積を F 、ノズルからの噴出速度を v_0 、断面 F_s における揚水の速度を v_s 、混合後の速度を v とし、両断面における圧力を p_0 、 p とする。 $F_0 v_0 + F_s v_s = F v$ として噴水の衝突によるエネルギー損失を求める。まず上記の二つの断面に対して運動量の法則を適用すると

$$F(p - p_0) = \frac{\gamma Q_0}{g} v_0 + \frac{\gamma Q}{g} v_s - \frac{\gamma(Q_0 + Q)}{g} v \quad \dots\dots\dots(1)$$

ただし γ は単位体積の水の重量である。次に衝突による損失を h として混合前後のエネルギーを比較すると

$$\gamma Q_0 \left(\frac{v_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} \right) + \gamma Q \left(\frac{v_s^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} \right) = \gamma(Q_0 + Q) \left(\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} \right) + h \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$\therefore h = \frac{\gamma Q_0}{2g} v_0^2 + \frac{\gamma Q}{2g} v_s^2 - \frac{\gamma(Q_0 + Q)}{2g} v^2 - (Q_0 + Q)(p - p_0)$$

上式に (1) 式の $(p - p_0)$ を代入し $Fv = Q_0 + Q$ なる関係を利用すると

$$h = \frac{\gamma Q_0}{2g} (v_0 - v)^2 + \frac{\gamma Q}{2g} (v - v_s)^2 \quad \dots\dots\dots(3)$$

$F_0 + F_s > F$ の場合の衝突による損失は (3) 式の h とは多少異なると思われるが、余り変らないものとして以下取り扱う。

ジェットポンプの配置を第2図のごとく定めると、このポンプの効率は次式で与えられる。

$$\eta = \frac{QH}{Q_0 H_e} = \frac{H}{H_e} \cdot \frac{F_s}{F_0} \cdot \frac{v_s}{v_0} \quad \dots\dots\dots(4)$$

原動水面からノズル出口までの流れに対して Bernoulli の定理を適用すると

$$\frac{p_a}{\gamma} + H_0 = (1 + \zeta_0) \frac{v_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} \quad \dots\dots\dots(5)$$

ただし p_a は大気圧、 ζ_0 は管内における損失を表わ

第 2 図

す係数である。同様に吸込管内の流れについて考える

$$\frac{p_a}{\gamma} - H_s = (1 + \zeta_s) \frac{v_s^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} \quad \dots\dots\dots(6)$$

ζ_s も吸込管内の損失を示す係数である。次にノズル出口面と混合後の のど部 とのエネルギーを比較すると、(ただし損失は (3) 式で表わされるものとする)

$$\begin{aligned} & \gamma Q_0 \left(\frac{v_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} \right) + \gamma Q \left(\frac{v_s^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} \right) \\ &= \gamma(Q_0 + Q) \left(\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} \right) + \gamma Q_0 \frac{(v_0 - v)^2}{2g} \\ &+ \gamma Q \frac{(v - v_s)^2}{2g} \quad \dots\dots\dots(7) \end{aligned}$$

のど部から揚水面までの吐出し管内の流れに対しては

$$\begin{aligned} \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} &= \frac{p_a}{\gamma} + H_d + (1 + \zeta_d) \frac{v_a^2}{2g} \\ &+ (1 - \epsilon) \left(\frac{v^2}{2g} - \frac{v_a^2}{2g} \right) \quad \dots\dots\dots(8) \end{aligned}$$

ζ_d は吐出し管内の損失係数、 ϵ は拡がり管の圧力回復の効率を示す係数である。したがって上式右辺の最後の項は拡がり管における損失を示す。(5)、(6)式から

$$H_0 + H_s = (1 + \zeta_0) \frac{v_0^2}{2g} - (1 + \zeta_s) \frac{v_s^2}{2g} \quad \dots\dots\dots(9)$$

(6)、(8) 式から

$$\begin{aligned} \frac{p - p_0}{\gamma} &= H_s + H_d + (1 + \zeta_s) \frac{v_s^2}{2g} \\ &+ (\epsilon + \zeta_d) \frac{v_a^2}{2g} - \epsilon \frac{v^2}{2g} \quad \dots\dots\dots(10) \end{aligned}$$

(7) 式から

$$\begin{aligned} \frac{p - p_0}{\gamma} &= \frac{v}{g} \frac{Q_0 v + Q v_s}{Q_0 + Q} - \frac{v^2}{g} \\ &= \frac{v_0^2}{g} \cdot \frac{F_0}{F} + \frac{v_s^2}{g} \cdot \frac{F_s}{F} - \frac{v^2}{g} \end{aligned}$$

これを (10) 式に代入すると

$$\begin{aligned}
 & 2g(H_s + H_d) + (1 + \zeta_s)v_s^2 + (\varepsilon + \zeta_d)v_d^2 - \varepsilon v^2 \\
 & = 2 \frac{F_0}{F} v_0^2 + 2 \frac{F_s}{F} v_s^2 - 2v^2 \\
 \therefore & 2gH + \left(1 + \zeta_s - 2 \frac{F_s}{F}\right)v_s^2 + (\varepsilon + \zeta_d)v_d^2 \\
 & + (2 - \varepsilon)v^2 - 2 \frac{F_0}{F} v_0^2 = 0
 \end{aligned}$$

しかるに $Fv = F_d v_d$, $H + H_e = H_0 + H_s$ なるゆえ

$$\begin{aligned}
 \therefore & 2g(H_0 + H_s) \frac{H}{H + H_e} + \left(1 + \zeta_s - 2 \frac{F_s}{F}\right)v_s^2 \\
 & + \lambda v^2 - 2 \frac{F_0}{F} v_0^2 = 0
 \end{aligned}$$

ただし

$$\lambda = (\varepsilon + \zeta_d) \left(\frac{F}{F_d}\right)^2 + 2 - \varepsilon \dots (11)$$

(9) 式を上式に代入し, また $Fv = F_0 v_0 + F_s v_s$ なるゆえ

$$A v_0^2 + 2 B v_0 v_s + C v_s^2 = 0 \dots (12)$$

ただし

$$A = \frac{H}{H + H_e} (1 + \zeta_0) + \lambda \left(\frac{F_0}{F}\right)^2 - 2 \frac{F_0}{F} \dots (13)$$

$$B = \lambda \frac{F_0}{F} - \frac{F_s}{F} \dots (14)$$

$$C = \frac{H_e}{H + H_e} (1 + \zeta_s) + \lambda \left(\frac{F_s}{F}\right)^2 - 2 \frac{F_s}{F} \dots (15)$$

$$\therefore \frac{v_s}{v_0} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - AC}}{C} \dots (16)$$

これを (4) 式に代入すれば

$$\eta = \frac{H}{H_e} \frac{F_s}{F_0} \frac{-B + \sqrt{B^2 - AC}}{C} \dots (17)$$

(17), (13), (14), (15), (11) 式から効率 η は H/H_e , F_0/F , F_s/F および F/F_d のかん数となつてゐる。したがつてジェットポンプの構造, 配置がわかれば (17) 式からその効率が求められる。まず H/H_e の種々の値に対して F_0/F が η に及ぼす影響を見るために, F_s/F を一定としておいて H/H_e を横軸に取り F_0/F をパラメータとして η を表わすと第3図が得られる。 ζ_0 , ζ_s , ζ_d , ε , F/F_d , F_s/F 等を種々変

第 3 図

えて同じようなグラフを求めたが, 曲線群は全体として多少上下するだけでその形にはほとんど変化がなかつた。したがつてジェットポンプの性能は F_0/F と H/H_e のみによつてほとんど定まるものと思われる。

Thomson, Conte, 寺田三氏の実験結果を図示して計算結果と比較すると, これら三氏の結果が互に非常に異なるのも多分 F_0/F の相違によるものであることが想像される。

3. 実 験

実験装置は第4図のごとくでありうず巻ポンプから送られてノズルから噴出する水量 Q_0 はベンチュリ計で測定し, Q_0 と揚水量 Q との和をオリフィス管で測定した。ジェット・ポンプの構造は第5図のごとく a , b , c の部分は各種寸法のものをつくつて, それを取り代えることによつて a は角 α を, のど部 b は長さ L を, ノズル c は直径 d_0 をそれぞれ変え得るようにした。またノズルをつけたパイプの外側にねじを切つて, パイプを回わすことによつて前後にノズルを動かし l を自由に調節できる。第6図は実験装置の写真を示す。

第 4 図

第 5 図

第 6 図

前節の理論の結果から効率 η は主として d_0/d によって影響されると思われるので、最初にその他の部分は一定にしておいてノズルをいろいろ変えて実験を行ったところ第7, 8図のごとき結果を得た。第7図の点線は前節の理論式によつて計算した結果で、だいたいの傾向は実験結果とよく似ている。

次に最もよい l の値を見るために各ノズルについて l をいろいろ変えて効率を求めた。その中で $d_0=17.5$ mm の場合の結果が第9図である。図により l の影響は比較的少なく $l \leq 45$ mm の場合には最大効率にはほとんど変化なく、ただ l が大きい時には H/H_e の小さな所で効率が最大になり、 l が小さい時は最大効率の点が H/H_e の大きな所に移る。ノズルの直径 d_0 を変えてもその傾向は第9図と全く等しかつた。したがつて適当な l の値は d_0 に無関係である。

α の影響について実験した結果は第10図のごとく実験の範囲内では効率は α に全く無関係であつた。効率が α に無関係であることはまた F_s/F に無関係であることになり、結局 (17) 式の η が H/H_e と F_0/F のみによつてほとんどきまり、第3図は F_s/F を変えた場合にもだいたい適用されることが実証されたわけである。

最後に L を変えて見た所第11図のごとく $L=60, 80, 100$ mm の場合は効率にほとんど変化なく、 $L=40$ mm になると効率の低下が見られた。したがつて噴流の混合に要する距離についてはいろいろ議論⁽⁶⁾があるが、この種のポンプではそれほど影響を受けないことがわかつた。 d_0 を変えて同様な実験を行つたが第12図の状態と変化なく、したがつて適当な のど部の長さ L はノズルの直径 d_0 には無関係に のど部直径によつて定まり、だいたい $2.5d \leq L \leq 4d$ の範囲が適当であると思われる。

以上の結果効率曲線はほとんど d_0/d のみの かん数で、 l の大きさによつてそれが多少変つて来ることがわかつた。したがつて第8図は l による若干の変化を除けばすべての構造に対してだいたい適用できる。同図から H/H_e の種々の値に対して効率を最大にすべき d_0/d を求めると第12図が得られる。

なお第8図から H/H_e が小さくなるに従つて Q/Q_0 が増加するが、ある程度増加するとそれ以後はほとんど一定となる。この状態においては のど部においてジージーという音を発するので、これは H/H_e が小さくなつて のど部を通過する水量 (Q_0+Q) が増加し、その水の速度が大きくなつて圧力が低下してキャビテーションの状態になるためであると思われる。のど部側面に圧力測定孔を設けて圧力を測定した所、第13図のごとく真空度が9m水柱ぐらいになるとジージー

と言うキャビテーション特有の音を発し Q/Q_0 はそれ以上増加しなかつた。圧力は のど部入口より18 mm, 68 mmの二点で測定したが、キャビテーションの状態

第 7 図

第 8 図

第 9 図

第 10 図

第 11 図

第 12 図

第 13 図

では両者の圧力にはほとんど差がないが、 H/H_e が大きくなると 68 mm の点の圧力は 18 mm の点の圧力より急に上昇する。これはもちろん のど部 における混

合による速度分布平均の結果である。この のど部 の圧力は吸上げ高さ と のど部 の水の速度によつてだいたい計算できるから、吸上げ高さ、のど部直径 d 、水量(Q_0+Q)等を適当に選択してキャビテーションの発生を防ぐべきである。

4. 結 言

以上の理論および実験の結果から次の結論が得られる。

- (1) ジェットポンプの効率は H/H_e と d_0/d によつてきまり、効率を最大にすべき d_0/d も H/H_e によつて異なりだいたい第 12 図から求められる。
- (2) 効率に及ぼす l の影響は余り大きくなく、適当な l の値は d_0 に無関係で $5 \leq l \leq 45$ mm の範囲ならさしつかえがない。ただしこの l は d の大きさによつて変わるものと思われる (本実験の場合は $d=25$ mm)。
- (3) L も d_0 に無関係に $2.5d \leq L \leq 4d$ の範囲がよい。ただし l を比較的大きく取れば L を小さく、 l を小さく取れば L を大きくした方がよい。
- (4) $\alpha=30^\circ \sim 50^\circ$ の範囲なら効率に変化はない。
- (5) 吸上げ高さ H_e 、のど部直径 d を決めるに当つては のど部 にキャビテーションの発生しないように注意すべきである。

最後に本研究に当つて終始熱心に御指導をいただいた東京工業大学の板谷松樹教授に衷心より謝意を捧げると共に、実験および計算を援助していただいた二橋誠一君に感謝する。

注：—

- (1) 昭和 24 年 11 月 13 日 応用力学講演会において講演、原稿受付 昭和 26 年 9 月 15 日。
- (2) 正員、静岡大学工学部。
- (3) Le Conte, Hydraulics, p.336 (1926)。
- (4) 寺田進, 日立機械評論, 15 号, 31 ページ。
- (5) Zeuners Theorie, Das Lokomotivenblasrohr, 1863。
- (6) たとえば浅野友一, 町田周郎, 噴流装置の性能改善に関する研究, 機械学会誌, 53 卷 382 号, 471 ページ。