621-522.6

自動制御に用いられる噴射管の特性に及ぼす受流部の形について⁽¹⁾古屋 善 正⁽²⁾Effect of Shape of Receiving Surface on the Performance
of a Jet Pipe

by Yoshimasa FURUYA

A jet pipe has been used as an element of an automatic controller, but we know little about the performance, for example, the correlation between position of a jet and pressure at an opening on a surface on which the jet strikes.

Using water jet issuing from a nozzle of 2mm diameter, the present writer investigated experimentally the influence of shape of surface on the performance.

The results obtained are as follows:

1) If the diameter of an opening is nearly equal to that of a jet, and the water discharge through the opening is zero, pressure at the opening is considerably high even though the jet does not strike just on the opening.

For example, when the position of the jet ξ/d is 0.5, pressure maintains nearly 0.8~0.9 of total pressure of the jet, where ξ denotes distance of the jet from the opening; d , diameter of the jet.

But when discharge through the opening becomes large and distance of the jet ξ/d larger than 0.5, the pressure falls rapidly in proportion to quantity of the discharge.

2) Pressure at an opening on a convex surface is generally lower than that on a concave surface. It is marked specially for $\xi/d=0.5$.

When the radius of curvature is above five times as large as the diameter of the jet, the influence of curvature becomes little.

3) If the surface is not perpendicular to a jet, the slope of fall of pressure due to displacement of the jet and that due to increase of discharge through the opening are gentle or steep according as the point on which the jet strikes is located above or below the opening on the surface.

At zero discharge, when pressure at the opening is maximum, the center of the jet does not coincide with that of the opening, but is found to be below the opening on the surface.

For example, when inclination of surface is 10 degree, the distance between these two centers is about one or two tenths the diameter of the jet, that is slightly less than the analytical result treated as a two dimensional jet.

1. 緒 言

自動制御装置の管制部として用いられている噴射管は受流面上にあげた二つの穴のちょうど中間に噴流があたつていて、検出部の作動によつて噴流のあたる位置が移動すると、二つの受流孔の間に圧力差を生じ、この圧力差で操作ピストンを作動させるのである。噴流の受流孔に対する位置とそこに生ずる圧力との関係については一二⁽³⁾示されているが、受流部の形の影響について取り扱つたものがない。

筆者は実験によつて受流面の形がこの性能にかなり影響することを知つたのでここに報告する。

2. 実験装置と方法

噴射管が実際に用いられている状態では二つの受流孔の相互間の干渉は少ないと考えられるので、本実験では一つの受流孔だけを取り扱い、噴流の位置と受流

孔における圧力との関係を求めた。

第1図に実験装置の略図を示す。噴流には水を用い、ノズルの入口の水頭はほぼ 1.2 m で、内径 1.99 mm のノズルから水はほぼ鉛直に空中に噴出する。ノズルから下約 30 mm に受流面があり、この面は噴流に対して正しく直角または一定の角度に調整ねじで調整されると共に噴流に直角の方向にねじマイクロメータで微動できる。

ノズル入口の圧力(噴流の全圧)と受流孔における圧力は水柱圧力計で測定する。ノズルはその内径を d 、噴流の平均速度を v としたとき Re 数 $=vd/\nu=0.8\sim0.95\times10^4$ の範囲で使用し、そのときの流量係数はそれぞれ 0.902~0.915 であつた。まれに 8.46 mm のノズルを用いたがその実験の Re 数もこの範囲内にあるようにした。

受流部の形を第2図に示す。受流面の全体の外径は約 24 mm でその中央に受流孔があり、これを中心と

第 1 図

して平面、球面形、円すい形などの受流面を作った。これらの凹凸、球形、円すい形などは受流孔内を流れない場合の実験だけに用いたもので、流量のあるときは後に述べるように平面を噴流に対して傾けた実験で補った。

第 2 図

受流孔内を水が流れるとき、受流孔の圧力は内径 2.01 mm、長さ 6.0 mm の平行な管（第 2 図下）の終端で測定するので、これは受流孔入口の静圧を示さない。そのためあらかじめ受流孔入口と圧力測定位置の間の圧力差を、そこを流れる流量に対して検定しておいて、それを測定値に加えて補正した。

この検定した圧力差は受流孔の入口での縮流による

損失を含まないよう管の前方にノズルをおいて管内の摩擦損失だけを測定したもので、この理由は、噴流の受流面上の流れかたが違くと受流孔入口の流入損失が違って来ることを考慮したためである。受流孔から逆流する場合はこのような必要がないので管の両端の圧力差をそのまま用いた。

第 2 図下のような平面に直角にあけた受流孔について検定した結果、静止した水がここを通るときの入口の損失は受流管の平均速度水頭の約 35 % で、後に行つた実験のうち噴流がこの受流面に直角でかつ正しくこの受流孔にあたつていた場合、噴流の全水頭のうち受流孔入口で損失となる分は流量が少ないときはほとんどこの値と同じ程度で流量が増すとわずかに減じた。

次に実験の方法を述べると、受流孔を通つて水が流れ去るときは、噴流ノズル入口の圧力を一定にし、受流孔を流れる流量をコックで調節した上で受流孔の位置をマイクロメータで読み、そのときの穴の圧力を水柱の高さで読んだ。

また受流孔から受流面へ逆流する場合は、第 1 図に示すように適当な高さに、水そうを秤ののせておき、この水そうから受流面へ逆流させ、流量は秤の目盛の差で測定した。

3. 実験結果

(1) 無流量時の圧力曲線

受流孔内を流れないときについて受流孔における圧力と噴流の受流孔に対する相対位置との関係を求めた。第 3 図以下は横軸に噴流の移動量 ξ を噴流ノズルの径 d で除した値を、縦軸は受流孔の静圧 h を噴流の全圧 H で除した値を示す。

受流孔内を流れないとき

第 3 図

第 3 図は受流面が平面

でかつ噴流に対して直角の場合で受流孔の径 d' が噴流の径のそれぞれ約 0.12 0.5 1.0 倍となるにつれて圧力曲線の幅が広がる。第 4 図は受流面を噴流に対して直角より 10° 傾けた場合で、このときも受流孔が大きくなるにつれて曲線の幅が広がる。また曲線は左右対称でなく噴流が受流孔に対して斜面の下側にあたる時の方が圧力の下り方（傾斜）が強くなる。ここで噴流の位置の原点 $\xi=0$ は圧力曲線から内挿法で求めた圧力最大の位置にとつてあり、そのときの噴流の中心は受流孔の中心と一致せずに斜面の下側にある。その両中心の差を受流孔 ($d'=1.0$ mm) にくらべて噴流が大きい ($d=8.46$ mm) ときについて測定した

第 4 図

値は $0.186d$ であつた。図の鎖線はこのときの噴流に対する受流孔の位置を示す。

第5図は受流面の形が球面形円すい形などの場合で $d=2\text{ mm}$, $d'=1\text{ mm}$ のときの圧力曲線で、用いた受流面の寸法は第2図に示す通りである。

第 5 図

第5図の左と中央は受流孔が受流面の中央にあつて噴流が中央の位置から横に移動したときの受流孔における圧力を示す。

左図は頂角約 150° の円すいの場合で、凸円すいの方が曲線の傾斜が急でかつ噴流が遠ざかると圧力は負圧となるが、凹円すいでは圧力曲線の傾斜がゆるやかで噴流が遠ざかっても圧力は正のまま残る。

全体として凹面の方が凸面にくらべて圧力が高いがこれは噴流が穴からやや離れたところで特にはつきりわかる。

図中央は $5.7R$ および $11R$ の凹球形と $7.5R$ の凸球形の場合で、凹面と凸面の違い方は円すいの場合とよく似ているが、球面の曲率半径が $11R$ ぐらいになるとその差異の程度がきわめて少ないと見ることができよう。また $5.4R$ の凹みぞ形（二次元形）の受流面と $5.7R$ の凹球形と比較するとほとんど両者に差のないことがわかる。

図右は噴流を常に球面に直角にあてながら、受流面を傾けて受流孔の位置を変えたときの圧力曲線であるが受流部の球面でない部分の影響が少ないと考えれば

これは受流面の中央に噴流があつたときの面上の圧力分布に相当するものと考えられる。

実験に用いた受流面は図中央のときと同じ $11R$ 凹球と $7.5R$ 凸球だけで、受流孔は中央の外2箇所にあけたがこの曲線のような凹凸であり差がなく全体として凹面の方が圧力が高い。これは図中央の同じ受流面の結果と異なつて来るが二つの実験の状態を比較すると噴流が面に対して垂直か傾くかが違つていただけである。そこで面が噴流に垂直でないことの影響をしらべるため再び第4図の 10° の斜面の場合の両側の曲線を、だいたい鎖線を中心として二つに区別して比較すると、この両側の曲線のような円すいや球形の凹凸二つの曲線のようなよく似た傾向を示している。すなわち第4図左側の曲線や凹円すいのように噴流が斜面の穴より上にあたる場合の方が、第4図右側の曲線や凸円すいのように噴流が穴より下側にあたる

ときよりも圧力の高い所の幅がせまく曲線の傾斜がゆるやかである。

以上で受流面の曲率の影響は噴流がやや遠ざかつた位置では表われるが、噴流が穴に近いところでは傾きの影響の方が大きいと考えられるので、以下の実験は、受流面は平面だけで、その傾きを変えたものと垂直にしたときについて行つた。

(2) 受流孔を流れるときの圧力曲線 受流孔内に流体が流入または逆流するとき、受流孔における圧力がその流量によつていかに変化するか、そのようすを知るため、噴流の位置と数箇所について、受流孔を流れる流量と、前述の方法で補正した受流孔入口の圧力とを求めた。

第6図は受流面が噴流に対して直角で受流孔の径 ($d'=2.01\text{ mm}$) は噴流ノズルの径 ($d=1.99\text{ mm}$) にほぼ等しい場合である。

第 6 図

縦軸は受流孔入口の圧力水頭を、横軸は流量の代りに受流孔内を流れる平均の速度水頭を示したもので、両軸とも噴流の全水頭 H で除した値を用いた。一つ一つの線はそれぞれ噴流の異なつた位置 (ϵ) における

ものを示す。図中の鎖線は噴流の全圧から動圧を引いた残り、すなわち無損失時の静圧に相当する。これと噴流が穴と一致した ($\xi=0$) ときの線との縦軸の差は受流孔入口での損失水頭に相当するが、これは前述のように静止した水が受流孔に流入するときの損失にほとんど等しい。

図に示すようにに $\xi/d=0\sim0.2$ では流量が増しても余り圧力の減少は見られないが $\xi/d>0.4$ になると流量が増すと共に圧力は急に減少する。また逆流のときは流量が 0 のときより背圧力が増加することがわかった。

第 6 図を用いて流量が一定すなわち横軸が 0.05, 0.1, 0.2 等のときの噴流の各位置に対する受流孔の静圧を求め、一つの流量について噴流の位置と静圧との関係を描くと第 7 図のようになる。

これによれば流量が少しあるときに有効に作用できる噴流の位置は受流孔のごく近くに限定されることがわかる。

なお噴流が穴からやや離れた ($\xi/d>0.5$) ところでは流れが穴のところで飛躍する。ここで流量が増すとかえつてはねかえりが高くなり噴流を乱すことが多い。

第 8 図は平面が直角より 10° 傾斜したときの結果で噴流のあたる位置が斜面の穴より下側 ($\xi>0$) にある

第 7 図

第 8 図

ときは点線で示すように流量が増すと共に静圧は急に減ずるが、穴より上側 ($\xi>0$) にあるときはそれがゆるやかである。

逆流のときは噴流が穴に近いうちにはその正負で圧力の増分が違いますが、噴流が穴から遠ざかれば ($|\xi/d|>1$) その差は見られない。前と同じように第 8 図から流量一定のときの静圧曲線を求めると (第 9 図) 流量 0 の

第 9 図

ときに比べて圧力最大の位置が図の左側 ($\xi/d=-0.1\sim-0.2$) によつてくる。これは最大圧力を示す穴の中心と噴流の中心とが一致しないことから当然で、実験中流量が 0 のとき圧力がほぼ最大の位置に噴流をおいても流量が増すと受流孔の上側の端にわずかなはねかえりが見られるようになる。また噴流が穴から離れたしかも穴の下側にあるときははねかえりが特に激しく表われる。

4. 二次元噴流

傾斜した平面に噴流があたるときの流れの二次元ポテンシャル流としての解析の方法はすでに示されているので⁽⁴⁾、ここでは結果だけを示す。

第 10 図のように Z 座標をとり、よどみの点を原点にとる。速度平面 $(u+iv)/q^2$ を ζ 面とし、複素ポテンシャル面を w 面とすると

第 10 図

$$Z = \frac{e^{i\theta}}{\pi} \left[\cos \theta \log \left(\frac{\zeta^2 e^{-2i\theta} - 2\zeta \cos \theta e^{-i\theta} + 1}{\zeta^2 e^{-2i\theta} - 1} \right) + \log \left(\frac{\zeta e^{-i\theta} + 1}{\zeta e^{-i\theta} - 1} \right) - i \sin \theta \log \left(\frac{\zeta e^{-i\theta} - e^{-i\theta}}{\zeta e^{-i\theta} - e^{+i\theta}} \right) \right] \dots (1)$$

となり面に沿つての圧力分布は x 軸を θ だけ回転した x' 軸と $|\zeta|=r$ の関係式

$$w' = \frac{1}{\pi} \left[\cos \theta \log \left(\frac{r^2 - 2r \cos \theta + 1}{r^2 - 1} \right) + \log \left(\frac{r+1}{r-1} \right) + 2 \sin \theta \tan^{-1} \left(\frac{\sin \theta}{r - \cos \theta} \right) \right] \dots (2)$$

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 $\xi=1+\Delta r e^{\theta}$ 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。