絞り管の軸方向振動における揚液効果* (ポンプ性能)

橋本 弘之^{*1}, 庵原 昭夫^{*1}, 佐藤 六郎^{*1}
渡部 英夫^{*1}, 檜山 浩国^{*2}

Pumping Effect in an Axially Vibrating Choke Nozzle (Pump Performance)

Hiroyuki HASHIMOTO, Akio IHARA, Rokuro SATO,
Hideo WATANABE and Hirokuni HIYAMA

A newly developed pumping system is presented. The pumping effect was experimentally obtained using a vibrating choke nozzle in a stationary liquid. The relationship of pump performance to the input vibration conditions was investigated experimentally. By the flow visualization of inflow and outflow bubbles, the flow mechanism in the actual pump operation was investigated. It has been confirmed from the experimental observation that this pumping effect can be utilized as actual pump machinery.

Key Words: Oscillatory Flow, Unsteady Flow, Pump, Flow Control, Nozzle, Flow Visualization, Pump Performance

1. 緒 言

特定の形状を持った絞り管を絞り管の軸方向に微小振動させることによって、絞り管の下方にある液体を揚液させることができる。このような揚液効果に対して、著者らは前報¹⁾において、種々の絞り管を振動させて、それらに共通した流動様式とその揚液原理について究明した。その結果によれば、比較的高い揚液効果が得られるのはオリフィス形の絞り管で、その揚液効果は流路断面積とその形状、絞り管を通過する流れの速度あるいはオリフィス上下に発生する渦の挙動などに強く影響を受けることが明らかにされた。また、この揚液効果は弁やピストンデスクを必要としないので、構造が非常に簡単な液体輸送装置が実現できることが示唆された。さらに、この種の揚液効果は振動入力に対する追従性が優れており、ごく微小の流量を安定に精度よく制御することもできるので、取扱いの困難な液体の流量制御装置としても有利な点が多く、その開発が期待される。

しかし、実際にこのような揚液効果を応用したポンプを設計するためには、振動する管路内の液体が振動の一周期にわたった平均流れとしてみたとき一方に流動すること(時間平均流量が常に正であること)や短縮した振動管を静止管に接続しても所定の揚液効果が得られることなどを実験によって確認しておく必要がある。さらに、絞り管の振動条件と流量、揚程、効率などのポンプ性能との関係を明らかにして、その運転範囲を定量的に明確にすることも必要不可欠である。

本報では、このような絞り管式ポンプの開発を目的として、加振振動数が30~50 Hz程度の比較的良好な揚液状態においても、前報¹⁾で示した数Hz程度の低振動数の場合と同様な渦輪を伴う流動機構が生ずることを明らかにするとともに、本装置が循環流路の輸送ポンプとして有効に機能することを明確にした。すなわち、比較的高性能を呈する絞り管を正弦波振動させたときの揚液ポンプとしての運転性能を具体的に明らかにした。

2. 実験装置および方法

図1は実験装置の概略図である。振動の駆動源には、広い運転範囲の実験を可能にするため、振動数、振幅を任意に変えることのできる動電形加振機⑤(加振振

* 原稿受付 平成4年9月18日。

^{*1} 正員、東北大学流体科学研究所 (〒980 仙台市青葉区片平2-1-1)。

^{*2} 正員、荏原総合研究所 (〒251 藤沢市本藤沢4-2-1)。

動数 $f=0\sim 1\,000\text{ Hz}$ 、加振片振幅 $z_0=0\sim 5\text{ mm}$ を用いた。加振棒を介して鉛直方向に正弦波で加振される振動管①は長さ 0.4 m のアクリル製の直円管である。下端には表 1 に示す(表 1 中のものは本実験に使用した代表的な絞り管で、記号は後出の図 2 に示してある)種々の絞り管②が取付けられるようになっており、上端は“O”リングを用いたしゅう動継手を介してシリコンゴム製のレギュレータ③に接続されている。このレギュレータは管内圧力変動に応じてその管壁が任意に変形するので、圧力制御器として作用し、しゅう動継手との組合せによって良好な揚液特性が得られる。なお、振動管を短縮するために適当なしゅう動継手を用いて静止管に接続しても、このような接続の有無に無関係にほぼ同じ揚液効果が得られることが予備実験によって確認されている。揚液された脈動液体はこのレギュレータによりその脈動圧を減衰させ、仕切弁④、流量計を経て上部水槽に流入する。上部水槽は大気に開放したオーバフロータンクを有し、揚液された液体は下部水槽へ自由落下するオープン流路となっている。また、加振棒と振動管のたわみによる横振れは十分小さく、絞り管先端は管軸方向に正弦波状に振動していることが確かめられている。

振動管の変位、速度、加速度は加速度検出器に接続されたチャージ振動計で計測された。管内の圧力は仕切弁の直前に設置された小形のひずみゲージ式圧力センサで計測し、その出力を FFT アナライザで分析した。また、流量は仕切弁の後部に取付けたフロート式の流量計を用いてその時間平均値を測定した。可視化はストロボ光源を照射し、 35 mm カメラおよびビデオカメラを用いて行った。供試液体は $10\sim 20^\circ\text{C}$ の水道水を用いた。

図 1 実験装置の概略図

3. 実験結果および考察

3・1 絞り管形状と揚液効果 前報⁽¹⁾の結果を参照して比較的高揚程を示すオリフィス形の種々の絞り管に対して、加振条件をさまざまに変化させ、管内液体の上昇が停止するときの最大揚液効果 Y (鉛直方向上向きを正とした図 1 に示した揚液高さ) を実測し、それぞれの揚液効果の優劣を調べた。ただし、ここでいう揚液効果 Y は、いわゆる最大揚液高さで最高効率点でのポンプ揚程 H ではない。しかし、本装置を微小流量制御機や圧力制御機などとして利用する場合には重要なパラメータとなるので、ここでは絞り管の揚液効果を示す一つの目安として Y を用いる。図 2 はこのような絞り管の絞り部の厚み h と丸み r を変えたときの揚液高さ Y と加振振幅 z_0 の関係の一例を示したものである。ただし、 S はオリフィスの没水深で、オリフィス孔径 d は 4 mm の場合である。図 3 は $d=4\text{ mm}$ 、厚さ h を 6 mm とし下側の丸みを変化させた場合の Y と z_0 の関係を示したものである。図 3 から明らかなように r が大きくなるにしたがって揚液

表 1 絞り管寸法

Run 1				
$D\text{ mm}$	9.8	19.0	28.6	38.0
$d\text{ mm}$	2.1	4.0	6.0	8.0
$h=r\text{ mm}$	1.6	3.0	4.5	6.0
d/D	0.21	0.21	0.21	0.21
$h/d=r/d$	0.75	0.75	0.75	0.75

Run 2					Run 3	
$D\text{ mm}$	4.8	9.8	19.0	28.6	38.0	19.0
$d\text{ mm}$	1.0	2.1	4.0	6.0	8.0	6.0
$h=r\text{ mm}$	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	3.0
d/D	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.32
$h/d=r/d$	1.00	0.48	0.25	0.17	0.13	0.50

図 2 絞り管の揚液特性

効果 Y がよくなっている。また、振動数が大きくなると z_0 が小さい範囲では液面はいったん下降するが、その後上昇し、 z_0 の増加とともに Y は大きくなる。ここでは揚液を主目的としているので、液面の下降特性⁽¹⁾には言及せずに、液面上昇高さのみを対象とすることにする。以上に示したように、絞り管を管軸方向に振動させて得られる揚液効果は、振動数や振幅などの加振条件はもちろんのこと、絞り部の幾何形状にも強く影響を受けるが、一般に、オリフィス板厚 h をあまり大きくせずオリフィス板下側に板厚と同じ丸み(半径 r)をつけた絞り管の揚液効果 Y が大きい。

3・2 絞り比に対する揚液効果 振動管の内径($D=19\text{ mm}$)を一定にした場合、表1に示す本実験範囲内では $d=4\text{ mm}$, $h=1\text{ mm}$, $r=1\text{ mm}$ の試片($d/D=0.21$)が最もよい揚液効果を示した(図省略)。この値より d を大きくすると、オリフィス上部の管内液面の乱れとともに振動管内に生ずる準定常的な二次流れ⁽¹⁾が乱され、管内の流動損失が増大して揚液性能が劣化する。また、 d を小さくすると、オリフィス通過時の流動損失が増大して揚液効果はあまり向上しない。すなわち、絞り比 d/D に対して最適値が存在することになる。

図3 揚液特性に対する丸みの影響

図4 最適絞り比における揚液特性

図4は絞り部の絞り比 d/D を一定にしたときの揚液効果を調べるため、表1のRun1に示す絞り管における揚液高さ Y と加振振幅 z_0 の関係を示したものである。 Y の値の大小は振動数によっても異なるが、 $f=30\text{ Hz}$ では、 $d=4\text{ mm}$ の絞り管が比較的揚液効果が良い。しかし、振動数が増加するにつれてオリフィス孔径 d が小さいほど Y が大きくなる傾向がある。このような傾向はRun2の絞り管でも同様であった。しかし、 d が小さいとポンプ流量 Q も小さくなる。図5はRun1の絞り管において $Y=100\text{ mm}$ に達するまでの振動管内の平均流速 v_m を示したもので、図5から明らかなように $d=4\text{ mm}$ が最も v_m が大きくなっている。

本実験範囲内における揚液可能な振動数は一応 $f=10\sim 200\text{ Hz}$ の範囲であるが $f=20\text{ Hz}$ 以下の低振動数では高い揚液効果は得られなかった。一方、 $f=100\text{ Hz}$ 以上の高振動数では z_0 の小さい範囲で液面の下降が起こり、 z_0 がある程度大きいところでしか揚液状態にならない。しかも平均上昇速度も小さくなるので、有効な揚液効果はあまり期待できない。駆動源に動電形の加振機を使用した本実験では、 $f=30\text{ Hz}$ 前後の振動数が平均流速 v_m も大きく、しかも後述する効率 η も比較的高く、よい揚液状態が得られた。

3・3 オリフィス付近の流動パターン 前報⁽¹⁾では 10 Hz 以下の低振動数において、液面が一定高さに達したときの流動パターンについて実験的に詳細に考察した。しかし、液体の液面が時々刻々上昇しつつある状態(図1に示す流路内を液体が準定常的に循環する状態で、いわゆる正の時間平均流量が存在する場合に対応する)ではどのような流動パターンが支配的になるかは明確にされていない。そこで、比較的振動数の高い準定常的循環状態でのオリフィス前後の流動パターンを実験観察した。図6(a)は液体が上昇しつつあるときにオリフィス上下に発生する局所的な渦流に生じた気体のキャビティの様子を斜め上方から写真撮

図5 絞り管内の平均流速

影したものである。すなわち、 $f=50\text{ Hz}$ 、 $z_0=2.6\text{ mm}$ 、揚程 $H=0.5\text{ m}$ 、流量 $Q=1.6\text{ L/min}$ における渦の発生状態を液中の気泡によって可視化したものである（液中に存在する微細気泡が、渦の局所旋回の遠心力に伴う圧力低下によって集中し、それらが膨張したキャビティとして可視化される）。図 6 の写真は絞り管の中心を通る鉛直断面に平行な間隔き 3 mm のスリット光によって撮影したものである。また、渦中心部に発生する渦輪状のキャビティは、振動管の振動変位 ($z=z_0 \sin \theta$) に同期させた 50 回のストロボ発光によつ

(a) 渦輪発生の様相

(b) 渦輪の移動

(c) 渦輪の位置と大きさ

図 6 オリフィス付近の気泡渦の挙動

て、振動管の各位置 [中央位置からの位相 $\theta (\theta=2\pi ft)$ で表示] において得られる映像を、同一フィルム上に多重露出させたものである。

図 6(b) はこのようなキャビティの渦輪を真横 (オリフィス板と同一水平面) から観察したもので、時間の経過とともに渦輪が移動していく様子を示したものである。すなわち、 $f=50\text{ Hz}$ 、 $z_0=2.6\text{ mm}$ においても、前報で示した低振動数⁽¹⁾ の場合と同様に、振動管の下降行程でオリフィス上方の管内に局所渦輪が発生し、その後その渦輪は管内を上端の水面まで上昇し続ける。一方、振動管の上昇行程で管下方に発生した渦輪は、管下方の液体中を水槽の底まで下降し続ける。図 6(c) に示すように、前述の写真から得られる局所渦輪の中心の一周期にわたる平均移動速度は上昇および下降渦ともほぼ同じで、約 5 m/s 程度である。また、渦輪の大きさ B は時間とともに若干成長していくが、流入側の渦輪の大きさ B_i (キャビティの外径) は流出側の渦輪の大きさ B_o よりも若干大きい。前報⁽¹⁾ で示したように、このキャビティの渦輪の外径に比例してオリフィス上下に形成されるほぼ球形状の渦輪の大きさの差が揚液効果に寄与している。なお、実験前の試験水槽内の水の空気含有量 α/a_s は 1.05 (室温 15°C)、十分循環された実験後では、 1.10 (α は 100 cm^3 当たり試料水の全空気含有量、 a_s は該水温に対応した空気を含む飽和溶液が有する全空気量である) であり、実験前後での空気含有量にあまり大きな変化は見られなかった。

3.4 ポンプ性能 図 7 は $D=28.6\text{ mm}$ 、 $d=6\text{ mm}$ 、 $h=r=4.5\text{ mm}$ および $D=19\text{ mm}$ 、 $d=6\text{ mm}$ 、 $h=r=3\text{ mm}$ における流量 Q と加振振幅 z_0 との関係を示したものである。いずれの場合も Q は z_0 の増大とともに増大する。また、 f に対しても Q は増加する。ただし、振動数が 60 Hz より大きく、しかも z_0 が 2 mm 以上に大きくなると、オリフィス孔部から微細気

図 7 流量と加振振幅との関係

泡が多数発生する。さらに、 z_0 を大きくすると揚液管内の液柱にも気泡群が発生し、揚程 H および流量 Q も著しく不安定になる。したがって、このポンプによって得られる有効仕事量 $\rho g Q H$ は、 z_0 と f とともに大きくなるが、おのずとその限界があり最適運転条件が存在する。図8は図7と同じオリフィスに対する締切揚程 H_0 と z_0 の関係を示したものである。 H_0 も Q と同様に z_0 および f とともに増大する。以上の図7および図8で示した傾向は $D=19\text{ mm}$, $d=4\text{ mm}$, $h=r=3\text{ mm}$ の場合でも全く同様である(図省略)。

図9は $f=30\text{ Hz}$ に対して、比較的高揚程が得られる $D=19\text{ mm}$, $d=4\text{ mm}$, $h=r=3\text{ mm}$ の絞り管における流量 Q に対する揚程 H , 軸動力 W , 効率 η の関係を示したものでいわゆるポンプ性能曲線である。すなわち、加振条件を一定として、図1に示すポンプ出口管路に設置した仕切弁を操作して流量を変えたときの揚程曲線(H - Q 曲線)である。流量の増加とともに

に揚程はほぼ直線的に減少する。このような傾向は z_0 あるいは f を変えてもほとんど同じである。 H - Q 曲線は著者らが先に開発した弁式振動ポンプ⁽²⁾のそれに類似した特性を示している。このことは弁の有無というポンプ構造の違いを考えると興味深い。すなわち、本ポンプにおけるオリフィスは弁式振動ポンプの揚液作用⁽³⁾における弁の役割を代行していると考えられることもできる。

W (加振機の入力電力 VA)は仕切弁による流量変化に対してほとんど一定である。 W とポンプとしての単位時間当たりの有効仕事量 $W_0 = \rho g Q H$ とから求められる全効率 η は、 $f=30\text{ Hz}$, $z_0=4.0\text{ mm}$ の場合、最大でも約1.25%で、通常のポンプに比してかなり低い値である。したがって、この種のポンプは、構造が非常に簡単に運転制御性に優れていることに注目し、効率を重視しなくてもよい場合に用いられることが好ましいと考えられる。図10は $D=28.6\text{ mm}$, $d=6\text{ mm}$, h

図8 締切揚程と加振振幅との関係

図10 ポンプ性能に対する加振振動数の影響

図9 ポンプ性能曲線

図11 無次元揚程(H/H_0)と無次元流量(Q/Q_0)との関係

$r=4.5\text{ mm}$ の絞り管における揚程曲線を f をパラメータとして示したものである。 $d=4\text{ mm}$ の場合に比して締切点において揚程 H は小さくなっており、 $H=0$ における流量 Q は増加している。すなわち、 d が小さいと最大流量は減少するが締切揚程は増大する傾向がある。

図 11 は、縦軸を H/H_0 (H_0 は締切時における揚程)、横軸を Q/Q_0 (Q_0 は H が零になるときの流量) としたときの H と Q の関係を示したものである。図 11 より、本実験範囲内では振動数や加振振幅あるいはオリフィス孔径の大きさに依存せず、実測値はほぼ一つの曲線で表すことができる。図 11 中の実線は $H/H_0=1-0.68\cdot(Q/Q_0)-0.64(Q/Q_0)^2+0.32(Q/Q_0)^3$ で表される実験曲線である。この実験曲線によって、 H_0 、 Q_0 があらかじめわかれば任意の Q に対する H をほぼ予測することができる。

図 8 に示すように、特定の振動条件の範囲内では、揚液高さは概略オリフィス部を流入する振動流の速度差 [この速度差は絞り管の速度差 $(z_0f)_{\text{in}}-(z_0f)_{\text{out}}$ に対応すると考えられる] とともに増大し、前述したようにオリフィス孔径 d の増大とともに減少する。したがって、近似的に揚程 H は d が特に小さい場合を除けば f_0z/d にほぼ比例すると考えられる。一方、流量 Q はオリフィス部の流出入時の速度差すなわち絞り管の速度差 $(z_0f)_{\text{in}}-(z_0f)_{\text{out}}$ とおのおのの流路断面積に支配される。オリフィス部に流入する流れのオリフィス直前の流れは前報⁽¹⁾ で示したようにオリフィス孔を中心とするオリフィス板に沿う半径方向流れであり、その環状の薄い流路断面積は d に比例する。したがって、この環状の流路断面の高さが変化しないと考えると、流量 Q は近似的に z_0fd に比例すると考えられる。また、没水深 S が大きいほど高性能が得られることを考慮すると、これらのことから、 $\psi=H/\{(fz_0/d)\cdot\sqrt{S^3/g}\}$ 、 $\phi=Q/(S\cdot d z_0 f)$ で表される無次元量を用いれば、ポンプ性能はおおよそ整理できると考えられる。図 12 は、 $d=4\text{ mm}$ 、 $d=6\text{ mm}$ ($d/D=0.21$ 、 $h/d=r/d=0.75$) に対するポンプ性能を、この無次元量を用いて示した一例である。すなわち、 d/D および $h/d=r/d$ を定めると、本実験範囲内では、概略 ψ と ϕ の関係が得られ、 $\pm 14\%$ の範囲内で次の一次式の関係で表される。

$$\psi = -9.8\phi + 3.5$$

ψ と ϕ のばらつきが大きいことはここで仮定した無

図 12 無次元表示 (ψ , ϕ) によるポンプ性能

次元表示ではポンプ性能に対する相似性が完全に保たれないためであると考えられ、非定常の縮流を伴う実際の流れはかなり複雑であることを意味している。また、概略の議論では H は z_0f/d に、 Q は $d z_0 f$ に対応して増減することから、 H と Q はともに z_0 と f とともに増大することになり、ポンプとしてなす仕事 $\rho g Q H$ は近似的に $(z_0f)^2$ に対応して増減することになる。

4. 結 言

以上の実験結果から、得られた主な知見を要約して以下に示す。

- (1) オリフィス形絞り管の形状によって、揚液高さには大きな差異が生じ、絞り比に最適値が存在する。
- (2) 絞り管の長さを短縮してもその加振振幅ならびに加振振動数がある範囲内の値に選べば、管内の液面を上昇させることはもちろんのこと、液体がオープン流路を準定常的に循環させる場合においても、液体輸送ポンプとして有効に機能することを明らかにした。また、これまで不明であった絞り管を用いたポンプの基礎設計基準に必要な資料を蓄積した。
- (3) 本実験範囲内では、ポンプとしての流量は近似的にオリフィス孔径、加振振動数および加振振幅とともに増大し、揚程は加振振幅および加振振動数とともに増大し、オリフィス孔径の増大とともに減少する。

文 献

- (1) 橋本・ほか 4 名、機論、56-530, B(1990), 2951.
- (2) 橋本・ほか 2 名、機論、53-491, B(1987), 2014.
- (3) 檜山・ほか 3 名、機論、56-528, B(1990), 2423.