

ジェットポンプ式流動装置における流動性能に及ぼす装置形状の影響

株式会社レールテック 正会員○ 松井 和也
 呉工業高等専門学校 正会員 黒川 岳司
 呉工業高等専門学校専攻科 学生員 小谷 拓弥

1. はじめに

閉鎖性水域における水質汚濁の改善手段としてジェットポンプ式流動装置を用いる方法があるが、その形状と性能の関係にはまだ不明な点が多い¹⁾。本研究では、流動性能の向上と装置規模の縮小を図るために装置形状を図-1のような途中を縮小させた形状にするなど装置形状の変更を試みた。そこで、既往の理論式²⁾に修正を加え、その整合性を実験値との比較から検証し、その上で装置形状と流動性能の関係を理論式により検討することとした。

2. ジェットポンプ式流動装置の構造と原理

表層水がポンプによって送水され、駆動水(流量 Q_1)として混合器内に噴射されると、その噴流に伴う連行により混合器内で攪拌混合が起こる。その結果、内部の水圧が低下して後方からの吸引水(流量 Q_2)が発生し、駆動水と吸引水が混合した流量 $Q_3(=Q_1+Q_2)$ の吐出水として放出される。図-1は混合管の途中が縮小している形状の装置の駆動水と吸引水が混合しているときのエネルギーを示したものである。青色の線は駆動水(Q_1)、橙色の線は吸引水(Q_2)のエネルギー勾配及び動水勾配を表している。図中の記号について、駆動水の流速を v_1 、同様にノズル口径を d_1 、断面積を $A_1(=\pi d_1^2/4)$ 、流量を $Q_1(=v_1 A_1)$ としている。吸引水について v_2 、 d_2 、 $A_2(=A_3-A_1)$ 、 $Q_2(=v_2 A_2)$ 、縮小していない区間(l_2-l_3)について v_3 、 d_3 、 $A_3(=\pi d_3^2/4)$ 、縮小中の区間 l_3 について v_5 、 d_5 、 $A_5(=\pi d_5^2/4)$ 、放出後について v_4 としている。また断面I、II、IIIの水圧をそれぞれ p_1 、 p_2 、 p_3 とする。今回の実験では l_1 は固定とし、途中に縮小部を設けない形状の装置は、 $l_3=0$ 、 $d_5=d_2$ となる。

断面I、II、IIIにおいて、ベルヌーイの定理および運動量の定理を適用すると、流速比 v_2/v_1 は次式のようになる。

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

ここで、 a 、 b 、 c は各断面積や損失係数などから構成され、縮小部の存在を考慮に入れると、次のようになる。

$$a = \left(k_1 + k_3 \frac{A_1^2}{A_3^2} \right), \quad b = \left(2k_3 \frac{A_2 A_2}{A_3^2} \right), \quad c = \left(k_2 + k_3 \frac{A_2^2}{A_3^2} \right)$$

$$k_1 = (-2 - f_{se} + \alpha) A_1, \quad k_2 = (-2 + \alpha + f_e + f_1 \frac{l_1}{d_1}) A_2$$

$$k_3 = \left(2 - \alpha + f_0 + f_2 \frac{(l_2 - l_3)}{d_2} + f_{gc} \frac{A_3^2}{A_5^2} + f_{sc} f_{ge} \frac{A_3^2}{A_5^2} + f_3 \frac{l_3 A_3^2}{d_5 A_5^2} \right) A_3$$

$$+ \left(-f_2 \frac{(l_2 - l_3)}{d_2} - f_0 - f_{gc} \frac{A_3^2}{A_5^2} - f_{sc} f_{ge} \frac{A_3^2}{A_5^2} - f_3 \frac{l_3 A_3^2}{d_5 A_5^2} \right) A_1$$

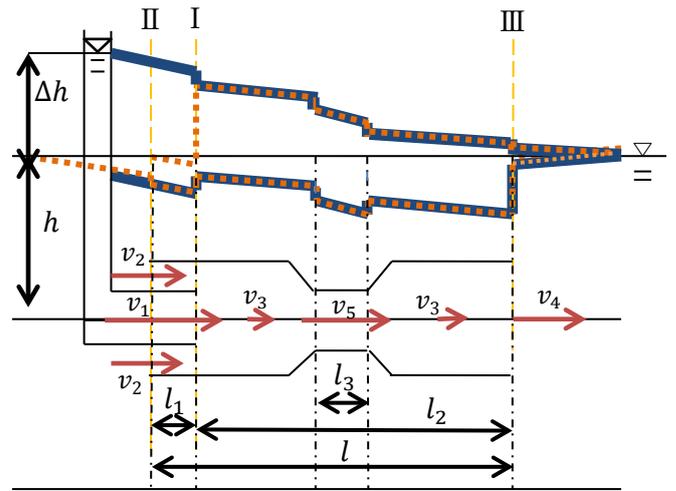


図-1 装置内のエネルギー線と動水勾配

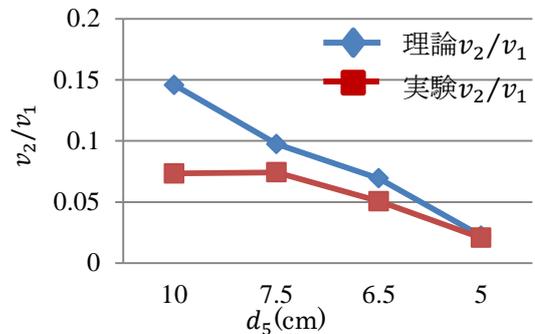


図-2 縮小部の管径の変化と流動性能の関係

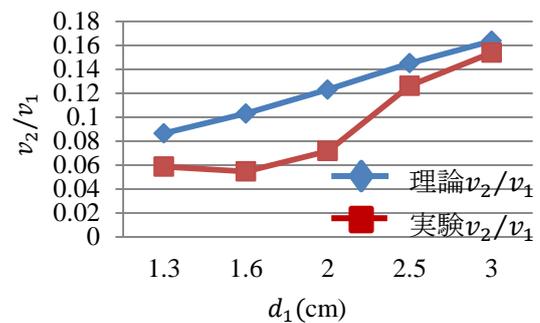


図-3 ノズル口径 d_1 の変化と流動性能の関係

ここで、 α ：管内流速分布が一様でないために補正するエネルギー補正係数 ($\alpha=1.1$)、 f_e ：入口損失係数、 f_o ：出口損失係数、 f_{se} 及び f_{ge} ：急拡損失係数、 f_{gc} ：急縮損失係数、 f_{sc} ：漸拡損失係数、 $f_{1\sim3}$ ：摩擦損失係数である。

3. 理論式と実験値の比較

理論式から算出した値と、同条件での実験値の値を比較したものを図-2、図-3に示す。

図-2は装置の縮小部 d_5 を小さくしていった場合の流動性能の変化を表したもので、 d_5 を小さくすると流動性能は低下していくものの、理論値に近づいていくのがわかる。この理論式は駆動水と吸引水が即座に混合すると仮定した式であるため、理論値に近づくということは、混合器内で攪拌混合がきちんと行われているということを意味する。また、この際の装置の全長は30cmと短いものを利用している。混合が発生するにはおよそ50cm以上の管長が必要であるが、この形状を用いることで、縮小なしの形状よりも流動性能は下がるものの、装置の規模の縮小を図ることができる。

図-3は駆動水ポンプのノズル口径を変化させた際の流動性能の関係である。この値についても理論値と実験値はほぼ合致している。また、ノズル口径を大きくするにつれて v_2/v_1 の値も増加しているため流動性能が上がったように見えるが、ノズル口径を大きくしたことにより v_1 が減少したことで相対的に v_2/v_1 が増加したということも考えられるため流動性能が向上したと評価するには検討が不十分である。

以上の結果から、本研究で立てた理論式は装置の実際の装置の流動を表現できており、理論式を用いた流動性能の検討が十分に可能であることがわかった。

4. 理論式による検討

次に理論式による検討を行う。この検討では装置の途中を縮小させた形状について漸縮や漸拡の度合い(角度 θ)の変化による流動性能の変化と、図-3の検討で不十分であったノズル口径の変化と流動性能の関係についての二つについて検討していく。一つ目の検討であるが、漸縮については損失を無視できるため漸拡についてのみ検討する。図-4は漸拡部の角度と流動性能の関係を表したもので、漸拡部の角度を 10° にしたとき流動性能が最も良くなるのがわかる。ただし、その際漸拡部分の長さは20cm必要となるため、装置の規模を小さく抑えたまま流動性能を得るためには、放出口まで漸拡部分を伸ばした形状にすると良いと考えられる。図-5は基準となるノズル口径を d_{01} とし、このときの流量をそれぞれ Q_{01} 、 Q_{02} 、 Q_{03} としたとき、 d_1 を変化させていったときの管径比 d_1/d_0 と各流量比(Q_1/Q_{01} 、 Q_2/Q_{02} 、 Q_3/Q_{03})の関係を表したものである。これによると管径比が小さくなるにつれて駆動水、吸引水、吐出水全てが減少していき、流動性能は悪くなっていくことがわかる。

5. おわりに

本研究において修正した理論式は、今回用いた形状の流動性能を検討することが十分可能であることがわかった。また、装置の途中を縮小したものに変更することで、縮小していないものに比べて流動性能は多少悪くなるものの装置の規模の縮小を図ることができることが判明した。ノズル口径に関しては、小さくすることで流動性能は低下するため、ノズル口径が細い形状のものは用いない方が流動性能はよくなると言える。

参考文献

- 1) 北 真人, 黒川岳司: 噴流型流動促進装置導入による貯水池内の流況と水質の変化: 土木学会論文集 B1(水工学) Vol.68, No.4, pp.1663-1668 (2012)
- 2) 山本龍之介, 黒川岳司, 濱本光蔵, 横山英里: 噴流型流動促進装置の装置形状と流動特性の関係に関する理論的検討: 土木学会第65回年次学術講演会講演概要集, II-014 (2010)

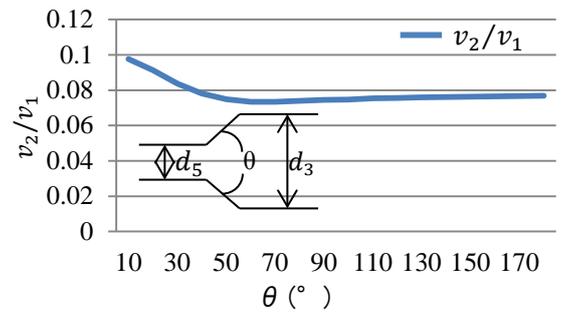


図-4 漸拡部の角度の変化と流動性能の関係

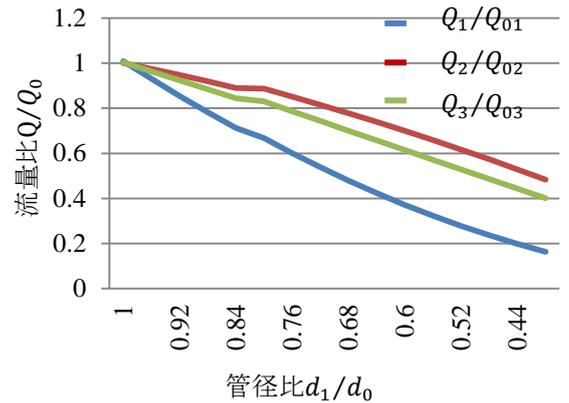


図-5 管径比 d_1/d_0 と流量比 Q/Q_0 の関係