

複数連結した h 型気体溶解装置の水頭損失を考慮した処理流量の評価方法

山口大学 正会員 〇大木 協 山口大学 フェロー会員 羽田野 袈裟義
宇部高専 正会員 中野 陽一 (有)バブルタンク 非会員 藤里 哲彦

1. 緒言

著者ら¹⁾は、閉鎖性水域の貧酸素化対策として液膜利用の h 型気体溶解装置(図-1 参照)を研究開発中である。詳細は後述するが、本装置では吸入ホースの先端から貧酸素水を連続的に吸入する。この際、装置および吸入ホース内の損失水頭のため揚水流量、すなわち処理流量 Q_w が低下することを考慮する必要がある。そこで、本研究では、既往のエアリフトのエネルギー式を用いて水頭損失の影響を考慮した処理流量 Q_w の評価を行う。

2. h 型気体溶解装置について

図-1に示すように、本装置は2本のホースにより貧酸素水塊と連通されたh型管を管水平部の内側底面が水面より少し高い位置になるように固定し、h型管の曲がり部下方の水面下に曝気のための散気体を配置している。この構成で、管内で曝気すると管内でエアリフト現象が発生し、これを補償するために吸入ホースの先端から水域の水が連続的に取り込まれる。気泡と共に管内を上昇した水はh型管内の曲がり部付近で気泡集合体の液膜の構成要素となり、このときに酸素が水に溶解する。そして気体溶解された水と残存する気泡は管の水平部を伝って直管部に送られ、気体溶解された水は直管内を下方に流下し、排出ホースを経由して水域に戻される。

3. 処理流量 Q_w の評価

本研究では既往のエアリフトのエネルギー式(式(1))²⁾を用いて処理流量を評価することを試みる。図-2 はエアリフトのモデル図である。

$$W_a p_a v_a \log \left(\frac{p_s}{p_a} \right) = W_w (h_d + h_f + h_v) \quad (1)$$

ここで、 W_a は単位時間に消費される空気重量、 p_a は大気圧、 v_a は大気圧での比容積、 p_s は吸入管入口での空気圧、 W_w は単位時間の揚水重量、 h_d は揚水高さ、 h_f は $(h_d + h_s)$ 間の摩擦損失水頭、 h_v は気液二相流の吐出部での速度水頭である。

3.1. h 型管への適用と摩擦損失係数 f の評価

エアリフトのエネルギー式(式(1))を本装置に適用し、これに実験値を代入して h 型管内の散気体より上方の摩擦損失係数 f の評価を行う。図-3 は、式(1)を本装置に適用した場合のモデル図、式(2)はこれに対するエネルギー式である。

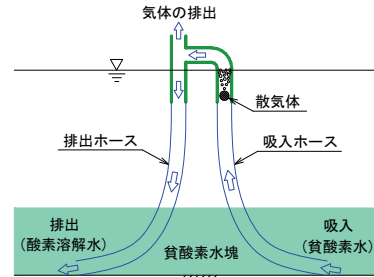


図-1 h 型気体溶解装置全体図

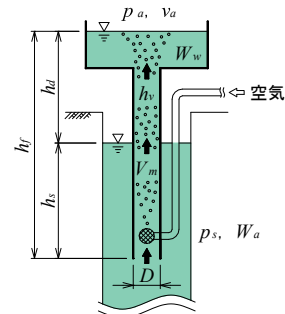


図-2 エアリフトのモデル図

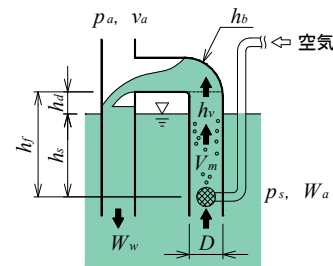


図-3 h 型気体溶解装置のモデル図

$$W_a p_a v_a \log \left(\frac{p_s}{p_a} \right) = W_w (h_d + h_f + h_v + h_b) \quad (2)$$

ここで、 h_b は管の曲りによる損失水頭である。

次に、式(2)の右辺に表れる W_w 、 h_f 、 h_v 、 h_b を処理流量 Q_w によって表すと次のようである。

$$W_w = \rho g Q_w \quad (3)$$

ここで、 ρ は水の密度、 g は重力加速度である。

$$h_f = \frac{f(h_d + h_s) \left\{ \frac{4(Q_g + Q_w)}{\pi D^2} \right\}^2}{2gD} = \frac{f(h_d + h_s) V_m^2}{2gD} \quad (4)$$

ここで、 D は管内径、 V_m は気液二相流速である。

$$h_v = \frac{\left\{ \frac{4(Q_g + Q_w)}{\pi D^2} \right\}^2}{2g} = \frac{V_m^2}{2g} \quad (5)$$

$$h_b = \zeta_{b1} \zeta_{b2} \frac{\left\{ \frac{4(Q_g + Q_w)}{\pi D^2} \right\}^2}{2g} = \zeta_{b1} \zeta_{b2} \frac{V_m^2}{2g} \quad (6)$$

キーワード：h 型気体溶解装置、処理流量、摩擦損失、エアリフト

連絡先：〒755-8611 山口県宇部市常盤台 2-16-1 山口大学 大学院理工学研究科, Tel : 0836-85-9353

ここで, ζ_{b1} , ζ_{b2} は曲りによる損失係数であり, それぞれ $\zeta_{b1}=0.33$, $\zeta_{b2}=1.0$ とした³⁾.

以上, 式(3)~(6)を式(2)に代入して摩擦損失係数 f について解くと, 式(7)を得る.

$$f = \frac{2D}{\rho Q_w (h_d + h_s) V_m^2} \times \left[W_a p_a v_a \log \left(\frac{p_s}{p_a} \right) - \rho g Q_w \left\{ h_d + \frac{V_m^2}{2g} (1 + \zeta_{b1} \zeta_{b2}) \right\} \right] \quad (7)$$

式(7)に実験値(管内径 $D=0.05$ [m], 水平管高さ $h_d=0.05$ [m], 曝気深度 $h_s=0.32$ [m], 空気流量 $Q_g=20$ [L/min]の場合の処理流量 $Q_w=23.41$ [L/min])を代入して解くと, 本計算条件における h 型管内の散気体より上方の摩擦損失係数 f は平均的に $f=1.11$ と算出された.

3.2. 吸入ホースの摩擦損失 h_{fi} を考慮した Q_w の評価

式(2)に吸入ホースの摩擦損失を考慮して処理流量 Q_w を評価する. なお, 現地で本装置を使用する際には, 維持管理などの面から複数の装置を連結させることが賢明である. その場合の処理流量計算のモデル図を図-4に示す. 図に示すように, 連結数 k , 吸入ホースの内径を D_i , 吸入ホースの長さを l_i , 吸入ホースの摩擦損失係数を f_i とすると, 吸入ホースによる摩擦損失水頭 h_{fi} は式(8)のように表される.

$$h_{fi} = f_i \frac{l_i}{D_i} \frac{1}{2g} \left(\frac{4kQ_w}{\pi D_i^2} \right)^2 \quad (8)$$

ここで, 摩擦損失係数 f_i はマンニングの式⁵⁾ から算出する.

次に, 式(2)の右辺の括弧内に式(8)で表される吸入ホースによる摩擦損失水頭 h_{fi} を追加する. さらに, 式(3)~(6), 式(8)を用いて処理流量 Q_w によって表現し, Q_w について解くと次のように Q_w に関する3次方程式を得る.

$$\alpha Q_w^3 + \beta Q_w^2 + \gamma Q_w + \delta = 0 \quad (9)$$

ここで, 各項の係数 $\alpha \sim \delta$ は次のとおりである.

$$\alpha = \rho \left(B + \frac{8f_i l_i k^2}{\pi^2 D_i^5} \right) \quad (10) \quad \beta = 2\rho Q_g B \quad (11)$$

$$\gamma = \rho(g h_d + Q_g^2 B) \quad (12) \quad \delta = -W_a p_a v_a \log \left(\frac{p_s}{p_a} \right) \quad (13)$$

ここで,

$$B = \frac{8}{\pi^2 D^4} \left\{ 1 + \frac{f}{D} (h_d + h_s) + \zeta_{b1} \zeta_{b2} \right\} \quad (14)$$

以上より, 吸入ホースによる摩擦損失を考慮した処理流量 Q_w は, 式(9)において Q_w の3次方程式を数値的に解くことで算出される.

4. 計算条件と計算結果

吸入ホースの摩擦損失を考慮した処理流量 Q_w [L/min] の計算は表-1に示す計算条件について行った. 図-5は計算結果である. 図より, 吸入ホースの長さ l_i [m] が長く, ホース内径 D_i [m] が小さく, 連結数 k [台] が多いほど処理流量 Q_w [L/min] が減少している.

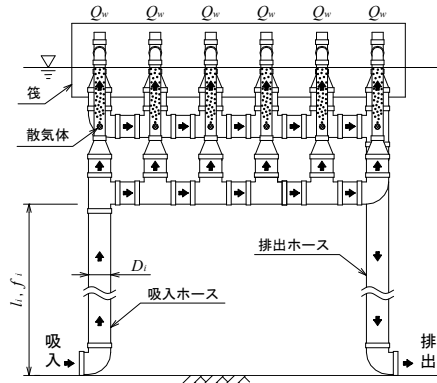


図-4 処理流量計算のモデル図

表-1 計算条件

h型管体溶解装置	管内径: D [mm]	50
	水平管高さ: h_d [mm]	50
	曝気深度: h_s [mm]	320
	空気流量: Q_g [L/min]	20
	h型管部分の摩擦損失係数: f [-]	1.11
吸入ホース	連結数: k [台]	2, 4, 6
	ホース内径: D_i [mm]	50, 100, 150
	ホース長さ: l_i [m]	0 ~ 100

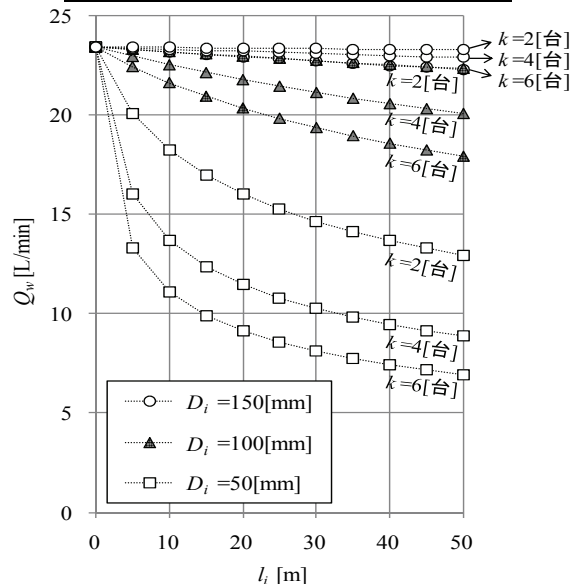


図-5 処理流量 Q_w と吸入ホース長さ l_i の関係

5. 考察

以上, エアリフトのエネルギー式を用いて吸入ホースの摩擦損失を考慮した処理流量の評価を行った. 本研究で得られた知見は次のとおりである.

- ・処理流量 Q_w は吸入ホース長さ l_i が長く, ホース内径 D_i が小さく, 連結数 k が多くなるにつれて減少する.
- ・吸入ホースの内径 D_i を大きくすることで摩擦損失が小さくなり, 処理流量 Q_w に対して有利になる.

(参考文献)

- 1) 大木協 他: 管内曝気による液膜方式の気体溶解装置の DO 改善性能に関する実験的検討, 土木学会論文集 B, Vol.66, No.3, pp.235-247, 2010.
- 2) A.J.ステパノフ, 今市憲作 他 訳: ポンプとブロワー二相流を中心の一, 産業図書, pp.236-261, 1979.
- 3) 椿東一郎: 水理学 I, 森北出版株式会社, pp.112-115, 1995.