

日本大学工学部 正会員 深谷宗吉
同 上 正会員 中村玄正
同 上 学生員 小泉聖人

1 はじめに

散気式エアレーションタンクにおいては、タンク底部より気泡を発生させ、この際生ずる旋回流によって、タンク内の液を混合かつ攪拌させ、活性汚泥の沈降防止を図っている。エアレーションタンク内の旋回流速については、従来種々実測されているが、この旋回流速を任意のエアレーションタンクにおいて理論化しようとする研究はあまりされていない。

本研究は、単一孔から発生する気泡群によって誘起される液の循環流動機構を明らかにするために、気泡の性状、分布、液の循環状態さらに流速等について基礎的実験を行ない考察を加え、また、旋回流速をモデル的に数式化し、実験結果と対応させたものである。その結果、いくつかの知見が得られたので、ここに報告する。

2 実験装置および実験方法

実験装置の概略を図-1に示す。実験方法は、タンク底部に孔径0.5mmの単一孔の散気管を設置して、空気量の変化に伴う、各槽の流速、気泡の上昇速度、気泡の長径ならびに短径を高照度マルチストロボを発光させて写真撮影し、このフィルムを実寸大にスクリーン上に拡大し測定した。

3 実験結果および考察

3-1 気泡算定の近似式 単一孔から発生した気泡はほとんど回転楕円体気泡とみなせることから、体積 V_b 、球体積相当径 D_v を次式より求めた。

$$V_b = \frac{\pi}{6} D_a^2 D_b = \frac{\pi}{6} D_v^3 \quad \cdots (1) \quad D_v = (D_a^2 D_b)^{1/3} \quad \cdots (2)$$

3-2 流速の整理 図-2は、B槽の流速 U と個数頻度の関係を示したものである。図-3は、これらの分布を正規確率紙にプロットしたものでありほぼ直線とみなせる。従って流速はほぼ正規分布に従うと言える。すなわち次式で示される。

$$\frac{n}{\sum n} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} \exp \left\{ -\frac{(U - \bar{U})^2}{2\sigma^2} \right\} \quad \cdots (3)$$

3-3 液の流動状態 液の流れは、タンクの中中部にコアが認められ隅部では、停滞水域が確認された。液はタンクのほぼ中心を原点として巡回するものと考えられる。また、表面流速と底面流速に多少の差があるが、内部旋回流速と外部旋回流速にはかなりの差異が認められた。

3-4 流速と Q_a の関係 図-4は、各槽における内外部旋回流速と Q_a の関係を示したものである。図より空気量の増加に伴って、内外部旋回流速とも増加している。また、外部旋回流速が内部旋回流速と比較して速いことがわかる。これは外部旋回流が、発生する気泡によって直接誘起されるためと考えられる。

4 流速の数式化

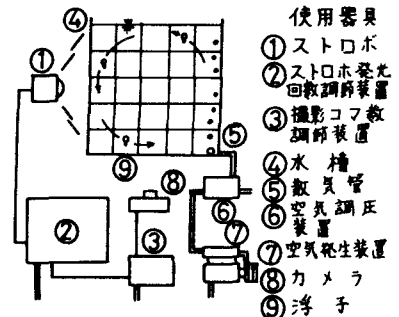


図-1 流速測定装置図

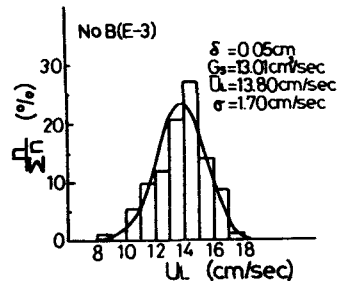


図-2 流速分布

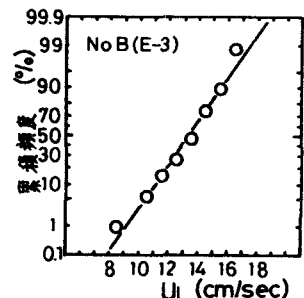


図-3 正規確率紙上の流速分布

図-4のように液がタンクの中を原点として旋回するものと仮定し、タンク内の水の流れに関して、与える力と失われる力の平衡を考えると、水の流れに与える力は

(1) 気泡の混入によるみかけ密度の軽量化による力

(2) 気泡の上昇力による力

が考えられ、一方失われる力は

(3) 壁面の摩擦による力

(4) 圧曲等による力

が考えられる。これらの力は具体的にば次のように表わすことが出来る。

(1) 気泡の混入によるみかけ密度の軽量化による力

気泡存在部と気泡非存在部において縦気管の位置での静水圧の差は

$$P_0 = \rho_0 g R - \rho_0 g R = \rho_0 (R - R_0) g R = \rho_0 (R - R_0) g H \quad \text{----- (4)}$$

となり、この圧力差による力は次のように表わされる。

$$B_0 B_2 P_0 = B_0 B_2 (R - R_0) \rho_0 g H = B_0 B_2 (R - R_0) \frac{G_0}{A_0} \frac{1}{(U_0 - U)} g H \quad \text{----- (5)}$$

(2) 気泡の上昇力による力

気泡1個が水塊に加える力が平均的に

$$\frac{\pi}{8} C_{D0} D^2 \rho_0 R_0 (U_0 - U)^2 \quad \text{----- (6)}$$

と表わされるとすると、気泡が N_0 個存在するならば次式のようになる。

$$N_0 \frac{\pi}{8} C_{D0} D^2 \rho_0 R_0 (U_0 - U)^2 \quad \text{----- (7)}$$

(3) 壁面の摩擦による力

摩擦抵抗 F が摩擦抵抗係数 f を定数と仮定し、 $F = f L S R^{1/2}$ で与えられる

とすると任意の半径 r における幅 dr の環状部分に働く摩擦抵抗 dF は

$$dF = f L \cdot \frac{\omega^2 r^2}{2} dr = 2\pi f L R \omega^2 r^2 dr \quad \text{----- (8)}$$

となり、全体に働く摩擦抵抗 F は次のように表わされる。

$$F = 2\pi f L R \omega^2 \int_0^R r^2 dr = \frac{1}{2} \pi f L R \omega^2 R^4 \quad \text{----- (9)}$$

(4) 圧曲等による力

圧曲等による力 F' は、圧曲損失係数 f' を定数と仮定すると次のように表わされる。

$$F' = f' S R \frac{\omega^2}{2} = \pi f' L R B_2 \omega^2 R^3 \quad \text{----- (10)}$$

以上のことから力の釣合いを考えると

$$(5) + (7) = (9) + (10)$$

となり、角速度 ω に関して次式を得る。

$$B_0 B_2 (R - R_0) \frac{G_0}{A_0} \frac{1}{(U_0 - U)} g H + N_0 \frac{\pi}{8} C_{D0} D^2 \rho_0 R_0 (U_0 - U)^2 = \frac{1}{2} \pi f L R \omega^2 R^4 + \pi f' L R B_2 \omega^2 R^3 \quad \text{----- (11)}$$

図-6は、(11)式より求めた理論値と実験値との比較を示したものである。ほぼ理論値と実験値が一致していることがわかる。

最後に本研究において、水理学的面から御指導頂きました日本大学工学部木村教授に厚く御礼を申し上げます。また、日本大学工学部学生、内田、大池、山口、山下、山田君の協力を得ました。ここに謝意を表します。

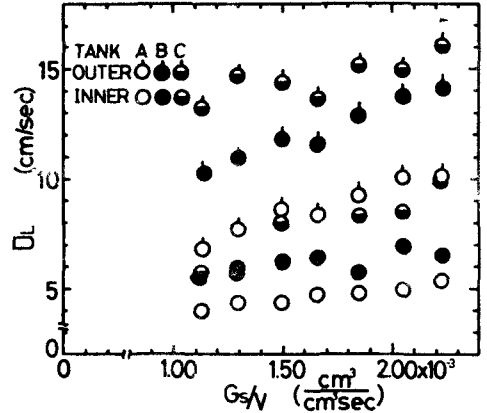


図-4 U_L と G_0/v の関係

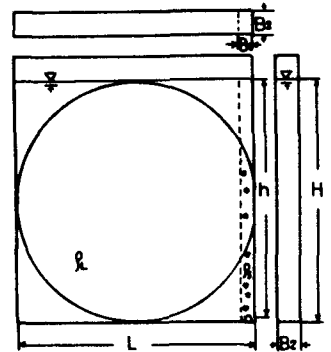


図-5 流れモデル

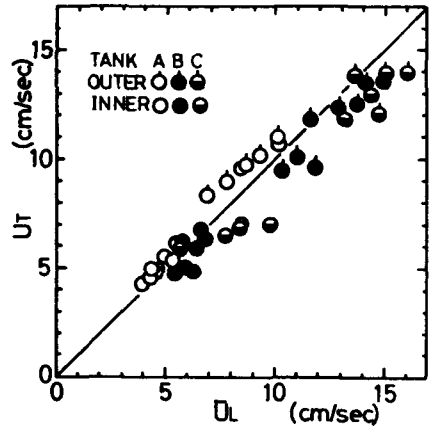


図-6 U_T と U_L の比較