

II-23 自動水位制御装置の制御機構に関する研究

広島大学工学部 正員 金丸昭治
岡山大学工学部 〃 名合宏之
鹿児島県庁 〃 宇都博美

まえがき

流量変動をとらう比較的小規模な用水路から、所定の流量を適確に取水するためには、流量変動にガクをうす、水路内の水位を一定に保つことが望ましい。本研究は、このような目的のために開発されているフロートを利用した自動水位制御装置の制御機構について理論的かつ実験的に検討を加えたものである。

1. 自動水位制御装置の概要

1.1 構造概要

本研究で対象とする自動水位制御装置の構造概要は図1に示される通りである。この図において、Aは水路、Bは静水槽、Cはフロート室、Dはラジアルゲート、Eは回転軸、Fは対重、Gは越流せき、Hは流入孔、Iは流出孔、Jはフロート、Kは連結棒、Lは腕本である。

1.2 水位制御機構の概要

流量 Q に対してバランスした状態でのゲートの上流水位を h_0 とする。いま、流量 Q から Q' に減少した場合、ゲート上流水位は h_0 から減少し、この影響でフロート室水位も減少し、フロートは下降してゲートの回転軸を回転させる。ゲートの下降により、上流水位は減少し、フロート室内に水が流入して再びゲートは均衡状態となる。同様に、流量が増えた場合も、一旦ゲート上流水位は上昇するが、フロートの作動によりゲートが開き、水位は減少していく。このように、上流水位は流動の変動に対処しつねにもその水位の方向へもどるように制御される。

2. 制御機構のモデル化とその解析

2.1 制御機構のモデル化

本装置の制御機構のモデル化は、装置内の流体運動およびそれにとらうゲートの運動を適切に表現することによっておこなわれる。まず流体運動は以下のような方程式系によって表現されるものとする。

連続方程式：

$$BL \frac{dh_1}{dt} = Q - Q' - Q_1 \quad (1)$$

$$A_2 \frac{dh_2}{dt} = Q_1 - Q_2 \quad (2)$$

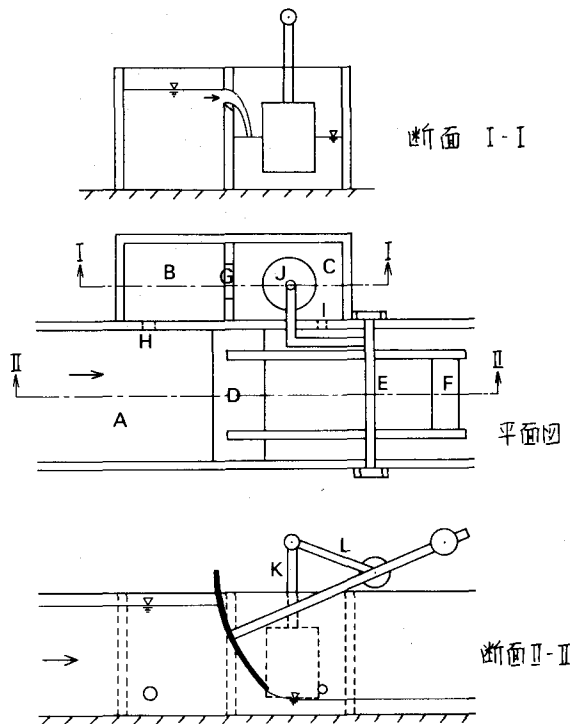


図1 自動水位制御装置

$$(A_3 - A_F) \frac{dh_3}{dt} + A_F \frac{dh}{dt} = Q_2 - Q_3 \quad (3)$$

運動方程式:

$$Q = C B Z \sqrt{2g h_1} \quad (4)$$

$$Q_1 = \pm C_1 a_1 \sqrt{2g |h_1 - h_2|} \quad \begin{cases} (h_1 \geq h_2 \text{ の場合 } +) \\ (h_1 < h_2 \text{ の場合 } -) \end{cases} \quad (5)$$

$$Q_2 = \begin{cases} C_2 b (h_2 - W)^{3/2}, & (h_2 \geq W) \\ 0, & (h_2 < W) \end{cases} \quad (6)$$

$$Q_3 = \begin{cases} C_3 a_3 \sqrt{2g \{h_3 - (C_4 Z - h_4)\}}, & (Z \geq h_4) \\ C_3 a_3 \sqrt{2g h_3}, & (0 \leq Z < h_4) \end{cases} \quad (7)$$

これらの式中の記号の内容は以下のようである。

Q : ゲート上流部への流入流量, Q : ゲートからの流出流量, Q_1 : 流入孔流量, Q_2 : 越流せき流量, Q_3 : 流出孔流量, h_1 : ゲート上流水位, h_2 : 静水槽水位, h_3 : フロート室水位, h : 水路底からフロート底面までの距離(図6), W : せき高, Z : ゲートの開き高, B : 水路幅, L : 水位が h_1 となる上流区間長, A_1 : 静水槽面積, A_2 : フロート室面積, A_F : フロート断面面積, a_1 : 流入孔断面面積, a_3 : 流出孔断面面積, b : 越流せきの幅, C : ゲートの流量係数, C_1 : 流入孔流量係数, C_2 : 越流せき流量係数, C_3 : 流出孔流量係数, C_4 : ゲートの縮流係数, h_4 : 水路底から流出孔下縁までの距離

つぎに, ゲートの運動は慣性力および摩擦力を考慮して, 次のように表わされるものとする。

$$\frac{(m_1 r_1^2 + m_2 r_2^2)}{\sqrt{R^2 R' + 2 R R' Z - Z^2}} \left\{ \frac{d^2 Z}{dt^2} - \frac{R R' - Z}{R' R' + 2 R R' Z - Z^2} \left(\frac{dZ}{dt} \right)^2 \right\} = (F_0 - m_1 g) \cos(\alpha_1 + \theta) + m_2 g \cos(\alpha_2 - \theta) - f R \quad (8)$$

ここに, m_1 : フロートおよび連結棒の質量, m_2 : その他のゲート系全体の質量, r_1 : 腕木の長さ, r_2 : 回転軸から m_2 の重心までの距離, F_0 : 浮力, f : 水密ゴムに作用する摩擦係数(水圧に比例するものとする), R : 回転軸からゲート前面までの距離, α_1 : ゲートが完全に開いた状態での腕木が水平となす角度, α_2 : m_2 の重心と回転軸を結んだ線が水平となす角度(図4), である。また, α_1 および α_2 は, α_0 および α_1 によって決まる定数であり, 摩擦係数 f の符号は, ゲートの上昇時には-, 下降時には+をとる。さらに, ゲートの開き高が0になった場合, 静止摩擦係数を考慮する。

2.2 解析結果

上述のモデルの妥当性は, それによって表現される各水位あるいはゲートの開き高の変化が, 現象を説明しうるものであるかどうかによって検討される。いま, モデルに含まれる諸式を整理すると, つぎのような1階の連立微分方程式系が得られる。ここでは, この方程式系を Runge-Kutta-Gill 法により数値的に解析する。

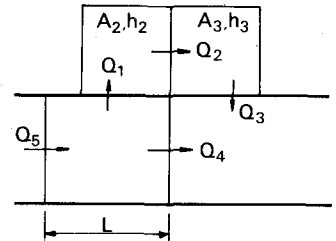


図2 装置内各部の流量

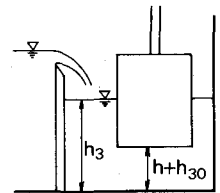


図3 フロート室水位

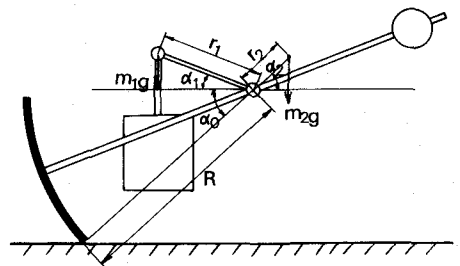


図4 $r_1, r_2, R, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_0$ の関係

$$\left. \begin{aligned} \frac{dh_1}{dt} &= F_1(h_1, h_2, Z) \\ \frac{dh_2}{dt} &= F_2(h_1, h_2) \\ \frac{dh_3}{dt} &= F_3(h_2, h_3, Z, Y) \\ \frac{dZ}{dt} &= Y \\ \frac{dY}{dt} &= F_4(h_1, h_3, Z, Y) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

また解析で用いた装置の構造諸元は実験に用いたものとはほぼ同じであり、水理条件としてはつぎの値を用いた。

$$Q = 15 \text{ l/sec}, C = 0.7, C_1 = 0.9, C_2 = 2.2 \text{ m}^3/\text{sec}, C_3 = 0.6, L = 45 \text{ m}$$

以上の値を用い、さらに初期条件として、

$$h_1 = 17.7 \text{ cm}, h_2 = 17.4 \text{ cm}, h_3 = 10.3 \text{ cm}, Z = 4.1 \text{ cm}, Y = 0$$

を与え、差分間隔を 0.1 秒として計算した結果は図 6 に示されるとうりである。この結果と図 5 に示される実験結果と対比してみると、フオート室の水位変動量が大きいことを除けば、周期、各水位の位相のずれなどは、かなり一致している。したがって、本装置の制御機構のモデル化としては上述の手法がほぼ妥当であることがわかる。しかし、水理条件として与えた L の値の決定については明確な根拠がなく、今後検討すべき課題のひとつである。本研究の実験に関しては、神田禪明氏（現在大林組）ならびに豊国工業 K.K. の技術部の方々の御協力をえた。ここに深く感謝する次第である。

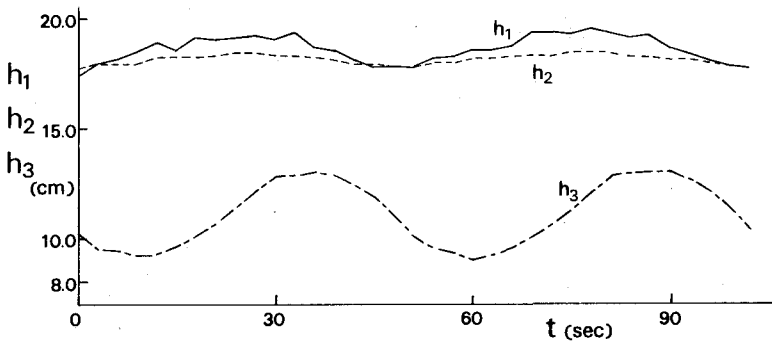


図5 水位変化曲線
($Q = 14.35 \text{ l/sec}$)
実験値

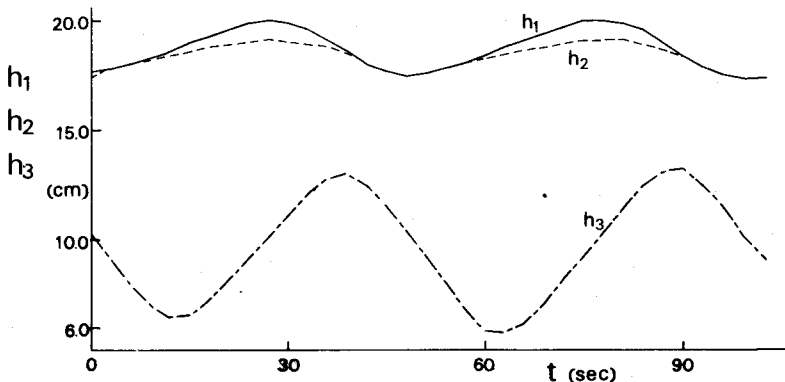


図6 水位変化曲線
($Q = 15 \text{ l/sec}$)
計算値