

正員 東京大学教授 嶋 祐之
○ 学生員 東大大学院 萩原国宏

(1) はじめに

開水路に設置されるゲートには一般的な型式のものより特殊な型式のものまで種々あるが、ここで考えているのはゲート下よりの流出とゲート上よりの越流を伴うものである。この種のゲートについては、Eduard Naudacher 氏の実験^①、及び瀬田川の洗ぜき^②、についての報告がある。いづれの場合にもかなり激しい振動が発生する事が報告されている。そこで筆者等はこの種のゲートについて基本的な問題より説明する事を考えて一連の実験を行なっている。本年度の報告は長方形物面を有するゲートについて、ゲートと其の支持装置の形成する振動系と発生振動との関連に注目してまとめた。

(2) 実験結果

実験装置は図-1に示した状況のものであって、振動変位は板バネにスライダゲージを接合して、その変位より求めた。図-2に示した結果は、板バネ1 ($k_1 = 3450 \text{ g/cm}$) について、上流側水深 $H_0 = 14.0 \text{ cm}$ 、下流側セキ上げ水深 $h_3 = 0, 2.5 \text{ cm}, 5.0 \text{ cm}$ の各場合の振動中 $2A$ と卓越周波数を h_1/H との関係で示したものである。この図より判明する事は次の諸点である。

- (イ) Gateが締まる寸前 ($h_2 \rightarrow 0$) において非常に大きな振動が起り、その卓越周波数は振動系の固有振動と同じである。特にセキ上げのなり場合が大きい。
- (ロ) 下流側をセキ上げると振動の振巾は小さくなり、卓越周波数において系の固有振動よりかけはなれた値をとる領域が出てくる。特に下流側のセキ上げが大きい場合に顕著のようである。
- (ハ) 上流側水深 H を変えてやると (流量を変えて) 振動は流量の増加に伴って大きくなる傾向を示す。これは振動系に供給される振動エネルギーが大きくなる事を考えれば当然であろう。
- (ニ) (イ) での振動と (ロ) での振動は全く違った振動であり、(イ) は振動外力と系が共振しているタイプの振動であり (ロ) は振動外力による強制振動である。(イ) の方は振動系に左右され、(ロ) はゲートの形状、大きさと流水の状況 (流速等) によって決まると考えられる。

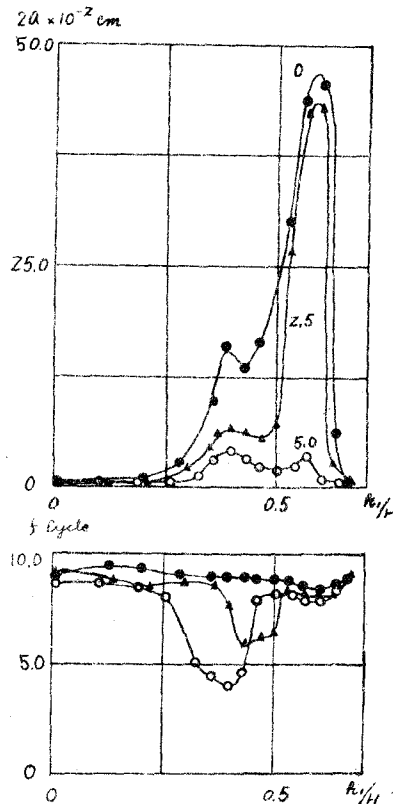
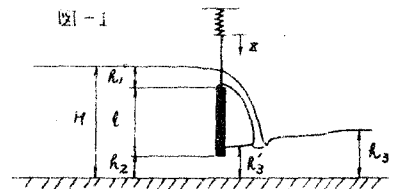


図-2

(3) 実験結果に対する解析

実験によって判明した最も大きな振動(前記の)について gate の振動系との関連より解析を行ってみた。座標を図-1 の様に決めると振動方程式は次の様になる。

$$(M+M')\frac{d^2z}{dt^2} + R\frac{dz}{dt} + k_z z = P'(z,t) \quad (1)$$

但し $P'(z,t)$ は振動外力、 M, M' は gate 質量及び付加質量、 R は粘性減衰力、 k_z はバネ定数、さらに振動外力 P' は gate 上面及び下面に働いている圧力の変動分であると考え、gate 下面に働く圧力変動は起流水の gate 運動によって生ずる脈動が支配するものと考え、そしてその作用は gate の動きより起流水の落下時間と圧力の伝達時間だけ遅れていると考え、 P' は次の様になる。

$$P'(z,t) = B d_0 \left[\frac{dP_1}{dz_1} z(t) - \frac{dP_2}{dz_2} z(t-t_0) \right], \quad t_0 = \sqrt{\frac{2H}{g}} \sqrt{k \frac{b_1}{H} + \frac{b_2}{H} + C_0 \frac{b_2}{H}} + t_1 \quad (2)$$

$B d_0$ は空圧面積、 z は gate の高さ、 t_1 は圧力の伝達時間、(2) を (1) に入れて $2\delta = R/(M+M')$, $\omega^2 = k_z/(M+M')$, $M_1^2 = B d_0 \frac{dP_1}{dz_1} \frac{1}{M+M'}$, $\omega_1^2 = \omega^2 - M_1^2$, $\lambda = B d_0 \frac{dP_2}{dz_2} \frac{1}{M+M'}$ として書きなおすと。

$$\frac{d^2 z(t)}{dt^2} + 2\delta \frac{dz(t)}{dt} + \omega^2 z(t) + \lambda z(t-t_0) = 0 \quad (3)$$

次にこの振動方程式の特性を調べるために、特性方程式の根を $S = -\delta \pm \alpha$ とおいて $\alpha \geq 0$ による安定不安定領域を定める。その結果は図-3 となる。但し $T_0 = \omega_m t_0$, $\Delta = \lambda / 2\delta \omega_m$ で図中黒い部分が $\alpha > 0$ の不安定領域である。図から判るごとく $\Delta > 0$ の場合には $\omega_m t_0 = \pi/2, 5\pi/2, \dots$, $\Delta \geq 1.0$ において不安定となりやすい。したがって振動系より決まる不安定な遅れ時間は

$$t_0 = (\pi/2, 5\pi/2, \dots) / \omega_m \quad (4) \text{ である。}$$

実験の結果と比較するにつれて、 λ は确实には決定できないので、むしろ t_0 について考えた方がよい。まず図-2 に相当する時の $t_0 \sim b_2/H$ の関係は(2)より決り図-4 の実験となる。次に図-2 の周波数の図より系の固有振動数 ω_m を $2\pi f$ を (4) 式に入れて t_0 を求めると図-4 中の黒点となる。

この黒点群は(2)式の遅れより決まる遅れ時間の曲線との交点附近が不安定な領域になるはずである。図-2 の振中の最大になる点とこれと一致している事は両図をみると明らかである。したがって(2)での「たゆのタイフ」の振動は時局遅れ(むだ時間系)の振動として説明できる。なお当然の事として下側の gate lip が下流側の圧力変動を受けにくいタイフのものである。この様な現象は起りにくいと考えられる。なお(1)のタイフの振動についても引き続き解析を行う予定である。

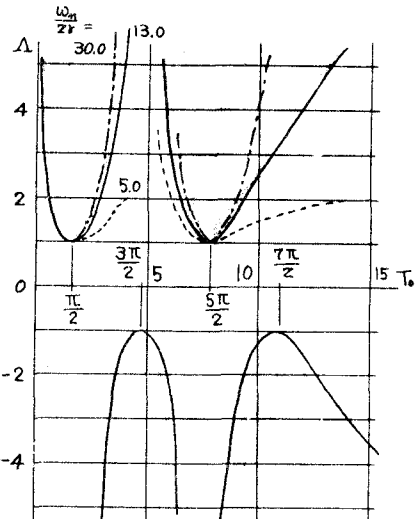


図-3

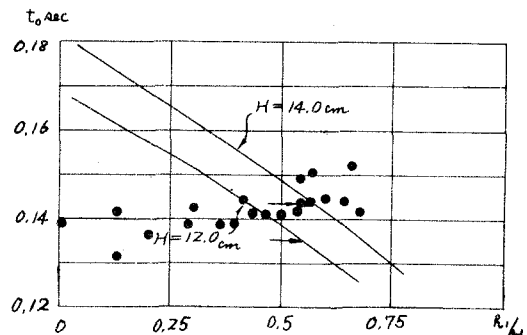


図-4

① Pro. A.S.C.E. (HY4) July 1965

② 土木学会誌 47巻4号 昭和37年4月