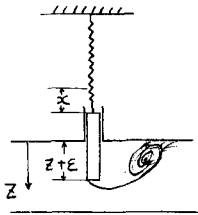


II-9 高圧ゲートの振動特性に関する研究

東京大学 正員 嶋 祐之

1 基礎理論

高圧ゲートが流水中に或る開度 Z でセットされたとする。流水が刃先を通過する際ゲートに及ぼす静的及び動的な Down Pull をそれぞれ D 及び P とすれば、ゲートの慣性力、減衰力、復元力、摩擦力及び自重等の間につぎのような動的平衡が一般に成立する。



$$\frac{W}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} + R \frac{dx}{dt} + kx \pm F = W + D + P \quad \text{----- (1)}$$

但し x はバネの無歪み状態よりの変位である。いま振動時の中立軸よりの変位を ε とすれば、Down Pull 及び摩擦力 F は開度の関数であることが知られているので次式の如く展開する。

$$D(z+\varepsilon) = D(z) + \frac{\partial D}{\partial z} \varepsilon ; \quad \pm F(z+\varepsilon) = \pm (F(z) + \frac{\partial F}{\partial z} \varepsilon) \quad \text{--- } \begin{matrix} \frac{d\varepsilon}{dt} > 0, + \\ \frac{d\varepsilon}{dt} < 0, - \end{matrix} \quad (2)$$

一方バネ常数を k 、自重を W とし ε を下向きにとれば

$$x = \frac{W}{k} + \frac{D(z)}{k} + \varepsilon \quad \text{----- (3)}$$

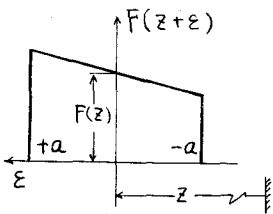
また動的 Down Pull を $P = P \sin \omega t$ ---- (4) と假定すれば、(2)、(3) 及び (4) を (1) に代入する事により ε に関するつぎの如き振動方程式を得る。

$$\frac{W}{g} \frac{d^2 \varepsilon}{dt^2} + R \frac{d\varepsilon}{dt} + k\varepsilon \pm (F(z) + \frac{\partial F}{\partial z} \varepsilon) = \frac{\partial D}{\partial z} \varepsilon + P \sin \omega t \quad \text{--- (5)}$$

こゝで左辺の四項のクーロン摩擦を等価粘性減衰に置換するため、定常強制振動が

$$\varepsilon = a \sin(\omega t - A) \quad \text{----- (6)}$$

とした時、図-2 に示す如き状況で摩擦力により一周りに散逸される Energy を求める。



$$\pm \int_0^{2\pi} (F(z) + \frac{\partial F}{\partial z} \varepsilon) \varepsilon dt = 2 \int_0^{2a} (F(z) - \frac{\partial F}{\partial z} a + \frac{\partial F}{\partial z} \varepsilon) d\varepsilon = 4aF(z)$$

一方等価粘性減衰力を R_e とすれば

$$\int_0^{2\pi} (R_e x) x dt = \pi R_e a^2 \omega$$

$$\therefore R_e = \frac{4F(z)}{\pi a \omega} \quad \text{----- (7)}$$

図-2 摩擦力の変化

従っていま

$$\left. \begin{aligned} \frac{gR}{W} &= 2r_1, \quad \frac{gR_e}{W} = 2r_2, \quad \frac{gk}{W} = \lambda^2, \quad \frac{g}{W} \left(\frac{\partial D}{\partial z} \right) = \mu^2, \quad \frac{gP}{W} = p \\ r_1 + r_2 &= r; \quad \lambda^2 - \mu^2 = n^2 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

と置けば (7) 及び (8) を (5) に代入することにより、(5) は最終的には (9) に示す如き標準型の振動方程式に歸着される。

$$\frac{d^2\varepsilon}{dt^2} + 2r \frac{d\varepsilon}{dt} + n^2\varepsilon = p \sin \omega t \quad \text{----- (9)}$$

従って周知の理論より、(6)で示される定常強制振動の振巾 a は

$$a = \frac{p}{n^2} \frac{1}{\sqrt{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{n}\right)^2\right\}^2 + \left(\frac{2r\omega}{n^2}\right)^2}}$$

で示されるので、(8)の諸関係を考慮すれば高圧ゲートの定常強制振動の振巾 a は一般に

$$\left\{ \left(k - \frac{\partial D}{\partial z} \right) - \frac{W\omega^2}{g} \right\}^2 + (\omega R)^2 a^2 + \frac{8F(z)\omega R}{\pi} a + \left(\frac{4F(z)}{\pi} \right)^2 - P^2 = 0 \quad \text{--- (10)}$$

で決定されると考へられる。

こゝで粘性減衰力が摩擦力に比し充分大きい場合には

$$a = \frac{P}{k - \frac{\partial D}{\partial z}} \frac{1}{\sqrt{\left\{1 - \frac{W\omega^2}{(k - \frac{\partial D}{\partial z})g}\right\}^2 + \left(\frac{\omega R}{k - \frac{\partial D}{\partial z}}\right)^2}} \quad \text{----- (11)}$$

となり、共振時では

$$a = \frac{P}{\omega R} = \frac{P}{R \sqrt{\frac{g}{W} \left(k - \frac{\partial D}{\partial z} \right)}} \quad \text{----- (12)}$$

これと反対に、摩擦力が粘性減衰力に比し充分大きい場合には

$$a = \frac{P}{k - \frac{\partial D}{\partial z}} \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{4F(z)}{\pi P} \right)^2}}{1 - \frac{W\omega^2}{(k - \frac{\partial D}{\partial z})g}} \quad \text{----- (13)}$$

上述の所論より共振時に振巾が最大となる事は当然として、

- ① $\frac{\partial D}{\partial z} > 0$ であれば見かけのバネ常数が小さくなり、振巾が大きくなる。
- ② R はゲートに依り水平方向の水圧に比例すると考へれば、開度に関係しその小さい程小さく、また振巾は大きくなる。
- ③ $F(z)$ は明かにその小さい程小さく、振巾は大きくなる。然しながら振動が生ずるためには $\frac{P}{F} > \frac{\pi}{4}$ でなければならない。
- ④ 動的 Down Pull の振巾 P は、ゲートに振動エネルギーを供給する水理学的機構に支配されるもので、発生要素としては管内の水衝作用に伴う脈動現象、刃先を通過するアップの乱水或はキャビテーション、ゲート背面に生ずる渦の生成剥離現象などが考へられるが、現在の段階では甚だ不明確な点が多い。ともあれゲートの振巾は P に比例する。

などの諸点が指摘される。従って高圧ゲートの振動機構を解明するためには、上記の基礎理論に基づき、各ゲート開度並びに空気孔開度に対するゲートの振動記録を求めその解析を行うことが必要となる。

2. 実験方法及び結果

1) 方法 実験用ゲートはリングホロー型であり、導水管路は直径 12 cm、操作水圧 4.2 m、最大流量 80 l/sec、の条件の下に測定が行われた。実験装置は昨年度発表のものと同じであるので省略する。Down Pull の静的並びに動的測定には図-3に示す如きプルービングリングを使用し、静的には力計とし動的には変位計として使用した。即ちリングの外周と内周に Strain Gauge を貼布して測定したが、水中測定であるので防水コーティングには細心の注意が拂はれた。

ゲージの歪を $\varepsilon \times 10^6$ で表せばその特性は

$$P = 0.00462 \varepsilon \quad \text{kg}$$

で示される。

実験はゲート開度を 12 通り、空気孔開度を 5 通りに変化せしめ、その各場合に対するゲートの振動記録を求めた。

2) 予備試験 振動記録の解析に必要な基本量に関する予備試験が行われ、以下の如き諸数値が求められた。

$$W = 2.8 \text{ kg} ; 3.2 \text{ kg (見かけ質量を加算)}$$

$$k = 72 \text{ kg/cm}$$

静水中のゲートを吊した時の自由振動より

$$T = 4.22 \times 10^{-2} \text{ sec} \cdots \text{バネの固有振動周期} \\ (23.7 \text{ Cycle})$$

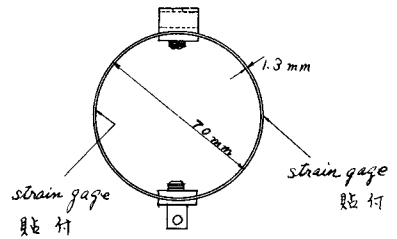
$R = 1.32 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{sec/cm}$ 但しこの R は流水中にゲートがセットされた時の値ではない。

静的試験より $D(z)$ 及び $F(z)$ のゲート開度及び空気孔開度に対する値が求められ、一例として図-4に $D(z)$ の特性が示されている。この図より開度 9 を境に $\frac{\partial D}{\partial z}$ の符号が変ることが知られ、またその最大値は k の約 1 割に相当する事が分る。

$F(z)$ に関しては空気孔開度には殆ど無関係であり、 z の増加に伴い増加し全開時で 0、全閉時で 5.5 kg となっている。

3) 実験結果 オシログラフの記録を観察すると先づ波形が極めて不規則であり、その周期も広い範囲に分布し、振巾も一様でない事が認められる。この事は現象自体が乱流の速度変動のような非常に Random な要因に支配されていると考えざる可きであり、従ってデータの解析には統計的

図-3 プルービングリング



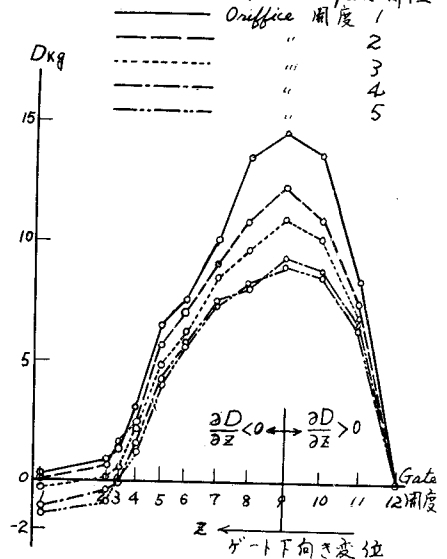
$$\text{バネ率 } k = 71.9 \text{ kg/cm}$$

$$P = 0.00462 \varepsilon$$

$$P : \text{荷重 kg}$$

$$\varepsilon : \text{strain gage の歪 } 10^{-6}$$

図-4 空気孔開度に伴う Downpull 特性



処理が必要となってくる。その一手段として、オシログラフ上で任意に記録時間間隔4secをとり、読取りの時間間隔を $\frac{1}{100}$ sec にとってふれの量を測定し頻度分布を示したものが図-5である。

このような頻度分布を基礎資料とし、各ゲート開度及び空気孔開度に対する標準偏差、平均偏差、最大及び最小変位を求め、さらにそれらの諸量を模型ゲートの垂直変位に換算したのであるが、一例としてゲートの振巾の標準偏差を示せば図-6の如くなる。この図より次の事が云へる。

① 振巾は開度が大きくなる程、換云すればその小さくなる程大きくなり、特に開度9より大きくなるとその傾向が甚だしい。この事は基礎理論で述べた①、②、③と予備試験の項で述べた $D(z)$ と $F(z)$ の特性とを対比して考へれば、このような相関は合理的であると判断される。

② 空気孔開度による変化はこの結果からは特に認められない。これは現在の実験精度の不足のためか、Randomな現象のためか、或は実際に無関係なものか確実な事は云へない。

3. 実験結果の考察

実験結果を基礎理論と対比しつつ、ゲートの振動を与える動的な Down Pull の実体を定量的に把握する事が目的であるが、測定された動変位 a 及び周波数 $\frac{\omega}{2\pi}$ を (10) ~ (13) に代入し P を求める場合以下の事項が問題となる。即ち a の order は平均的に 10^{-3} cm であるので、予備試験より得た諸常数を代入した場合 (10) の α 1 項、 α 2 項は他項に比し極めて小さく従ってクーロン摩擦に打勝つだけの変動圧が起り P は殆ど $\frac{4F(z)}{\pi}$ に等しく振巾 a には無関係となる。然しこの量は過大と考えられるし、また振動中に静止の $F(z)$ がそのまゝかゝるとは考へられない。そこで一応 $F(z)$ は考へないで、その代りゲートを流水中にセツトした場合の自由振動の減衰記録より $R(z)$ を求め、その $R(z)$ にすべての減衰が代表されると考へれば (11) 或は (12) が使用出来ると見て良い。かように表現すれば振巾 a の量に対応して変動圧 P の量も小さくなり寧ろ合理的と思はれる。尚本研究は昭和36年度科学試験研究費の補助を受けて行はれた。関係当局に謝意を現わす次第である。

図-5 振巾分布

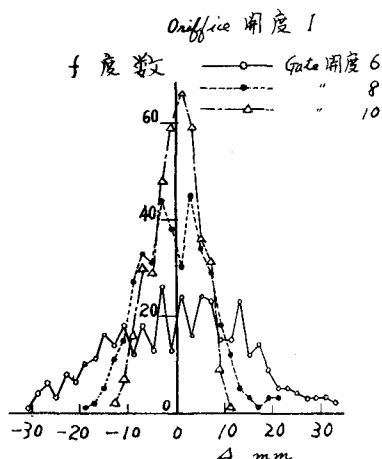


図-6 振巾分布の標準偏差

