

ローラーゲートの小開度で発生する自励振動についての理論解析

THEORETICAL ANALYSIS ON SELF-EXCITED OSCILLATION OF ROLLER GATE
IN SMALL GATE OPENING UNDER THE SUBMERGED FLOW CONDITION

荻原国宏*

By Kunihiko OGIHARA

Vertical gates such as slide gate and roller gate are used for regulating the rate of discharge for intake structures in river and dam. These gates are classified into two types by water sealing method, namely the sealing part is upstream side or down stream side of gate.

And almost of them are used under the free flow conditions, but in some cases it is used in submerged conditions. Vibrations are not observed almost of free flow conditions in both type of sealing method.

But under the small opening of gate in submerged flow conditions, the vibration are observed in both field and model gates. This vibration is defined as self-excited oscillation and an amplitude of oscillation becomes larger from still conditions without action of external force.

This self-exciting oscillation is very interesting on the following facts, 1) it is strongly related to the nature of gate oscillation system. Such as when the spring constant becomes smaller, the amplitude of oscillation becomes larger and also oscillating zone related to the gate opening becomes wider. 2) The shape of gate lip of down stream side is also related to this oscillation, as the inclination of gate lip is larger, the oscillation occurs in wide region of gate opening.

A theoretical analysis on this oscillation has been made as non linear differential equation of vibration, and the unsteady condition can be determined and its result can show the good relations between the data from the model test.

Keywords: self-excited oscillation, roller gate, unstable analysis

1. はじめに

ゲート(水門)の振動についてはその形状, 設置状況, 利用形態などで多種多様であって画一的に扱えない。それだけに流れの状況も変わりゲートの操作系との間で形成する振動系も変わっている状況で振動現象をどのようにとらえ振動原因の把握をするかは興味があるとともに難しいところである。

発生する振動が強制振動のタイプのもあるし, 振動が発生すると流れよりエネルギーを吸収し振動が大きくなる自励振動もある。著者は以前に強制振動についてはリングホローゲートの高速流下での振動を扱った¹⁾。

自励振動としてはフラップゲートの振動についてナップとの関連で理論解析をし²⁾, また越流とアンダーフローを許す場合のゲートについては遅れ時間系の理論解析モデルを扱ってきた³⁾。今回ここにまとめたものは自励振動のタイプでありローラーゲート, スライドゲートの微小開度で下流側が潜り流出の状態が発生する振動である。

この種の自励振動はこの2, 3年の間に世界的に研究の対象になっており多くの研究論文が発表されてい

る^{4)~12)}(一部について次頁に示してある)。この振動についての理論解析をし, 実験結果との検証から振動の発生条件を明確にすることができた。

2. 振動の発生状況

まず振動がどのような状況で発生してくるかをまとめ

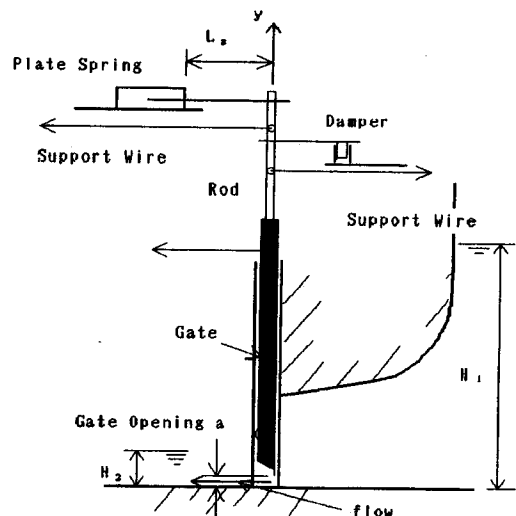


図-1 実験装置 (Experimental Apparatus)

* 正会員 工博 東洋大学教授 工学部土木工学科
(〒350 川崎市鯉井中野台 2100)

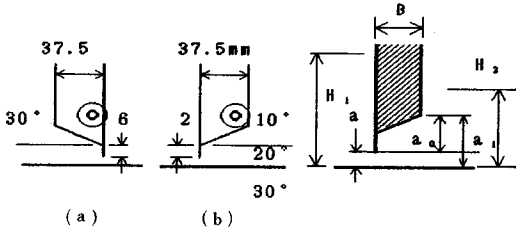


図-2 ゲートのタイプ (Gate Type)

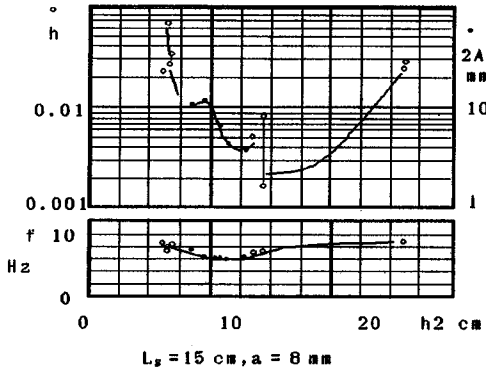


図-3 振動発生状況 (Experimental Results)

ておこう。まず著者らが行った模型実験の結果をまとめる。ゲートはダムの放流ゲートの模型では図-1のような板ばねとダンパーで支持されており、一自由度の振動系を形成している。実験に使用した模型は図-2の(a)のタイプの下流面にスキムプレートがあるタイプ一種と(b)の上流面にスキムプレートがあるタイプでその切り上げ角度が違う3種について実験をしている。

実験の方法は所定の板ばねにゲートをセットし、所定の開度と水位条件で水を流してやり、ゲートに鉛直方向の運動を与えたときに運動変位の時間経過を記録する方法で行った。自励振動の発生があった場合には振幅と周期を、自励振動の発生しない場合には減衰振動の減衰定数と周期を測定データより求めた。実験結果の一例が図-3である。これは横軸に下流水深を縦軸に減衰比 h 、複振幅 $2A$ 、周波数 f の関係を一枚のグラフに表わしたものである。すなわち自励振動の発生している範囲では黒丸で複振幅の値を、減衰振動となる範囲では白丸で減衰比を表わすようにした。この図のケースは開度が8mmで板ばねの長さが15cmの場合である。ほかの開度の場合もほぼこのような傾向が観測された。これから下流水深のある範囲では減衰比が小さくなり最も小さくなったところ付近で自励振動となっていることがわかる。

図-4は縦軸に開度を横軸に下流水深を取って自励振動の発生している範囲をまとめて表示したものである。図中の $C=0.6$ の曲線は流出係数0.6の場合の跳水の発

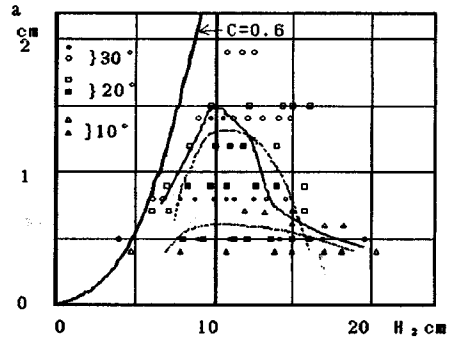
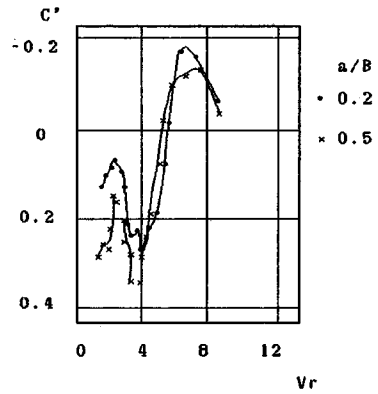


図-4 振動領域図 (Zone of Oscillations)



By K. Imamura

図-5 負の減衰定数

(Negative damping constant)

生限界を示している。また図には、(b)のタイプで下流面のスキムプレートの切り上げ角度10、20、30度の各場合が一緒に書いてある。

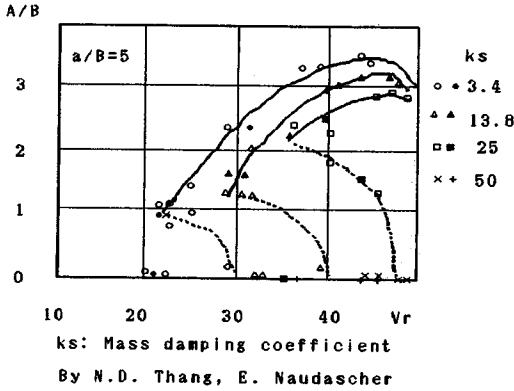
また各場合に減衰比が0.01に相当する範囲を示す実験曲線を書き入れてある。若干の相違が認められるが下流水深が7~17cmの範囲で発生している。

切り上げ角度が大きくなるに従って開度の広い範囲にわたって自励振動が発生している傾向がある。

次に今村の実験結果を示したのが図-5である。実験はゲートを強制的に振動させてゲートの運動とゲートに働く圧力との位相のずれより減衰係数 C' を求めて、その値がマイナスになる範囲が自励振動の発生するところとしている。開度は3、4、5、6mmであり、横軸が無次元の流速で書いてあるが、これは式(9)に示されている V_r に相当し、加えている振動の周波数と水位差によって決まる流出流速、ゲートの厚さで決まるパラメーターである。

同じような結果が Thang, N.D. and Naudascher, E. によって行われており結果は図-6である。

これはゲート下面が水平な場合であるが、縦軸が無次



図—6 無次元振幅と無次元流速 (Nondimensional amplitude and reduced velocity)

元の振幅を表わし横軸は無次元の流速を表わしている。図でわかるごとくある無次元流速より大きいところで振動が大きくなっていることがわかる。また無次元の減衰係数を表わす Mass Damping Coefficient k_s によってその発生範囲も変わることがわかる。このことはこの種の振動が系の固有振動の相違によって発生範囲が相違する複雑な振動であることを示している。

$$k_s = \frac{4 \pi M h}{\rho B^2 L} \dots\dots\dots (1)$$

ほかにも同様な実験をしたデータとして日本鋼管で行ったものがある。これについては理論解析との相関をとるために後で参照させて頂いてある。

3. 自励振動の解析モデル

上記のような振動の発生状況を考慮したうえで、この現象を的確に表わせる解析モデルを作成し、そのモデルの安定問題としてこの問題をとらえることにする。自励振動が発生するときのゲートの動きが主として鉛直方向であるので1質点系の1自由度の振動方程式で現象をとらえればよい。したがって振動方程式は、

$$M \left(\frac{d^2 y}{dt^2} \right) + R \left(\frac{dy}{dt} \right) + ky = F \left(t, y, \frac{d^2 y}{dt^2}, \frac{dy}{dt} \right) \dots\dots\dots (2)$$

の形になる。ここに M はゲートの付加質量を含めた質量であり、 R は減衰係数、 k はゲート支持系のばね定数である。前2者については自由振動の結果より求める。

$F(\)$ で示される振動外力が時間の関数のみであれば強制振動であるが、自励振動の場合にはゲート自身の運動が関連してくる。結局この項のモデル化が現象をよくとらえた式となっているかによって、現象の説明ができるか否かが決定されることになる。

ゲートが運動したときの流れの変化が振動の外力としてどのようにかわるかを式として書ければよい。

そこでここではゲートが (dy/dt) の速度で y 上がったとし、このときゲート下面での流れが増加され流量の変化が生ずることに注目し、その流量変化による質量の変化とゲートの運動によって運動量の変化が発生し、これが振動外力としてゲートに作用すると考える。

ゲートが y 上がったときに生ずる質量の変化はまず流量の変化として

$$\rho Q_0 y \left(\frac{1}{a} - \frac{\alpha}{a_1} \right) \dots\dots\dots (3)$$

が dt 時間に発生する。ここに α はゲート下流端での流速分布が一樣でない部分を補正する係数である。

ゲートが y 上がることによる水を動かす質量は $\rho B L y \dots\dots\dots (4)$

となるが、これが dt 時間生ずるわけであるので単位時間に生ずる量に直すと y を速度の (dy/dt) に書き換えればよい。

したがって式 (3), (4) の和が質量の変化になる。

$$\rho Q_0 y \left(\frac{1}{a} - \frac{\alpha}{a_1} \right) - \rho B L \left(\frac{dy}{dt} \right) \beta \dots\dots\dots (5)$$

この質量の変化が dt 時間に生じ、速度 (dy/dt) で起こっているので、この間の運動量の変化が振動外力として式 (2) の $F(\)$ として作用するものとする。ただし β はゲートの動きによる排除質量のうちこの運動に及ぼす量を示す補正係数である。

さらに次のような無次元化した方程式を導き、この式より振動の不安定条件を求めることにする。

$$z = \left(\frac{y}{a} \right), \dot{z} = \frac{t V_0}{B}, V_0 = \frac{Q_0}{aL} \dots\dots\dots (6)$$

$$\left(\frac{d^2 z}{dt^2} \right) + 2 \gamma_0 \left(\frac{dz}{dt} \right) + \omega_0^2 z = \lambda \left[z \left(\frac{1}{a} - \frac{\alpha}{a_1} \right) a - \beta \left(\frac{dz}{dt} \right) \right] \dots\dots\dots (7)$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda = \frac{\rho B a}{M}, \omega_0^2 = \frac{k}{M}, 2 \gamma_0 = \frac{R}{M}, h = \frac{\gamma}{\omega_n} \\ \omega_0^2 = \left(\frac{\omega_n B}{V_0} \right)^2, 2 \gamma_0 = \frac{2 \gamma B}{V_0}, h = \frac{\gamma_0}{\omega_0} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

式 (8) の ω_0^2 は無次元流速 V_r によって次のように書くことができる。

$$\omega_0 = \frac{2 \pi}{V_r}, V_r = \frac{V_0}{fB}, f = \frac{1}{T} \dots\dots\dots (9)$$

式 (7) の左辺の第2項の減衰項を右辺に移して、 z が1周期の運動をするあいだに、外力の仕事でエネルギーが振動系に供給されるか否かで、安定問題を考慮することにする。

すなわち z が

$$z = A_0 \sin(\omega_0 t), A_0 = A/a \dots\dots\dots (10)$$

の運動をしているときに、外力項のなす仕事は次の式で計算できる。運動の方向と力の作用方向を一致させるた

めに質量変化は絶対値記号を使って表わす。

$$W = \int \left\{ -2\gamma_0 \left(\frac{dz}{d\bar{t}} \right) + \lambda \left| \left[z \left(\frac{1}{a} - \frac{\alpha}{a_1} \right) a - \beta \left(\frac{dz}{d\bar{t}} \right) \right] \right| \left(\frac{dz}{d\bar{t}} \right) \right\} dz \dots\dots\dots(11)$$

この積分を時間に関する積分になおして積分することにする。dz=(dz/dt)dt の関係を使用して、結局次の式を積分することになる。

$$W = \int \left\{ -2\gamma_0 \left(\frac{dz}{d\bar{t}} \right) + \lambda \left| \left[z \left(\frac{1}{a} - \frac{\alpha}{a_1} \right) a - \beta \left(\frac{dz}{d\bar{t}} \right) \right] \right| \left(\frac{dz}{d\bar{t}} \right) \right\} d\bar{t} \dots\dots\dots(12)$$

この式の絶対値の記号の中のプラス、マイナスで積分の範囲を変えないといけないので、その交点は絶対値の記号の中がゼロになる条件より求まり

$$\cot(\phi) = \cot(\omega_0 \bar{t}_0) = \left(\frac{1}{a} - \frac{\alpha}{a_1} \right) \frac{a}{\omega_0 \beta} \dots\dots\dots(13)$$

のφとして求まり、πだけ進んだ点π+φもこれを満足する。

このことを考慮して絶対値を考えて式(10)を式(12)に代入して積分すると次の式が得られる。

$$\frac{W}{A_0^2} = \frac{4\rho A_0 \alpha L B \omega_0^2}{3M} \left[\left(\frac{1}{a} - \frac{\alpha}{a_1} \right) \frac{a}{\omega_0} \cos^3(\phi) - \beta \sin(\phi) |\sin^2 \phi - 3| \right] - 2\gamma_0 \pi \omega_0 \dots\dots\dots(14)$$

この仕事がプラスになるかマイナスになるかで振動が発散するか、否かが決まる。プラスになる場合にはエネルギーが供給され続けて振動は発散振動となる。

このことより不安定条件として

$$\left[\left(\frac{1}{a} - \frac{\alpha}{a_1} \right) \frac{a}{\omega_0} \cos^3(\phi) - \beta \sin(\phi) |\sin^2 \phi - 3| \right] \geq \frac{3Mh_0\pi}{2\rho A_0 \alpha L B} \dots\dots\dots(15)$$

が求められる。この式のφの項を式(13)の関係で整理すると、

$$\left. \begin{aligned} \frac{(\delta^2 + 2)}{(\delta^2 + 1)^{1/2}} > \zeta \\ \delta = \left(\frac{1}{a} - \frac{\alpha}{a_1} \right) \frac{1}{\omega_0 \beta}, \quad \zeta = \frac{3Mh_0\pi}{2\rho ALB\beta} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(16)$$

が得られる。

したがって2つのパラメーターδとζで不安定条件が決まる。

4. 安定条件に対する考察

前節の解析結果をグラフに表わし実験結果との比較を行ってみる。まず理論解析の結果をグラフに表わしてみた。

(1) 安定の限界条件

式(16)のδとζの関係を図に表わしたのが図

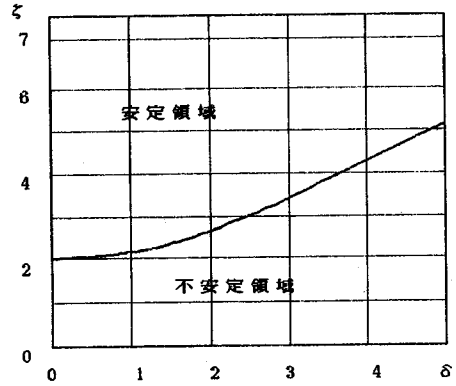


図-7 安定限界曲線
(Limit curve for stable condition)

7である。横軸の値がδで縦軸がζである。この図の曲線より下の部分が自励振動の発生領域を示している。この図からわかるごとくζの値には下限があり、この値を求めると

$$\zeta_c = 2.0 \dots\dots\dots(17)$$

となる。

したがってδが小さい(δ<1)値をとっているところ

$$\zeta > \zeta_c$$

ではζがこの限界値ζc以上の値をとっている場合には自励振動が発生しないことになる。

ζがこの限界値以下の値ではδのいかなる値でも自励振動が発生することになる。

(2) パラメーターδと開度の関係

不安定条件を与える式(16)では開度を示す項a/a1が陰に含まれており、これを開度a/a0と無次元流速との関係で書いたのが式(19)であり図で示したものが図-8である。ある与えられたαの値に対して無次元流速は開度の増加につれて大きくなることを示している。

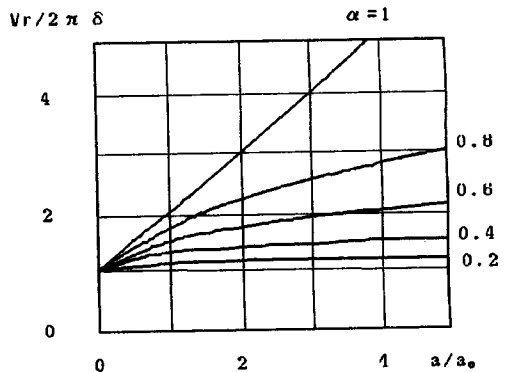


図-8 無次元流速と開度の関係
(Reduced Velocity and Gate ratio)

$$a_1 = a + a_0 \dots\dots\dots(18)$$

$$\frac{V_r}{2\pi\beta\delta} = \frac{1}{\left(1 - \alpha \frac{a/a_0}{1 - a/a_0}\right)} \dots\dots\dots(19)$$

開度 a/a_0 が大きくなると無次元流速を与えるパラメーター $V_r/2\pi\delta$ が大きくなるので、一定の水位差で水が流れている場合のように無次元流速 V_r が一定であると考えられる場合には、パラメーター δ の値が小さくなる必要が生じ、図-7 との関係より、 δ の値が変わらないときには安定の方向に変移していくことがわかる。

したがって開度が大きくなると安定の方向に移行する。

5. 実験結果に対する適用

前記の理論解析モデルの結果を模型実験の結果に適用してみた。実験結果は前述の東洋大学の実験結果と日本鋼管で実施した模型実験の2つである。

(1) モデル1 (東洋大学の実験結果)

まず東洋大学での実験であるが、図-3, 4 に示した実験結果に適用したものである。理論解析の結果の図-7 に相当する不安定領域図に実験ケースをプロットした

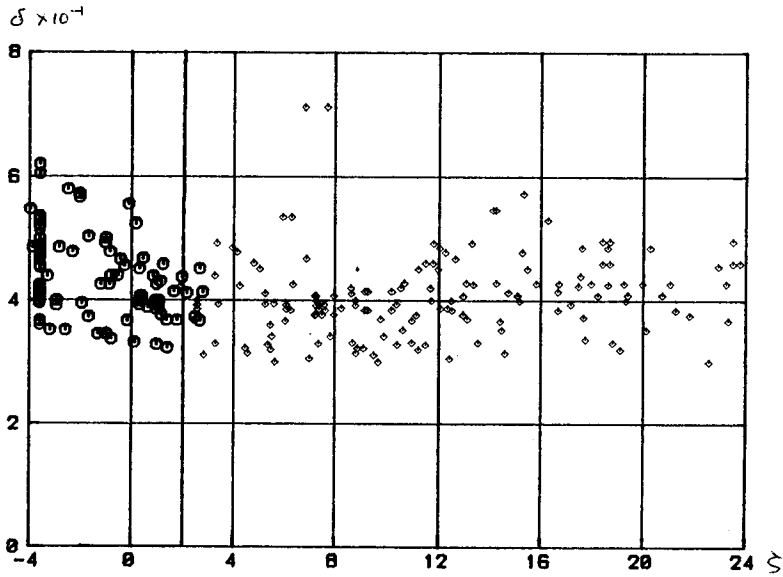


図-9 実験結果との比較 (東洋大学)

(Relations between theoretical results and experimental data by K. Ogiwara)

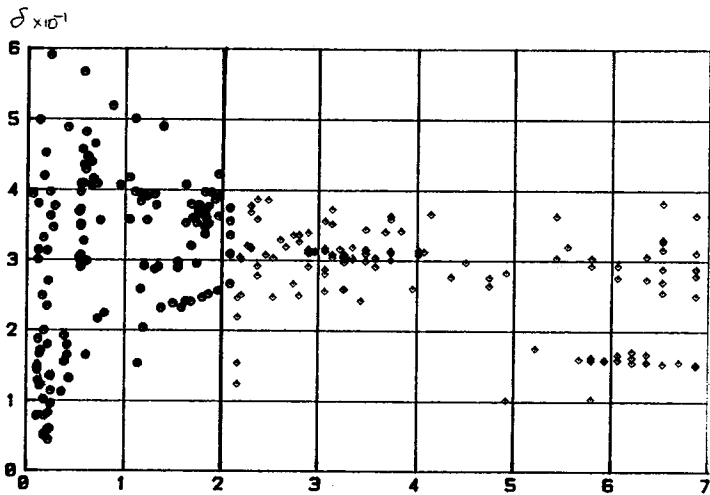


図-10 実験結果との相関

(Relations of Experimental results by Nippon Koukan Co. and Theory)

のが図—9に示してある。模型の大きさは1.で説明したものである。ゲートの質量 $M=10.9 \text{ kg}$ で $\beta=1$ としている。

図中の丸い点で示したケースは自励振動が発生している場合であり、持続振動、発散振動および減衰比が0.001の減衰振動の場合であり、菱形の印で示しているケースはそれ以外の減衰振動になる場合である。また図中に示した曲線は先の理論解析で求めた安定と不安定の振動の限界を示す境界である。

この結果をみるとまず理論は実験結果を説明しており、よい相関を示していることがわかる。なお係数 α も1の値を採用している。

これらの点には実験のすべてが含まれており下流側のリップの切上げ角度が10, 20, 30度のいずれも含まれている。

(2) モデル2 (日本鋼管の実験結果)

この実験も東洋大学で行った場合と同じような形状のゲートであるが、模型の大きさがひとまわり大きく、水路の幅が32 cmでゲートの高さが100 cm、重さが5.3 kgに相当している。

模型実験での振動数はほぼ固有振動数に近いところで発生している。この点でも自励振動に近い振動であることがわかる。

この場合の実験ケースを整理したのが図—10である。さきの場合と同じく丸印が不安定で自励振動が発生する場合で模型実験での振動の振幅が2.5 mm以上の振動を、菱形印が安定で減衰振動となる場合を示している。

その間の曲線が理論解析で導かれた安定、不安定の限界を示す曲線である。先の場合と同じくよい相関を示していることがわかる。

以上の2つの結果からこの自励振動の現象が今回の理論解析モデルでかなりよく説明ができることがわかった。また現地のゲートで振動が発生するか否かはこの理論解析の結果を適用することによりあらかじめ推定することができる。また同様に設計時に安定条件を考慮できるならば絶対安定条件の関係を考慮するのも1つの方法である。

6. おわりに

この研究は数年にわたり行ってきており、中間でいくつかの成果はまとめてきているが、少しずつ説明に不十分なところが残されていた。しかし今回の理論解析の結果この現象が十分に説明できるようになったと考えている。

今回の自励振動のケースはローラーゲートの場合でも

下流側に水深があり潜り流出になっている場合であるが、このほかにも自励振動が発生する場合がある。

たとえばこのモデルでは適応が難しい水平底面のゲートの場合および大開度で発生してくる自励振動である。

その場合にもそれに相当する理論解析モデルを作り解析する必要がある。

また今回の振動が微小開度の場合であるので、同じような現象であるギャップのある場合の水漏れ振動の場合に若干の修正モデルで適用できるものと考えている。いずれ機会をみてその辺の詰めをしてみたいと考えている。

実験研究にご協力いただいた石川島播磨重工の上田幸彦氏に謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 嶋 祐之・荻原国宏：ゲートの振動，土木学会水理講演会，1963. 2.
- 2) 荻原国宏：フラップゲート及びナップの自励振動，土木学会論文集，Vol. 357/II-3, 1985. 5.
- 3) 荻原国宏：開水路中のスルースゲートの振動に関する基礎的研究，土木学会論文集，第141号，1967. 5.
- 4) 荻原国宏・上田幸彦：ローラーゲートの自励振動についての解析，第13回土木学会関東支部技術研究発表会，1985. 3.
- 5) 荻原国宏・上田幸彦：ローラーゲートの小開度における振動，土木学会第40回年次学術講演会，1985. 9.
- 6) 荻原国宏：ローラーゲートの小開度で発生する自励振動の理論的検討，土木学会第41回年次学術講演会，1986. 11.
- 7) 荻原国宏：ローラーゲートの自励振動発生条件，第14回土木学会関東支部技術研究発表会，1986. 4.
- 8) Ogihara, K. and Ueda, S. : Self-excited oscillation of Roller gate under the small gate opening, 5th Congress of APD of IAHR, Seoul, Republic of Korea, 1986.
- 9) Ogihara, K. and Ueda, S. : Self-excited oscillation of Roller gate under the small gate opening, International Conference on Flow Induced Vibrations, Bowness-on-Windermere, England, 12-14, May, 1987.
- 10) Imamura, K. : Experimental study on Hydraulic damping on oscillating gates, International Conference on Flow Induced Vibrations, Bowness-on-Windermere, England, 12-14, May, 1987.
- 11) Thang, N.D. and Naudascher, E. : Self-excited vibrations of vertical-lift gates, Jr. of Hydraulic Research, IAHR, Vol. 24, No. 5, 1986.
- 12) 日本鋼管：主放流ローラーゲートの研究報告書，アイエヌエー新土木研究所，1985. 3.
- 13) 日本鋼管：主放流ローラーゲートの研究報告書，アイエヌエー新土木研究所，1985. 9.

(1988. 4. 20・受付)