

シェル形長径間ゲートの流体関連振動

Flow-Induced Vibration of Shell-Type Long-Span Gates

石井徳章* 中田亮生** 野島貴彦***

by Noriaki ISHII, Akinori NAKATA and Takahiko NOJIMA

This study presents the fundamental characteristics and careful examination for a flow-induced vibration of shell-type long-span gates which have a Creager-line crest and a gate front consisting of vertical and inclined weir plates. The shell-type gates possess two freedoms to vibrate in the streamwise and vertical directions due to their bending flexibility. Both streamwise and vertical vibrations couple well with each other through hydrodynamic forces, thus resulting in a severe self-excited vibration. The shell-type long-span gates have a low height and hence have overflow accidentally. A field test was performed and then a severe self-excited vibration was observed when the gate under small gate openings is operated with the simultaneous flow over the top and under the bottom of the gate. The significant factors closely related to this kind of coupled self-excitation are both the gate crest and the inclined weir plate, since the hydrodynamic forces acting on these gate surfaces induce the vertical vibration which causes directly the flow-rate variation. Therefore, individual roles of the gate crest and the inclined weir plate upon the gate vibration has to be identified. From this viewpoint, a two-dimensional model test for a shell-type long-span gate with inclined weir plate, but without overflow was performed first. Secondly, a test for a gate with overflow, but without inclined weir plate was performed. This study reviews the former test, the self-excited vibration mechanism, and the dynamic stability criterion first. Secondly, the detailed data for the later test are presented, and the self-excited vibration mechanism caused by the overflow is revealed carefully.

1. 緒言

比較的幅の広い河川をせき止めるために用いられる止水ゲートは径間が長い。そのため、「長径間ゲート」と呼ばれる。断面は、普通、一枚板で河川をせき止めた場合のような縦に細長い形状である。しかし、特にゲートの背丈が低い場合には、十分な曲げ剛性を確保するという観点から、断面は図1に示すようなシェル形になる。断面の縦横比はほぼ等しい。この種のゲートは断面形状から特に「シェル形長径間ゲート」と呼ばれる。シェル形長径間ゲートの特徴としては次の3つが上げられる⁽¹⁾。

- (1) 水平と上下の2方向に、たわみ振動する自由度がある。
- (2) 締切時にゲート自身の自重を重心近くで支えるため、図1に示されているような傾斜部がゲート前面下部に設けられる。
- (3) 水がゲートを越流する場合を想定し、ゲートのクレスト(上面)はクリーガー曲線(越流水が最も自然に流れる形状)で作られる。

縦に細長い長径間ゲートは、径間が長いために、もともと流水方向にたわみ振動を引き起こしやすい。ゲートが例えば図2に示すように下流側に傾けられていると、たわみ振動によってゲート下端からの放水流量が変化する。この場合には、特に静水圧によってゲートが押されると、ゲートは下流側に動き、放水口が閉

* 工博 大阪電気通信大学教授 工学部 精密工学科 (〒572 大阪府寝屋川市初町18-8)

** 大阪電気通信大学大学院 工学研究科 修士課程 (〒572 大阪府寝屋川市初町18-8)

*** (現)米沢日本電気株式会社勤務 (〒992 山形県米沢市下花沢2-6-80)

Shell type-long span gate

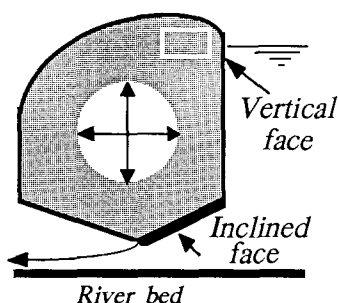


図1 シェル形長径間ゲート

Inclined long-span gate

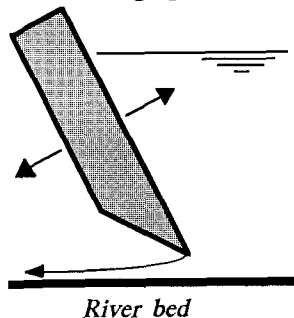


図2 下流に傾けられた長径間ゲート

まる。それゆえ、「プレス・シャット形」と呼ばれる。このようなプレス・シャット形になると、特に微小開度放水時に、貯水池内の流れとたわみ振動とが効果的に連成して、長径間ゲートは激しい自励振動を引き起こす⁽²⁾。下流側は水没していない場合に限定しよう。そのとき、ゲート下端からの放水流は直接大気中に開放される。このような場合、自由表面に波は発生するが、ゲート上流の流れ場には全く渦が発生しないことになる。この点に注目して、ポテンシャル理論によって流れ場を厳密に解析し、縦に細長い長径間ゲートの流体関連振動を理論的に取り扱っている^{(3)~(11)}。その結果、縦に細長い長径間ゲートが自励振動を引き起こすメカニズムや、それに関連した重要な項目(流体付加質量や流体による減衰効果、自励振動の周波数、自励振動の強さ、安定図など)が明らかにされている。上のポテンシャル理論とは「分散性の波動問題を初期値・境界値問題として解くRayleigh⁽¹²⁾、⁽¹³⁾やLamb⁽¹⁴⁾、⁽¹⁵⁾らの理論」である。その理論的な手法はラジアルゲート(テングゲート)⁽¹⁶⁾、⁽¹⁷⁾の流体関連振動問題にも適用され、実験結果によく一致する見事な結果が得られている^{(18)~(34)}。縦に細長いゲートを下流側に傾けると激しい自励振動が生じるので、現在ではほとんどの場合、長径間ゲートは河床面に直交するように据え付けられている。しかし、そのような設置状態でも、ゲートの下流側が水没するような場合には、やはり激しい自励振動が発生する。これに関してはゲート下端からの流出渦を可視化するなどによる研究がいくつか報告されている^{(35)~(41)}。

縦に細長い長径間ゲートは、必ず、ゲート下端から水を放流するアンダーフロータイプとして利用されるのが原則である。しかし、シェル形長径間ゲートの場合には、背丈が低いために、水位が急激に上昇するなどのときには水が容易にゲートをオーバーフローする。したがって、シェル形長径間ゲートではアンダーフローとオーバーフローを同時に行う場合も起こり得る。そのとき、ゲートには次の二つの流体力が上下方向に作用することになる。第1がゲートのクレスト(上面)に働く流体力であり、第2がゲート下部の傾斜面に働く流体力である。シェル形長径間ゲートは縦に細長い長径間ゲートとは異なり、上下方向にもたわみ振動できる。したがって、これらの上下方向の流体力がもし変動すると、ゲートは容易に上下に動く。すると、ゲート下端からの放流量が当然変化する。それによって、ゲート全面を水平方向に押す流体力が変動することになる。もちろん、この水平方向の流体力の変化によってゲートは水平方向にも動き始めることになる。ここで、大切なことは、「シェル形長径間ゲートは下流側に傾いて設置されているわけではないが、ゲートの水平振動と上下振動が流体力を介して連成し合うので、その連成の結果として、ある場合にはゲートの動きがプレス・シャット形になり得る」ということである。

シェル形長径間ゲートの実態調査が実施され、振動事例がいくつか報告されている⁽⁴²⁾。著者らも、実用されているシェル形長径間ゲートで激しい自励振動が引き起こされることを既に確認し、詳しい実地調査を

行っている。自励振動の発生は、水がゲートを越流し、かつゲート下端からの放水流量が小さい場合に限られていた。もちろん、越流水はスポイラーによって分離され、ゲート後方に水脈による閉じた空間が形成されないように工夫されている。それにもかかわらず、水平と上下のたわみ振動がゲート前面の垂直面や傾斜面およびゲート・クレストに作用する流体力と効果的に連成し、見事なプレスシャット形を形成し、縦に細長い長径間ゲートと同様な激しい自励振動を引き起こしていた。

それではシェル形長径間ゲートの場合、何故、どうして、プレスシャット形が形成されるのであろうか。基本的な自励振動特性と自励振動発生メカニズムおよび条件などを早急に明らかにする必要がある。二次元モデルを用いた実験的な研究⁽⁴³⁾や3次元モデルを用いた実験的な研究⁽⁴⁴⁾が報告されているが、いずれも単に実験データが羅列されているだけであり、実験の手法も自励振動の発生メカニズムを明らかにするという観点からはあまりにも不適切である。著者らは、「ゲートの運動がプレス・シャット形になるか否かは、上下振動数と水平振動数の固有振動数との比によって決まるはずである」といった基本的な考え方（これについては本文中で詳しく説明する）に立って、2次元的なゲートモデルを用いた実験を行った。

すでに指摘したように、ゲートの上下振動を引き起こす要因には「クレストに働く流体力」と「傾斜面に働く流体力」の2つがある。これら2つの流体力が同時に働いていると、自励振動発生に対するそれぞれの働きを特定することが困難である。そこで、それぞれの働きを分離して評価できるようにするために、まず、

(1)オーバーフローはしていないが、ゲート下端に傾斜面が有る場合

について実験を行い、第2に、

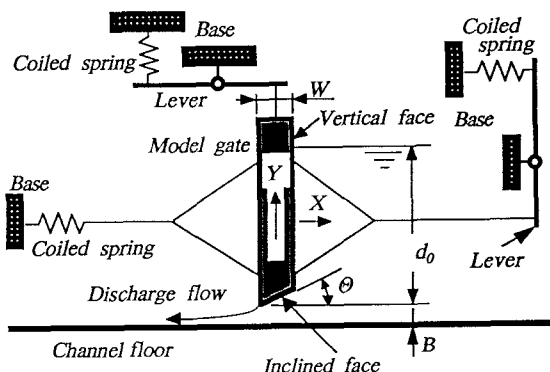
(2)オーバーフローはしているが、ゲート下端に傾斜面がない場合

について実験を行った。現場での観測では、傾斜面があつてかつオーバーフローしている場合にのみ自励振動が発生した。しかし、モデル実験ではおもしろいことに、項目1、項目2の場合ともに激しい自励振動が発生した。

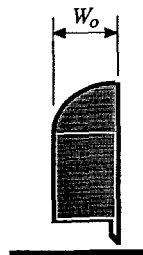
第1の実験に関しては、すでに詳しい実験が行われ、基本的な自励振動特性がすでに報告されている⁽⁴⁵⁾。さらに、縦に細長いゲートに関する理論解析結果^{(4)~(11)}に基づいて振動発生メカニズム、振動発生条件などが検討され^{(46)・(47)}、流体関連振動を支配する厳密な運動方程式も導かれている⁽⁴⁸⁾。ここでは、明らかにされた振動発生メカニズムと条件に関してまず説明する。さらに、第2の実験に関しても詳しい実験が行われているので、それらの実験結果およびオーバーフローに起因した自励振動発生メカニズムについて説明する。シェル形長径間ゲートの2次元モデルには水平と上下方向に振動する自由度を持たせ、それぞれの固有振動数を自由に変えられるようにしている。実験では、空中での水平振動数と放水口水深を一定に保つことによって、流れ場を力学的に相似にする無次元パラメータ(基礎フルード数)を一定に保ち、空中での上下振動数だけを変化せ、微小放水時におけるゲートの自由振動を観測した。得られたデータから、流体挙動による励振の強さを表す流体発振係数や、ゲートの動きを示すリサージュ波形、およびゲートの振動数に大きく影響する付加質量を算出した。さらに、ゲートを水平方向に強制的に振動させ、ゲート上面に働く流体圧力の測定を行った。自由振動と強制振動の実験結果から最終的に振動発生メカニズムについて検討した。

2. モデルゲートの概略とモデル実験に対する基本的な考え方

図1に示したシェル形長径間ゲートのモデルを図3aに示す。このモデルは、ゲート下部の傾斜面に働く流体力が自励振動に及ぼす効果をまず調べるためのものである。形状は図1のシェル断面とは多少異なるが「水平と上下方向に自由に動ける」とことや「鉛直面と傾斜面とでゲート前面が構成される」とことなどの基本的な点は同じになるようにしている。オーバーフローが自励振動に及ぼす効果を調べるときには、ゲートそ



(a) 傾斜面に働く流体の効果を調べるためのモデルゲート



(b) オーバーフローの効果を調べるためのモデルゲート

図3 シェル形長径間ゲートのモデル実験のレイアウト

のものをそっくり図3 bに示す断面のモデルゲートに取り換えるという方式をここではとった。ゲート下部の傾斜面を無くし、その代わりゲートのクレストをクリーガー曲線にしている。

図に示すモデルゲートでは水平方向に引張るゲート両側のワイヤを三角形にして、紙面に垂直な軸周りにはゲートが回転しないようにしている。ゲートの上流側と上方にはアームを介してコイルばねが取付けられている。コイルばねの取付位置はアームに沿ってスライドできるようにしているので、ゲートの振動数を細かく調節することができる。ゲートは下流側にもコイルばねで引張られている。これはゲートの水平方向の固有振動数や減衰比を空中でも測定できるようにするためである。

モデル実験に際してまず大切なことは、「基本的にどのような原理で、ゲートの動きがプレス・シャット形になるかについて正確な予測を立てておく」ことである。まず、ゲートが水平方向に振動すると、上流側の大量の水が押されたり、引き込まれたりするので、大きな変動水圧が発生する^{(4)・(11)}。その圧力はゲート下端の傾斜面にも作用する。向きは上向きであり、周波数はもちろんゲートの水平振動数である。この流体力がゲートの上下振動を引き起こす。ここで、機械力学の基礎理論を思い起こそう。水平振動数（強制振動数に相当）と上下振動の固有振動数との大小関係によっては、ゲートの上下振動の応答が全く逆になる。これは、ごくあたりまえのことでもある。しかし、これがためにプレス・シャット形になる場合とそれとは逆のプレス・オープン形になる場合とが、上の周波数の大小関係によって、必ずでてくるはずである。このような基本的な考え方に立って、振動数に関する設定を次のようにした。

(1) 水平振動数がある値に固定し、上下振動数を連続的に変える。

水平方向には大きな水圧が作用しているので、上下方向の振動数を変える方が容易であった。さらに、実験に際しては次の2点に留意する必要がある。

(2) 振動的に変化する流れ場の力学的相似性を支配する基本的なパラメーター F_{0x} (基礎フルード数) :

$$F_{0x} \equiv \sqrt{d_0 / g} \cdot \Omega_{ax} \quad (\Omega_{ax} : \text{rad/s}; g \text{ は重力加速度}) \quad \dots \dots (1)$$

を一定に保つこと。

ここでは、ゲート下端の水面からの深さ d_0 (図3に示す放水口水深) と空中での水平固有振動数 Ω_{ax} を共に一定に保っている。基礎フルード数の定義に関しては文献4~11を参照されたい。

(3) ゲートの振動を決定する基本的なパラメータ α_m (水とゲートの質量比) :

$$\alpha_m = \rho d_0^2 / (M/L) \quad (\rho : \text{水の比質量}) \quad \dots \dots (2)$$

を一定に保つこと。

ここでは、 d_0 と単位長さ当たりのゲートの質量 (M/L) をともに一定に保っている。

3. ゲート下端の傾斜面に起因した自励振動

ゲート下端の傾斜面に起因した自励振動に関しては、いくつかの研究結果がすでに発表されている^{(45)~(47)}。それらの内容は後述するオーバーフローに起因した自励振動と密接に関係するので、ここではまずそれらの概要を説明する。それと同時に、自励振動発生メカニズムと動的安定の条件に関する新たな所見を示す。

表1 モデルゲートの主要諸元

3.1 ゲート下端に傾斜面のあるモデルゲートの主要諸元

B 5mm	L 295mm	W 42mm	Ω_{ax} 71.1
d_0 375mm	M 9.12kg	α_m 4.55	rad/s
F_{0x} 13.9	ζ_{ax} 0.0025	Θ 17.5°	(11.32)Hz

実験のレイアウトは図3aに示す通りである。モデルゲートの主要諸元を表1に示す。幅は42mm、奥行きは295mm、質量Mは9.12kgである。ゲート傾斜面角 Θ は17.5°に設定している。流れがはく離しないように傾斜面と鉛直面とのコーナ部分には半径約5mmのアールをつけている。放水口水深 d_0 は375mmに設定し、放水口開度Bは d_0 に比べて充分に小さい5mmに設定している。下流側は水没しないので、放水流は直接大気中に噴出する。空中での水平方向の振動数 Ω_{ax} は71.1rad/s(11.32Hz)に固定している。そのときの減衰比 ζ_{ax} は0.0025であった。これらの値は水平方向の自由振動波形から求めたものである。基礎フルード数 F_{0x} は13.9、質量比 α_m は4.55である。

3.2 自励振動の特性

空中での上下振動数 Ω_{ay} が5.57Hzのときに、上下振動が水平振動に同期して、激しい自励振動を引き起こした。その様子を図4に示す。水平と上下方向の振動数 Ω_{wx} 、 Ω_{wy} は共に6.25Hzであった。ここで一つ注意を要する点がある。多くの場合、自励振動波形からは周波数の他に最大振幅を検出するだけである。振動が徐々に成長する過程は、ただ単にながめているだけである。しかしながら、「振動が指数関数的に成長する波形の中には、実に貴重なデータが隠されている」ことを決して忘れてはいけない。貴重なデータの 하나가流体励振力の発振係数 ΔC_x (負の減衰係数)であり、もう一つが水の付加質量 ΔM_x である。これらの諸量は理論的な取扱いによって次のような形で無次元化できることが分かっている^{(6)、(9)、(11)}。

$$\begin{aligned} \Delta c_x &= (\Delta C_x / L) / (\rho d_0 \sqrt{g d_0}) \\ \Delta m_x &= (\Delta M_x / L) / (\rho d_0^2) \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (3)$$

付加質量を無次元化する代表量が ρd_0^2 である。それに働く重力 $\rho g d_0^2$ と長波の速度 $\sqrt{g d_0}$ との比が、流体発振係数を無次元化する代表量になっている。

自励振動波形が指数関数的に成長する部分を正確に分析して発振比 ξ_{wx} (負の減衰比)と周波数 Ω_{wx} を明らかにしておくと、無次元流体発振係数 Δc_x と無次元付加質量 Δm_x はそれぞれ次式から算出できる^{(7)、(38)、(48)}。

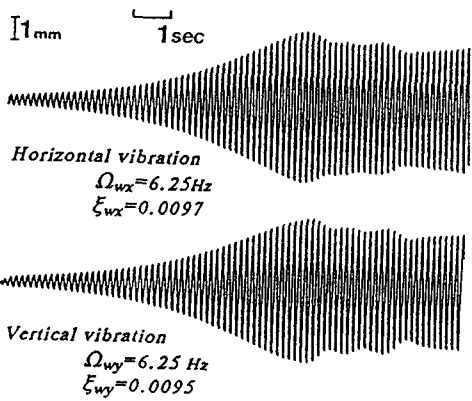


図4 空中での上下振動数 Ω_{ay} が5.57Hzのときに生じた最も激しい自励振動の一例

$$\Delta c_x = \frac{2}{\alpha_m} \cdot \frac{F_{0x}}{\sqrt{1-\zeta_{ax}^2}} \left(\sqrt{\frac{1-\xi_{wx}^2}{1-\zeta_{ax}^2}} \cdot \frac{\xi_{wx}}{\gamma_{xx}} + \zeta_{ax} \right)$$

$$\Delta m_x = \frac{2}{\alpha_m} \left(\frac{1-\xi_{wx}^2}{1-\zeta_{ax}^2} \cdot \frac{1}{\gamma_{xx}^2} - 1 \right) \dots \dots \dots (4)$$

これらを算出した結果を図5(中)に示す。横軸は、水中での水平振動数と空中での上下振動数との比 $\gamma_{xy}(=\Omega_{wx}/\Omega_{ay})$ を表す。 γ_{xy} が0.97よりも小さいときには、 Δc_x は大きな負の値になる。すなわち、振動はごく安定である。どんな大きな外乱を与えて振動させようとしても、なにかブレーキがかかったように振動は急激に減衰する。しかし、振動数比 γ_{xy} が0.97に近づくと Δc_x は急激に上昇し、0.97を越えると Δc_x は正の値になる。つまり、自励振動の状態が発生する。 γ_{xy} が1.12のときに、自励振動はもっとも激しくなり、さらに γ_{xy} が大きくなると Δc_x は徐々に小さくなる。しかし、 $\gamma_{xy}=1.5$ までは Δc_x は依然として正の値である。

図5(上)の振動数比 $\gamma_{wyx}(=\Omega_{wy}/\Omega_{wx})$ は、自励振動しているとき、1.0になる。これは上下振動が水平振動に同期することを表している。ところで、水平振動数 Ω_{wx} は空中での値 Ω_{ax} よりも水の付加質量のために小さくなる。その割合、すなわち振動数比 $\gamma_{xx}(=\Omega_{wx}/\Omega_{ax})$ は0.54である。付加質量 Δm_x は0.48~0.55である。これらの結果は、縦に細長い長径間ゲートに関する理論解析から得られる値と見事に一致している^{(6)、(9)、(11)、(46)}。したがって、シェル形長径間ゲートの流水中での振動数やゲートに働く水の付加質量に関しては、理論解析結果を利用することによって設計段階でかなり正確に予測できるといえる。

図5(下)は、水平振動Xに対する上下振動Yの位相遅れ角 ϕ を表す。それを式で表すと、

$$X = X_0 \cos \Omega_{wx} T, \quad Y = Y_0 \cos(\Omega_{wx} T - \phi) \dots \dots \dots (5)$$

となる。位相角 ϕ の特性はゲートの動きを代表する重要な要素である。具体的には、ゲートのリサージュ波形が図6のようになることを示している。自励振動を引き起こした振動数比 γ_{xy} (0.97から1.5まで)では、左下がりのリサージュ波形である。見事なプレス・シャット形になっている。これに対して、自励振動が発生

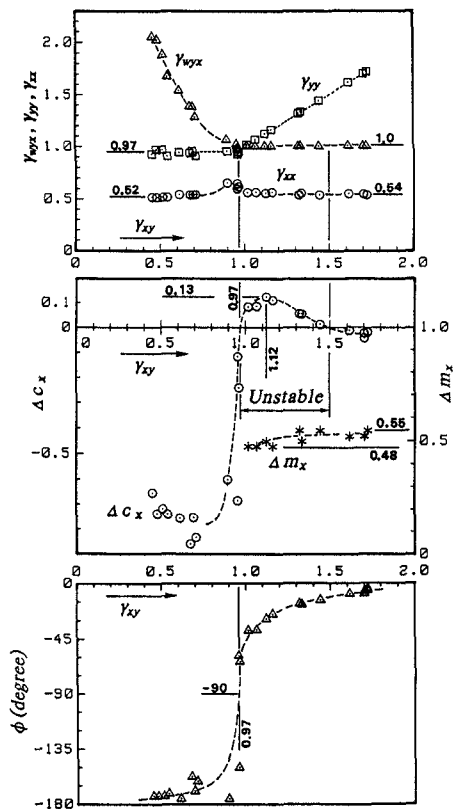


図5 振動数比と無次元流体発振係数と付加質量および位相遅れ角

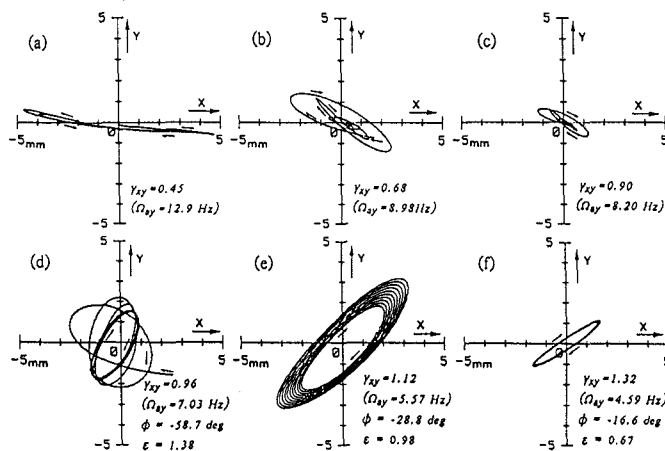


図6 ゲートのリサージュ波形

しない他の振動数比ではプレス・オープン形になっていることが、よく分かる。

3. 3 自励振動の発生メカニズム

まず、ゲートが式(5-1)のXで水平振動すると仮定しよう。このとき、ゲート近くの水は押されたり引き込まれたりするために、流体内の圧力が変化する。そのような圧力の変化 P_x の主要な成分は「水平振動とは逆位相の項」である^{(5)~(11)}。それを式で表したものが次式である。

$$P_x = P_{x0} \cdot \cos(\Omega_{wx}T - \pi) \quad \dots \dots \dots (6)$$

流体粒子が減速される割合がもっとも大きくなるのは、ゲートがもっとも下流側にきたときである。そのときに流体圧力がもっとも大きくなることを上式は表している。

上の流体圧力 P_x によってゲートは上下方向に加振される。そのときの上下振動の応答Yは、機械力学の強制振動の基礎理論(例えば、文献49を参照のこと)から、簡単に知ることができる。

$$Y = Y_0 \cdot \cos(\Omega_{wx}T - \pi - \phi_p) \quad \text{or} \quad Y_0 \cdot \cos(\Omega_{wx}T - \phi), \text{ただし} \phi = \phi_p - \pi \quad \dots \dots (7)$$

ここで、 ϕ_p が「力に対する振動の遅れ位相角」である。0から π までの値をとる。上下振動Yの水平振動Xに対する遅れ位相角 ϕ は、 ϕ_p の特性を π だけ負の方向にずらしたもの($\phi_p - \pi$)である。当然、 $-\pi$ から0までの値をとる。この結果は図5(下)の実験結果(ϕ)と見事に一致している。ただし異なるのは、 $\phi_p = \pi/2$ つまり $\phi = -\pi/2$ になる振動数比 γ_{xy} が1.0ではなく、0.97になることである。これは、水中での上下振動の固有振動数 Ω_{nwy} が、付加質量のために空中での振動数 Ω_{ay} よりも小さくなるためである(図5(上)の振動数比 γ_{wy} の特性を参照のこと)。ここで振動数比 γ_{xy} を次のように書き換えてみよう。

$$\gamma_{xy} (\equiv \Omega_{wx} / \Omega_{ay}) = \frac{\Omega_{wx}}{\Omega_{nwy}} \cdot \frac{\Omega_{nwy}}{\Omega_{ay}} = \frac{\Omega_{wx}}{\Omega_{nwy}} \cdot \gamma_{nxy} \quad \dots \dots \dots (8)$$

$$\text{ただし、} \gamma_{nxy} \equiv \Omega_{nwy} / \Omega_{ay} \quad \dots \dots \dots (9)$$

水平振動数 Ω_{wx} が上下振動に対する強制振動数である。この振動数が固有振動数 Ω_{nwy} に一致したとき、上下振動は共振状態になる。そこで、 $\Omega_{wx} = \Omega_{nwy}$ を式(8)に代入すると、振動数比は $\gamma_{xy} = \gamma_{nxy}$ となる。したがって、位相角が $\phi_p = \pi/2$ つまり $\phi = -\pi/2$ になるのは、上下振動が共振状態になる $\gamma_{xy} = \gamma_{nxy}$ (今回の場合、0.97)のときであることがわかる。

ここで、ゲートの運動軌跡(リサージュ波形)について検討してみよう。時間Tに依存した形のXとYからTを消去すると、YとXの関係式が次のような形で得られる。

$$Y = Y_0 \cos \phi \cdot (X/X_0) - \delta Y_0 \sin \phi \sqrt{1 + (X/X_0)^2} \quad \dots \dots \dots (10)$$

ここで、 X/X_0 が+1から-1に減少するとき $\delta = +1$ 、

X/X_0 が-1から+1に増加するとき $\delta = -1$ 。

Xの係数(Y_0/X_0) $\cos \phi$ がリサージュ波形の傾きを表す。これが正であれば右上がりのリサージュ波形、つまりプレス・シャット形になる。逆に、負であれば右下がりのリサージュ波形つまりプレス・オープン形になる。したがって、 $\gamma_{xy} > \gamma_{nxy}$ のときには、 $-\pi/2 < \phi < 0$ であるので $\cos \phi > 0$ 、それゆえプレス・シャット形になる(図6 e、fに対応)。 $\gamma_{xy} < \gamma_{nxy}$ のときには、 $-\pi < \phi < -\pi/2$ であるので $\cos \phi < 0$ 、それゆえプレス・オープン形になる(図6 a~6 cに対応)。上式第2項の係数 $\sin \phi$ の符号がリサージュ波形の回転の方向を表す。 $-\pi < \phi < 0$ であるので $\sin \phi$ は常に負になる。それゆえ、図6に示すリサージュ波形はすべて時計方向に回転している。

プレス・シャット形が形成される過程が明白になったので、プレス・シャット形になるとなぜ激しく自励振動するかについて考えてみよう。ゲートが下向きに動くと、吐出口への水の近より速度が減少する。その減速の割合が最大になるのは、ゲートの下向きの速度が最も大きくなったとき、すなわちYに対して位相が $\pi/2$ だけ遅れたときである。そのとき、流量変化に起因した圧力 P_y は最大になる^{(5)~(11)}。したがって、

(7)の位相をさらに $\pi/2$ だけ遅らせば、圧力 P_y の式が得られる：

$$P_y = P_{y0} \cdot \cos(\Omega_{wx}T - \pi - \phi_p - \pi/2) \text{ or } P_{y0} \cdot \cos\{\Omega_{wx}T - (\phi_p - \pi/2)\} \cdots (11)$$

$(\phi_p - \pi/2)$ が水平振動に対する位相遅れである。プレス・シャット形るとき $\pi/2 < \phi_p < \pi$ であるので、 $(\phi_p - \pi/2)$ は0よりも大きく、 $\pi/2$ よりも小さい。したがって、振動1周期について考えれば、流量変化による圧力 P_y はゲートの水平振動にエネルギーを供給することになる。これによって水平振動 X が大きくなると、さらに、 P_x , Y , P_y の各振幅が大きくなり、さらに水平振動を増幅させる。このようにして自励振動が発生する。

3. 4 動的安定の条件

図5(中)に示した無次元発振係数 Δc_x が負になる範囲から、動的安定の条件が次の形で得られる。

$$\gamma_{xy} < 0.97 \text{ or } \gamma_{xy} > 1.5 \cdots (12)$$

さらに、式(9)を用いれば、上の安定条件は次のような振動数の大小関係に書き改めることができる。

$$\Omega_{nwy} > \Omega_{wx} \text{ or } \Omega_{ay} < \Omega_{wx}/1.5 \cdots (13)$$

シェル形長径間ゲートが動的に安定であるためには、

- (1)水の付加質量を考慮した上下方向の固有振動数が水中での水平振動数より大きい、あるいは
- (2)空中での上下振動数が水中での水平振動数の1.5分の1よりも小さい値でなければならない。

振動数がどうしても上の安定条件の中にはならない場合には、自励振動が発生することになる。それを防ぐためには、特別な減衰器を付けるなどの手段を用いて、機械的な減衰効果を増やす必要がある。その目安は無次元化発振係数 Δc_x を算出した式(4)から得られる。動的に安定であるためには発振比 ζ_{wx} が負であればよい。この条件から、減衰器の容量に関する動的安定条件が次の形で得られる。

$$\zeta_{ax} > \{\Delta c_x / (2F_{0x})\} \alpha_m \cdots (14)$$

今回の実験では Δc_x の最大値が0.13、基礎フルード数 F_{0x} が13.9であった。これらを上式に代入すると

$$\zeta_{ax} > 0.0047 \alpha_m \cdots (15)$$

が得られる。水とゲートとの質量比 α_m に応じて、上の安定条件を満たすように水平方向の空中での減衰比 ζ_{ax} を確保すれば、シェル形長径間ゲートを常に動的に安定な状態に保つことができる。

4. オーバーフローに起因した自励振動

4. 1 オーバーフロータイプのモデルゲートの主要諸元

モデルゲートの断面はすでに図3bに示している。ゲートの上面はクリーガー曲線で作られている。ここでは、越流水の影響だけを調べるので、ゲート下端の傾斜面は無くしている。さらに、ゲート後方には越流ガイドを設け、越流水がゲート後方に閉じた空間を作らないようにしている。ゲートの主要諸元を表2に示す。放水口水深 d_o を380mmに、越流高を50mmに設定している。水平方向の空中での固有振動数 Ω_{ax} は9.17Hzに固定している。そのときの減衰比 ζ_{ax} は0.0031であった。基礎フルード数 F_{0x} は11.3、質量比 α_m は3.5である。

表2 モデルゲートの主要諸元

B 3mm	L 294mm	W _o 70mm	Ω_{ax} 57.65
d _o 380mm	M 11.97kg	α_m 3.5	rad/s
F _{0x} 11.3	ζ_{ax} 0.0031		(9.17)Hz

4. 2 自励振動の実験結果

空中での上下振動数 Ω_{ay} を3.79Hzから、8.26Hzまで変化させた。流水実験を始める前に、まず上下方向の自由振動波形を空中で計測した。その自由振動波形から上下振動数 Ω_{ay} と減衰比 ζ_{ay} が得られる。各振動数 Ω_{ay} に対する減衰比 ζ_{ay} の特性を図7の上段に示す。中段および下段には、流水中でのゲートの水平・上下方向の振動数(Ω_{wx} , Ω_{wy})と発振比(ξ_{wx} , ξ_{wy})を示す。自励振動が発生するのは、 Ω_{ay} が4.65~5.46Hzの限られた範囲内である。この範囲内するとき、上下振動Yが水平振動Xに同期している($\Omega_{wy} = \Omega_{wx}$)。

これらの実験データを無次元化したものが図8である。第1図が各振動数比 γ を、第2図が水平方向の無次元流体発振係数 Δc_x を、第3図が水平方向の無次元付加質量 Δm_x を示す。さらに、第4図は流水中における上下振動Yの水平振動Xに対する位相遅れ角 ϕ を示す。横軸は振動数比 $\gamma_{xy} (\equiv \Omega_{wx} / \Omega_{ay})$ である。付加質量 Δm_x と流体発振係数 Δc_x は式(4)から算出している。

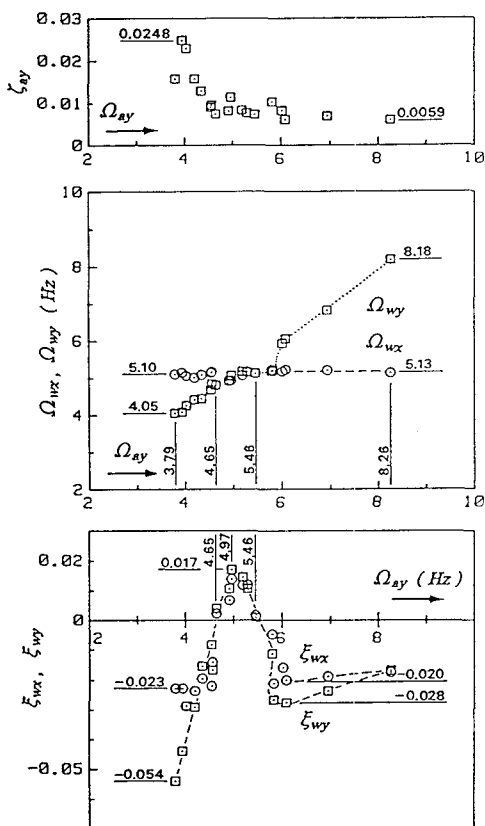


図7 空中での上下振動数(Ω_{ay})に対する空中での減衰比(ζ_{ay})および流水時における振動数比(Ω_{wx} , Ω_{wy})と発振比(ξ_{wx} , ξ_{wy})

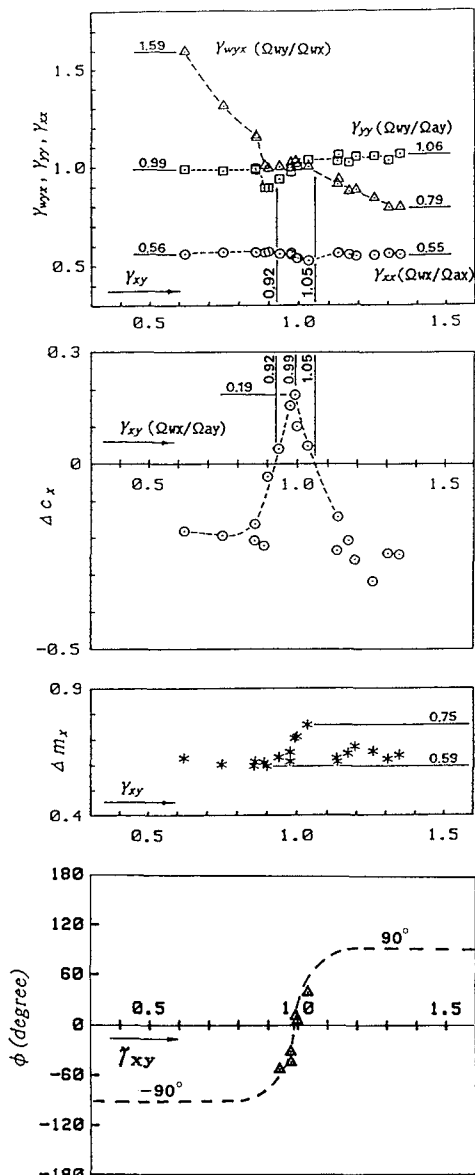


図8 振動数比と無次元流体発振係数と付加質量および位相差

振動数比 γ_{xy} が0.92から1.06までのごく限られた範囲内のとき、 Δc_x が正になる。 Δc_x が最大(0.19)になるのは $\gamma_{xy}=0.99$ のときである。付加質量 Δm_x は0.59~0.75である。振動数比 γ_{xy} が大きくなるに従って、位相遅れ角 ϕ は負から正に変化する。 $\gamma_{xy}=1.0$ のとき、 ϕ は大体0になる。

ゲートの運動軌跡を表したものが図9である。 Δc_x が正になる $0.92 < \gamma_{xy} < 1.05$ の範囲では、規則正しいプレス・シャット形になっていることがよく分かる。おもしろいことに $\gamma_{xy}=0.95$ まではリサージュの回転が時計方向であるのに対し、 $\gamma_{xy}=0.99$ 以上では逆の反時計方向になっている。さらに、 γ_{xy} がほとんど1.0に近いd, e図の場合にはリサージュがもっとも偏平になっている。 Δc_x が負になる振動数比では、振動は実に不規則なりサージュ波形を描きながら減衰している。

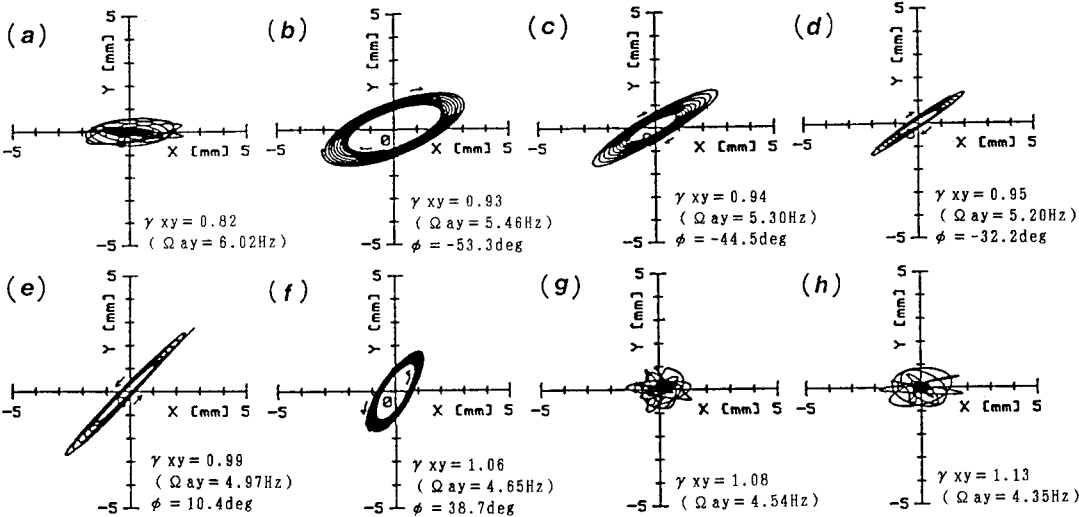


図9 ゲートのリサージュ波形

4. 3 自励振動の発生メカニズム

ゲートを上下に振動させるのは、当然ゲート上面を通過する越流水である。それでは、水平運動によってどのような流体圧力がゲートの上面に作用しているのであろうか。それを調べるために、自励振動を引き起こした水平振動数 $\Omega_{wx}=5.1\text{Hz}$ でモデルゲートを強制的に水平振動させ、圧力を測定した。水平振動 X を式(5-1)と同じ余弦関数で与えよう。振幅 X_0 を1.5mmに設定して、ゲート・クレスト近傍の流体圧力：

$$P_y = P_{y0} \cdot \cos(\Omega_{wx}T - \phi_0) \quad \dots \dots \dots (16)$$

を測定したところ、図10に示す圧力振幅 P_{y0} と遅れ位相角 ϕ_0 が得られた。圧力振幅 P_{y0} は下流側ほど小さい。大切なのは圧力の位相遅れ角 ϕ_0 である。クリーガー曲線の上流側では $\phi_0 \approx 120^\circ$ である。 ϕ_0 は下流側ほど小さい。クリーガー曲線のテールエッジ近くで ϕ_0 が上昇するが、そのときの圧力振幅は比較的小さいのであまり重要視する必要はない。 ϕ_0 の平均値は大体 90° である。これは、ゲートが下流側への中間点を通過するときに圧力が最大になることを示す。この結果は翼理論から当然の結果でもある。圧力振幅 P_{y0} の平均値は大体59Paである。水平振動の振幅を1.5mmに設定していたので、この圧力平均値を単位振幅あたりに換算すると、39Pa/mmになる。

ここで、ゲートクレストに作用する流体力によってどのような上下振動 Y が引き起こされるのかについて考えてみよう。圧力 P_y は下向き(Y の正の方向とは逆)に働いているので、上下振動 Y の応答は当然次の形で与え

られる。

$$Y = Y_0 \cdot \cos(\Omega_{wx}T - \phi_0 - \pi - \phi_p) \dots \dots \dots (17)$$

これに $\phi_0 \approx \pi/2$ を代入すると、

$$Y = Y_0 \cdot \cos(\Omega_{wx}T + \pi/2 - \phi_p) \text{ or } Y_0 \cdot \cos(\Omega_{wx}T - \phi) \text{ ただし、} \phi = \phi_p - \pi/2 \dots \dots (18)$$

となる。ここで、 ϕ_p は、強制振動の基礎理論で良く知られた「外力に対する振動応答の遅れ位相角(0 から π まで変化)」である。したがって、上下振動Yの水平振動Xに対する遅れ位相角($\phi_p - \pi/2$)は、当然 $-\pi/2$ から $\pi/2$ まで変化する。この結果は図8(下)に示された実験結果とよく一致している。

次に、ゲートのリサージュ波形について検討してみよう。もちろんリサージュ波形は式(10)によって描かれる。式(10)の位相 ϕ は、今の場合、 $\phi = \phi_p - \pi/2$ ($-\pi/2$ から $\pi/2$ まで変化)である。

(1)リサージュ波形の傾き：傾きは $(Y_0/X_0)\cos(\phi_p - \pi/2)$ で与えられる。ゲートクレスト全面に39Pa/mmの変動水圧が働くとするれば、単位水平振幅当たりの上下振幅(Y_0/X_0)が強制振動の基礎理論から振動数比 γ_{xy} の関数として算出できる。さらに、遅れ位相角 ϕ_p も算出できる。結局、リサージュ波形の傾きが算出できる。得られた結果を図11に示す。上下振動の空中での減衰比 ζ_{ay} は比較的小さい値(0.008：図7(上)を参照)である。したがって、 $\phi_p - \pi/2$ は $\gamma_{xy} = 1.0$ の近傍で $-\pi/2$ から $\pi/2$ に急勾配で立上がる。それゆえ、 $\cos(\phi_p - \pi/2)$ の値は $\gamma_{xy} = 1.0$ の近傍から少しはずれると急速に小さな値になる。このため、リサージュ波形の傾きが正の比較的大きな値をとるのは $\gamma_{xy} = 1.0$ のごく近傍だけである。換言すれば、 $\gamma_{xy} = 1.0$ のごく近傍でのみリサージュ波形はプレス・シャット形になり、自励振動を引き起こす。 γ_{xy} が1.0から少しはずれると、傾きは0になる。プレス・シャット形にもプレスオープン形にもならないので、ゲートの振動挙動は図9のa, g, hのように非常に不規則になる。

(2)リサージュ波形の回転の方向：回転の方向は $\sin(\phi_p - \pi/2)$ の正負によって決まる(正のときが反時計方向の回転、負のときが時計方向の回転)。($\phi_p - \pi/2$)は $\gamma_{xy} \approx 1.0$ を境に負から正に変わり、これに応じて $\sin(\phi_p - \pi/2)$ も負から正に変わる。つまり、リサージュの回転の方向は $\gamma_{xy} \approx 1.0$ を境に時計方向から反時計方向に変わることになる。この結果は、図9に示したリサージュ波形と正確に一致している。

4. 4 動的安定の条件

図8の第2図より、振動数に関する動的安定の条件は次式で与えられる。

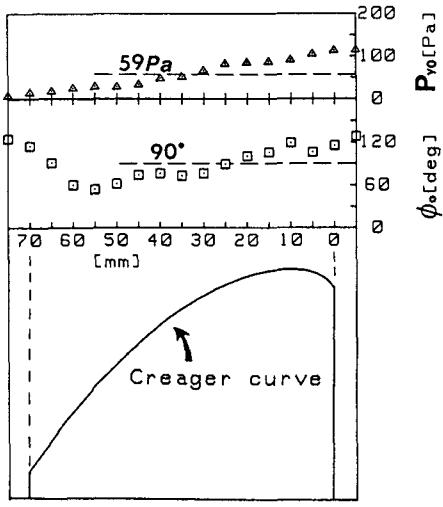


図10 ゲートクレストに働く変動圧力の特性

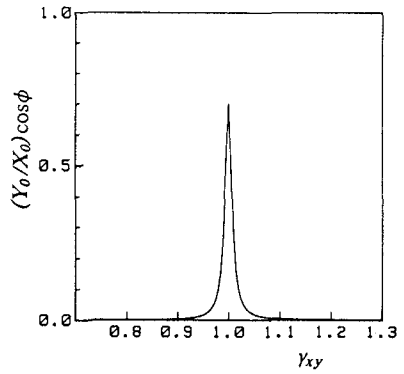


図11 振動数比に対するリサージュ波形の傾き

$$\Omega_{ay} > 1.1 \Omega_{wx} \text{ or } \Omega_{ay} < 0.95 \Omega_{wx} \quad \dots \dots \dots (19)$$

上の動的安定の条件がどうしても満たされない場合には、特別に減衰器などを設置しなければならない。その目安は式(4-1)から得られる。空中での減衰比 ζ_{ax} が次の条件を満たすようにすればよい。

$$\zeta_{ax} > 0.0084 \alpha_m \quad \dots \dots \dots (20)$$

5. 結論

シェル形長径間ゲートの流体関連振動を基本的な観点から明らかにするために、ここでは、ゲート下部の傾斜面に働く流体力の効果とゲートクレストに働く越流水による流体力の効果をそれぞれ個別に検討した。その結果、両者ともに、自励振動発生に対して重要な働きをすることが分かった。実際には、上の2つの効果が同時に起こるので、それらの相乗効果によって、ゲートの振動はここで示したよりもはるかに激しいものになると考えられる。それに関するモデル実験の結果も得られているので、追って報告したい。

自励振動の発生のメカニズムに関しては、次のように要約できる。自励振動の発生を決定づける主因は、ゲートの水平振動数と上下振動数との大小関係である。それがある適当な条件になると、上の流体力がそれぞれ引き起こす上下振動と、それによってさらに引き起こされる水平振動とが巧妙に連成し、その結果ゲートの運動軌跡がプレス・シャット形になる。そのときゲートの上下・水平振動は流体の運動からうまくエネルギーを取り込み、激しい自励振動を引き起こす。

ここでは、2次元のモデルゲートを用いて得た重要な結果を示した。それらを適用すれば、実用されている長径間ゲートが引き起こす自励振動を本質的に解明することができ、振動を防止するためのもっとも適切な対策も確立することもできる。それらについても追って報告したい。

最後に本研究にご協力いただいた岩尾憲孝氏((現)安川電機製作所勤務)、鈴木宏明氏((現)アイシン精機勤務)、水谷敦彦氏((現)中外炉工業勤務)に謝意を表す。なお、(株)丸島アクアシステム、成実哲朗氏、松本征男氏から本研究に着手する重要な手掛かりを得た。ここに、謹んで謝意を表す。

参考文献

- (1) 名合：シェル構造ゲートに作用する流体力特性に関する基礎的研究、土木学会論文集、第267号、pp. 53-60、1977-11。
- (2) Petrikat, K., : Seal Vibration, In: Practical Experiences with Flow-Induced Vibrations (ed. Naudascher, E. & Rockwell, D.), pp. 476-497, 1980, Berlin, Springer-Verlag.
- (3) 石井・今市：長径間ゲートの流体関連振動、土木学会第36回年次学術講演会講演概要集(第2部)、pp. 337-338、1981-10。
- (4) Ishii, N., Naudascher, E. and Thang, N. : A Flow-Induced Vibration of Long-Span Gates, Proc. of Int. Conf. on Flow-Induced Vib., Bowness-on-Windermere, pp. 293-304, 1987-5.
- (5) 石井・ほか2名：長径間ゲートの流体関連振動(第1報、運動方程式の導出)、日本機械学会論文集B編、第53巻495号、pp. 3267-3273、1987-11。
- (6) 石井・ほか3名：長径間ゲートの流体関連振動(第2報、付加質量と流体減衰係数)、日本機械学会論文集B編、第54巻504号、pp. 1977-1984、1988-8。
- (7) 石井・ほか4名：長径間ゲートの流体関連振動(第3報、付加質量と流体減衰係数の検証)、日本機械学会論文集B編、第54巻507号、pp. 3151-3156、1988-11。
- (8) Ishii, N. : Flow-Induced Vibration of Long-Span Gates (Verification of Added Mass and Fluid Damping), JSME Int. J., Ser. II, vol. 33, No. 4, pp. 642-648, 1990: Proc. IAHR & AIRH Symp. (Belgrade, Yugoslavia), p. N-1-1-9, 1990-7.
- (9) 石井：長径間ゲートの流体関連振動(第4報、振動数比と流体減衰比)、日本機械学会論文集B編、

第56巻531号、pp.2887-2892、1990-11.

- (10) 石井・中田：長径間ゲートの流体関連振動（第5報、運動方程式の解と安定基準）、日本機械学会主催・流体工学部門講演会論文集、pp.51-53、1991-8.
- (11) Ishii, N. : Flow-Induced Vibration of Long-Span Gates, (Part I, Equation of Motion, Added Mass, Fluids Damping, and Fluid Excitation), J. Fluids & Structures, to appear in 1992.
- (12) Rayleigh, J. W. S. : The Theory of Sound, Dover Publication, 1945.
- (13) Rayleigh, J. W. S. : The Form of Standing Waves on the Surface of Running Water, Proceedings of London Mathematical Society, 15-69, p. 1883, 1883.
- (14) Lamb, H., Hydrodynamics, Cambridge University Press, 1932.
- (15) Lamb, H., : On Deep-Water Waves, Proceedings of London Mathematical Society, Series 2, 2-388, 1904.
- (16) Davis, C. V. and Sorensen, K. E., Handbook of Applied Hydraulics, 21-1, McGraw-Hill, 1969.
- (17) Linsley, R. K. and Franzini, J. B., Water-Resources Engineering, 245, McGraw-Hill, 1972.
- (18) 石井・今市：表面波の発生と連成したテンタゲート系の自励振動、日本機械学会論文集、第42巻364号、pp.3853-3861、1975.
- (19) 今市・石井：放水量の変化によるダムのせき止め水面に生じる波、日本機械学会論文集、第42巻364号、pp.3929-3941、1975.
- (20) Ishii, N. and Imaichi, K. : Water Waves and Structural Loads Coupled by a Periodic Change of Discharge from a Sluice-Gate, Bull. JSME, Vol.20, No.146, pp.988-1008, 1977.
- (21) Imaichi, K. and Ishii, N. : Instability of an Idealized Tainter-Gate System without Damping Caused by Surface Waves on the Back Water of Dam, Bull. JSME, Vol.20, No.146, pp.963-970, 1977.
- (22) Ishii, N. and Imaichi, K. : Instability of Elastically Suspended Tainter-Gate System Caused by Surface Waves on the Reservoir of a Dam, Trans. ASME, J. Fluid Engineering, Ser. I, Vol.99, No.4, pp.699-709, 1977.
- (23) 今市・ほか3名：風波によって引き起こされるテンタ・ゲート式水門の自励振動、日本機械学会講演論文集、No.788-1、pp.32-33、1978-3.
- (24) 今市・石井：テンタ・ゲートにおける自励振動、水門鉄管、No.113、pp.1-11、1977.
- (25) 今市・石井：大開度放水時におけるテンタ・ゲートの動的安定性、第30回応用力学連合講演会講演論文集、pp.293-294、1980-11.
- (26) 石井・ほか3名：テンタ・ゲート式水門の自励振動特性に関するモデル実験、日本機械学会講演論文集、No.795-1、pp.94-96、1979-3.
- (27) Ishii, N. and Imaichi, K. : Dynamic Instability of Tainter-Gates, In: Practical Experiences with Flow-Induced Vibrations (ed. Naudascher, E. & Rockwell, D.), pp.452-460, 1980, Berlin, Springer-Verlag.
- (28) 石井・今市：表面波の発生と連成したテンタゲートの自励振動（近似解）、日本機械学会論文集B編、第48巻428号、pp.640-647、1982.
- (29) Ishii, N., Imaichi, K. and Yamazaki, M. : Flow-Induced Structural Vibration of Single-Arm Tainter-Gates, Proc. of 20th IAHR Congr., Moscow, pp.317-324、1983-9.
- (30) Ishii, N. and Naudascher, E. : Field Tests on Natural Vibration Modes of A Tainter Gates, Proc. of 1st Int. Conf., Southampton, pp.209-222, 1984, Springer-Verlag.
- (31) Ishii, N., Naudascher, E. and Imaichi, K. : Reservoir Depth Effects upon Hydrodynamic Loading of Tainter-Gates, Proc. of EUROMECH 188, pp.56-57、1984-9.
- (32) 石井・今市：テンタ・ゲート式水門の流体関連振動（貯水池の水深を考慮した解析）、日本機械学会講演論文集、No.862-1、pp.70-72、1986-3.
- (33) 石井・今市：貯水池が比較的浅い場合のテンタゲートの自励振動（第1報、運動方程式の導出）、日本機械学会論文集B編、第54巻508号、pp.3444-3448、1988.
- (34) Ishii, N. and Naudascher, E. : A Design Criterion for Dynamic Stability of Tainter Gates, J. Fluids & Structures, to appear in Jan., 1992.
- (35) Thang, N., Lin, Q., and Naudascher, N. : Flexural Streamwise Vibration of Gate Plates under Vortex Action, Proc. Int. Conf. on Flow-Induced Vibs., Bowness-on-Windermere, p.171, 1987-5.
- (36) Ishii, N. and Knisely, C. : Shear Layer Behaviour Under A Streamwise Vibrating Gate and Its Significance to Gate Vibration, Proc. 2nd Int. Symp. on Fluid Control Measurement, Mechanics and Flow Visualization, Sheffield, UK., pp.45-p.49, 1988-9, published by Stephens & Associates, 55 Goldington Road, Bedford MK 40 3 LD, England, 45; JSME Int. J., Series III, vol.33, No.2, pp.131-138, 1990.

- (37) Naudascher, E. : Flow-Induced Streamwise Vibrations of Structures, J. Fluids & Structures, Vol.1, No.3, pp.265-298, 1987.
- (38) Ishii, N. and Knisely, C. : Shear Layer Dynamics and Unsteady Discharge Beneath A Long Span Gate Undergoing Streamwise Vibrations (ed. Maksimovic, C. and Radjkovic, M.), Computational Modelling and Experimental Methods in Hydraulics (HYDROCOMP'89, Duburovnik, Yugoslavia), pp.500-509, 1989-6, Elsevier Applied Science.
- (39) 石井・ほか2名：流出渦と連成した長径間ゲートの流体関連振動（第1報、振動発生条件と流体励振力の強さおよび流体付加質量）、日本機械学会論文集C編、第55巻519号、pp.2724-2730、1989.
- (40) Ishii, N. and Knisely, C. : Flow-Induced Vibration of Long-Span Gates due to Shed Vortices (Vibration Criteria, Level of Fluid Excitation and Added Mass), JSME Int. J., Ser. III, Vol.35, No.321, 1992-3.
- (41) Jongeling, T.H.G. : Flow-Induced Self-Excited In-Flow Vibrations of Gate Plate, J. Fluids and Structures., Vol.2, No.6, pp.541-566, 1988.
- (42) 角：既設長径間シェル構造ローラーゲート実態調査、水門鉄管、No.164、pp.92-97、1990-10.
- (43) Knisely, C.W. : Experimental Study of Flow-Induced Vibration of a Two-Dimensional Section Model of a Shell-Type Gates with Two Degrees-of-Freedom, 水門鉄管、No.165、pp.61-68、1991-1.
- (44) 荻原・他2名：長径間シェルローラーゲートの3次元模型実験、構造工学論文集Ⅱ、Vol.37A、pp.975-987、1991-3.
- (45) 石井・ほか2名：シェル型長径間ゲートの流体関連振動（第1報、アンダーフロータイプの基本的な自励振動特性）、日本機械学会論文集C編、第56巻531号、pp.2880-2892、1990-11.
- (46) 石井：シェル型長径間ゲートの流体関連振動（第2報、アンダーフロータイプの基本的な自励振動特性に関する検討）、日本機械学会論文集C編、第57巻533号、pp.35-41、1991-1.
- (47) Ishii, N. : Flow-Induced Vibration of Shell-Type Long-Span Gates, J. Fluids and Structures, to appear in 1992.
- (48) 石井・中田：シェル形長径間ゲートの流体関連振動（第3報、アンダーフロータイプの運動方程式の導出と仮定の検証）、日本機械学会主催・第69期全国大会（平成3年10月16日、名古屋大学）にて講演予定.
- (49) 吉川・松井・石井：機械の力学、初版第5刷、コロナ社、p.71、1991.

付録：本文中に用いた記号は以下の通りである

B：放水口の平均開度	γ_{xx} ：振動数比 $\gamma_{xx} \equiv \Omega_{wx} / \Omega_{ax}$
d _o ：放水口水深	γ_{xy} ：振動数比 $\gamma_{xy} \equiv \Omega_{wx} / \Omega_{ay}$
F _{ox} ：基礎フルード数	γ_{yy} ：振動数比 $\gamma_{yy} \equiv \Omega_{wy} / \Omega_{ay}$
g：重力加速度	γ_{wxy} ：振動数比 $\gamma_{wxy} \equiv \Omega_{wy} / \Omega_{wx}$
L：ゲートの長さ	γ_{nxy} ：振動数比 $\gamma_{nxy} \equiv \Omega_{nwy} / \Omega_{ay}$
M：ゲートの質量	$\Delta c_x, \Delta C_x$ ：流体減衰係数
W, W _o ：ゲートの幅	$\Delta m_x, \Delta M_x$ ：付加質量
P _x ：水平方向の流体圧力	ζ_{ax}, ζ_{ay} ：空中での減衰比
P _{xo} ：水平方向の流体圧力の振幅	ξ_{wx}, ξ_{wy} ：流水中での発振比
P _y ：上下方向の流体圧力	Θ ：ゲート前面の傾斜斜面角
P _{yo} ：上下方向の流体圧力の振幅	ρ ：水の質量比
T：時間	ϕ ：水平振動に対する上下振動の位相遅れ角
X：ゲートの水平振動変位	ϕ_p, ϕ_o ：水平振動に対する圧力の位相遅れ角
X _o ：水平振動の振幅	Ω_{ax}, Ω_{ay} ：空中での振動数
Y：ゲートの上下振動変位	Ω_{wx}, Ω_{wy} ：水中での振動数
Y _o ：上下振動の振幅	Ω_{nwy} ：共振周波数
α_m ：水とゲートの質量比	

(1991年9月30日受付)