シェル形長径間ゲートの流体関連振動*

(第1報, アンダフロータイプの基本的な自励振動特性)

石井 徳章^{*1}, 岩尾 憲孝^{*2}, 鈴木 宏明^{*3}

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

(1st Report, Fundamental Vibration Characteristics of the Under-Flow Type)

Noriaki ISHII, Noritaka IWAO and Hiroaki SUZUKI

This study presents the fundamental characteristics for a flow-induced vibration of shell-type long-span gates which have 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 hydrodynamical forces acting on the weir plates, thus resulting in a severe self-excited vibration. A two-dimensional model test for a shell-type long-span gate under small gate-openings was performed to measure the vibration frequency, the exciting ratio and the gate motion trajectories. From the obtained results, the fundamental characteristics, such as the vibration frequency ratios, a reduced fluid exciting coefficient, a reduced added mass, and a phase difference between the vertical and streamwise vibrations, were calculated. Furthermore, it was revealed from the measured gate motion trajectories that a press-shut device which causes a self-excited vibration is formed by a skillful dynamic mechanism of the coupled vibration.

Key Words: Dynamics of Machinery, Vibration Coupled with Fluid Motion, Flow-Induced Vibration, Self-Excited Vibration, Coupled Vibration, Gate, Long-Span Gate, Shell-Type Long-Span Gate

1. 緒 言

アンダフロータイプのゲート設計では、静水圧が放水口を閉めるように働く「静的安定性」を意図した工夫がなされがちである。もちろん、「静的に安定であることがゲート設計における第1の要件である」とも言える。また、静的に安定であることはゲートを閉めきったときの水密性からも好ましいことである。ここでは、そのように設計されたゲートを「プレス・シャット形」と呼ぶことにしよう。

プレス・シャット形は静的に安定であるが、静的に安定なものが必ずしも動的に安定になるとは限らない。プレス・シャット形が自励振動などの重大な問題を引き起こした例がいくつかある。代表的なものを図1に示す。(a)図に示すテナゲート^{(1),(2)}(ラジアルゲート)は非常用の洪水吐大形ゲートとしてダムのクレストに設置される場合が多い。日本全国でも数千基が利用されている。テナゲートの最大の利点は機械摩擦の影響が少ないために小形のモータで容易に開閉操

作ができることである。しかしながら、機械摩擦の影響が少ないだけに、せき板の中心がトラニオン中心よりも下方に位置するプレス・シャット形は、トラニオン中心周りに激しい自励振動を引き起こす場合がある^{(3)~(9)}。特に微小放水時に、放水流量の変化と水面の波とが干渉し合って激しい水圧の変動を引き起こし、それがさらにゲートの振動を増幅するためである。

(b), (c), (d)図はともに長径間ゲートの断面を示す。長径間ゲートは本来曲げたわみ振動を起こしやすい性質を持つ。(b), (c)図のように細長いゲート断面の場合には、図に示す長手軸に直角な方向に動きやすい。プレス・シャット形を意図して下流側に傾けたものが(b)図である。放水流は直接大気中に噴出されている。しかし、この種のプレス・シャット形は、テナゲートの場合と同様、微小放水時に実に激しい自励振動を引き起こす^{(20)~(27)}。そこで、プレス・シャット形を回避するためにゲートを河床面に対して直立するように据付たものが(c)図である。ゲートの水平動に対して放水口開度は全く変化しない。いわゆる中立形である。しかし、ゲートの下流側も水につかり、放水流が水中に噴出するような場合には、やはりこの中立形も激しい自励振動を引き起こす^{(28)~(33)}。これは、ゲート下端の前縁からはく離れたせん断層が流出渦を形成

* 原稿受付 平成2年1月29日。

^{*1} 正員、大阪電気通信大学工学部 (〒572 寝屋川市初町18-8)。^{*2} 正員、安川電機製作所 (〒358 入間市大字上藤沢字下原480, 東京工場、技術センター)。^{*3} 正員、(株)アイシン精機 (〒473 安城市和泉八平1-50, 泉寮)。

し、その渦がゲートの水平動に応じて激しく上下に揺らぎ、その結果プレス・シャット形の場合と同様な流量変化がもたらされるためである。これを著者は「流体力学的なプレス・シャット形」と呼んでいる。これに対して(a), (b)図のような場合は「幾何学的なプレス・シャット形」と言える。

比較的背丈の低い長径間ゲートは、(d)図に示すように、縦横比がほぼ1.0に等しいシェル形構造で作られる場合が多い。そのような場合には、ゲートは水平と上下の2方向に動く自由度を持つ。もっと厳密に言えば、スパン軸周りにねじれる自由度もある。図に示すシェル形長径間ゲートのもっとも大きな特徴は、ゲート前面が下のほうで傾斜していることである。傾斜面をここでは直線状に表しているが、曲面にする場合もある。いずれにしても、傾斜面があるために水圧による力は上下方向にも現れる。傾斜面に働く流体力は名合⁽³⁴⁾によっても解析されているが、それは流れが定常な場合に限られている。ゲートが振動するような場合には定常な場合とは異なる流体力が現れる^{(21),(22)}。そのような流体力がゲートの鉛直面と傾斜面に働き、それに応じてゲートは水平と上下に動く。水平・上下の動きを支配するのは機械力学である。水平・上下の固有振動数の大小関係によっては「流体力に押されてゲートが下流側に動くとき、傾斜面に働く流体力が大きいにもかかわらずゲートが鉛直下向に動く」場合も起こり得る。この場合は、まさにプレス・シャット形である。これは流体力を介した水平振動と上下振動の機械力学的な連成によるものである。ここでは、それを「機械力学的なプレス・シャット形」と呼ぶことにしよう。この場合にも微小放水時には激しい自励振動が生じる。(d)図に示されるように、放水流は直接大気に噴出される。したがって、ここで指摘する振動は渦などには全く関係しない自励振動である点は非常に興味深い。

幾何学的プレス・シャット形や流体力学的プレス・シャット形の場合についてはいくつか研究も行われている。しかし、機械力学的プレス・シャット形は構成が巧妙なだけにこれまで全く気付かれていなかった。著者は現場で使用されているシェル形長径間ゲートの実地調査をすでに実施し、機械力学的なプレス・シャット形によると考えられる振動もいくつか観測している。本研究では、アンダフロタイプ⁽²³⁾のシェル形長径間ゲートがどのような条件下でどのような振動数や発振比の自励振動を引き起こすかを小形のモデルゲートを用いて実験的に明らかにした。

モデルゲートはシェル形長径間ゲートの中央部を切り出して水槽に設置した二次元モデルである。水平と上下方向に自由に動けるようにコイルばねで支持している。2方向の振動数は連続的に変えられるように工夫している。貯水池内の振動流れの相似性を支配する基本的な無次元量は基礎フルード数である^{(23),(24),(27)}。基礎フルード数を一定にしておけば、基本的には振動流れを同じ状態に保ったことになる。現象を理解しやすくするためにも、振動流れを同じ状態に保っていたほうが好ましい。ところで、基礎フルード数は放水口水深とゲートの空中での振動数によって決まる。ここで取扱う連成振動の場合、上下方向の振動によるよりも水平方向の振動によるほうがはるかに大きな水圧変動が生じる^{(22),(23)}。それゆえ、水平方向の振動数がどうしても卓越してくる。そこで、空中での水平方向の振動数と放水口水深とをある値に固定し、基礎フルード数を一定に保った。そのような状況設定のもとで、上下方向の空中での振動数だけを変化させ、微小放水時における水平・上下方向の振動挙動や振動軌跡を観測した。得られたデータから、空中での振動数を基準にした振動数比、発振比、水平と上下の振幅比や振動位相差を算出している。さらに、流体挙動による励振の強さを無次元化された流体発振係数の形で算出し、付

図1 プレス・シャット形ゲートの代表例

加質量の大きさも算出している。

記 号 表

B : 放水口の平均開度
d_0 : 放水口水深
F_{0x} : 基礎フルード数
g : 重力加速度
L : ゲートの長さ
M : ゲートの質量
W : ゲートの幅
T : 時間
X : ゲートの水平振動変位
$\bar{X}$: 水平振動の振幅
Y : ゲートの上下振動変位
$\bar{Y}$: 上下振動の振幅
α_m : 水とゲートとの質量比
γ_{xx} : 振動数比 $\equiv \Omega_{wx}/\Omega_{ax}$
γ_{xy} : 振動数比 $\equiv \Omega_{wx}/\Omega_{ay}$
γ_{yy} : 振動数比 $\equiv \Omega_{wy}/\Omega_{ay}$
γ_{wvx} : 振動数比 $\equiv \Omega_{wy}/\Omega_{wx}$
$\Delta c_x, \Delta C_x$: 流体減衰係数
$\Delta m_x, \Delta M_x$: 付加質量
ϵ : 振幅比 $\equiv \bar{Y}/\bar{X}$
ξ_{wx}, ξ_{wy} : 発振比
ζ_{ax}, ζ_{ay} : 空中での減衰比
θ : ゲート前面の傾斜面角
ρ : 水の比質量
ϕ : 水平振動に対する上下振動の位相遅れ角

表 1 モデルゲートの主要諸元

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

図 2 モデルゲート

Ω_{ax}, Ω_{ay} : 空中での振動数

Ω_{wx}, Ω_{wy} : 水中での振動数

2. モデルゲート

図1(d)に示したシェル形長径間ゲートのモデルを図2に示す。形状は多少異なるが「水平と上下方向に自由に動ける」ことや「鉛直面と傾斜面とでゲート前面が構成される」ことなどの基本的な点は同じになるようにしている。ゲートの回転をできるだけ抑えるために、水平方向に引張るゲート両側のワイヤを三角形にしている。モデルゲートの主要諸元を表1に示す。幅 W は 42 mm, 奥行 L は 295 mm, 質量 M は 9.12 kg である。ゲート傾斜面角 θ は 17.5° に設定している。傾斜面と鉛直面とのコーナ部分には流れがはく離しないように半径約 5 mm のアールをつけている。放水口水深 d_0 は 375 mm に設定し、放水口開度 B は d_0 に比べて十分に小さい 5 mm に設定している。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。空中での水平方向の振動数 Ω_{ax} は 71.1 rad/s (11.32 Hz) 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。

放水口水深 d_0 と水平方向の振動数 Ω_{ax} から、振動流れの相似性を支配する基本的なパラメータの基礎フルード数 F_{0x} :

$$F_{0x} \triangleq \sqrt{d_0/g} \cdot \Omega_{ax} (\Omega_{ax} : \text{rad/s}) \quad \cdots \cdots (1)$$

が算出できる。その値は 13.9 になる。流体関連振動において大切なもう一つの量は水とゲートとの質量比 α_m :

$$\alpha_m \triangleq \rho d_0^2 / (M/L) \quad \cdots \cdots (2)$$

である^{(26),(27)}。その値は 4.55 になる。

3. 実験結果

空中での水平方向の振動条件を表1のように一定に保ち、空中での上下方向の振動数 Ω_{ay} だけを 3.5 Hz から 12.9 Hz 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振動数 Ω_{ay} と減衰比 ζ_{ay} を正確に知ることができる。各振動数 Ω_{ay} に対する減衰比 ζ_{ay} の特性を図3の上段に示している。機械的な減衰を可能

なかり小さくした結果である。

空中での上下振動数 Ω_{ay} を 5.57 Hz に設定して流水実験を行った時に観測できたもっとも激しい自励振動波形を図4に示す。ゲートの水平と上下方向の振動をゲート下端近傍で検出した。ゲートに初期じょう乱を与えなくてもゲートは自然に振動し始め、時間の経過とともに振幅は増大する。ある程度時間が経過すると振幅が増大しなくなり、不規則なビートを起こしている。これは水面に砕け波が発生し、それがゲートの振動エネルギーを吸収するためである。振動波形のうち指数関数的に振幅が増大する部分を分析することによって振動数と発振比 (対数発振比を 2π で割ったもの) を求めることができる。もちろん、振動数は水平振動 (Ω_{wx})、上下振動 (Ω_{wy}) とともに同じ値 6.25 Hz であり、発振比もほぼ同じ値 ($\xi_{wx}=0.0097$, $\xi_{wy}=0.0095$) を示している。

上のような計測を空中での各上下振動数について行った結果が図3の中段 (振動数) と下段 (発振比) で

図3 空中での上下振動数 (Ω_{ay}) に対する空中での減衰比 (ξ_{ay}) および流水時における振動数 (Ω_{wx} , Ω_{wy}) と発振比 (ξ_{wx} , ξ_{wy}) の特性

ある。空中での上下振動数 Ω_{ay} が 4.2~6.7 Hz の範囲で発振比が正になっている。そのときの流水中での振動数は 6.1~6.3 Hz のほぼ一定値を示す。ここで大切なことは、流水中での上下振動数が空中での上下振動数よりも高くなっている、つまり「上下振動は水平振動に同期して生じている」ことである。空中での上下振動数 Ω_{ay} が 6.7 Hz よりもさらに高くなると、発振比は急激に降下する。その間、水平方向の振動数 Ω_{wx} は上下方向の振動に引きずられるようにある程度高くなる。空中での上下振動数 Ω_{ay} が 8.2 Hz よりもさらに高くなると、水平と上下振動は個別に振動し始める。水平振動数 Ω_{wx} はだいたい一定 (約 5.8 Hz) であるのに対し、上下振動数 Ω_{wy} は空中での上下振動数 Ω_{ay} に応じて大きくなる。発振比は、水平方向は約 -0.073 に、上下方向は約 -0.057 に達している。

4. 振動数比と流体発振係数 および付加質量

自励振動が発生するときには、水平振動に同期して上下振動が生じている。すなわち、主要な振動は水平振動であると言える。水平振動によって引き起こされる流体力は基本的にはゲートの振動速度と振動加速度に比例する二つの項で構成される⁽²⁵⁾。それらの比例係数を流体発振係数、付加質量と呼び、それぞれ ΔC_x と ΔM_x で表そう。これらの無次元化は、理論的な解析⁽²⁵⁾によると、次式で定義することができる。

$$\Delta c_x \equiv (\Delta C_x / L) / (\rho d_0 \sqrt{g d_0})$$

$$\Delta m_x \equiv (\Delta M_x / L) / (\rho d_0^2) \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここでは、ゲート単位長さ当たりについて考えている。 ρ は水の比質量であり、 d_0 は図2に示したゲートが水につかる部分の高さ、すなわち放水口水深であ

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

る。流体発振係数を無次元化する代表量 $\rho d_0 \sqrt{gd_0}$ は、付加質量の代表量 ρd_0^2 に働く重力 $\rho g d_0^2$ と長波の速度 $\sqrt{gd_0}$ との比である。ゲートを空中と流水中で自由

振動させ、そのときの流水中と空中との振動数比 $\gamma_{xx} (\equiv \Omega_{wx}/\Omega_{ax})$ 、空中での減衰比 ζ_{ax} 、流水中での発振比 ζ_{wx} が分っていれば、流体発振係数 Δc_x と付加質量 Δm_x は、次のような式で算出できる^{(26),(32)}。

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

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

図3に示した各データを用いて Δc_x と Δm_x を算出した結果を図5の真中の図に示す。上の図は振動数比を示す。下の図は上下振動 Y の水平振動 X に対する位相遅れ角 ϕ を示す：

$$X = \bar{X} \cos \Omega_{wx} T, Y = \bar{Y} \cos(\Omega_{wy} T - \phi) \dots\dots\dots (5)$$

ここでは「上下振動は振動数 Ω_{wx} の水平振動による強制振動である」との基本的な考え方に立ち、水中での水平振動数と空中での上下振動数との比 $\gamma_{xy} (\equiv \Omega_{wx}/\Omega_{ay})$ を横軸に選んでいる。自励振動が生じないときの流水中と空中との上下振動数比 γ_{wy} は約0.97であり、この値が $\Delta c_x = 0$ になる横軸 γ_{xy} の一つの値(0.97)と一致している点は興味深い。振動数比 γ_{xy} が0.97から1.5までの範囲のとき、流体発振係数 Δc_x は正になり、付加質量 Δm_x はだいたい0.48~0.55の値を示す。 Δc_x は振動数比 $\gamma_{xy} = 1.12$ のときに最大値0.13をとる。 Δc_x が正のとき、流水中と空中との水平振動数比 $\gamma_{xx} (\equiv \Omega_{wx}/\Omega_{ax})$ は約0.54の一定値をとる。流水中での上下振動と水平振動の振動数比 $\gamma_{wy} (\equiv \Omega_{wy}/\Omega_{wx})$ は1.0である。すなわち、上下振動と水平振

図5 振動数比と無次元流体発振係数および付加質量

図6 ゲート下端部分の運動軌跡 [(a), (b), (c)図: プレス・オープン形; (d), (e), (f)図: プレス・シャット形]

動が同期する。位相遅れ角 ϕ は常に負の値である。 ϕ の値は振動数比 γ_{xy} が大きくなるに従って -58° から -14° に増加する。この位相特性は、固有振動数よりも高い周波数で加振される強制振動系の一般に良く知られた位相特性に似ている。

5. 機械力学的なプレス・シャット形

水平振動と上下振動を合成することによって得られるゲートの運動軌跡を図6に示す。例えば、図4に示した振動波形を合成したものが(e)図である。 X 軸が上流側に向かう座標、 Y 軸が沿直上向の座標である(図2を参照のこと)。(a), (b), (c), (d)図は自励振動が生じない振動数比 $\gamma_{xy}=0.45, 0.68, 0.90, 0.96$ の場合である。いずれの場合も、ゲートに初期変位を与え、その後の自由減衰の運動軌跡を描いている。(e), (f)図は自励振動が生じる振動数比 $\gamma_{xy}=1.12, 1.32$ の場合である。振動がある程度大きくなった数周期だけを描いているが、運動軌跡は比較的偏平な円を描きながら規則正しく時計方向に回転していることがわかる。

ここに示した6個の運動軌跡から次の二つのたいせつな事柄がわかる。

(1) ゲートの振動が減衰する(a), (b), (c)図の場合には、左上りの運動軌跡すなわちプレス・オープン形になっている。

(2) ゲートが自励振動を引き起こす(e), (f)図の場合には、左下りの運動軌跡すなわちプレス・シャット形になっている。

(d)図はわずかに減衰する場合であるが、運動軌跡はむしろプレス・シャット形になっている。ここでたいせつなことは、流水中での水平振動数と空中での上下振動数との比 γ_{xy} が約1.0よりも大きいときにプレス・シャット形になっていることである。これは、水平振動と上下振動が流体力を介して機械力学的に連成した結果である。連成のメカニズムについては次報で詳しく説明する。もっとも激しい自励振動を引き起こしている(e)図の場合、上下と水平の振幅比 ϵ は1.0に近い値(0.98)である。すなわち、プレス・シャットの平均的な方向は水平軸から約 45° 傾いている。振動数比 γ_{xy} が1.32になると、流体発振係数 Δc_x が小さくなるのに対応して振幅比 ϵ も小さくなり、運動軌跡の水平軸からの傾き角が小さくなる。

6. 結 論

微小なゲート開度でアンダフローを行うシェル形長径間ゲートは、水平と上下振動が流体力を介して連成

し合うために、激しい自励振動を引き起こす。ここでは、連成と言う巧妙なメカニズムで生じる自励振動の基本的な特性をモデル実験によって明らかにした。ただし、モデル実験は次の基本的な条件：

- (i) 基礎フルード数は13.9
- (ii) 水とゲートの質量比は4.55
- (iii) ゲート前面の傾斜面角は 17.5°

の場合について行った。得られた結果は以下のように要約できる。

(1) 水平方向に固有な振動数で自励振動が生じる。自励振動発生時における水平振動数と空中での水平振動数との比は0.54であった。

(2) 振動特性を決定するパラメータは、流水中の水平振動数と空中の上下振動数との比である。その比を γ_{xy} で表す。

(3) 振動数比 γ_{xy} が約1.0から1.5までの範囲内するとき、無次元化流体発振係数(振動速度に比例した流体力の係数を無次元表示したもの)は正になる。その値は振動数比 γ_{xy} が1.12のときに最大(0.13)になる。そのときの水平振動に対する上下振動の位相遅れ角度は -28.8° 、振幅比は約1.0である。 γ_{xy} が1.0よりも小さくなると流体発振係数は急激に変化して負の値になる。そのとき、流体挙動はゲートの運動に対して減衰器と同じ働きをするようになる。

(4) 振動数比 γ_{xy} が約1.0よりも大きいときには、ゲートの運動軌跡は偏平な円を描きながら規則正しく時計方向に回転し、プレス・シャット形を形成する。これは、水平振動と上下振動が流体力を介して機械力学的に連成した結果であり、ここではそれを「機械力学的なプレス・シャット形」と名付けた。これに対して、振動数比 γ_{xy} が約1.0よりも小さいときには、ゲートの運動軌跡は不規則な曲線を描きながら、傾向としてはプレス・オープン形を形成する。

以上、ここではモデル実験によって得られた基本的な自励振動特性を明らかにしたが、自励振動が発生するメカニズム等に関する検討は次報で詳しく説明する。

本研究は文部省科学研究費補助金一般研究(C)の補助を得て行ったものである。なお、(株)丸島アクアシシステム、成実哲郎氏、松本征男氏から本研究に着手する重要な手掛りをいただいた。ここに、謹んで謝意を表す。

文 献

- (1) Davis, C. V. and Sorensen, K. E., *Handbook of Applied Hydraulics*, (1969), 21-1, McGraw-Hill.

- (2) Linsley, R. K. and Franzini, J. B., *Water-Resources Engng.* (1972), 245, McGraw-Hill.
- (3) 石井・今市, 機論, 42-364(1975), 3853.
- (4) 今市・石井, 文献(3)の3929ページ.
- (5) Ishii, N. and Imaichi, K., *Bull. JSME*, 20-146(1977), 998.
- (6) Imaichi, K. and Ishii, N., 文献(5)の963ページ.
- (7) Ishii, N. and Imaichi, K., *Trans. ASME, Ser. I*, 99-4(1977), 699.
- (8) 今市・ほか3名, 機講論, No. 788-1(1977-3), 32.
- (9) 今市・石井, 水門鉄管, 113(1977), 1.
- (10) 今市・石井, 第30回応用力学連合講演会講演論文集, (1980-10), 293.
- (11) 石井・ほか3名, 機講論, No. 795-1(1978-3), 115.
- (12) Ishii, N. and Imaichi, K., *Proc. of IUTAM/IAHR Symp.*, Karlsruhe, (1979), 452, Springer-Verlag.
- (13) 石井・今市, 機論, 48-428, B(1982), 640.
- (14) Ishii, N., Imaichi, K. and Yamasaki, M., *Proc. of 20th IAHR Congr.*, Moscow, (1983-9), 317.
- (15) Ishii, N. and Naudascher, E., *Proc. of 1st Int. Conf.*, Southampton, (1984-4), 209, Springer-Verlag.
- (16) Ishii, N., Naudascher, E. and Imaichi, K., *Proc. of EUROMECH 188*, (1984-9), 56.
- (17) 石井・今市, 機講論, No. 862-1(1986-3), 70.
- (18) 石井・今市, 機論, 54-508, B(1988), 3444.
- (19) Ishii, N. and Naudascher, E., A Design Criterion for Dynamic Stability of Tainter Gates, to be published by *J. Fluid Struct.*.
- (20) Petrikat, K., 文献(12)の476ページ.
- (21) 石井・今市, 土木学会第36回年次学術講演会講演概要集(第2部), (1981-10), 337.
- (22) 石井・今市, 機講論, No. 865-1(1986-3), 76.
- (23) Ishii, N., Naudascher, E. and Thang, N., *Proc. of Int. Conf. on Flow Induced Vib.*, Bowness-on-Windermere, (1987-5), 293.
- (24) 石井・ほか2名, 機論, 53-495, B(1987), 3267.
- (25) 石井・ほか3名, 機論, 54-504, B(1988), 1977.
- (26) 石井・ほか4名, 機論, 54-507, B(1988), 3151.
- (27) 石井, 「長径間ゲートの流体関連振動(第4報, 振動数と流体減衰比)」, 機論, 本論文集2887ページ.
- (28) Thang, N., Lin, Q. and Naudascher, N., *Proc. Int. Conf. on Flow Induced Vib.*, Bowness-on-Windermere, (1987-5), 171.
- (29) Ishii, N. and Knisely, C., *Proc. 2nd Int. Symp. on Fluid Control Measurement, Mechanics and Flow Visualization*, Sheffield, UK., (1988-9), 45; published by Stephens & Associates, 55 Goldington Road, Bedford MK 40 3 LD, England, 45; *JSME Int. J., Series III*, vol. 33, No. 2 (1990), 131.
- (30) Naudascher, E., *J. Fluid Struct.*, 1(1987), 265.
- (31) Ishii, N. and Knisely, C. (Maksimovic, C. and Radojkovic, M. 編), *Computational Modelling and Experimental Methods in Hydraulics (HYDROCOMP'89, Dubrovnik, Yugoslavia)*, (1989-6), 500, Elsevier Applied Science.
- (32) 石井・ほか2名, 機論, 55-519, C(1989), 2724.
- (33) Jongeling, T. H. G., *J. Fluid Struct.*, 2(1987), 541.
- (34) 名合, 土木学会論文報告集, 第267号, (1977-11).