

洋上ブイの砕波浪に対する安定性に関する理論的考察

永井 荘七郎*・角 野 昇 八**

1. 緒 言

著者らは既に、ブイに対する外的な自然条件である、風や波浪の影響を考慮した円盤型ブイの安定性を検討し、洋上におけるブイの転倒は、砕波によって引き起こされることを理論的検討および模型実験によって示した^{1)~3)}。実験においてブイの転倒は、砕波直前のなめらかな波面上にあるブイが、突然、砕波前面の急勾配部で波面によって大きく傾斜し、さらにブイ底部に砕波の多量の水塊の衝撃を受けることによって生ずるものと観察された。

本研究は、上記の現象を飛行船の着水や海岸構造物に働く衝撃砕波力などの問題と同じく、流体と剛物体との衝突によって生ずる衝撃力に起因する問題と考え、円盤型ブイの転倒の問題を理論的に解析したものである。

なお、ここでは、簡単のために、風および係留索の影響は考慮していない。

2. 理論解析

(1) 基本式

いまブイは、ある波形勾配の波面上の波面傾斜の最も急な点にあり、その点の水粒子速度と同じ運動をしているものとする。ブイがこの状態にあるとき、突然、波速 ω に等しい水平速度を有する砕波の水塊と衝突するものとする、これは結局、波傾斜の最も急な点の水面水粒子速度の水平成分を u_0 とすれば、ブイが相対的に $\omega - u_0$ の水平速度をもつ水塊と衝突したと同じことになる。

これまで、着水衝撃力の問題の解析は、最初に Kármán⁴⁾ によってなされて以来、物体の着水直後に物体が沈んでいく際、静水面下にある物体の断面積が時間とともに増していくことに着目し、これと付加質量の概念とを結びつけて解析されてきた^{5)~7)}。しかし、いまここで考えているように、円盤型の物体と水塊が、ある傾斜角をもって衝突するような現象では、着水衝撃力の解析におけるように、付加質量を時間の関数で表わすことは非常に困難であるので、付加質量 m_a を含めた見掛け質量

$(m+m_a)$ のブイが次式に示すような運動量を獲得するものとする。

$$(m+m_a)(\omega-u_0)\sin\theta_w=(m+m_a)\cdot V \quad \cdots (1)$$

ただし、ここに、

m : ブイの質量

m_a : ブイの中心軸方向の運動に対する付加質量

θ_w : 最大波傾斜角

$V=(\omega-u_0)\sin\theta_w$: ブイと水塊との間の相対速度のブイの中心軸方向の成分

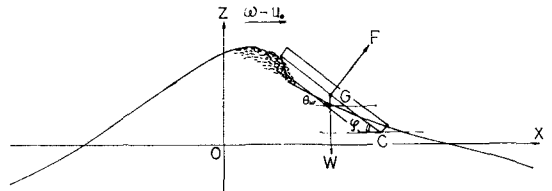


図1 円盤型ブイの転倒の機構

ここで、ブイを図1に示すように、回転中心をその下端部のC点にもつ回転剛体と考え、衝撃力のブイの中心軸方向の成分 F (一定) が、ブイの重心 G に時間 τ の間作用するものとする、ブイが獲得した運動量=力積の関係より、次式が成立しなければならない⁸⁾。ただしここに、ブイの重心はブイの中心軸上の chine (ブイの円筒部と円錐部の遷移点) の位置にあるものとする。

$$(m+m_a)\cdot V=F\cdot\tau-W\int_0^{\tau}\cos\varphi dt \quad \cdots (2)$$

式中

W : ブイの重量

φ : ブイ浮体部の水平となす角 ($\varphi|_{t=0}=\theta_w$)

式 (2) において、 τ の値としては、 $(\omega-u_0)$ の水平速度を有する水塊がこのブイの水平投影面積を通過するのに要する時間と仮定すれば、

$$\tau=D'_a\cdot\cos\theta_w/(\omega-u_0) \quad \cdots (3)$$

ただし、 D'_a は、ブイ浮体部の水線面の部分の直径を表わす。式 (3) の仮定は、ブイのように波長に比べて小さい浮体の場合には、大きな矛盾なく成立するものと考えられる。

また、ブイのC点を中心とする回転速度 $\dot{\varphi}$ は、次式で表わせるものとする。

* 正会員 工博 大阪市立大学名誉教授

** 正会員 工修 大阪市立大学助手 工学部土木工学科

$$\dot{\varphi} = 1.5 \cdot V / D_a \quad \dots\dots\dots (4)$$

ゆえにブイの回転角 φ は、 $\varphi|_{t=0} = \theta_w$ であることを考慮すれば、次式で表わすことができる。

$$\varphi = (1.5 \cdot V / D_a) \cdot t + \theta_w \quad \dots\dots\dots (5)$$

式 (5) を式 (2) に代入して整理すれば、衝撃力 F は次式のように得られる。

$$F = \frac{(m + m_a) \cdot V}{\tau} + \frac{W \cdot D_a}{1.5 \cdot V \cdot \tau} \left\{ \sin \left(\frac{1.5 \cdot V \cdot \tau}{D_a} + \theta_w \right) - \sin \theta_w \right\} \quad \dots\dots\dots (6)$$

一方、衝撃力 F が作用している間に、ブイ浮体部が角度 φ_1 まで回転するものとすれば、外力のモーメントがなした仕事と、外力のモーメントと反対方向の抵抗モーメントがなした仕事との和は、ブイ浮体部の回転運動エネルギーに等しいとの関係により、次式が成り立つ⁸⁾ (図-2 参照)。

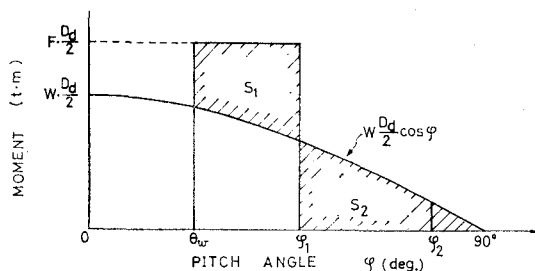


図-2 転倒の機構の解析

$$\frac{1}{2} \cdot I \cdot \dot{\varphi}^2 = F \cdot \frac{D_a}{2} (\varphi_1 - \theta_w) - W \cdot \frac{D_a}{2} \int_{\theta_w}^{\varphi_1} \cos \varphi d\varphi \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここに、

$I = I_G + I_{aG} + (m + m_a) \cdot (D_a/2)^2$: ブイ下端部に関するブイの慣性モーメントと付加慣性モーメントとの和

I_G : ブイの重心まわりの慣性モーメント

I_{aG} : ブイの重心まわりの付加慣性モーメント

ゆえに φ_1 は次式で表わされる。

$$\varphi_1 = \frac{I}{F \cdot D_a} \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{W}{F} (\sin \varphi_1 - \sin \theta_w) + \theta_w \quad \dots\dots\dots (8)$$

また、ブイ浮体部は、式 (7) で表わされる回転運動エネルギーを、ブイ重量による抵抗モーメントのなす仕事によって消費しながら、 φ_1 から φ_2 まで回転するものと考えたと (図-2 参照)、次式が成り立つ。

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \cdot I \cdot \dot{\varphi}^2 &= F \cdot \frac{D_a}{2} (\varphi_1 - \theta_w) - W \cdot \frac{D_a}{2} \int_{\theta_w}^{\varphi_1} \cos \varphi d\varphi \\ &= W \cdot \frac{D_a}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \cos \varphi d\varphi \quad \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

このようにして、ブイ浮体部は、水塊との衝突によって、初期傾斜角 $\varphi = \theta_w$ より $\varphi = \varphi_2$ まで傾斜するが、いま、ブイ浮体部の最終回転角 φ_2 が、 $\varphi_2 = 90^\circ$ になれ

ばブイは安定でなくなり転倒するものと考え、ブイの碎波に対する安定性は、結局、式 (9) より、次式で表わされる S_1 および S_2 の値の大小によって決定されることになる。

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{1}{2} \cdot I \cdot \dot{\varphi}^2 \\ &= F \cdot \frac{D_a}{2} (\varphi_1 - \theta_w) - W \cdot \frac{D_a}{2} \int_{\theta_w}^{\varphi_1} \cos \varphi d\varphi \quad \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

$$S_2 = W \cdot \frac{D_a}{2} (1 - \sin \varphi_1) \quad \dots\dots\dots (11)$$

上式の S_1 および S_2 は、これまでの考察で明らかのように、図-2 の斜線の部分の面積を表わしている。それゆえ、図-2 において面積 $S_1 < \text{面積 } S_2$ であればブイは安定であり、面積 $S_1 \geq S_2$ であればブイは転倒することになる。

(2) 計算方法

上記の式 (10) および (11) を算定してブイの安定性を検討するためには、波に関する量 (ω, θ_w ならびに u_0) およびブイの形状に関する量 ($m_a, I_G + I_{aG}$, および D_a') を明らかにする必要がある。

(a) ω, θ_w および u_0 の計算

深海域の碎波については、Van Dorn⁹⁾ らが水槽中で起こした碎波に関して、その伝播速度や水粒子速度などについて測定を行ない、種々の考察を加えている。しかし、その研究はまた端緒についたばかりであり、不明の点も多いので、ここでは深海域の有限振幅波理論を用いる¹⁰⁾。

波形は次式で表わされる (x 軸を波の進行方向にとる)。

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{1}{2} \cdot k a^2 + a \cdot \cos kx + \frac{1}{2} \cdot k a^2 \cdot \cos 2kx \\ &\quad + \frac{3}{8} \cdot k^2 a^3 \cdot \cos 3kx \quad \dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

ここに、

$a = H/2$, H : 波高

$k = 2\pi/L$, L : 波長

式 (12) から、波面の傾斜が最大となる点の座標 x_0 , その地点の波面上昇量 η_0 およびその地点の波傾斜 θ_w が計算できる。

ω および u_0 はそれぞれ次の2式より求められる。

$$\omega = \sqrt{g/k \cdot (1 + a^2 k^2)} \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$u_0 = \omega \cdot k a \cdot \exp[k\eta_0] \cdot \cos kx_0 \quad \dots\dots\dots (14)$$

(b) m_a の計算

円盤型ブイの中心軸方向の運動に対する付加質量 m_a を、ブイと同直径の厚みのない円板の付加質量より算定する。

直径 D_a' の円板の付加質量は次式で算定できることが知られている¹¹⁾。

$$m'_a = \frac{8}{3} \cdot \frac{w_0}{g} \cdot \left(\frac{D'_d}{2} \right)^3 \dots\dots\dots (15)$$

ここに、

w_0 : 流体の単位体積重量

円盤型ブイのように、水面上に浮いている物体の場合には、付加質量はその下側のみ考えればよいので、結局 m_a は次式より算定することができる(注)。

$$m_a = \frac{1}{2} \cdot m'_a = \frac{4}{3} \cdot \frac{w_0}{g} \cdot \left(\frac{D'_d}{2} \right)^3 \dots\dots\dots (16)$$

(c) $I_G + I_{aG}$ の計算

浮体の重心まわりの慣性モーメントと付加慣性モーメントの和 $I_G + I_{aG}$ は、その浮体の重心まわりの回転運動の減衰自由振動曲線が明らかになれば、次式で表わされる浮体の重心まわりの回転の運動方程式を用いて算定できる¹²⁾。

$$(I_G + I_{aG}) \cdot \ddot{\phi} + P \cdot \dot{\phi} + W \cdot GM \cdot \phi = 0 \dots\dots\dots (17)$$

ここに、

P : 横(縦)揺れ抵抗係数

GM : 傾心高

図-3(a) および (b) は、円盤型ブイ(直径 $D_d = 12.2$

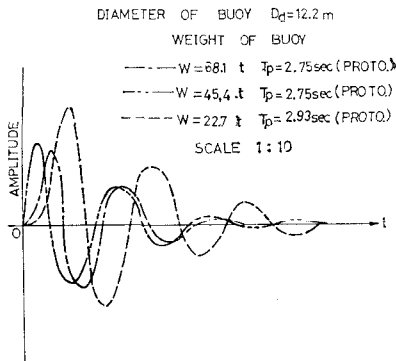


図-3 (a) 円盤型ブイの横(縦)揺れ減衰自由振動 [13]

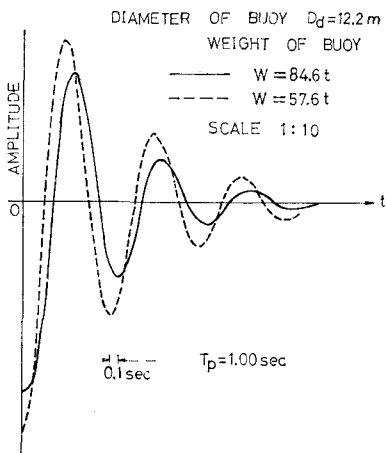


図-3 (b) 円盤型ブイの横(縦)揺れ減衰自由振動 [14]

注) 紙面の関係でここでは割愛するが、式(16)より求めた付加質量の値は、ブイの上下揺れの振動曲線および振動方程式を用いて求めた付加質量の実験値に非常に近いことが証明される。

m のモンスターブイ、重心はほぼ chine の位置にある) の 1/10 の縮尺模型において、その重量を 5 段階に変化させた場合の横(縦)揺れの減衰自由振動曲線を表わす^{13), 14)}。

これらの図より、横(縦)揺れ減衰振動周期および対数減衰率を計算し、さらに式(17)を用いて $I_G + I_{aG}$ の値を計算した結果をまとめたものが表-1 である。値はすべて Froude 則を用いて実物の値に換算されている。

表-1 モンスターブイの慣性モーメントの計算

W (t)	固有周期 (sec)	対数減衰率	GM (m)	$I_G + I_{aG}$ ($t \cdot m \cdot sec^2$)
84.3	3.16	1.08	11.8	243.8
68.1	2.75	1.08	11.3	143.0
57.6	3.16	0.86	12.0	171.0
45.4	2.75	1.03	12.0	102.1
22.7	2.93	1.03	16.1	77.6

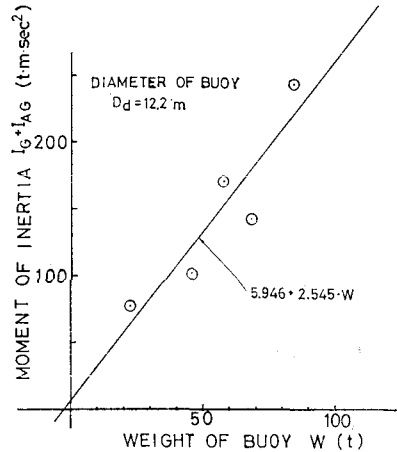


図-4 慣性モーメントと重量の関係

図-4 は、表-1 の結果を、横軸に重量 W を、縦軸に $I_G + I_{aG}$ の値をとってプロットしたものである。同図からは、 W と $I_G + I_{aG}$ との間には、線形的な関係があるとみることができ、その関係は最小自乗法を用いて次式のごとく求められる。

$$I_G + I_{aG} = 5.946 + 2.545 \cdot W \quad (D_d = 12.2 \text{ m}) \dots\dots\dots (18)$$

ただし、 $I_G + I_{aG}$: $t \cdot sec^2 \cdot m$, W : t の単位で算定する。モンスターブイと直径は異なるが、形状が相似であるようなブイに対しては、式(18)に対して Froude の相似則を考慮して、

$$I_G + I_{aG} = 1.450 + 1.447 \cdot W \quad (D_d = 9.2 \text{ m}) \dots\dots\dots (19)$$

$$I_G + I_{aG} = 0.186 + 0.636 \cdot W \quad (D_d = 6.1 \text{ m}) \dots\dots\dots (20)$$

などの関係が得られる。これらの式より、円盤型ブイの $I_G + I_{aG}$ の値は、重量が与えられれば算定できることになる。

3. 計算結果

図-5 (a) は、直径 $D_a=12.2\text{ m}$ のモンスターブイに対して、砕波に対する安定性を検討した結果を、砕波高をパラメータにして、ブイの安定限界重量と波形勾配の関係で表わしたものである。図においてブイの重量の上限値は、ブイを全没させるに要する重量 $W_{\max}=228\text{ t}$ である。

すでに発表したように^{2), 3)}、波形勾配が $H/L=0.12\sim 0.13$ (有限振幅波波長を用いれば $H/L=0.11\sim 0.12$ となる。以後、有限振幅波波長による値を記す) で、砕波高が $H=9\text{ m}\sim 10\text{ m}$ の場合には、直径 12.2 m のブイの安定限界重量は、約 33 t から 35 t であることが実験的に確かめられた。図-5 (a) からは、同じ諸元の砕波に対して、ブイの安定限界重量の計算値は、 18 t から 26 t 程度であることがわかる。ここで対象としている砕波と物体の衝突のような現象においては、砕波の砕け方は常に一定とは限らず、またブイと砕波が衝突する際の状況にも多少の変動があることなどを考慮すれば、この値はほぼ実験値と一致しているといえよう。同図からはまた、設計重量 $W=100\text{ t}$ (G.D. による) を有するこのブイは、波形勾配 $H/L=0.12$ を対象とすれば、砕波高が約 13 m までの砕波に対して安定であることがわかる。しかし、限界波形勾配 $H/L=0.14$ を考えれば、このブイの安定限界砕波高は約 11 m である。なお、砕波波高が 10 m 以下の場合には、ブイは十分に安定であることが同図からわかる。

次に図-5 (b) は、直径 12.2 m のモンスターブイと

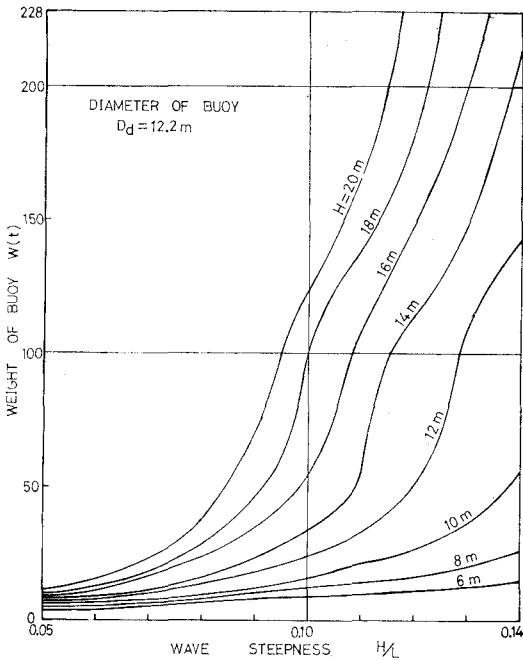


図-5 (a) 円盤型ブイの安定限界重量 ($D_a=12.2\text{ m}$)

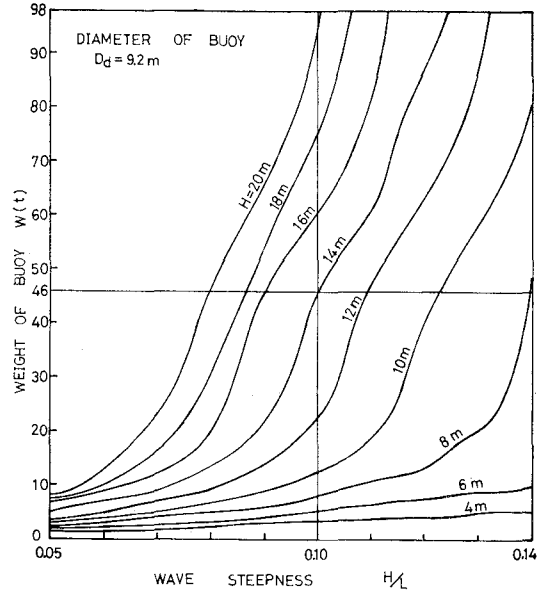


図-5 (b) 円盤型ブイの安定限界重量 ($D_a=9.2\text{ m}$)

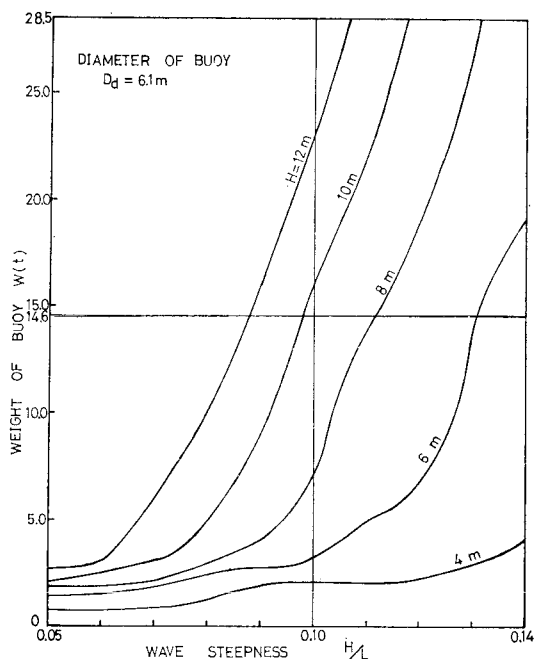
相似な形状を有する直径 9.2 m のブイに対する計算結果を表わしたものである。実験において用いた直径 9.2 m のブイは、厳密には直径 12.2 m のブイとは相似形ではない。しかし、双方のブイの形状諸元の差は、表-2 に示すようにわずかであり、実験結果の比較検討の際には問題とならない。

表-2 実験対象および計算対象のブイの形状諸元

甲板部直径 (m)	底部直径 (m)	高 (m)	円筒部高さ (m)	備 考
12.2	8.00	2.28	1.06	実験対象
12.2	8.00	2.28	1.06	計算対象
9.2	5.72	1.92	0.92	実験対象
9.2	6.00	1.72	0.80	計算対象
6.0	4.25	1.00	0.50	実験対象
6.1	4.00	1.14	0.53	計算対象

実験においては、直径 9.2 m のブイの安定限界重量も、 $H/L=0.11\sim 0.12$ および $H=9\text{ m}\sim 10\text{ m}$ の砕波の条件に対して、 $W=33\text{ t}\sim 35\text{ t}$ であることが認められた。図-5 (b) からは、同条件の砕波に対して安定限界重量 $W=15\text{ t}\sim 40\text{ t}$ であることがわかる。この場合も既述の砕波現象の“ばらつき”を考慮すれば、この計算値は実験値と比較的一致していると考えられる。同図からはまた、設計重量 $W=46\text{ t}$ (G.D. による) を有する直径 9.2 m のブイは、 $H/L=0.12$ の波形勾配に対して $H=10\text{ m}$ まで、また $H/L=0.14$ の波形勾配に対しては $H=8\text{ m}$ の砕波高まで安定であり、砕波高が約 7 m 以下の場合には十分に安定であることが明らかである。

最後に図-5 (c) は、直径 12.2 m のブイと相似の形状を有し、直径が 6.1 m のブイに対する計算結果を示す。



図—5 (c) 円盤型ブイの安定限界重量 ($D_d=6.1\text{ m}$)

この場合にも、実験で用いたブイの形状諸元と計算対象のブイの形状諸元の差は、表—2 に示すようにわずかである。同図からは、このブイは実験から得られた結果と同じく、 $H/L=0.11\sim 0.12$, $H=9\text{ m}\sim 10\text{ m}$ の砕波に対しては、いかなる重量であっても転倒することがわかる。またこのブイは、 $H/L=0.12\sim 0.14$ の波形勾配に対しては、 $H=6\text{ m}\sim 7\text{ m}$ 以下の砕波高に対して安定であることがわかる。

図—5 (a)~(c) の計算結果にみられるように、ブイの安定限界重量は、砕波高を一定にした場合、一般に波形勾配によって大きく変化することがわかる。実際の洋上において生ずる砕波の波形勾配については、砕波自身についてと同様、ほとんど知られていないのが実情である。それゆえ、ブイの安定性をより厳密に検討するためには、洋上での砕波の波形勾配に関する正確なデータが必要である。しかし、図—5 (a)~(c) からは、ひとつの指標として、所定の設計重量を有する円盤型ブイは、 $H/L=0.12\sim 0.14$ の波形勾配に対して、その直径とほぼ同じ砕波高が安定限界砕波高であることがいえる。

4. 結 論

円盤型ブイの砕波による転倒は、砕波のもつ運動量が、ブイに衝突して瞬間的に失うことによって生ずる衝撃力に起因するものと考えて、理論解析をすすめた。理論的考察の結果明らかになったことは以下のごとくである。

(1) 理論解析の結果より明らかとなった、砕波に対して安定限界のブイの直径、重量、砕波高および波形勾

配の値は、実験的に得られた値とほぼ合致する。すなわち、 $H/L=0.11\sim 0.12$ および $H=9\text{ m}\sim 10\text{ m}$ の砕波に対し、直径 12.2 m のブイの安定限界重量は、実験においては $33\text{ t}\sim 35\text{ t}$ と求められたが、理論解析の結果は $18\text{ t}\sim 26\text{ t}$ であった。また、直径 9.2 m のブイの安定限界重量は、実験値 $33\text{ t}\sim 35\text{ t}$ に対して、理論値は $15\text{ t}\sim 40\text{ t}$ であった。さらに、直径 6 m のブイは、理論および実験の双方の解析において、上記の砕波の条件に対して、いかなる重量を有していても安定ではなく、転倒することが明らかとなった。

(2) 所定の設計重量を有している円盤型ブイは、一般に、ほぼその直径以下の砕波高の砕波に対しては安定である。

今後、ここで展開した理論解析の方法を応用すれば、円盤型以外の形状のブイや、あるいは小船舶の転倒 (pitch-pull)¹⁵⁾ 現象などに対しても、同様の解析をすすめることができるものと思われる。

付記: この研究に対して松永記念科学振興財団より研究助成金の援助を得た。ここに付記して感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) 永井莊七郎・角野昇八・芝原 平: 洋上ブイの最適形状・重量に関する研究, 第20回海岸工学講演会論文集, pp. 257~261, 1973.
- 2) Nagai, S. and S. Kakuno: On the stability of a discus-shape buoy, Offshore Technology Conference, OTC-2029, May, 1974.
- 3) 永井莊七郎・角野昇八: 洋上ブイの波浪および風に対する安定性について, 第22回海岸工学講演会論文集, pp. 397~401, 1975.
- 4) von Kármán, T.: The impact on seaplane float during landing, N.A.C.A. TN 321, 1929.
- 5) 平野陽一: 着水衝撃に関する研究, 日本造船学会誌, pp. 67~74, 1974.
- 6) 高木又男・雁野昌明: 波浪中を航行する船舶が受ける波浪衝撃力の一推定, 日立造船技報, Vol. 33, No. 2, pp. 15~22, 1972.
- 7) 合田良実・原中祐人・北畑正記: 直柱に働く衝撃砕波力の研究, 港湾技研報告, 第5巻6号, pp. 1~30, 1966.
- 8) 伊藤喜行・藤島 睦・北谷高雄: 防波堤の安定性に関する研究, 港湾技研報告, 第5巻14号, p. 26, 1966.
- 9) Van Dorn, W.G. and S.E. Pazan: Laboratory investigation of wave breaking (Part II: Deep water waves), Scripps Institution of Oceanography, p. 105, 1975.
- 10) 永井莊七郎: 水理学, コロナ社, pp. 318~322, 1974.
- 11) Saunders, H.E.: Hydrodynamics in Ship Design, Vol. II, S.N.A.M.E., p. 421, 1957.
- 12) 元良誠三: 船体運動力学, 共立出版, p. 118, 1967.
- 13) Devereux, R. et al.: Development of an Ocean Data Station Telemetering Buoy, Progress Report, General Dynamics, p. 34, 1965.
- 14) Felix, M.P.: Hydrodynamic Drag and Frequency Response Characteristics of a Model of a Large Oceanographic Buoy, General Dynamics, pp. 66~68, 1969.
- 15) Nath, J.H. et al.: Probability distributions of breaking wave heights, Proc. of the International Symposium on Ocean Wave Measurement and Analysis, pp. 379~395, 1974.