

振動する有孔平板に働く流体力について

高木, 幹雄
九州大学応用力学研究所 : 助手

<https://doi.org/10.15017/4743675>

出版情報 : 應用力學研究所所報. 57, pp.499-514, 1982-10. 九州大学応用力学研究所
バージョン :
権利関係 :



振動する有孔平板に働く流体力について

高 木 幹 雄*

概 要

2次元スリット平板および3次元有孔平板を用いて、水中で強制上下揺試験を行い、付加質量係数および抗力係数におよぼすスリット幅、エッジ幅、丸穴の直径および配列の影響について実験的に調べ、それらの流体力学的特性を明らかにした。次に、この実験結果より抗力係数が最大となるスリット幅、穴の大きさおよび配列方法を明らかにした。最後に、全ての形状要素の影響を考慮した付加質量数に関する実験式を導いた。

Key words: Plate, Slit, Koles, Drag coefficient, Forced oscillation test

1. 緒 言

海洋構造物は円断面あるいは矩形断面を有する柱状体からなる複合構造物であるにもかかわらず、その部材寸法が波長に比して小さいために、部材間の流体力学的相互干渉は小さいとして、単純部材に働く流体力を推定することによって、構造物全体に働く流体力あるいはその動揺性能を推定してきた。また、全流体力の中で粘性流体力の占める割合が大きいために、現在でもその推定には実験的手法が多く用いられている。1958年、Keulegan & Carpenter¹⁾が振動流中におかれた平板および円柱に働く粘性流体力を計測して以来、単純形状部材に働く流体力に関する研究が数多く行われてきた^{2)~7)}。

工藤他⁸⁾は浮遊構造物の動揺を速く減衰させるためには、造渦減衰力の大きい矩形柱の方が円柱よりも有利であると述べている。この考え方をより積極的に取り入れたものに、九州大学応用力学研究所の海洋観測用ブイがある⁹⁾。このブイは最下端部に円盤フィンを取り付けることによって、上下揺固有周期を増加させると共に上下揺振幅を減少させようとした画期的な特徴を持っている。このブイの基礎研究の一環として、小寺山は上下揺する没水円盤に働く流体力を求めている。彼はこの研究において、円盤フィンに多くの小さな穴をあけた場合、抗力係数は増加するが付加質量は穴をあけない場合の値と変わらないという興味ある結果を示している⁹⁾。また最近、北海に設置されたコンクリート製海洋構造物には、無数の穴をあけた壁を設けている。これは中央構造物に働く波力を和らげると共に海底の洗掘防止の働きをしている¹⁰⁾。さらに波力を和らげる目的では、昔から油槽船のタンク内には種々の形状をした制水隔壁が設けられている¹¹⁾。

以上の研究においては、それぞれの形状を持つ平板に働く流体力は求められてはいるものの、穴の形状および配置に関しては研究されていない。最近、林他によって一様流中における2次元スリット平板

* 広島大学助教授 工学部船舶・海洋工学教室（大楠 丹紹介）

の後流に関する詳細な研究がなされているが、振動流中については言及されていない¹²⁾¹³⁾。

今後、海洋構造物の建造が盛んとなり、大型化が促進されるにつれて、その動揺制御あるいは鋼材重量の削減の見地からも、有孔平板の流体力学的特性を明確にしておくことは重要であると思われる。本研究は、2次元スリット平板および3次元有孔平板を水中で強制上下揺を行い、これらの平板に働く流体力の特性を明らかにすると共に、穴の形状および配置について考察したものである。

2. 実験および解析方法

実験は、図1に示すように、供試平板を取り付け枠組に水平に設置し、上部を強制動揺装置に連結して上下方向に動揺させた。自由表面の影響を小さくするために、平板は水面下1メートルの位置に設置した。2次元平板の実験においては、3次元影響を小さくするために、平板の両端に400×500 mmのエンドプレートを取り付けた。また、3次元平板の実験においては、このエンドプレートを取り除いている。

供試平板は、図2に示すように、厚さ3 mm、一辺の長さ $B=500$ mm のアルミニウム平板で製作したものである。2次元供試平板は表1に示すように、スリット幅 (s) を0~100 mm まで5種類変化させたものと、 $s=0$ の平板に2種類のエッジ ($e=10, 20$ mm) を付けたものの合計7種類であ

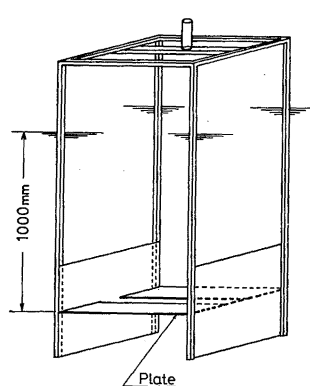


図1 供試平板取り付け状態

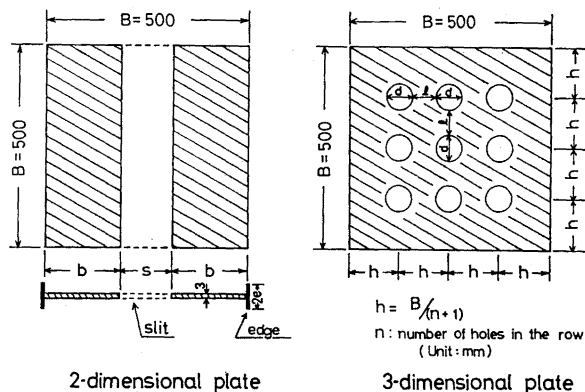


図2 供 試 平 板

表 1 2 次元平板の寸法

	s (mm)	e (mm)	s/B	s/b	e/B
Model-1	0	0	0	0	0
Model-2	10	0	0.02	0.041	0
Model-3	25	0	0.05	0.105	0
Model-4	50	0	0.1	0.222	0
Model-5	100	0	0.2	0.5	0
Model-6	0	10	0	0	0.02
Model-7	0	20	0	0	0.04

表 2 3次元平板の寸法

	N	a %	d (mm)	d / l
M-0000	0	0	0	0
M-3050	3	5	42.6	0.458
M-3075		7.5	52.4	0.611
M-3100		10	59.4	0.738
M-3150		15	73.0	1.039
M-4050	4	5	32.0	0.430
M-4075		7.5	39.0	0.567
M-4100		10	44.4	0.689
M-4150		15	55.0	0.982
M-5050	5	5	25.0	0.400
M-5075		7.5	31.0	0.530
M-5100		10	35.0	0.646
M-5150		15	44.0	0.943

N: 1列の穴の数

$$a = \pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 \cdot N^2 / B^2 \times 100$$

る. 3次元平板は表2に示すように, 丸穴の総面積が平板面積の0%, 5%, 7.5%, 10%, 15%と定め, これらの穴を図2に表すように, N 行 N 列($N=3, 4, 5$)に配列した合計13種類である.

実験状態については, 上下揺振幅 z_a を 25~125 mm の間で 25 mm づつ変化させ, それぞれの振幅において, 動揺周期を 0.7~4.5 秒の間で 6~12 種類変化させている.

実験の解析方法を以下に示す. 上下揺変位を

$$z = z_a \sin \omega t \quad (1)$$

とおくと, 上下揺速度 $U(t)$ は

$$U(t) = \omega z_a \cos \omega t \quad (2)$$

となる. ここで z_a は上下揺振幅, ω は円振動数である. この時, 検力計で測定される変動力 $F(t)$ を次式で表す.

$$F(t) = -\frac{W}{g} \ddot{z} + F_i(t) + F_R(t) \quad (3)$$

ただし, W は取り付け枠を含む供試模型の重量, g は重力の加速度, $F_i(t)$ は付加質量力 $F_i(t)$ と抗力 $F_D(t)$ とからなる力, $F_R(t)$ は高次の流体力である. 本実験における供試平板の没水深度は 1 m で十分に大きくとっているため造波による力は無視できる. したがって, 流体力 $F_i(t)$ は Sarpkaya²⁾ の表示にならって次式で表わす.

$$F_i(t) = F_i(t) + F_D(t) = -\frac{\pi}{4} \rho C_a S B \frac{dU(t)}{dt} - \frac{1}{2} \rho C_a S U(t) |U(t)| \quad (4)$$

ただし, C_a : 付加質量係数, C_d : 抗力係数, B : 平板の幅, ρ : 流体密度, S : スリット幅あるいは穴面積を含む平板の全面積 ($=B^2$) である.

(2) 式を (4) 式に代入し, 両辺を $\frac{1}{2} \rho \omega^2 z_a^2 B^2$ で無次元化を行うと

$$\begin{aligned} F_f(t) / \frac{1}{2} \rho \omega^2 z_a^2 B^2 &= \frac{\pi}{2} C_a \frac{B}{z_a} \sin \omega t - C_d \cos \omega t |\cos \omega t| \\ &= \frac{\pi}{2} C_a \frac{B}{z_a} \sin \omega t - C_d \left(\frac{8}{3\pi} \cos \omega t + \frac{8}{15\pi} \cos 3\omega t + \dots \right) \end{aligned} \quad (5)$$

となる. 一方, 計測された変動力 $F(t)$ をフーリエ級数に展開すると,

$$\begin{aligned} F(t) &= \hat{A}_0 + \hat{A}_1 \sin \omega t + \hat{A}_2 \sin 2\omega t + \dots \\ &\quad + \hat{B}_1 \cos \omega t + \hat{B}_2 \cos 2\omega t + \dots \\ &= \omega^2 z_a \frac{W}{g} \sin \omega t + F_f(t) + F_R(t) \end{aligned} \quad (6)$$

となる. (5) 式を (6) 式に代入し比較すると, C_a および C_d は次より求めることが出来る.

$$C_a = \left(\frac{\hat{A}_1}{\omega^2 z_a} - \frac{W}{g} \right) \frac{4}{\rho \pi B^3} \quad (7)$$

$$C_d = - \frac{3\pi \hat{B}_1}{4\rho \omega^2 z_a^2 B^2} \quad (8)$$

計測結果は全てデータレコーダに集録した後, 3 周期分のデータを A/D 変換し, 先の解析法に従った. なお, サンプリング周波数は全て 100 Hz である. 解析結果は, 動揺周波数 $\left(\frac{\omega^2 B}{g} \right)$, レイノルズ数 $\left(\frac{U_{\max} B}{\nu} \right)$ および Keulegan-Carpenter number (以後, これを KC 数と呼ぶ) ($U_{\max} \cdot T/B$) を横軸にしてそれぞれについて整理した.

3. 実験結果および考察

3.1. 2次元平板の場合

まず, C_a , C_d に対する動揺周波数およびレイノルズ数の影響を調べた結果の一例を図 3~6 に示す. C_a および C_d に対する動揺周波数の影響は小さく, 従来から言われているように³⁾⁵⁾⁷⁾ C_a , C_d は共にほぼ一定値をとっている (図 3, 4). 同じ結果に対するレイノルズ数の影響を図 5, 6 に示す. レイノルズ数 10^5 以下において, C_a および C_d は僅かに減少しており, レイノルズ数に対する依存性を示している. これに関して, Shin & Buchanan の実験³⁾ ではレイノルズ数が 250 以上では一定値をとっている. これは, 本研究の KC 数は 0.3~1.5 であり Shin & Buchanan の KC 数 2~20 よりずっと小さいために, 発生直後の渦が十分に発達していないためである⁷⁾. 同じような傾向が小寺山の没水円盤の場合にも見られる⁹⁾. 他のスリット幅の平板についても同様の傾向が見られる.

C_a および C_d の動揺周波数, レイノルズ数に対する依存性は小さいので, これを一定とみなして KC 数を横軸にとって整理した結果を図 7, 8 に示す. C_a および C_d は KC 数に依存していることがよく分かる. C_a は KC 数が大きくなるにつれて増加し, さらにスリット幅 (s/B) が大きくなると減少

している。また、平板端部にエッジを取り付けることによって、付加質量は増大することが明らかとなった(図7)。図中の実線は、Graham が示した単独平板に関する理論式である¹⁴⁾。本実験値は低 KC 数領域で理論値よりも小さくなっており、田中他の実験値⁷⁾と大略一致している。そこで、本実験値をもとにして、スリット幅およびエッジの大きさをも考慮した実験式を次のように表した。

$$C_a = 0.78 - 2.5 s/B + 3.0 e/B + 0.37 KC^{2/3} \quad (9)$$

本実験式の値を点線で図中に示す。図から明らかなように、本実験式は実験点をうまく表示している。

図8は抗力係数 C_d に対する KC 数の影響を示したものである。スリット無しの単独平板の値は Graham の式¹⁴⁾と大略一致している。スリットが存在すると、低 KC 数領域において、 C_d はスリッ

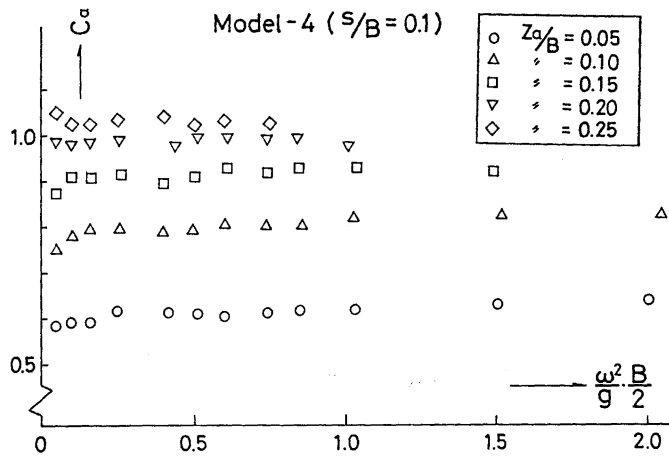


図3 付加質量係数に対する動揺周波数影響

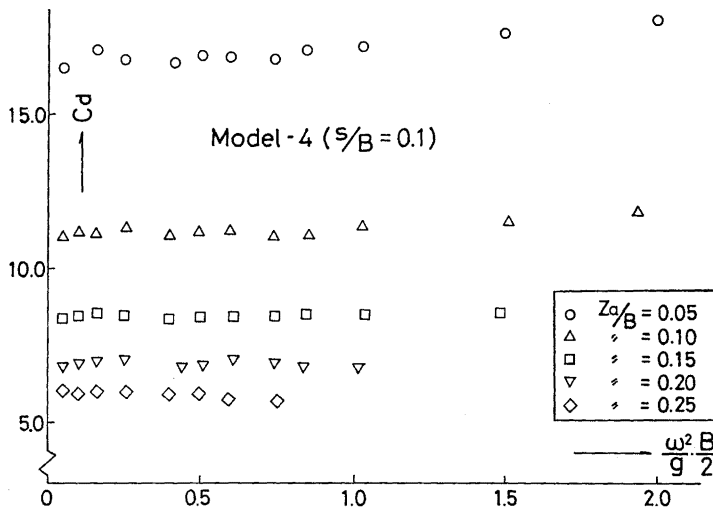


図4 抗力係数に対する動揺周波数影響

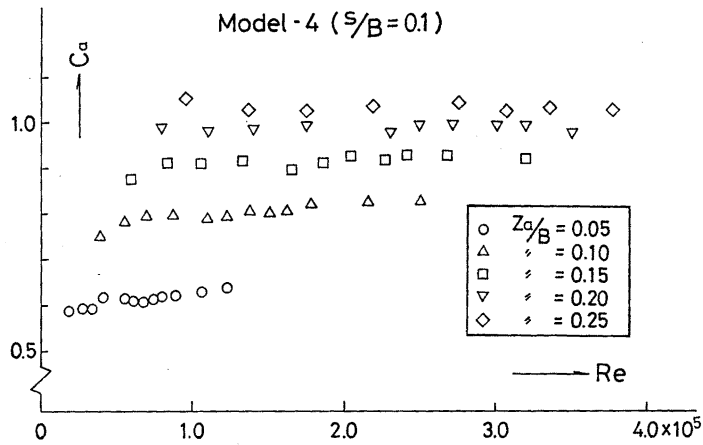


図 5 付加質量係数に対するレイノルズ数影響

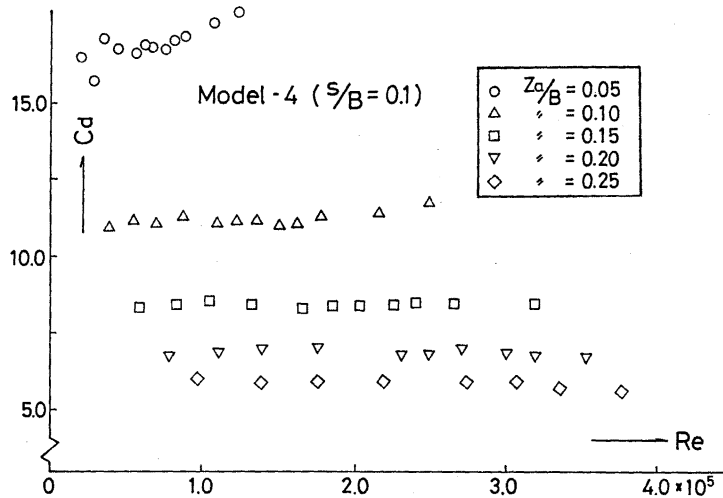


図 6 抗力係数に対するレイノルズ数影響

ト幅 $s/B=0.05, 0.1$ までは増加し、さらにスリット幅が大きくなると単独平板の値に近づいている。また、高 KC 数領域における C_d はスリット幅の大小に関係なく単独平板の値に近づいている。後者は、高 KC 数において発生渦が十分に発達した結果、物体形状には依存性が小さくなったためと推察される。次に、単独平板の端部にエッジを設けると、全 KC 数にわたって抗力係数 C_d が減少している。これは、エッジがあたかも断面縦横比を増加させたような働きをしているためである。

図 9 は抗力係数 C_d に対してスリット幅の影響を示したものである。図から明らかなように、低 KC 数において、 C_d は $s/B=0.075$ 近傍で最大となり、その値は単独平板の値の 1.5 倍にもなっている。従って、動揺を減衰させるためには、単独平板よりもスリットを設けた平板の方が有利であることが判

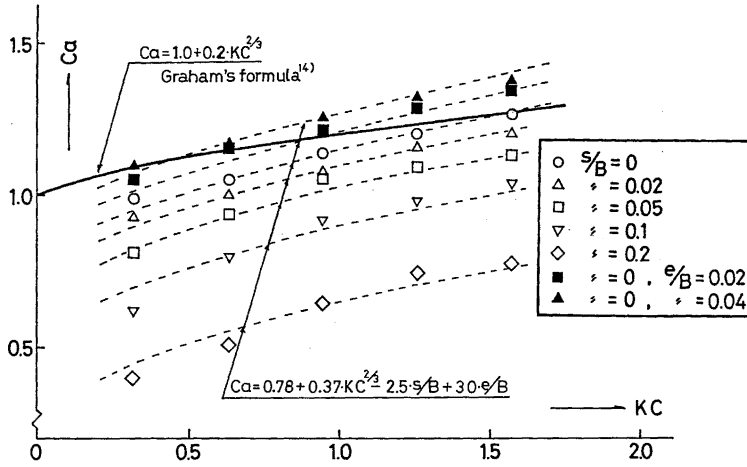


図 7 付加質量係数に対するスリット幅およびエッジの影響

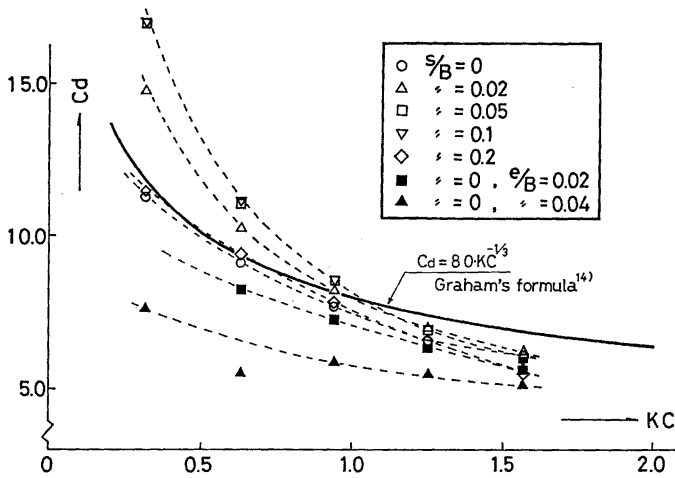


図 8 抗力係数に対するスリット幅およびエッジの影響

明した。

次に、スリットをはさむ2枚の平板のうちの1枚の平板の各係数 C_a , C_d をそれぞれ C'_a , C'_d とおく。

また、単独平板の C_a , C_d をそれぞれ C_{a0} , C_{d0} と表わすと、

$$C'_a = \frac{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{4} \rho C_a \pi S B \right)}{\frac{1}{4} \rho \pi S' \frac{1}{2} (B-s)} = \frac{B^2 \cdot B \cdot C_a}{\frac{1}{2} (B-s) B (B-s)} = \frac{2C_a}{(1-s/B)^2}$$

$$\therefore \frac{C'_a}{C_{a0}} = \frac{2C_a}{C_{a0}(1-s/B)^2} \quad (10)$$

ただし、 $S = B \times B$, $S' = B \times (B-s)/2$, s : スリット幅, となる。同様にして、

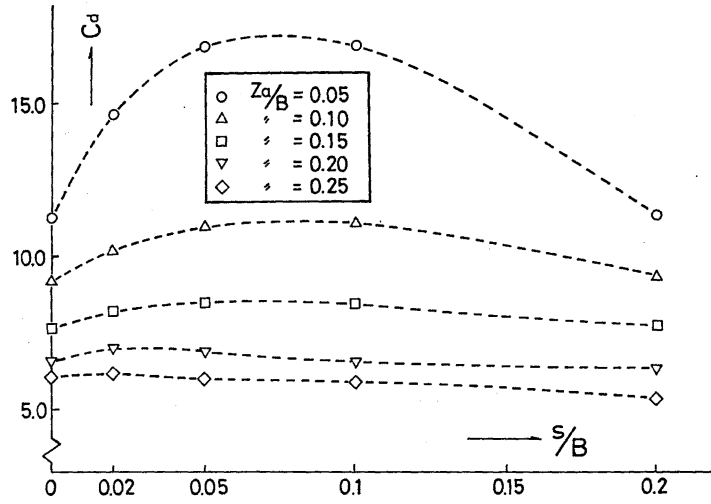


図 9 抗力係数に対するスリット幅の影響

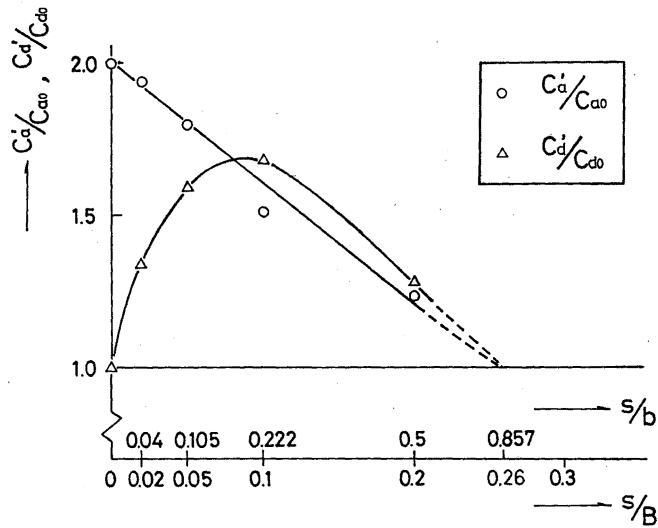


図 10 平板 1 枚当りの付加質量係数および抗力係数

$$C_d' = \frac{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} \rho S \cdot C_d \right)}{\frac{1}{2} \rho S'} = \frac{\frac{1}{2} B^2 C_d}{\frac{1}{2} B(B-s)} = \frac{C_d}{(1-s/B)}$$

$$\therefore \frac{C_d'}{C_{d0}} = \frac{C_d}{C_{d0}(1-s/B)} \quad (11)$$

となる。(10) 式および (11) 式による値を図 10 に示す。1 枚当りの平板の付加質量はスリットが小さくなるにつれて増加し、その極限で単独平板の値の 2 倍となっている。他方、抗力係数は $s/B=0.09$

近傍で最大となっている。 C_d' , C_d'' の実験値を外挿して、スリット平板の流体力に対して、スリットの影響が無視できる点を推察すると、 $s/B=0.26$ ($s/b=0.857$) 以上であると推察される。

3.2. 3次元平板の場合

先の2次元スリット平板の実験において、スリット幅比 $s/B=0.075$ 付近で抗力係数が最大となることが判明した。この影響が丸穴を配列した3次元平板においても現れるのか、表3に示すように、穴の総面積が平板面積の7.5%となるように穴の直径および配置を決定した。さらに表2に示すようにこれを中心に穴の総面積を0~15%の4種類、穴の配列をそれぞれ3種類変化させた合計13枚の平板について実験を行った。

付加質量係数 C_a および抗力係数 C_d に対する動揺周波数およびレイノルズ数の影響を調べた結果の一例を図11~図14に示す。これは平板 M-4075 の結果であるが、ここに示した流体力係数の傾向は

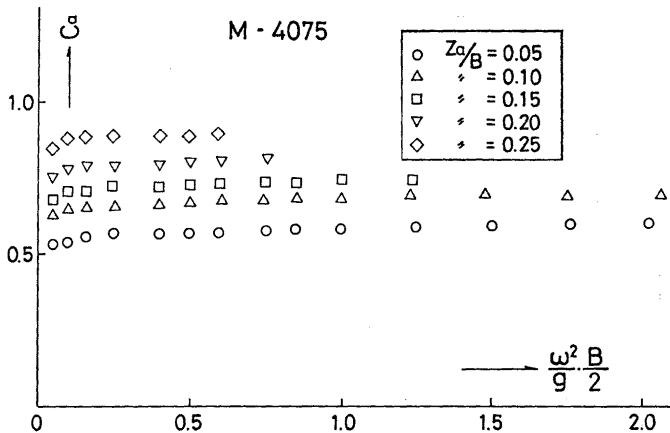


図 11 付加質量係数に対する動揺周波数影響

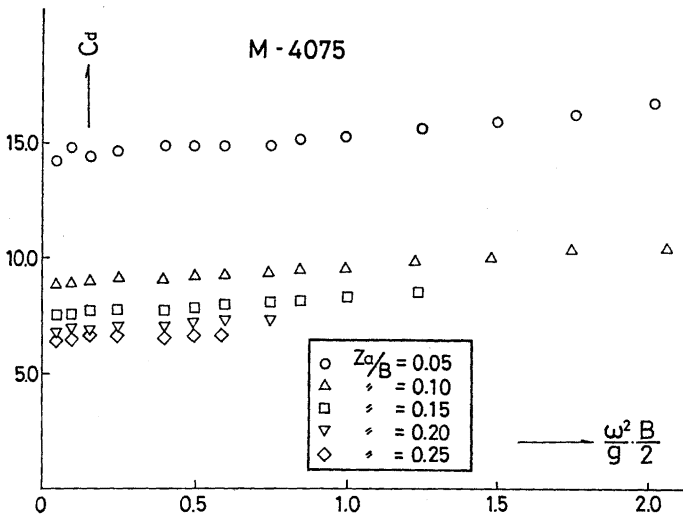


図 12 抗力係数に対する動揺周波数影響

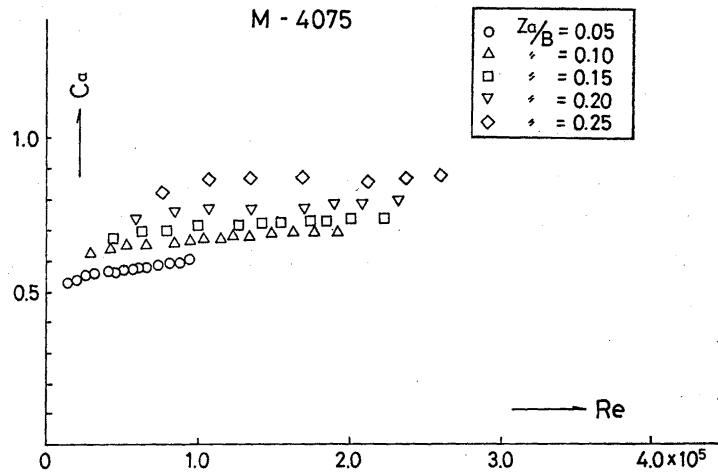


図13 付加質量係数に対するレイノルズ数影響

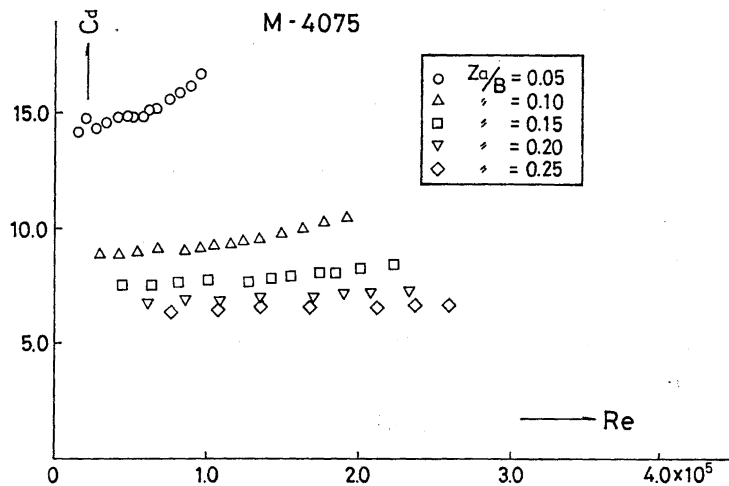


図 14 抗力係数に対するレイノルズ数影響

他の 11 枚の有孔平板の傾向と大略同じである。 C_a , C_d に対する動揺周波数の影響は 2 次元平板の場合と同様に顕著でない。 しかしながら図 13, 14 に見られるように、レイノルズ数の影響は 2 次元の場合よりも顕著にしかも 2×10^5 と高レイノルズ数まで現れている。

図15, 16 は 13 枚の平板の C_a , C_d をそれぞれ KC 数を横軸にとって示したものである。 C_a および C_d は KC 数に大きく依存していることがよく分かる。 C_a は穴の総面積が大きくなるにつれて減少し、 KC 数が大きくなると共に増加している。 ここで興味あることは、穴の総面積が一定ならば、丸穴の直径および配列の状態にはほとんど影響していない。 小寺山の没水円盤の実験では、穴をあけても付加質量は変化しないと述べているので、本実験結果とは異った傾向を示している。 しかし、彼の実験において、穴をあけることによって抗力係数が増加していることは、穴から水が流出し渦の放出が行われたは

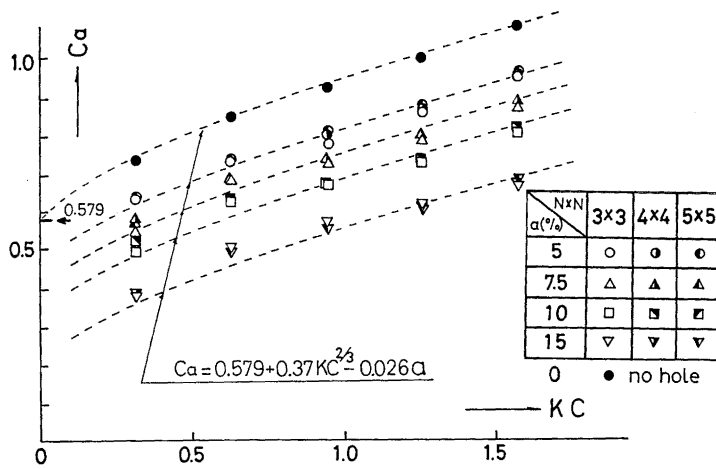


図 15 付加質量係数に対する穴の総面積および配置の影響

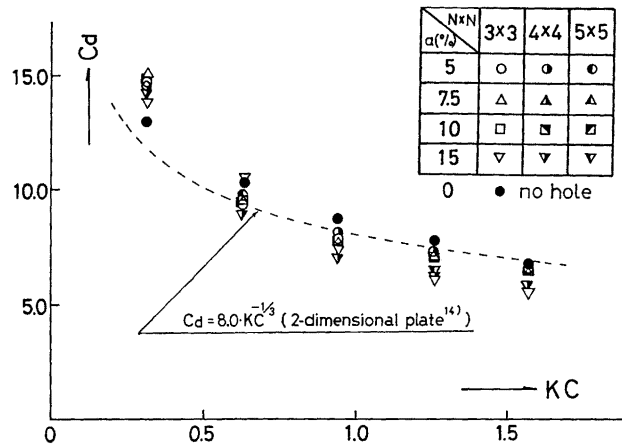


図 16 抗力係数に対する穴の総面積および配置の影響

ずであるから、 C_a は穴の存在により減少するのが正しいと思われる。

本実験結果をもとにして、穴の総面積をも考慮した C_a に関する実験式は次のように表される。

$$C_a = 0.579 + 0.37 KC^{2/3} - 0.026a \quad (12)$$

ただし、 a ：平板に対する穴の総面積の百分率。

(12) 式の値を図中に点線で示す。本実験式は全ての実験結果をうまく説明している。また、穴がない単独平板の C_a は、 KC 数が非常に小さいところで無限流体中のポテンシャル計算値¹⁵⁾（図中に矢印と数値を示す）に近づく傾向にあり、(12) 式はそれをも満足している。

図 16 は 13 枚の平板の抗力係数 C_d を示している。図中の点線は Graham の求めた 2 次元単独平板の理論値¹⁴⁾ である。3 次元単独平板の値は 2 次元単独平板の値より僅かに高いようである。 C_d に対す

る穴の直径および配列の影響は、2次元スリット平板の場合ほど顕著でない。 C_d は KC 数が大きくなるにつれて減少している。図 17 は平板の面積に対する穴の総面積の百分率 a を横軸にとって、図 16 の値を書きなおしたものである。動揺振幅比 $z_a/B=0.05$ と非常に小さい時に、2次元スリット平板の場合と同様に、 $a=7.5\sim 10\%$ 付近で C_d は最大となるが、2次元スリット平板の最大値ほど大きくなく、顕著に現れていない。動揺振幅比が更に大きくなる ($z_a/B \geq 0.1$) と、 C_d は極大値をもたず、穴面積比 a が大きくなるにつれて僅かに減少している。

図 18 は、動揺振幅比 $z_a/B=0.05$ の時の C_d を穴なし単独平板の抗力係数 C_{d0} で除して、 d/l (d : 穴の直径, l : 穴の間隔, 図 2 参照) を横軸にとって整理したものである。図より明らかなように、3次元有孔平板の抗力係数 C_d は $d/l=0.62$ 付近で最大値をとっている。この結果および図 17 より、3次元有孔平板の抗力係数 C_d は、穴面積比 $a=10\%$, $d/l=0.62$ となるような丸穴を配列した時に最大

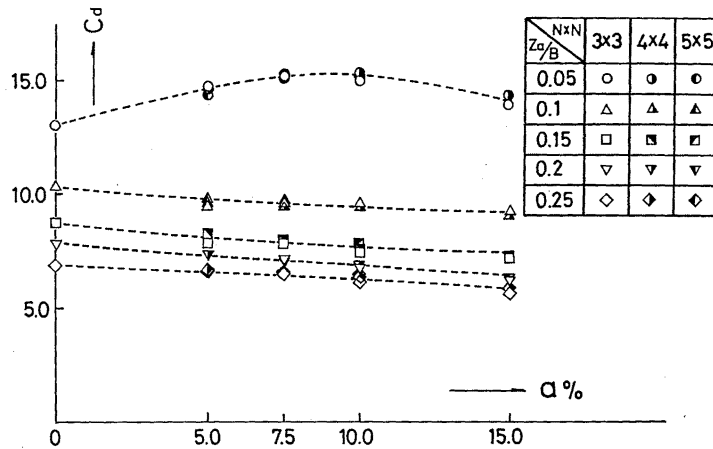


図 17 抗力係数に対する穴の総面積および配置の影響

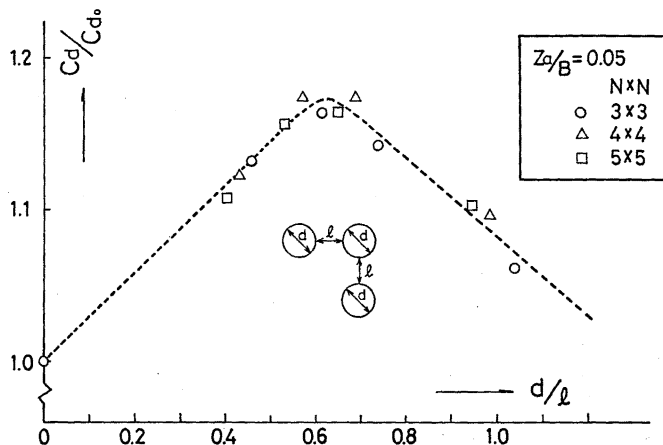


図 18 抗力係数に対する丸穴の直径および配置間隔の影響

となることが明らかとなった。

3.3. 高次流体力

(3) 式で定義された高次流体力 F_R がどの程度の大きさであるかを、1次の流体力 F_1 との比で表す。高次流体力 F_R は(6)式のフーリエ展開により次式で表される。

$$F_R = F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + \dots$$

$$= \sum_{j=2}^{\infty} F_j \quad (13)$$

すなわち、 F_j は基本周波数 j 倍の周波数成分の流体力である。本論では、平板の抗力係数が最大値をとる2次元スリット平板 Model-4 ($s/B=0.1$) および3次元有孔平板 M-4075 の高次流体力 $|F_2/F_1|$, $|F_3/F_1|$ の結果を図19, 20に示す。

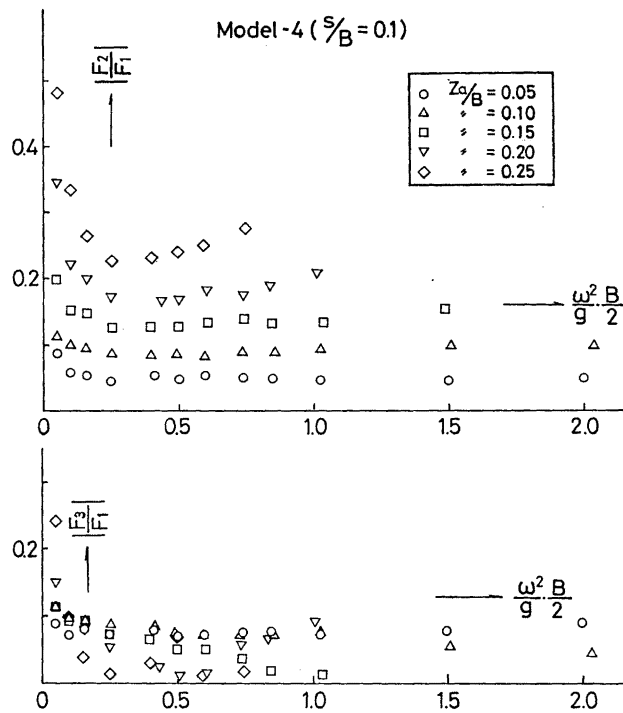


図 19 2次元スリット平板の高次流体力 $|F_2/F_1|$, $|F_3/F_1|$

2次元スリット平板の場合、動揺振幅が大きくなるにつれて、2次の流体力が3次の流体力よりも大きくなり1次流体力の2割にも達している(図19)。これに対し、3次元有孔平板の場合、逆に3次の流体力が2次の流体力よりも大きくなってはいるが、せいぜい1次流体力の1割弱(図20)であり、2次元スリット平板の3次流体力と同程度である。式(5)によると、3次の流体力は抗力の非線形性から生じるが、2次の流体力は抗力の非線形性からは生じない。従って、本論のように2次元スリット平板

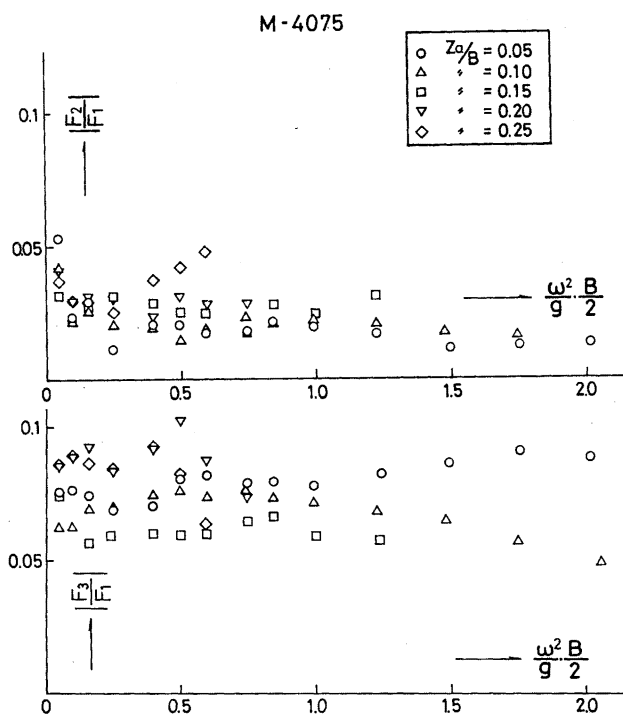


図 20 3次元有孔平板の高次流体力 $|F_2/F_1|$, $|F_3/F_1|$

の2次の流体力がこのように大きくなることは、なんの要因によるものか今後究明する必要がある。

4. 結 言

2次元スリット平板および3次元有孔平板に働く粘性流体力を計測し、付加質量係数および抗力係数におよぼすスリット幅、穴の直径および配列の影響について実験的に調べた。この結果得られた結論は次の通りである。

- (1) 低 KC 数における抗力係数は、2次元平板ではスリット幅比 7.5% で、3次元平板では穴面積比 10%、穴直径、配列間隔比 $d/l=0.62$ で、それぞれ最大となる。
- (2) 2次元スリット平板の抗力係数の最大値は、3次元有孔平板のそれよりも大きく、抗力を大きくするためには、丸穴の配列よりもスリットを設ける方が有利である。更にこれらの値は、単独平板の値よりも大きく、動揺振幅が大きくなっても同等の抗力係数を有しているため、重量削減の見地から単独平板よりも有利である。
- (3) 2次元スリット平板および3次元有孔平板の付加質量係数を求める実験式を誘導した。付加質量はスリットあるいは穴を設けることによって、単独平板の値よりも小さくなる。また、丸穴の直径および配列よりも穴の総面積に大きく依存する。
- (4) 平板にエッジを取り付けると、付加質量係数は増加し、抗力係数は減少する。したがって、平

板にエッジおよびスリットあるいは穴を適当に配することによって、流体力を制御することが可能である。

本研究は、九州大学応用力学研究所、故田才福造教授と生前に盃をかたむけながら討論していた折に示唆を受けたものである。ここに心から感謝の意を表すると共に、今は亡き先生の御冥福をお祈り致します。また、広島大学工学部の中村一郎教授には種々の有益なる御討論を頂きました。心より感謝致します。

最後に、本研究の一部を卒業研究として実施した広川陽君（現在、D.N.V.）ならびに望岡保雄君（現在、広島大学大学院）に感謝します。本研究の一部は文部省科学研究費補助金を受けたことを付記する。

参 考 文 献

- 1) Keulegan, G. H. & Carpenter, L. H.: Forces on cylinders and plates in a oscillating fluid, J. Res. Nat. Bur. Standard, LX, No. 5 (1958).
- 2) Sarpkaya, T.: Forces on cylinders and spheres in a sinusoidally oscillating fluid, J. App. Mechs. ASME (1975).
- 3) Shin, C. C. and Buchanan, H. J.: The drag on oscillating flat plates in liquid at low Reynolds numbers, J. Fluid Mech. (1971).
- 4) Bearman, P. W., Graham, J. M. R. & Singh, S.: Forces on Cylinders in Harmonically Oscillating Flow, Mechanics of Wave-Induced Forces on Cylinders, Pitman Advanced Publishing (1979).
- 5) 小寺山 亘, 田代昭正: 水平没水円柱に加わる波力について, 日本造船学会論文集, 第 143 号, (1978).
- 6) 工藤君明, 木下 篤, 仲渡道夫: 振動する矩形柱に働く流体力に関する実験的研究, 関西造船協会誌, 第 177 号 (1980).
- 7) 田中紀男, 池田良穂, 姫野洋司, 福富 廉: 振動する二次元柱体に働く粘性流体力の計測, 関西造船協会誌, 第 179 号 (1980).
- 8) 田才福造他: 海上実験による海洋観測ステーションの開発研究 (第 1 報), 九州大学応用力学研究所報, 第 46 号 (1977).
- 9) 小寺山 亘: 動揺する没水円盤に働く流体力について, 九州大学応用力学研究所報, 第 45 号 (1976).
- 10) Brebbia, C. A. & Walker, S.: Dynamic Analysis of Offshore Structure, Newnes-Butterworths (1979).
- 11) 西牧 興, 原 洋一, 堀 徹, 木下正昭: 長大油そうにおける荷油の運動および制水隔壁の効果に関する研究 (第 2 報, 制水隔壁の効果), 造船協会論文集, 第 121 号 (1967).
- 12) 林 正徳, 桜井 晃, 大屋裕二: 流れに垂直な二次元スリット平板の後流特性, 九州大学工学集報, 第 53 巻, 第 2 号 (1980).
- 13) 林 正徳, 桜井 晃, 大屋裕二: 流れに垂直に置かれた並列 2 平板の後流干渉, 九州大学工学集報, 第 54 巻, 第 2 号 (1981).
- 14) Graham, J. M. R.: Forces on Cylindrical Bodies in Oscillatory Flow at Low

Keulegan-Carpenter Numbers, Mechanics of Wave-Induced Forces on Cylinders, Pitman Advanced Publishing (1979).

- 15) Meyerhoff, W. K.: Added Masses of Thin Rectangular Plates Calculated from Potential Theory, J. Ship Research, Vol. 14 (1970).

(昭和 57 年 5 月 31 日 受理)