

# 太陽光利用洋上水素製造・輸送計画の調査研究

(第1報：筏の構造と流力特性)

遠藤久芳\*・菅 信\*\*・大松重雄\*\*  
山川賢次\*\*\*・菅 進\*\*\*\*・渡辺健次\*\*\*\*\*

## Feasibility Study on a Project for Hydrogen Production by Solar Energy at Sea and for Its Transport

(1st Report: Study on the Structural and Hydrodynamical  
Properties of the Raft)

By

Hisayoshi ENDO, Makoto KAN, Shigeo OHMATSU,  
Kenji YAMAKAWA, Susumu KAN and Kenji WATANABE

### Abstract

The study had been started from the review<sup>19)</sup> of "Plan of Ocean Raft System for Hydrogen Economy"<sup>21)</sup> which was proposed by Ohta<sup>1)</sup> and Veziroglu in 1977. The project was for hydrogen production with solar energy on a huge raft floating on the South Pacific Ocean and for transport of liquefied hydrogen.

Since their raft system was found to have some fatal defects in hydrodynamical and structural characteristics, an alternative plan of new raft system was proposed in which those defects are improved.

In these papers (three reports will continue after this), authors carried out the feasibility study on the total plan only from technical view point. Economical view point was excluded here.

In the first report, a new raft system is proposed as an alternative one. After natural condition such as wave, current and wind of the concerned area (8°S, 138°W) was surveyed, environmental force was estimated and the behavior of the raft was investigated both analytically and experimentally. Detail design of each structural members was conducted under consideration of the structural response for the load mentioned.

The new raft system proved to be efficient for collecting solar energy and to be superior in hydrodynamical and structural characteristics.

### 目 次

1. はじめに.....	14	3. 当該海域の気象・海象.....	16
2. 船研式集光筏の提案.....	15	3.1 風 速.....	17
2.1 新集光方式の特徴.....	16	(1) 平均風速.....	17
2.2 集光筏の上部構造と円柱浮体の特徴.....	16	(2) 制御最大風速.....	17
(1) 上部構造.....	16	3.2 海 流.....	17
(2) 円柱浮体.....	16	3.3 波 高.....	18
		4. 筏が受ける風の力.....	19
		4.1 筏模型による風洞実験.....	19
		4.2 太陽追尾中に受ける風の力.....	20

---

\* 船体構造部                    \*\* 運動性能部  
\*\*\* 海洋開発工学部            \*\*\*\* 機関開発部  
\*\*\*\*\* 共通工学部

5. 筏の安定性と円柱浮体群の流力特性	21
5.1 121 本脚筏の安定性	21
5.2 円柱群の附加質量	22
5.3 波浪外力の簡易計算	22
5.4 海流力	26
6. 筏の試設計と構造強度上の特徴	27
6.1 集光装置とその支持構造	27
6.1.1 集光鏡の構造	27
6.1.2 上縦桁と支持柱	28
6.2 上部構造	28
6.2.1 波浪外力による桁の負荷	28
(1) 各円柱浮体に作用する流体力の評価	29
(2) 設計波	29
(3) 設計波中の桁の部材変動力	30

## 1. はじめに

エネルギー源の確保は、現在はもちろん将来にわたって、常に重要なひとつの課題であり続けるであろう。

そして、現在の石油にかわる新しいエネルギー源の開発と研究が、さまざまな方向で試みられている。その方向のひとつに太陽エネルギーの利用があり、これが補助的エネルギーとして充分実用に堪えることは明らかであるが、主要なエネルギーとしての位置を占めるには、さらに基礎から実用にいたるまでの各段階での調査・研究の積み重ねが必要となっている。

主要なエネルギー源となることをめざして、世界各国で太陽熱テストプラントの建設と運転が進められている。これらはすべて陸上に設置されているが、もし、国土の狭少なわが国で大規模な太陽熱プラントを建設しようとするならば、広大な土地を必要とする陸上よりも洋上の方が適当と考えられる。

しかし、洋上のプラントはまだ素案の段階にあり、その一例として、南太平洋上に巨大な筏を浮かべ太陽熱を集めて発電し、液体水素を製造して消費地に運ぶという計画が、横浜国大<sup>1)</sup>とマイアミ大<sup>2)</sup>により数年前に発表され現在も検討されているにすぎない。

この計画によれば、日射量ももっとも多く、晴天率の高い南緯 8° 西経 138° を中心とする海域に、1km 四方の筏を多数浮かべ、筏の上に並べた放物柱面鏡を用いて集光する。筏は 1 ないし 5 ケ所で海面上 50m の高さに支えられ、太陽を追尾してゆっくり回転する。集められた太陽熱は NaCl と MgCl<sub>2</sub> の混合熔融塩を

6.2.2 格子桁の寸法と部材応力	31
6.3 円柱浮体の構造	13
6.4 外力による反射鏡・集熱部の変形	32
6.4.1 波浪による変形	32
6.4.2 熱変形	32
6.4.3 その他	32
6.5 原案の筏との比較検討	32
7. あとがき	33
8. 参考文献	33
付録 1. 原案による集光筏の特徴	34
1.1 筏の構造の検討	34
1.2 筏の安定性の検討	35
付録 2. 円柱群の附加質量	37

用いて蓄熱槽にたくわえられる。この熱により蒸気タービン発電をおこない、海水を電気分解し、水素を液化化する。

48 基の筏を浮かべれば、1日 600 トンの液体水素が生産可能である。この計画案を「原案」とよんでおく。

この計画を達成するのに必要な構成要素であるところの、海洋構造物としての筏や、生産された水素を輸送するタンカーは、船舶技術研究所における研究対象に属する。また、エネルギー源開発という課題の重要性からいっても、この計画を検討する必要性は高いと考えられる。そこで、所内共同研究グループを作り、これを検討し、原案のままでは、とくに構造・安定性の面で実現不可能との結論を得た。しかし、原案にある集光から水素製造までの各段階での方式と、それらの組合せを変えることによる代案を否定するものでなく、これらについて実証的な検討を重ねる必要ありと判断し、54 年度から 2 年間にわたり、所内共同研究として、ひとつの代案の技術的可能性について調査研究をおこなった結果を、ここに報告する。

ところで、すでに陸上のプラントについて、各種の課題に対する検討がおこなわれているので、こと新しく検討を加える余地はないようにみえる。しかし、本計画の場合、陸上でテスト済みのプラントをそのまま筏に積載すればよいというものではなく、洋上での集光発電にともなう新しい問題がいろいろ生ずる。

それにはどういふものがあるかという、まず、筏自体が洋上において海流・風・波などによる種々の力を受ける中で、集光から液体水素製造までのプラント機能を維持するために充分な構造強度を持ち得るか、

ということである。これに関しては、全報告を4つの部分に分けたひとつ「第1報 筏の構造と流力特性」において論じる。次に、筏全体が太陽を追尾しながら洋上で回転するという、従来陸上では考えられなかったような方式をとったことである。これにともなう光学的諸問題を「第2報 太陽追尾と光学系」でとりあつかう。さらに、この筏の回転にともなう運動力学上の問題、すなわち、風・海流などの諸外力の中で、筏の方向を十分な精度でもって太陽の方向に保持できるか、また、それらの外力の変動に対して筏がどのように応答し、さらに大きく乱されることのないように筏の回転運動を制御できるか、などの問題が生ずる。これらについては「第3報 筏の位置と方向の保持」において検討する。最後に、海塩による反射鏡面の汚染とそれにもなう効率低下、筏の存在が海洋環境に与える影響、さらに生産された液体水素をタンカーによって輸送することの可能性、などの諸問題がある。これらの検討に加えて、第1報から第3報までの結果をふまえた、計画の技術的可能性に関する考察を、「第4報 技術的可能性と環境問題」においておこなう。

以上、全報告の概要と構成について述べたのであるが、この「第1報 筏の構造と流力特性」の内容を示すと、まず原案の1本脚および5本脚筏の強度・安定性上の問題点（付録1参照）を改善した121本脚筏を付案として取り上げる。筏の構造はその目的からいって、単に強度だけでなく、精度のよい集光を保証するものでなければならない。この観点から集光鏡として放物柱面の中心線の片側のみからなるものを用い、受熱部と鏡の支持を同一構造部材でかねさせ、多くの円柱浮体をもつ「船研式集光筏」というべきものを提案する。この筏を原案の8°S138°Wの南太平洋上に浮かべたとき受ける諸力を検討するため、南太平洋の気

象・海象の調査をおこなう。これらの力の具体的想定のために、風洞実験による風力測定や、円柱浮体群にたいする波浪外力・付加質量・海流力などの理論的考察をおこなう。

以上の結果をふまえ、とくに波強制力による負荷を考慮しつつ筏構造の細部設計をおこなう。

また、この構造の場合、外力が集光精度にどの程度影響するかを知るために各部の変形の見積りをおこなう。そして、これが集光を目的とする海洋構造物として実現可能と結論する。

以下の章において詳しく述べることとする。

## 2. 船研式集光筏の提案

付録1において明らかにされているように、米国のMiami大学を中心として作成された原案<sup>2),1)</sup>に示されている集光筏は、構造強度上ならびに流力特性上からも実現困難である。そこで、代案として原案の欠点を改善した集光筏を新に試設計した。試設計に当り、筏の諸元のうち「筏の広さ(1km×1km)」、「集光面の海面上の高さ(50m)」、「放物柱面鏡の幅(100m)」については、原案のものに一応の合理性があると考えられたのでそのままとした。

今回の試設計においては、流力特性上・構造強度上、最適設計を目差したものではないが、原案に対する検討結果を参考にして海洋構造物として一応実現可能と思われる図-2.1のような構造様式を取り上げた。また、大規模な洋上太陽熱集光にとってより合理的な反射鏡・集熱部方式を新に考案した。この新集光方式と試設計された筏を総称して「船研式集光筏」と称することにする。

本章では船研式集光筏の概要について説明する。さらに、第3章以後においてはこの船研式集光筏を対象として、気象・海象などの外力条件やそれらの外力に対

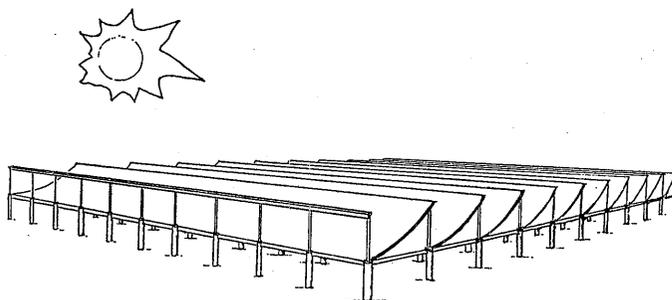


図-2.1 船研式集光筏(121本脚)の概念図

する応答について検討した結果とそれらを考慮して決定された各部材の寸法などについて詳細に報告する。

### 2.1 新集光方式の特徴

洋上で太陽の方向を追尾回転し、太陽光を多数の放物柱面鏡によって反射し、放物柱面の焦線の位置におかれた集熱管に集めるという集光方式をより合理的に行うために、図-2.2 に示す装置を考案した。この新

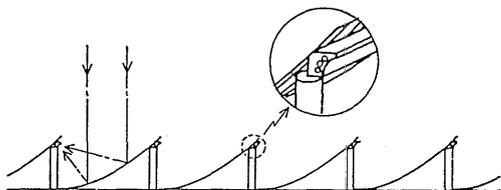


図-2.2 片放物柱面鏡式太陽熱集光装置

方式については、著者の1人により「片放物柱面鏡式太陽熱集光装置」の名称で特許出願がなされた（特許出願番号 56-1783345）。

従来考えられてきた放物柱面鏡による集光においては、鏡体の支持と焦線におかれた集熱管の支柱が別構造であるため、高精度を必要とする集熱管の位置保持に特別な考慮を払わねばならず、また鏡の上方に位置する集熱管が太陽光の一部を遮へいするという欠点があった。

新方式においては、以上の欠点を改善することを目的とした。以下にその特徴を記す。放物柱面を頂線で切断した片側のみを反射鏡として用い、その反射鏡は隣接する反射鏡の集熱管の上部まで延長されている。その結果、集熱管は隣接する反射鏡の直下に設置できるために、太陽光を遮へいすることは無い。本方式によれば、原案の放物柱面鏡にくらべて10%弱の集光量の増大が見込まれる。また、集熱管と反射鏡を同一支柱で支持することができるので、構造の簡単化と部材数の節約をはかることが可能である。

### 2.2 集光筏の上部構造と円柱浮体の特徴

付録1の検討結果から、本報で対象としているような海洋構造物としては、安全上また保守管理上単純な構造物を多数寄せ集めた平面的に一樣な様式が適していることが分かる。そこで、今回の試設計では、プロトタイプであることから極めて単純な構造様式と浮体形状を採用することにした。

#### (1) 上部構造

船研式集光筏全体の概念を 図-2.1 に、部分詳細を

図-6.2 に示した。筏の主要構造部としては格子状の桁材を用い、各桁材は100mごとに格子の交差点で円柱浮体により支持されているものとする。格子状の桁材は筏の主要強度部材であると共に、縦桁(L. GIRD)上には反射鏡が載せられている。桁材のスパン100mは反射鏡の幅と一致させ、構造を単純化した。縦桁の上方には支持柱Pを介して小さな上縦桁(U. GIRD)があり、この上縦桁は反射鏡と集熱管(FOCAL BOILER)を支持している。

鏡体は縦桁と上縦桁の上に単純支持の状態で置かれているだけであるとした。こうすれば、鏡は強度部材から切り離され、構造的に単純化される上に、外力が強度部材から鏡に伝達されない。

各部材の詳細寸法と構造強度上の特性については第6章に示した。

#### (2) 円柱浮体

1km四方の筏の100mごとの格子点に円柱浮体を配置すると筏1基当り121本の円柱脚が必要となる。原案の筏と対比して、この筏を「121本脚筏」と称する。波浪外力に対する応答に一番大きな影響を及ぼすのは円柱浮体の間隔と形状であるが、本報では、構造物としての単純化を目差すと共に、載貨重量が極めて小さい事を考慮して円柱浮体の間隔を決め、第5章における流体力学特性の検討結果から形状寸法を決定した。

円柱浮体の形状として、図-6.6 に示すような次の3種類を取り上げて比較検討した。

A型……フーチング付き円柱

B型……フーチング無し単一円柱

A'型……波長200mで波無しとなるA型の改良型

## 3. 当該海域の気象・海象

プラント設計の基礎資料の一つとして、プラント設置海域の自然環境の把握は欠くことができない。まず原案<sup>1),2)</sup>の対象海域である南太平洋の平均的気象・海象を文献により調査した結果を表-3.1にまとめて示す。

表-3.1を概観すると当該海域は、東からの海流、東からの風、東からの波浪が安定し、晴天率、太陽熱流入の優れた海域であるということがいえる。

しかしながら構造物の設計には気象要素の平均値と同時にそれらの変動量も重要なfactorとなる。そこで以下に、風速、海流、波高の変動量を文献より検討してみる。

表-3.1 当該海域の気象・海象・地象

項目	8°S, 138°W 付近の状況	出典および備考
海流	安定ないしやや安定, 南赤道海流が東ないし北東から 0.5~1.5kt	文献 3), 4) による。水深方向の分布は正確に解らないが, -200m ぐらいまでは同程度と考えてよいだろう。
風	通年にわたって東の風が卓越し, 平均風速 5m/sec	文献 6) による
波浪	通年にわたって東からの波が卓越し, 平均波高 1.7m, 平均波周期 6sec	当該海域の波浪のデータは入手できなかったが付近の海域のデータ 7), 8) より推定
雲量	年平均雲量 (10階級表示) 4.5	文献 6) による太平洋上で年平均雲量が最小となっているのは当該海域である
太陽熱流入	約 150 kcal/cm <sup>2</sup> ・年	文献 6) による年間太陽熱流入極大の領域はほぼ当該海域と一致する
降水量	年平均降水確率 10~15%, 大気降水総量 約 1000 mm/年	文献 6) による
海水温	南半球夏季 28°C, 冬季 26°C, 水深 200m で約 5°C 低下	文献 9) による
気温	水温とほぼ等しいか, 水温より約 0~1°C 高い	文献 6) による
海水の塩分と密度	塩分 35.5g/海水 1kg, 密度 1.023g/cm <sup>3</sup>	文献 6) による
海底地形	水深 約 4,200m, ほぼ平坦	文献 10) による

### 3.1 風速

当該海域の風の平均的な状況は文献 6) によると表-3.2 のようになる。ここでは年間を通して安定した東ないし東南東の貿易風が吹き, 風向, 風速ともに季節的変動はごくわずかである。

風速の頻度分布は, 当該海域の資料がないので北半球の資料<sup>9), 11)</sup>から推定した。図-4.1 は北半球の貿易風

表-3.2 当該海域 (10°S, 140°W) における風

		1月	4月	7月	10月	年平均
平均風速 m/s		5.4	4.7	6.0	5.5	5.4
卓越風風向		東	東~東南東			
合成風	風向	東	東~東南東		東	東
	風速 m/s	5.4	4.6	5.0	5.0	5.0
	安定度	1.0	1.0	0.8	0.9	0.9

帯で観測された風速頻度を正規確率紙に示したもので, 95% までの観測値が正規分布に従い, 標準偏差は平均風速によらずほぼ 3.0m/s であることがわかる。南半球でも 図-3.1 の関係があてはまると考えると, 風の力を計算する場合の風速を次のように求めることができる。

- (1) 平均風速  $U$ : 風の力は風速の二乗に比例する。従って単純な平均風速  $\bar{u}$  ではなく, 二乗平均された風速  $\sqrt{\bar{u}^2}$  を知る必要がある。 $\bar{u}^2 = \bar{u}^2 + \sigma^2$  であるから,  $\bar{u} = 5\text{m/s}$ ,  $\sigma = 3\text{m/s}$  として,  $U = \sqrt{\bar{u}^2}$  は約 6m/s となる。
- (2) 制御最大風速  $U_{\max}$ : 99% までの日数を制御すると考えると 図-3.1 より  $U_{\max} - \bar{u} = 8\text{m/s}$  となる。 $\bar{u}$  として 表-3.2 の年平均風速 5m/s をとると,  $U_{\max}$  は約 13m/s となる。

筏の太陽追尾を考える場合, 外乱として分あるいは秒単位の風速変動の影響を見積る必要がある。乱流理論によれば, この場合の風速変動も正規分布に近く, その標準偏差  $\sigma_u$  は  $\sigma_u = K\bar{u}$  と表わされる。日本近海の実測では, 開けた海面で高さ 50m のとき,  $K = 0.07 \sim 0.09$ , パワースペクトルは波長 1,500m にピークのあることが報告されている<sup>12)</sup>。従って, 代表的な風速変動としては振幅  $0.08\bar{u}$ , 波長 1,500m を考えればよい。

また瞬間最大風速 (2~3 秒平均) は  $u_{\max} = G\bar{u}$  で  $G = 1.5 \sim 2.5$  が多くの観測から帰納されている。

### 3.2 海流

海流の場合, まず瞬間的な強い流れは存在しないと考えてよいであろう。

短周期変動に関してはメキシコ湾流での測定例<sup>9)</sup>を参考にする。ここでの海流のパワースペクトルの測定値を 図-3.2 に示す。これより, 1日以内の変動では潮汐によるもの, とくに半日周期が大きいことがわかる。図より積分すると約  $10^2 \text{cm}^2/\text{s}^2$  である。それ以下

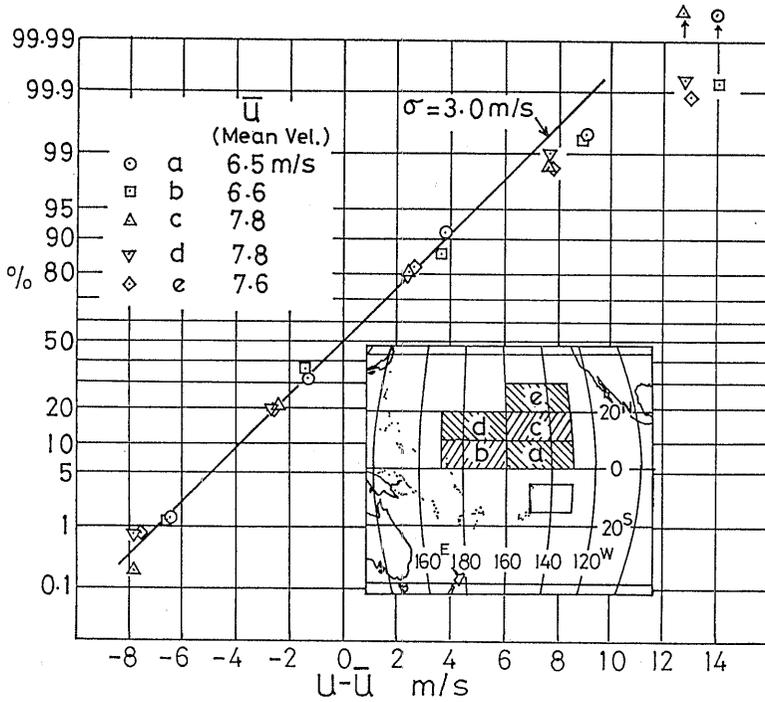


図-3.1 貿易風帯の風速頻度分布

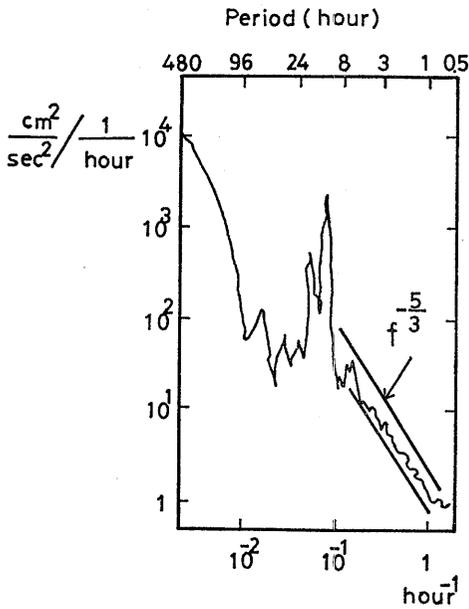


図-3.2 メキシコ湾流 (39°20'N, 70°W) における海流のパワースペクトル (文献 5) より)

の周期では  $-5/3$  乗則が成立している。したがって

$$\text{標準偏差 } \sigma = \left[ \int_{10^{-1}}^{\infty} f^{-5/3} df \right]^{1/2} = 2.63 \text{ cm/s}$$

メキシコ湾流の平均流速  $\bar{u}$  は約 200 cm/s であるので、結局 10 時間以内の周期の変動の場合  $\sigma/\bar{u} \approx 1\%$  程度である。

長周期変動は、当該海域の海流が 0.5~1.5 kt すなわち 25.7~77.1 cm/s であるので、これを概略  $2\sigma$  以内と考え、平均 51.4 cm/s、標準偏差 13 cm/s の正規分布となる。

### 3.3 波 高

一般に、波高の頻度分布は対数正規分布に従うといわれている<sup>9)</sup>。文献 7) より付近の海域の波高頻度を対数正規確率紙に示すと 図-3.3 のようになる。これより、波高を  $H$  とすると

$$m'(\log H \text{ についての平均値}) = 0.130$$

$$\sigma'(\log H \text{ についての標準偏差}) = 0.216$$

で、分布関数は

$$p(H) = \frac{\log e}{\sqrt{2\pi} \sigma' H} \exp \left[ -\frac{(\log H + m')^2}{2\sigma'^2} \right]$$

となる。

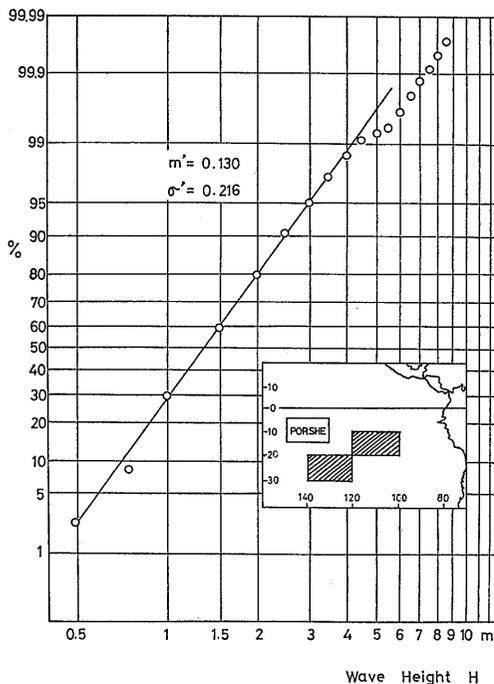


図-3.3 波高の頻度分布 (10°~30°S, 100°~140°W, 通年)

#### 4. 筏が受ける風の力

集光筏が洋上で風から受ける力のうち、水平方向の抗力  $F_D$  と横力  $F_S$  は筏の位置保持を考えるうえで、鉛直軸まわりのモーメント  $M$  は太陽追尾を考える上で重要な外力である。

筏が静止した状態で風から受けるこれらの力およびモーメントを、風の動圧  $\Delta h = \frac{1}{2}\rho U^2$ 、筏の代表長さ  $L$ 、代表面積  $S$ 、抗力係数  $C_D$ 、横力係数  $C_S$ 、モーメント係数  $C_M$  を用いて次式のように表わす。  $U$  は風速、 $\rho$  は空気の密度とする。

$$\text{抗 力 } F_D = C_D \cdot S \cdot \Delta h$$

$$\text{横 力 } F_S = C_S \cdot S \cdot \Delta h$$

$$\text{モーメント } M = C_M \cdot \frac{L}{2} \cdot A \cdot \Delta h$$

座標軸および記号の定義を 図-4.1 に示す。  $L$  は筏正面の辺の長さ、  $S$  は筏の正面面積  $L \cdot H$  とする。筏の風に対する姿勢は片放物柱面鏡が風に正対する位置を基として、時計まわりに測った角度  $\theta$  で表わす。筏の形状を定めると、  $C_D$ 、  $C_S$ 、  $C_M$  は  $\theta$  およびレイノルズ数の関数となる。

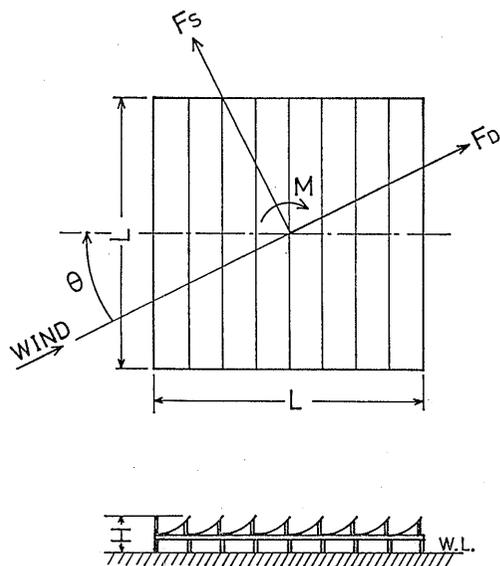


図-4.1 座標系と記号

#### 4.1 筏模型による風洞実験

船研式集光筏の  $C_D$ 、  $C_S$ 、  $C_M$  を求めるため、模型を用いて風洞実験を行った。想定した筏は 図-2.1、 図-6.2 に示すように、幅 100m、長さ 1km の片放物柱面鏡 10 基をもち、1km 四方の格子構造物を 121 本の浮体要素で支えた構造のものである。実験に用いた模型を 図-4.2 に示す。風洞吹出口寸法との関係から、1km 四方の筏のうち 800m 四方に相当する部分を 1/1000 に縮小した。使用した風洞は、1m×1.5m の楕円型吹出し口を持つ低速ゲッチンゲン風洞である。風洞開口部のほぼ中央の高さに幅 1.2m、長さ 1.9m の平板を水平に固定し、その上に約 1mm の間隔をあけ、模型を所定方向にむけてつり下げ、天秤を用いて模型にかかる力およびモーメントを測定した。実験を行なった範囲は、風速  $U=10\text{m/s} \sim 40\text{m/s}$ 、筏と風の角度  $\theta=0^\circ \sim 180^\circ$  である。

図-4.3 に風速を変えた場合の  $C_D$ 、  $C_S$ 、  $C_M$  の変化を示す。風速の影響は比較的小さく、動圧  $\Delta h = \frac{1}{2}\rho U^2$  が  $20\text{kg/m}^2$  を超える範囲ではほぼ一定とみることができる。

図-4.4 に筏と風の角度  $\theta$  を変えた場合の  $C_D$ 、  $C_S$ 、  $C_M$  の変化を示す。ここでの  $C_D$ 、  $C_S$ 、  $C_M$  は  $\Delta h > 20\text{kg/m}^2$  での実験値の平均をとった。

抗力係数  $C_D$  は筏が真横から風を受けるとき ( $\theta=90^\circ$ ) 最小となり、正面あるいは背面側から風を受け

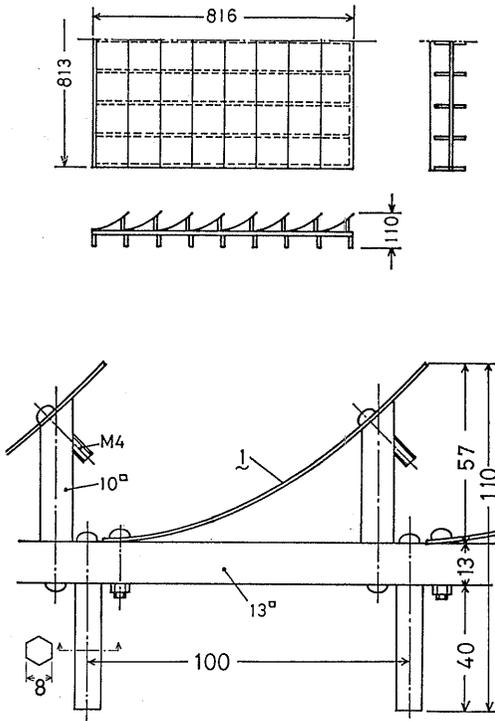


図-4.2 筏模型の寸法 (単位 mm)

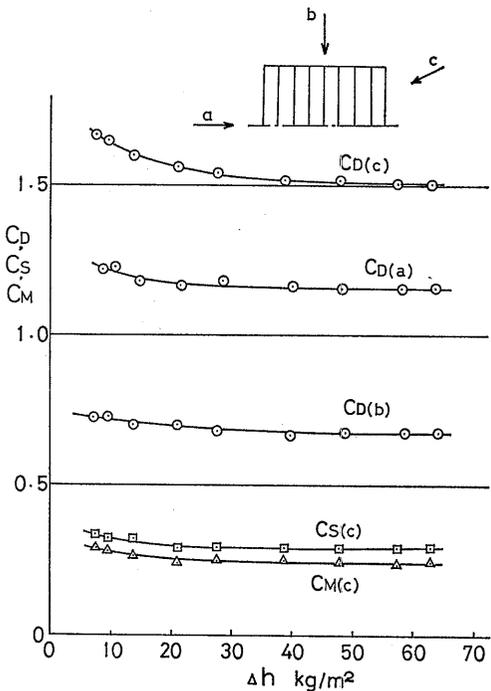


図-4.3 風速の影響

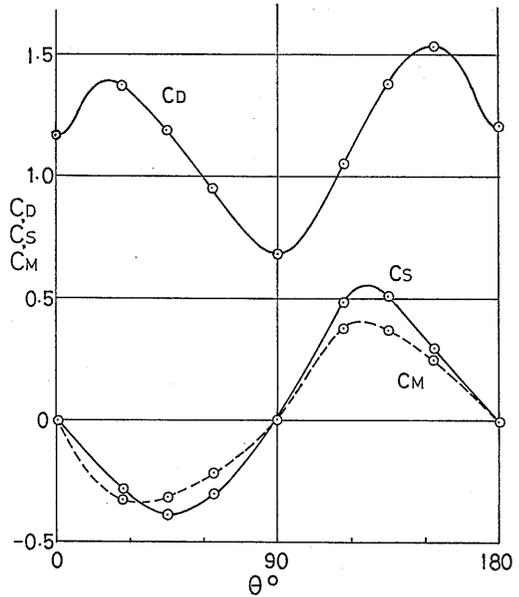


図-4.4 向い角の影響

る場合は風との角度が  $30^\circ$  ( $\theta=30^\circ, 150^\circ$ ) 付近で最大値をとる。横力とモーメントは鏡面が斜めに風を受けるときに生じ、 $\theta=45^\circ, 135^\circ$  付近で最大となる。

#### 4.2 太陽追尾中に受ける風の力

筏は太陽を追尾して方位を変える。当該海域では風速・風向はほとんど変化しない(表-3.2)と考えられるので、筏が風から受ける抗力、横力、モーメントは太陽の方位、すなわち日時の関数として求められる。図-4.5にその一例を示す。風向は東とし、筏は太陽高度が  $10^\circ$  以上のとき太陽追尾を行い、それ以外のときは抗力が最小になる方向をとるものとした。 $C_D, C_S, C_M$  はレイノルズ数による影響を無視して図-4.4が実際の筏の場合にも使えると考えた。

筏の太陽追尾は風に反射面を向けて回転する場合A ( $-90^\circ < \theta < 90^\circ$ ) と、背面を向けて回転する場合B ( $90^\circ < \theta < 270^\circ$ ) とがある。抗力、横力、モーメントはいずれもA回転よりB回転の方が大きい。

筏の受ける抗力は正午の前後で2度極大値をとり、この大きさは夜間の抗力の2倍以上となる。東西の位置保持を1日単位で考えてよい場合は、 $C_D$  は1日の平均値を考えればよい。表-4.1に代表的な日の  $C_D$  の平均値を示す。 $\bar{C}_D=1.0$  と考えれば十分である。

横力は午前と午後で正負が逆転する。南北方向の1日の間の移動を許すなら、横力に対する位置保持動力は考えなくてよい。

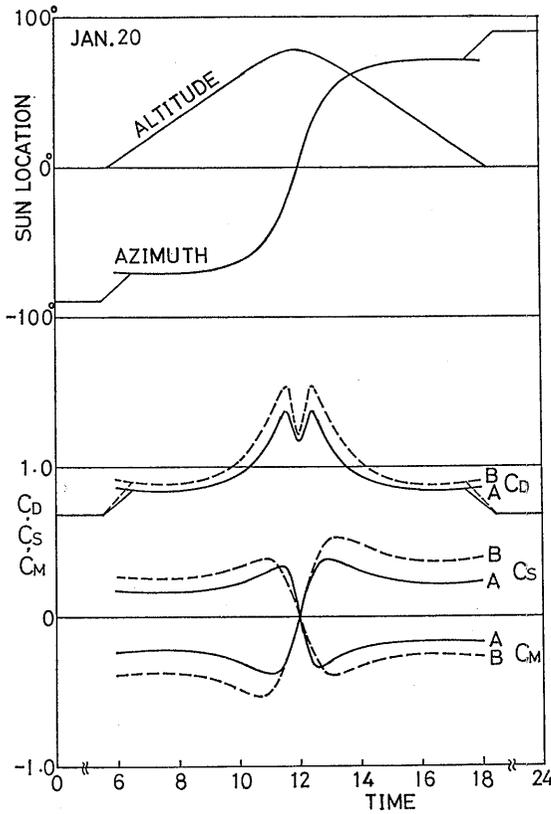


図-4.5 追尾中の風の力の時刻変化

表-4.1 抗力係数の平均値 ( $\bar{C}_D$ )

		A 回転	B 回転
平均値	12月20日	0.84	0.88
	3月5日	0.70	0.70
	6月20日	0.88	0.94
最大値		1.37	1.54

5. 筏の安定性と円柱浮体群の流力特性

5.1 121 本脚筏の安定性

設計段階で筏の安定性の評価を正確に行なうためには、詳細設計の進行にともなう重心位置、排水量、浮体形状の変更による修正計算をくり返す必要があるの、ここでは初期設計の段階で概略の見当をつけるという立場で筏の静的安定性を船舶算法でいう初期復原性に限って検討した。検討にあたって次の2点を仮定した。① 没水部以外の上部構造物の重量  $W_u$  は与え

られ、その重心は水面上 50m にあるものとする。② 没水部の浮体を、補強材等はすべて平均化して板厚に含ませるものとして均一厚さ  $t$  の鋼製円柱とみなし、その重心  $G_i$  は円柱の吃水  $T$  の 1/2 のところ ( $KG_i = T/2$ ) にあるものとする。

提案した 121 本脚の船研式集光筏の脚の配置は図-5.1 に示すようなものであるが、この場合筏の中心を通るどの軸のまわりの安定性も同一で、 $KM$  は次式で表わせることが証明できる。

$$KM = T/2 + a^2/4T + (N-1)b^2/12T \quad (5.1)$$

但し  $M$  行  $M$  列の等間隔の脚配置で  $N=M^2$  とする。

図-5.2 は、上述の仮定で計算した 121 本脚筏のメタセンター高  $GM$  を、板厚  $t$  をパラメータとして吃水  $T$  に対して示したものである。同時に  $T$  をおさ

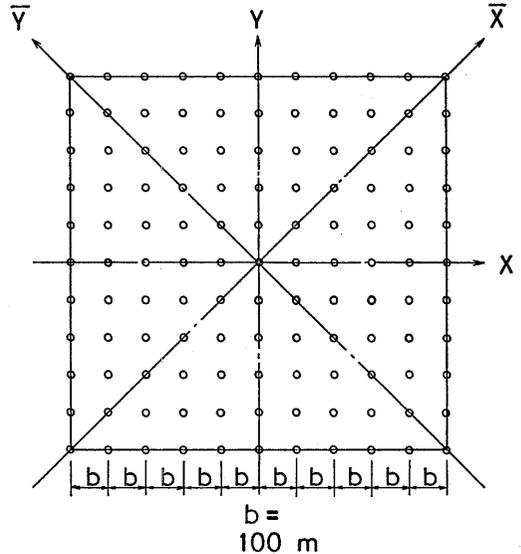


図-5.1 121 本脚筏の脚配置

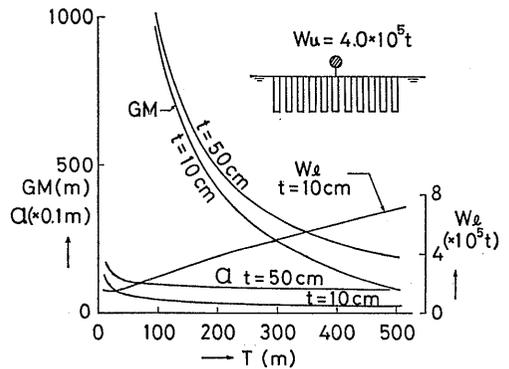


図-5.2 121 本脚筏の安定性

たとき、必要な浮力を確保するための円柱の半径  $a$  とそのときの没水部の自重  $W_i$  も示してある。これによると  $GM$  は常に正で全く問題はない。円柱の径を水面のところで小さくするような形状にすると安定性は悪くなるが、その口径比の影響を付録の図-A.7に示す。 $GM < 0$  となるのは口径比 0.1 以下の場合であり、提案した船研式の場合、口径比は 0.5~1.0 なのでやはり問題はない。

5.2 円柱群の附加質量

別報<sup>19)</sup>においては、等間隔におかれた  $M$  行  $M$  列の円柱群の附加質量係数  $k$  を、一列無限個の円柱列が列に平行に移動するときの附加質量係数  $k_p$  と、列に直角に移動するときの附加質量係数  $k_s$  との積に等しい、即ち

$$k = k_p \times k_s \quad (5.2)$$

と仮定して  $k$  を計算し、相互干渉が  $k_p$  と  $k_s$  とで相殺しあって、円柱間隔のかなり狭い  $d/b \approx 0.7$  ( $d$ : 直径,  $b$ : 円柱中心間距離,  $b/d \approx 1.4$ ) 程度まで干渉を無視できるとした(図-5.3)が、その後この仮定の妥当性を検討するため、 $M$  行  $M$  列 ( $M \rightarrow \infty$ ) の 2 次元円柱群のポテンシャル流場を厳密に解析したところ、円柱群の附加質量係数を(5.2)で表わすことには無理があり、むしろ縦列干渉(流れと平行に並んだ円柱列による干渉)の方が横列干渉(流れと直角に並んだ円柱列による干渉)より顕著に現われて

$$k \approx k_p \quad (5.3)$$

としてよいことが判った。その検討の内容については付録 2. にやや詳しく述べてあるが、図-A.12 から判るように、提案した船研方式の 121 本脚の場合  $d/b = 0.17 \sim 0.19$  程度で  $k = 0.94 \sim 0.95$  なので干渉はほとんど無視してよさそうである。

$M$  行  $M$  列の円柱群が列の方向と  $\alpha$  の角度をなす方向に進むときの附加質量係数  $k(\alpha)$  は

$$k(\alpha) = k(0) \cdot \cos^2 \alpha + k(90^\circ) \cdot \sin^2 \alpha \quad (5.4)$$

と表わされるが、列間隔と行間隔の等しい今の場合  $k(\alpha) = k(0)$  となり筏の進む方向に依らないことが判る。

また、干渉を無視できるとした場合には、本案の 121 本脚のような配列なら中心まわりの附加慣性モーメント  $I$  は、各円柱位置での周速度を考慮するだけで、平行移動の場合の円柱一本あたりの附加質量  $m$  を使って次式で厳密に求められることが証明できる。

$$\begin{aligned} I &= m \cdot M^2(M^2 - 1) \cdot b^2 / 6 \\ &= m \cdot N(N - 1) \cdot b^2 / 6 \end{aligned} \quad (5.5)$$

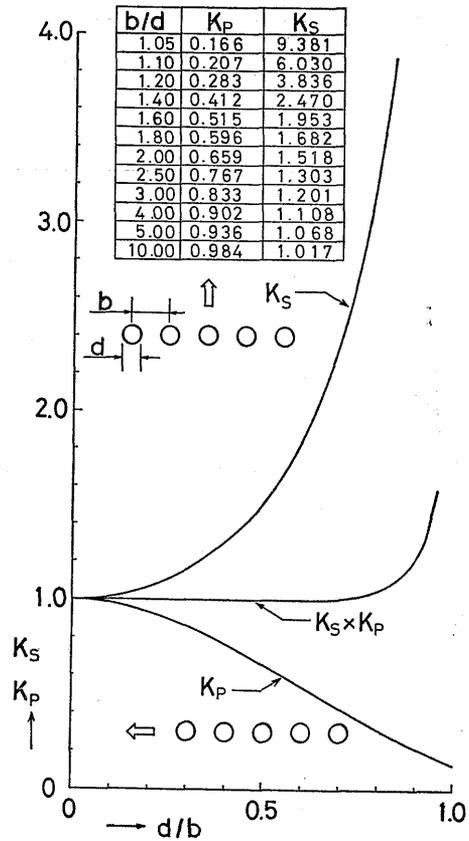


図-5.3 無限円柱列の附加質量係数

5.3 波浪外力の簡易計算

浮体形状が与えられたとき、これに働く波強制力を計算することは、有限要素法、境界積分法その他の方法で可能であるが、これらの計算プログラムが手元に整備されていなかったり、あるいはあっても入力データ作成の作業量がかかり多くて使いにくいことがあり、初期設計の段階で波強制力を概算したい場合など、それほど厳密な計算をしなくても手軽に計算できる方法があると便利なが多い。そこで浮体表面の境界条件は無視して Froude-Krylov の仮定で図-5.4 の様

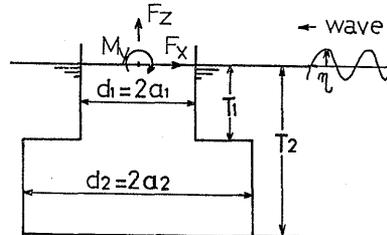


図-5.4 フーティング付円柱

なフーティング付鉛直円柱に働く波強制力の式を求めると、

$$\eta = \zeta \cos(\omega t + Kx) \quad (5.6)$$

の入射波に対して水平力  $F_x$ , 垂直力  $F_z$ , 原点まわりの縦揺れモーメント  $M_y$  はそれぞれ次式で表わされる。但し  $K=2\pi/\lambda$ ,  $\lambda$  は波長である。

$$\begin{aligned} F_x &= e_x \cdot \rho g \zeta V / T_2 \\ &= \{ \rho g \zeta \pi a_1^2 (1 - e^{-KT_1}) \cdot F(Ka_1) \\ &\quad + \rho g \zeta \pi a_2^2 (e^{-KT_1} - e^{-KT_2}) \\ &\quad \times F(Ka_2) \} \cos\left(\omega t - \frac{\pi}{2}\right) \end{aligned} \quad (5.7)$$

$$\begin{aligned} F_z &= e_z \cdot \rho g \zeta V / T_2 \\ &= \{ \rho g \zeta \pi a_2^2 e^{-KT_2} \cdot F(Ka_2) \\ &\quad + \rho g \zeta \pi a_1^2 e^{-KT_1} \cdot F(Ka_1) \\ &\quad - \rho g \zeta \pi a_2^2 e^{-KT_1} \cdot F(Ka_2) \} \cos \omega t \end{aligned} \quad (5.8)$$

$$\begin{aligned} M_y &= e_y \cdot \rho g \zeta V \\ &= \{ \rho g \zeta \pi a_1^2 (KT_1 e^{-KT_1} + e^{-KT_1} - 1) \cdot F(Ka_1) / K \\ &\quad + \rho g \zeta \pi a_2^2 (KT_2 e^{-KT_2} + e^{-KT_2} \\ &\quad - KT_1 e^{-KT_1} - e^{-KT_1}) \cdot F(Ka_2) / K \\ &\quad + \rho g \zeta \pi a_2^3 e^{-KT_2} \cdot G(Ka_2) \\ &\quad + \rho g \zeta \pi a_1^3 e^{-KT_1} \cdot G(Ka_1) \\ &\quad - \rho g \zeta \pi a_2^3 e^{-KT_1} \cdot G(Ka_2) \} \cos(\omega t - \pi/2) \end{aligned} \quad (5.9)$$

$$\left. \begin{aligned} F(Ka) &= \frac{4}{\pi} \int_0^1 \sqrt{1-\xi^2} \cdot \cos Ka\xi d\xi \\ G(Ka) &= \frac{4}{\pi} \int_0^1 \sqrt{1-\xi^2} \cdot \xi \sin Ka\xi d\xi \end{aligned} \right\} \quad (5.10)$$

但しフーティング無しの場合は  $a_1=a_2$ ,  $T_1=T_2$  とする。また  $V$  は排水容積である。

ところで、 $Ka \rightarrow 0$  即ち波長無限大の極限を考えると境界条件を満たす厳密解、即ちいわゆる波の diffraction を考慮した解が、フーティング無しの無限吃水鉛直円柱の  $F_x$  については Froude-Krylov Force の丁度2倍で表わされることが証明できるので、簡易計算法としては、 $F_x$  については (5.7) 式を2倍したものを使い  $M_y$  については圧力の水平成分からの寄与である (5.9) 式の第1項と第2項を2倍したものを使うものとする。図-5.5, 図-5.6 は前回<sup>19)</sup>採用した2種類の浮体形状 (フーティング付のA型とフーティング無しのB型) について、この簡易計算法による結果を有限要素法による結果と比較して示したものである。垂直力  $F_z$  については、フーティング無しでやや高めフーティングありで低めにできるが、水平力  $F_x$ , 縦揺れモーメント  $M_y$  についてはフーティング無しで

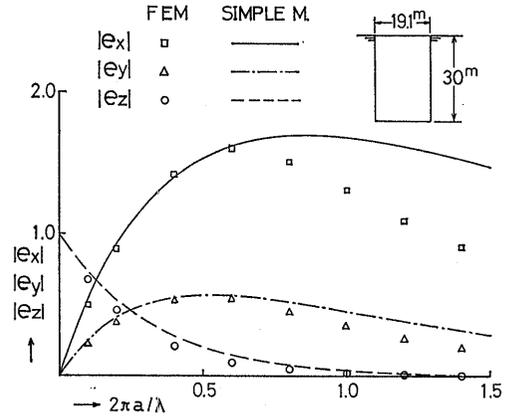


図-5.5 波強制力の簡易計算と FEM の比較 (B型)

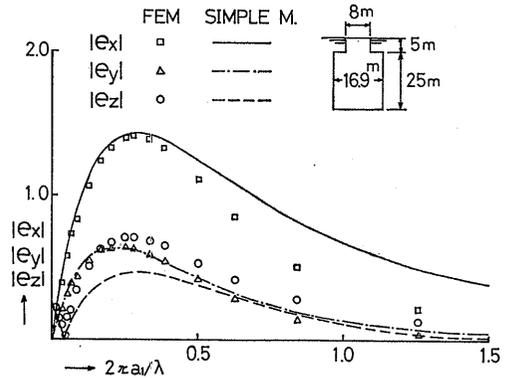


図-5.6 波強制力の簡易計算と FEM の比較 (A型)

$2\pi a/\lambda < 0.6$  (半径  $a=9.55$  m だから  $\lambda > 100$  m), フーティング付で  $2\pi a_1/\lambda < 0.3$  ( $a_1=4$  m だから  $\lambda > 80$  m) 程度の波長範囲まで良く合っている。この他の種々の  $T/a$  でのフーティング無しの鉛直円柱についての試算によっても、図-5.5 と同様の傾向がみられ  $T/a > 2$  程度で短波長域での  $F_x, M_y$  を除けばこの簡易計算法が使えるようである。フーティング付については  $F_z$  が低めに出る点は更に改良の余地はありそうであるが、波なし点の波長が比較的良く合っているほか  $F_x, M_y$  もフーティング無しの場合と同程度に合っていることから、初期設計の概算に使う目的のためには十分実用になると考えてよさそうである。(5.10) 式の  $F$  と  $G$  の値は手計算のために便利に使えるので表-5.1 に示しておく。

表-5.1 波浪外力簡易計算のための関数表

$2\pi a/\lambda$	$F$	$G$	$C_R$
0	1.000	0	0
0.1	0.999	0.025	0.005
0.2	0.995	0.050	0.036
0.4	0.980	0.099	0.250
0.6	0.956	0.146	0.621
0.8	0.922	0.190	0.911
1.0	0.880	0.230	0.997
1.2	0.831	0.266	0.957
1.4	0.774	0.296	0.908
1.6	0.712	0.321	0.905
1.8	0.646	0.340	0.927
2.0	0.577	0.353	0.941
2.5	0.398	0.357	0.934
3.0	0.226	0.324	0.949
3.5	0.079	0.262	0.951
4.0	-0.033	0.182	0.959
5.0	-0.131	0.019	0.966
10.0	0.008	0.050	0.983
$\infty$	0.000	0.000	1.000

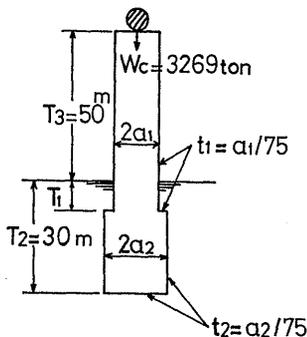


図-5.7 フーティング付円柱の設計寸法

$t_2 = a_2/75$  と仮定する。設計の手順は以下の通りである。

- ①  $W_c$  とフーティング付円柱浮体 (この場合  $T_3$  の高さの空中部分を含む) の鋼材自重の和に釣合う浮力を発生する条件のもとに  $a_1, a_2, T_1$  の組合せを求め、そのうち一応合理的と考えられる多くの組合せについて波強制力を簡易計算法で計算する。
- ②  $a_1$  を固定し、 $T_1$  をパラメーターに  $F_x - \lambda$  曲線を引いて  $F_x = 0$  となる  $\lambda$  を探す。次いでその  $F_x = 0$  となるときの  $T_1 - \lambda$  曲線を引く (図-5.8)。この操作は  $a_1$  のいくつかの他の値についても行う。
- ③  $T_1 - \lambda$  曲線 (図-5.8) において  $\lambda = 200\text{m}$  のところの  $T_1$  と  $a_1$  の組合せを求め、 $T_1 - a_1$  曲線

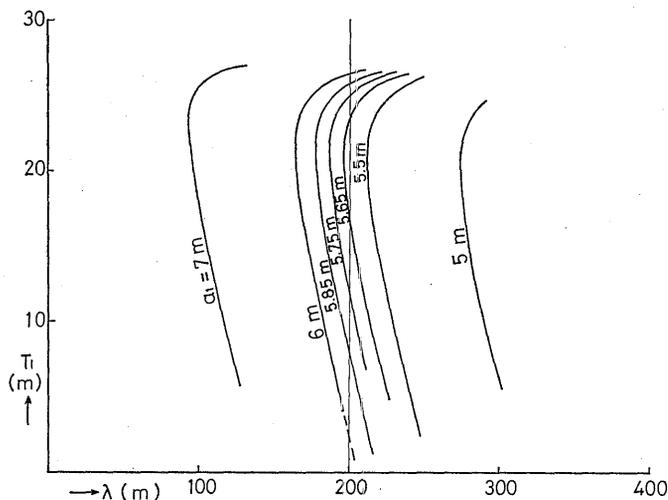


図-5.8  $F_x = 0$  となる  $T_1$  と  $\lambda$  の関係

を引く。この曲線から  $T_1$  と  $a_1$  のいくつかの組合せを選び (例えば 図-5.9), 波強制力を簡易計

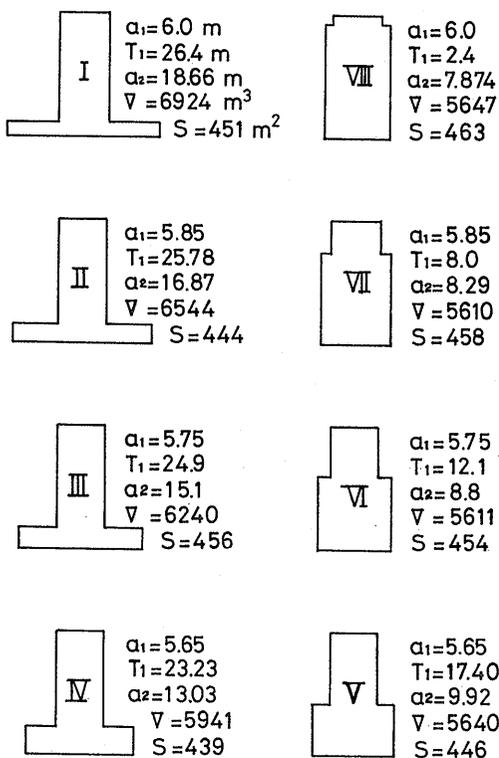


図-5.9  $\lambda=200\text{m}$  で波無しとなる浮体形状

算法で計算しなおし  $\lambda$  ペースの曲線を描く (図-5.10)。

④ 図-5.10 を参考にしながら, 他の要素も考慮に入れて適当と考えられる形状を選ぶ。図-5.10 にみられるようにフーティングが下の方に大きな径で付いている方が強制力が小さく有利であるが, 一方 図-5.9 にみられるように排水容積  $V$  が大きくなって不利になる。ここでは,  $V$  が小さく, かつ波高 5m でもフーティングが露出しないことを考えて VII 型を採用するのが適当と判断し, これを 2.2 節で述べた A' 型と呼ぶものとする。

以上の手順で採用した A' 型の波なし形状について, 簡易計算法の結果を FEM による結果と比較して 図-5.11 に示す。 $F_x$  の方は大体良く合うが  $F_z$  の方は波なし点より短波長側で低目, 長波長側で高目になるほか, 波なし点も短波長側にややずれている。この点を考慮して, 簡易計算法による設計波長を実際の 200m より低目の例えば 160m 程度にもってきて設計をやり直せば更に良い結果が得られる可能性はあるが, 本計画案の強度設計上は  $F_z$  のほかに  $F_x$  (または  $M_y$ ) の方にも大きな比重があり, 図-5.10 からみても  $F_z$  の特性を多少改善しても, 全体としての改善にはあまり寄与しないと判断されるので設計の手順は ④ までにとどめた。いずれにしても, ここで述べたような手順をふまずに決めた A 型に比べ  $F_z$  の特性は格段によくなっていることは確かであり (図-5.11) この簡

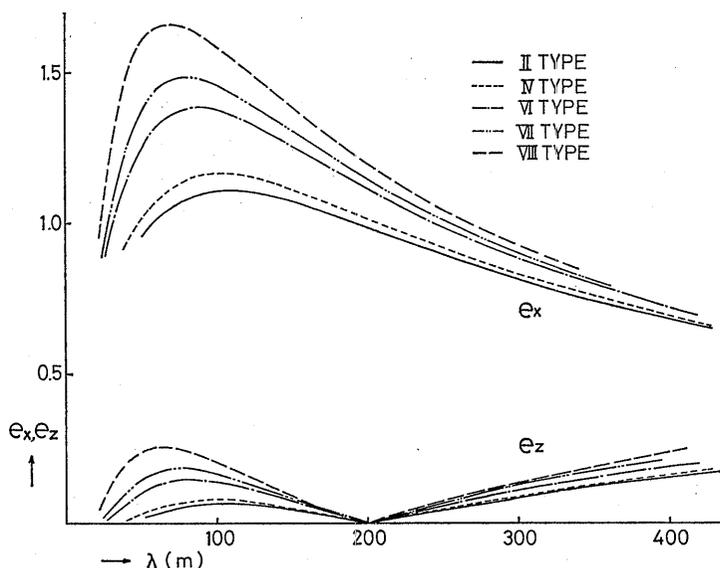


図-5.10  $\lambda=200\text{m}$  で波無しとなる各種形状の波強制力 (簡易計算)

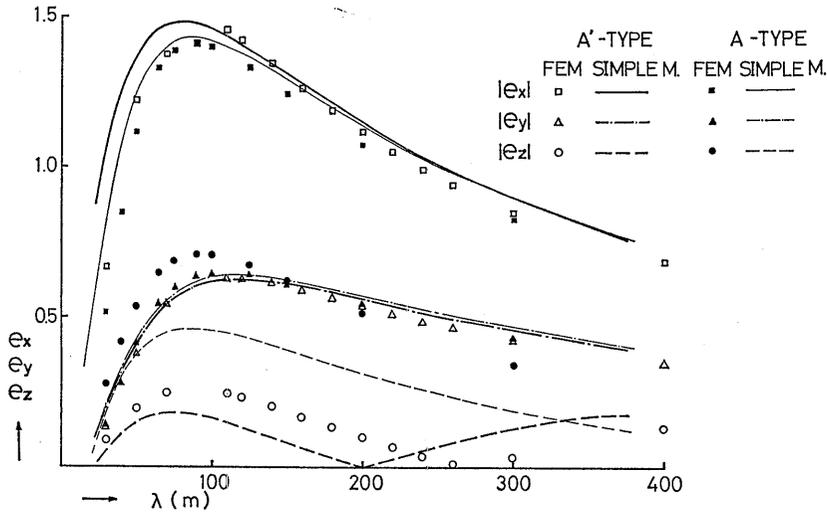


図-5.11 波強制力の簡易計算と FEM の比較 (A' 型 (VII 型) と A 型)

易計算法の初期設計段階での实用価値は少なくないといえよう。

円柱群に作用する波強制力の相互干渉については、厳密な流体力学的干渉は考えなくても、各円柱位置の違いによる位相を考慮するだけで実用上十分な精度の得られることが安藤・影本<sup>14)</sup>により確認されている。ここでもその考え方を踏襲し、更に級数の総和は解析的に求められるので、辺に平行に入射する波によって円柱群全体に作用する波強制力は次式で計算できる。

$$F_{(total)} = M \cdot F_{(element)} \times \left[ 1 + \left\{ \sin^2 \frac{(M-1)\pi b}{\lambda} + 2 \cos \frac{M\pi b}{\lambda} \sin \frac{(M-1)\pi b}{\lambda} \sin \frac{\pi b}{\lambda} \right\} / \sin^2 \frac{\pi b}{\lambda} \right]^{1/2} \quad (5.11)$$

図-5.12 はフーティングなしの鉛直円柱 (B 型) につ

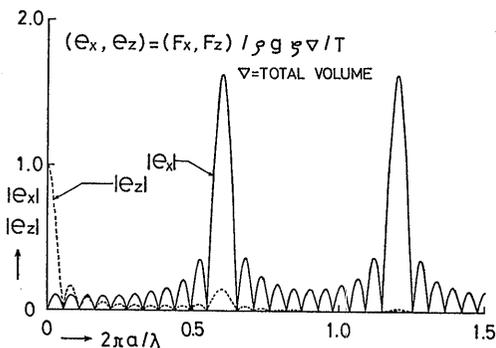


図-5.12 121 本脚筏の波強制力 (B 型)

(270)

いてこの式で計算した例である。波長が円柱間隔  $b$  に等しいところおよびその  $1/n$  のところにピークが現われ、その値は単独円柱の値と等しくなるが、その他のところでは位相関係が弱めあって、筏全体に働く波強制力はかなり小さくなるのがわかる。

波漂流力  $R$  については無限吃水の単独鉛直円柱に対して Havelock<sup>15)</sup> によって次式で与えられている。

$$C_R = R \left/ \frac{2}{3} \rho g t_s^2 a = \frac{6}{\pi^2 (Ka)^3} \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ 1 - \frac{n(n+1)}{(Ka)^2} \right\}^2 \times \frac{1}{\{J'_n(Ka)^2 + Y'_n(Ka)^2\} \{J'_{n+1}(Ka)^2 + Y'_{n+1}(Ka)^2\}} \right. \quad (5.12)$$

漂流力は波長の短かいところで大きいので有限吃水の影響は無視しても、初期設計に使う値としては安全側でもあり差し支えないであろう。(5.12) 式の  $C_R$  の値も手計算で漂流力を概算するときに便利に使えるので表-5.1 に示しておく。円柱群に作用する漂流力の相互干渉は大楠<sup>16)</sup>により計算法が示されているが、ある程度複雑な計算を必要とする。本計画案では  $b/a > 10$  という大きな円柱間隔であることと安全側の評価となることを考えて干渉は無視することにする。

#### 5.4 海流力

円柱一本あたりの抗力  $D$  を

$$D = \frac{1}{2} \rho V^2 S C_D \quad (5.13)$$

と表わす。但し  $S$  は流れに直角な面への投影面積。当該海域での単独円柱の場合、動粘性係数  $\nu = 0.907$

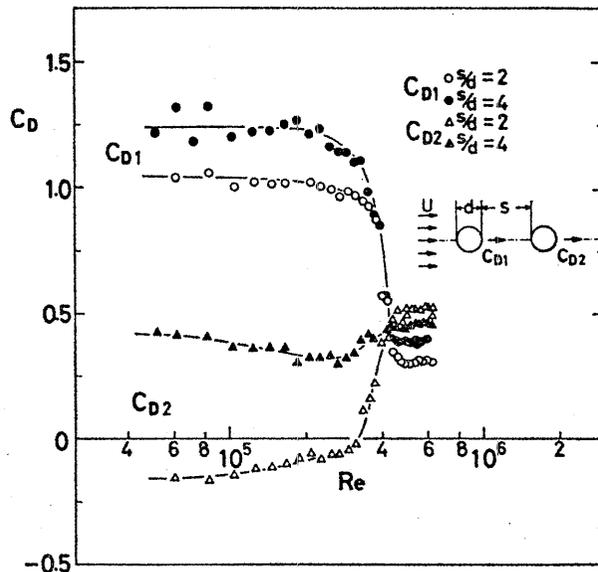


図-5.13 直列2本円柱の抵抗 (岡島<sup>18)</sup>による)

$\times 10^{-6} \text{ m}^4/\text{sec}$  (水温  $27^\circ\text{C}$ , 海水), 海流  $V=1 \text{ knot}$ , 円柱直径  $d=19.1 \text{ m}$  として Reynolds 数は  $1.1 \times 10^7$  程度であるから, 2 次元円柱の抗力係数として  $C_{D2}=0.7$  をとり,  $d/2T \approx 0.3$  として縦横比の影響を表わす 3 次元修正係数  $k_s=0.8^{17)}$ , 粗度  $k=3 \sim 7 \times 10^{-3}$  として粗度修正係数  $k_r=1.43$  を採用し<sup>17)</sup>, 抗力係数  $C_D=C_{D2} \times k_s \times k_r=0.8$  を採用する。相互干渉については, 流れに直角方向の配列による干渉は本計画案の  $b/d (\approx 5 \sim 6)$  では考えなくてよい。流れと平行方向の配列による干渉は, 2 本円柱についての岡島の実験例<sup>18)</sup>があり, Reynolds 数は  $10^6$  以下であるが, 臨界 Reynolds 数  $Re_c$  は超えているのでこれを参考にする。図-5.13 によれば  $b/d=5$  (図-5.13 では  $s/d=4$ ) の場合, 先頭円柱の  $C_D$  は Reynolds 数によらず単独円柱の  $C_D$  と変わりなくなり, 後の円柱は  $Re_c$  以下では単独円柱の  $1/3$  程度に減少している。一方  $Re_c$  以上の Reynolds 数では  $b/d=5$  程度だと先頭円柱の  $C_D$  と後の円柱の  $C_D$  の差がなくなってくるようにみえる。Reynolds 数の更に大きいところ, いわゆる極超臨界域でどうなるかについては, 岡島が先頭円柱を粗面にして有効 Reynolds 数を上げた実験を行なっているが, それによれば先頭円柱の  $C_D$  は大幅に変化しているが後の円柱の  $C_D$  はあまり大きな変化はしていないようにみえる。更に  $b/d > 4$  程度では  $b/d$  による後方円柱の  $C_D$  の変化も少ないようである。以上のデータだけ

から Reynolds 数が  $10^7$  程度のところを推定するのは無理もあるが, 一応このような高い Reynolds 数ではすべての円柱が極超臨界域の流れに入り, また  $b/d > 3$  程度では干渉効果も消失してしまうものと考えて, 干渉は無視した  $C_D$  を使うことにしても安全側の評価となる。従って本計画案の検討にあたって, 本報告に続く第3報, 第4報で行うシミュレーションやエネルギー収支の評価に際しては, 干渉を無視した  $C_D$  を使うものとする。

## 6. 筏の試設計と構造強度上の特徴

筏の上部構造・円柱浮体については各材料の許容応力を超えないように, 鏡については許容応力と変形上の制限を考慮してその寸法・重量を試算した。

集光鏡や上部構造部材の材料としてはアルミ合金を用いることにより重量軽減をはかることとした。

### 6.1 集光装置とその支持構造

#### 6.1.1 集光鏡の構造

鏡板の材料として, 図-6.1 に示すような板厚  $t_0=0.3 \text{ cm}$  のアルミ平板を用いる。鏡の裏面には, 表-6.1 の③のような縦肋骨を心距  $l_1=100 \text{ cm}$  で焦点方向に取り付ける。さらにこの縦肋骨付きの鏡体に心距  $l_2=10 \text{ m}$  で表-6.1 の①の形状を有する横肋骨 ( $h_2=3 \text{ m}$ ) を図-6.1 のように焦点と直角方向に取り付ける。以上のように縦横に補強された鏡体により, 図-6.2 に示

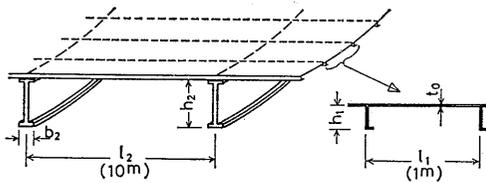


図-6.1 集光体の部分構造

表-6.1 使用部材の寸法と材料

type No.	①	②	③	④	⑤	⑥
section						
mater.	Aluminium			Steel		Wire
allow. stress	1000 kg/cm <sup>2</sup>			1000		2100

す幅 100m の放物柱面鏡 (COLLECTOR) を構成する。この放物柱面鏡の長さ 100m 当りの線密度を  $\rho$  とすると、 $\rho=259 \text{ ton}/(100 \text{ m})$  となった。集光鏡は、焦線と平行な両外縁がそれぞれ上縦桁 (U. GIRD) と縦桁 (L. GIRD) の上に載せられて保持されている。

集光鏡の自重等の載貨重量による相対変形や応力の計算値は、鏡板や縦肋骨では無視できる程度に小さいが、横肋骨 (スパン  $l_0=100 \text{ m}$  で縦桁により支持されている) では次のような値を示した。

最大撓み……65 cm, 最大傾斜……1.2°

最大曲げ応力……625 kg/cm<sup>2</sup>

変形が大きく、このままでは反射光が焦点から 4m 以上ずれてしまう程である。しかし応力を見ると、横肋骨は部材強度上は余裕があるので、製作時に前もってこの変形を補正しておくことによりこの問題を解決できる。その他の外力による鏡の変形については 6.4 節で述べる。

### 6.1.2 上縦桁と支持柱

上縦桁 (U. GIRD) と支持柱 (P) は、集光鏡と集熱管 (FOCAL BOILER) を支えているだけで、筏全体の強度には寄与しないものとする。上縦桁は、その上に集熱管や鏡体載せやすいように表-6.1 ②の形状の部材を用いるものとする。上縦桁には集光鏡重量のうちの 53% と集熱管と桁の自重が載貨されている。上縦桁の寸法は、以下の検討結果から  $h=4 \text{ m}$  とした。上記の載貨条件による上縦桁の変形と応力の最大値は

(272)

以下の通り。

撓み 20 cm, 傾斜 0.3°, 曲げ応力 874 kg/cm<sup>2</sup>

変形は小さい上に、焦線方向の変形であるので集光率上問題になることは無い。

支持柱の部材としては表-6.1 ⑤の鋼管を用いるものとし、その断面寸法を  $d=200 \text{ cm}$ ,  $t=2 \text{ cm}$  とした。上縦桁上に載せられた集光鏡の端部は、桁上で水平方向にスライドできるように設計した。その結果、上縦桁や支持柱には鏡を介した水平方向の外力が作用しない。従って支持柱は主として圧縮強度を考慮すべきである。上記寸法の支持柱の載貨重量を考慮した座屈強度は十分であった。

### 6.2 上部構造

筏の主要強度を担う上部構造部材は、縦桁 (L. GIRD) と横桁 (T. GIRD) である。これらの桁は図-6.2 のように水面上約 50m の高さで格子構造をなし

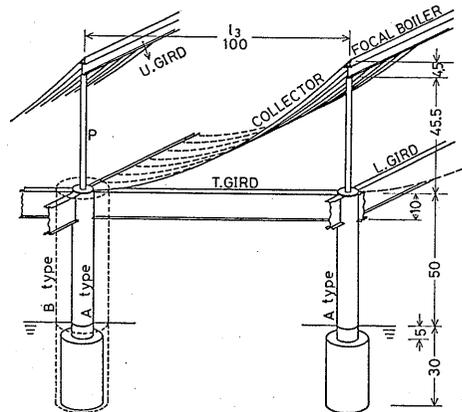


図-6.2 筏の部分構造 (単位 m)

ている。それぞれ 100m ごとに格子の交点があり、そこで円柱浮体により支持されている。

#### 6.2.1 波浪外力による桁の負荷

桁部材は主として波浪外力により大きな負荷を受けるので、波浪外力を考慮して設計すべきである。以下に、波強制力を受ける桁部材の内力の推定法を示した。

本報で対象としているような巨大な浮遊式海洋構造物では、質量や慣性モーメントが大きいのと、波の波長が相対的に小さくなるために、ある特定の同調波長を有する波の場合を除けば、筏全体に働く波強制力の総和は相対的に小さくなり、そのために波による動揺がそれだけ小さくなる。そこでここでは筏の運動を無

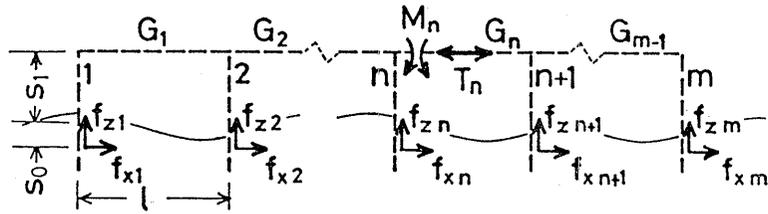


図-6.3 波強制力による筏の負荷

視して、波強制力のみを考慮して近似的に桁部材の曲げモーメントと軸力を推定した。

簡単のために、辺に平行に入射する規則波を代表として取り上げる。このとき筏は 図-6.3 のような 1 次元モデルとして取り扱うことができる。

(1) 各円柱浮体に作用する流体力の評価

浮体の運動が完全に拘束されており、かつ波に対する浮体の干渉は無視できるとすると、角周波数  $\omega$ 、波長  $\lambda$  の規則波中において、第  $i$  番目の円柱浮体に加わる波強制力は次のように表わせる。

$$F_i = A \cos \{ \omega t - \varepsilon - 2(i-1)\pi l / \lambda \} \quad (6.1)$$

$A$  ; 円柱浮体単体の波強制力の振幅,  $A \equiv (A_x, A_y, A_z)$

$F_i \equiv (f_{xi}, f_{yi}, f_{zi})$

$f_{xi}, f_{zi}$ ; それぞれ波強制力の水平方向成分, 垂直方向成分

$f_{yi}$ ; 波強制力による水線面位置での曲げモーメント

$\varepsilon$  ; 入射波に対する各成分の位相差,  $\varepsilon \equiv (\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z)$

このような円柱浮体が 図-6.3 のように  $m$  本並んでいるとき、相互干渉を無視すれば、浮体群全体に働く波強制力は次式で表わせる。

$$F_{(total)} = \sum_{i=1}^m F_i \quad (6.2)$$

ただし筏全体に働く縦揺れ強制モーメントは次式で表わせる。

$$M_{(total)} = \sum_{i=1}^m \{ f_{yi} - f_{zi} \cdot (m-i) \cdot l \} \quad (6.3)$$

(6.2) 式をまとめると (5.11) 式となり、その具体的な計算例が 図-5.12 である。5.3 節で述べているように、筏全体に働く波強制力は、波長が円柱間隔  $l$  の  $1/n$  ( $n$  は整数) に同調する場合以外は小さい。そこで、浮体の運動を拘束するという条件から開放したときに各円柱浮体に働く流体力を次式で近似する。波長が  $l/n$  に同調する場合については別途考慮する。

$$\bar{F}_i = F_i - F_{(total)} / m \quad (6.4)$$

$$\bar{F}_i \equiv (\bar{f}_{xi}, \bar{f}_{zi})$$

上式においては、浮体に働く主たる流体力は波強制力であり、浮体の運動によって生ずる流体力は慣性力以外は小さいとして無視されており、筏全体に働く波強制力  $F_{(total)}$  の反力は慣性力と等しいものとして、その反力を各円柱浮体に均等に分配させたものである。波強制力の反力を均等分布させるという近似的手法によって生ずる誤差が問題となりうるが、(6.4) 式の第 2 項はその絶対値の大きさが第 1 項の  $1/m$  以下であるので、 $m$  が大きい場合には分布方法による影響は小さい。

筏の縦揺れモーメントについても同様に修正する。(5.9) 式に示されているように、一般的には  $f_y$  は  $f_x$  と位相がほぼ等しい。また本章で対象としている 図-6.6 に示す浮体形状について (5.9) 式の値を計算してみると、波の水平方向力の寄与分が 97% 以上を占めている。そこで、 $f_y$  を次式で近似する。

$$f_y = f_x \cdot S_0 \quad (6.5)$$

$S_0$ ;  $f_x$  の仮想作用点の水線面からの深さ。

(6.5) 式を (6.3) 式に代入し、さらに  $F_i$  の代りに (6.4) 式によって修正された  $\bar{F}_i$  を用いると、

$$M_{(total)} = - \sum_{i=1}^m \bar{f}_{zi} \cdot (m-i) \cdot l \quad (6.6)$$

筏全体は縦揺れしないと仮定し、上式のモーメントの反力を各円柱浮体の位置に均等に付加すると、 $f_{yi}$  は (6.4) 式にならって次のように補正される。

$$\bar{f}_{yi} = f_{yi} - M_{(total)} / m \quad (6.7)$$

以上の操作により、筏の垂直・水平・縦(横)揺れそれぞれの方向の力の釣り合いがとれるので、部材力の算定が可能となる。

(2) 設計波

これまで、波長が円柱間隔  $l$  の  $1/n$  と同調する場合を除外してきた。ところで波長が  $l/n$  の場合には、円柱浮体が総て同方向の波強制力を受けることに

なるので、筏の全体的な運動は波と同調して大きくなるが、各部材の相対的変形を大きくするような強制力は作用しない。従って、部材強度を検討する場合にはこの同調波長を除いてもさしつかえ無いであろう。

各円柱浮体に(6.1)式または(6.4)式のような外力が作用すると、波の波長が円柱間隔の $1/(n+1/2)$ のときに各円柱浮体は隣接円柱と逆方向の波強制力を受けることになるので、桁部材に生ずる内力応答が極大となる。ここでは、以上の厳しい波条件のうち波長が最も大きくなる $n=0$ の場合を取り上げ設計波とした。

$$\lambda = 2l \quad (6.8)$$

船の縦強度を設計する場合にならって、設計波の波高 $H_w$ を次式により定めた。

$$H_w/\lambda = 1/20 \quad (6.9)$$

以上の結果、以後における部材強度の算定は波長200m、波高10mの縦方向の規則波を対象とする。なお、当該海域においては、図-3.3の結果、波高10mの波は確率的に数十年の再現周期を有する。

ここでは、波の向い角が筏の辺に平行な縦波のみを対象とした。筏の構造は、一次元的な桁の組み合わせであるために、波の向い角のうち桁の曲げモーメントを最も大きくするのは縦波であることが容易に解る。そこで、他の向い角の波に対する検討は省略した。

(3) 設計波中の桁の部材変動力

筏の一次元モデルが、縦波中で波強制力を受ける様子を図-6.3に示した。第 $n$ 番目の桁 $G_n$ が受ける軸力 $T_n$ と曲げモーメント $M_n$ を(6.4)式の $\bar{F}_i$ を用いて表わす。

$$T_n = \sum_{i=1}^n \bar{f}_{xi} \quad (6.10)$$

桁 $G_n$ の始点と終点の曲げモーメントを、それぞれ $M_{n,I}$ 、 $M_{n,E}$ とすると、

$$\left. \begin{aligned} M_{n,I} &= \sum_{i=1}^n \{ \bar{f}_{yi} - \bar{f}_{zi} \cdot (n-i) \cdot l + \bar{f}_{xi} \cdot S_1 \} \\ M_{n,E} &= \sum_{i=1}^n \{ \bar{f}_{yi} - \bar{f}_{zi} \cdot (n-i+1) \cdot l + \bar{f}_{xi} \cdot S_1 \} \end{aligned} \right\} \quad (6.11)$$

$S_1$ : 水線面から桁の中心までの高さ。

上式に(6.7)、(6.5)式を代入する。

$$\left. \begin{aligned} M_{n,I} &= \sum_{i=1}^n \{ \bar{f}_{xi} \cdot (S_0 + S_1) - \bar{f}_{zi} \cdot (n-i) \cdot l \} \\ &\quad - \frac{n}{m} M_{(total)} \\ M_{n,E} &= \sum_{i=1}^n \{ \bar{f}_{xi} \cdot (S_0 + S_1) - \bar{f}_{zi} \cdot (n-i+1) \cdot l \} \end{aligned} \right\}$$

$$- \frac{n}{m} M_{(total)} \quad \Bigg\} \quad (6.12)$$

円柱浮体の形状は図-6.6のA型であるとして、波長200m、波高10mの設計波中の部材力を上述の手順で求めた。A型の円柱浮体に作用する(6.1)式の波強制力として、図-5.6に示したFEM計画値を用いた。同じくFEMによる $f_x$ 、 $f_y$ の計算結果と(6.5)式の関係を用いて $f_x$ の仮想作用点の深さを求めた

$$S_0 = f_y/f_x = 15.2 \text{ (m)} \quad (6.13)$$

本報の一次元にモデル化された筏では円柱浮体が11本( $m=11$ )であるが、 $m$ が奇数で波長が円柱間隔の $1/(n+1/2)$ のときには(6.6)式の右辺は0となり、筏全体を縦揺れさせる強制力は存在しない。従って(6.7)式の補正をする必要は無い。このとき、(6.12)式は第3項が消え、 $\bar{f}_{xi}$ と $\bar{f}_{zi}$ の単純な関数の和となる。

$$M_{n,I} = M(\bar{f}_x) + M_I(\bar{f}_z) \quad (6.14)$$

$$M_{n,E} = M(\bar{f}_x) + M_E(\bar{f}_z)$$

$$M(\bar{f}_x) = \sum_{i=1}^n \bar{f}_{xi} \cdot (S_0 + S_1) \quad (6.15)$$

$$M_I(\bar{f}_z) = - \sum_{i=1}^n \bar{f}_{zi} \cdot (n-1) \cdot l \quad (6.16)$$

$$M_E(\bar{f}_z) = - \sum_{i=1}^n \bar{f}_{zi} \cdot (n-i+1) \cdot l \quad (6.17)$$

$M(\bar{f}_x)$ 、 $M(\bar{f}_z)$ : 波強制力の水平方向成分 $\bar{f}_x$ 、または垂直方向成分 $\bar{f}_z$ によって生ずる曲げモーメント。筏の各桁の曲げモーメント $M_n$ とその成分 $M(\bar{f}_x)$ 、 $M(\bar{f}_z)$ の片振幅の分布を図-6.4に示した。筏の中央

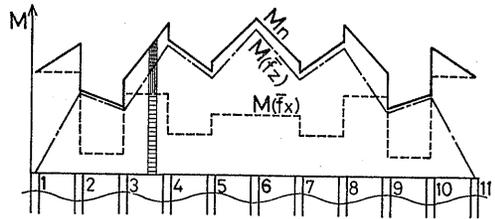


図-6.4 桁の曲げモーメント振幅の分布

部( $n=6$ )で $M(\bar{f}_x)$ が最大となるために、総曲げモーメント $M_n$ も同位置で最大となる。総曲げモーメントと曲げモーメント成分の波周期 $T$ に対する時間変化の例を図-6.5に示した。波強制力の水平方向成分によって生ずる曲げモーメント $M(\bar{f}_x)$ と垂直方向成分による $M(\bar{f}_z)$ とは、振幅はやや $M(\bar{f}_z)$ の方が大きいものの同オーダーであるが、分布形状はかなり異なる。

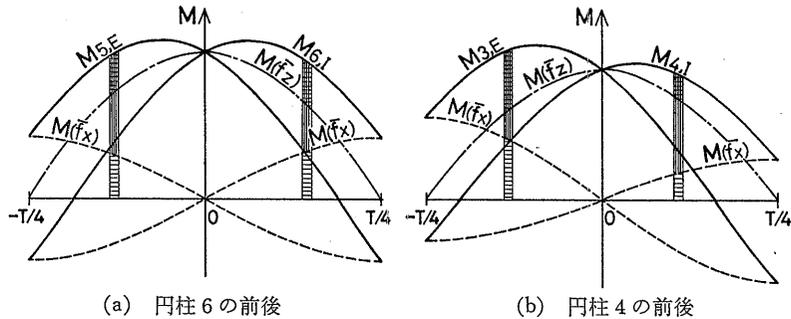


図-6.5 桁の曲げモーメントの時間変化

る。また、その位相は約 1/4 周期ずれていることが分かる。その結果、 $M_n$  は円柱浮体の前後で、振幅と位相が不連続となる。

各桁の軸力  $T_n$  の分布形状や時間変化は  $M(\bar{f}_x)$  と相似になる。

図-6.6 の 3 種類の浮体を採用したそれぞれの場合について、筏の中央部における桁の曲げモーメント ((6.14) 式) と軸力 ((6.10) 式) の片振幅の計算結果を表-6.2 に示した。ただし、各円柱浮体単体の波強制

表-6.2 筏中央における桁の部材力・応力の片振幅 ( $\lambda=200\text{m}$ ,  $H_w/2=5\text{m}$ )

Float Type	$M_{6,I} (\sigma_{6,I})$		$T_6 (\sigma_6)$
	$M(\bar{f}_x)$	$M(\bar{f}_z)$	
A	9.10 (729)		5.85 (13)
	3.52	8.40	
A'	3.80 (304)		5.82 (13)
	3.46	1.58	
B	9.36 (749)		9.61 (22)
	5.47	7.59	

Units;  $M \dots \times 10^4 \text{ ton}\cdot\text{m}$   
 $T \dots \times 10^2 \text{ ton}$   
 $\sigma \dots \text{kg}/\text{cm}^2$

力 ((6.1) 式) として、図-5.5、図-5.11 に示した FEM 計算値を用いた。A' 型は初期設計によれば波長 200m で波無しとなるはずであったが FEM 計算では波無し波長がややずれてしまった (5.3 節参照)。そのために、 $M(\bar{f}_z)$  はゼロになっていないものの、他の型に比べ著しく小さい。

6.2.2 格子桁の寸法と部材応力

筏の格子桁として、表-6.1 ① の材料・形状を用い

るものとした。寸法は以下の検討結果から、高さ  $h=10\text{m}$  とした。部材応力が一番大きい筏の中央部について、設計波中の桁部材の変動軸応力と部材頂部の変動曲げ応力の片振幅を表-6.2 に示した。

波浪中の軸応力は、曲げ応力の 5% 以下であるので、桁の波浪中の強度を設計するに当っては、曲げ応力のみを考慮すれば十分である。B 型円柱の場合にやや曲げ応力が大きいものの、いずれの型の浮体を用いた場合でも波浪中の桁の曲げ強度は十分である。特に、波長 200m で波無しとなるように設計された A' 型では、波の垂直成分力による曲げモーメント  $M(\bar{f}_z)$  が小さくなるために、曲げ応力が著しく軽減されている。

桁の自重による曲げ応力は  $100 \text{ kg}/\text{cm}^2$  以下であるので、波による応力に比較して小さい。

6.3 円柱浮体の構造

没水深度が大きくなると円柱下部では大水圧を受けるので、喫水はあまり大きくない方がよい。ここでは喫水は 30m に固定した。浮体形状としては図-6.6 に

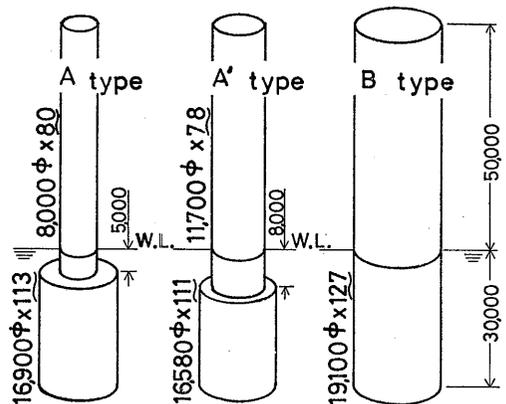


図-6.6 円柱浮体の構造と寸法 (単位 mm)

示すフーティング付き円柱 (A型)、一様断面円柱 (B型)、波長 200 m で波無し周期となる A 型の改良型 (A'型, 5.3 節参照) の 3 種類について比較検討した。円柱は鋼管製とし、5.3 節に示した手順により、重量と浮力の釣り合いからその断面寸法を決定した。ただし、鋼管の等価板厚  $t$  は、 $t=d/150$  (ただし  $d < 10$  m の場合には  $t=d/100$ ) とした。円柱は圧壊や座屈が生じないように十分補強されているものとして、この問題を検討対象から除いた。

円柱浮体の主たる外荷重は波浪外力である。そこで各円柱浮体単体の波強制力の FEM 計算値 (図-5.5, 図-5.11 参照) を用いて、設計波浪 ( $\lambda=200$  m,  $H_w=10$  m) 中の各円柱浮体の圧縮応力と曲げ応力の最大値を計算して表-6.3 に示した。

表-6.3 各円柱浮体の波浪中応力 ( $\lambda=200$  m,  $H_w/2=5$  m)

Float Type	Max. Bending Stress	Max. Axial Stress (Static Compressive Stress)
A	1517	25.5 (170~200)
A'	706	3.4 (122~152)
B	256	6.1 (50~80)

Units; kg/cm<sup>2</sup>

円柱の曲げ応力は桁との接合部で最大となる。軸応力については、波強制力による動的応力と載貨重量による静的圧縮応力の両者を示した。動的軸応力は円柱の空中部分で相対的に大きくなりかつほぼ一定であるが、静的圧縮応力は円柱の自重の影響で、桁との接合部から水線面位置にかけて直線的に変化している。どの型の円柱浮体も圧縮強度は十分余裕があるので、曲げ強度が重要な設計条件となる。A'型と B 型の曲げ強度は十分であったが、A型円柱では表-6.3 に示す応力の総和が 1712 kg/cm<sup>2</sup> に達することがあるので、表-6.1 の許容応力を上回ってしまうことになる。従って、このままでは強度不足となるので円柱上半分の寸法を増す等の設計変更が必要となる。

#### 6.4 外力による反射鏡・集熱部の変形

これまでは、主として筏の構造強度の面から検討してきたが、ここでは、プラントの性能上問題となる反射鏡と集熱部の変形による集光・集熱効率低下について検討する。

##### 6.4.1 波浪による変形

波強制力による筏全体の動揺は、6.2.1 節で述べた

ように同調波長の場合を除くと小さいので、ここでは上部構造の波浪中弾性変形を取り上げる。隣接円柱浮体の相対的変形を最も大きくする波は、6.2.1 節で述べた設計波であるので、この波を受けるときの円柱の垂直変位を計算した。

設計波 ( $\lambda=200$  m,  $H_w=10$  m) を受ける円柱浮体の波強制力として 6.3 節と同じ FEM 計算値を用い、桁を無限長の梁とすると、梁理論から求められる円柱の相対的な垂直変位は 5 cm となった。

集熱部入口の高さは約 70 cm であるので、この程度の反射鏡との相対的な垂直方向のずれは集光効率上問題にはならない。また、以上の変形によって、鏡の回転による光軸からのずれは約 0.0005 rad となるが、このために集光ロスが生じる程ではない<sup>19)</sup>。集光性能上重要なのは設計波のような極限的な波に対する応答よりも平均的な波に対する応答であるが、平均的な波に対しては上述の結果よりさらに応答が小さいので、波による弾性変形は集光効率上全く問題は無いことが分かった。

##### 6.4.2 熱変形

筏の主要構造である格子桁は常に鏡の陰に在り、また外気と接しているので、温度差による熱変形はほとんど生じない。

鏡は表裏の温度差により熱変形する。鏡のように表面で陽光を反射する物体の熱変形については未解決であり、今後の課題である。しかし、鏡は放物柱面を形成している剛性の大きな横肋骨 (図-6.1 参照) の上に載せられており、この横肋骨は桁と同様熱変形が小さいことから、鏡面全体として集光効率に影響する程撓むことは無いと思われる。

##### 6.4.3 その他

その他考慮すべき外力として風荷重がある。4 章では筏全体に作用する風荷重について検討したが、構造強度上問題となる構造物上の局所的な風荷重の分布については未知である。風による鏡面の変形については今後に残された課題である。

#### 6.5 原案の筏との比較検討

本報で試設計された船研式集光筏 (121 本脚) の上部構造の特徴を、原案の筏 (付録 1 参照) と比較して表-6.4 にまとめた。121 本脚筏は、1 本脚や 5 本脚筏に比較して桁 (梁) の寸法があまり巨大にならず、全体の重量も小さいので実現しやすいと思われる。付録 1 で 1 本脚や 5 本脚筏について取り上げた問題点は総て一応解決されている。

表-6.4 筏の上部構造の寸法と重量

筏	重量 ( $\times 10^5$ ton)				主要部材の寸法 (m)
	集光鏡	梁・桁	ワイヤ	計	
1 本脚	1.03	5.7	1.7	8.6	ワイヤ $d=2.6$ 梁 $h=35$
5 本脚	3.64	11.9	0.8	16.4	梁 $h=37.5$
121 本脚	0.76	2.7		3.7	桁 $h=10$

筏の構造強度上の残された検討課題はまだ多い。本報で提案した筏は素案であることから、集光体と強度部材を独立させたり、ユニット化可能とすることにより極めて単純化している。従って今後改善される余地は多いが、設計変更は容易であろう。

## 7. あとがき

- (1) 本計画案の121本脚筏は、原案の難点が改善されており、本報で行っている初期検討の結果では、一応実現可能であると評価した。
- (2) 本計画案の円柱間隔では、附加質量・波強制力・波漂流力・海流力ともに、円柱相互の流体力学的干渉は無視しても差し支えないことが分かった。
- (3) 円柱群の附加質量の流体力学的干渉は、横列干渉より縦列干渉の方が強いこと、横の間隔が縦の間隔と等しいかそれより大きいときには縦列干渉のみ考慮すればよいことを示した。
- (4) フーティング付または無しの円柱浮体に働く波強制力の簡易計算法を示した。またこの簡易計算法を用いて、波無し形状の設計を行う手法をも示した。
- (5) 設計波に対して波無しとなるように設計した円柱浮体(A'型)を用いれば、構造強度部材の波浪中の応力が著しく軽減される。
- (6) 多数の浮体要素を有する浮遊式海洋構造物の全長が波長の数倍以上大きい場合に、波浪中における浮体単体の波強制力さえ分かれば、各部材の部材応力まで求められる簡易推算法を示した。
- (7) 筏の主要構造部材の波浪中における主たる部材応力は曲げ応力であるので、初期設計段階では曲げ強度を主として考慮すべきである。
- (8) フーティング付円柱浮体の水面部と没水部の口径比を小さくすると、波浪中の曲げ強度が不足(本報のA型の場合)したり、全体の静的安定性の確保が困難になる(121本脚筏では $a_1/a_2 < 0.1$ の場合)こ

とがある。

- (9) 筏模型の風洞実験の結果、風の力を表わす抗力係数・横力係数・モーメント係数は筏と風の相対角度によって変るが、1日間の漂流が許される場合には、 $\bar{C}_D=1.0$ ,  $\bar{C}_S=0$ と考えるとよいことが分かった。

## 参考文献

- 1) 太田時男; エネルギー, Vol. 11, No. 1 (1978)
- 2) T. N. Veziroglu et al.; Solar Direct Energy Conversion at Sea, University of Miami and Escher Technology Associates (1977)
- 3) Neumann, G.; Ocean Currents, Elsevier Pub. (1968)
- 4) Atlas of Pilot Charts - South Pacific Ocean, U.S. Naval Oceanographic Office (1966)
- 5) 大久保保明; 東海大学海洋科学基礎講座, 海洋物理 I, 東海大出版会 (1970)
- 6) 太平洋の気象, ソ連科学アカデミー海洋学研究所, ラティス刊 (1970)
- 7) Hogben, N. & Lamb, F. E.; Ocean Wave Statistics, NPL (1967)
- 8) Takaishi, Y., Matsumoto, T. & Ohmatsu, S.; Wind and Waves of the North Pacific Ocean, Papers of S.R.I. Supplement No. 3 (1980)
- 9) 佐々木志義; 海洋開発 (2) 海洋環境と海洋の基礎調査, 海洋開発センター出版局
- 10) Chart of South Pacific Ocean, Defence Mapping Agency Hydrographic Center, Washington (1977)
- 11) Yamanouchi, Y. & Ogawa, A.; Statistical Diagrams on the Winds and Waves on the North Pacific Ocean, Papers of S.R.I. Supplement No. 2 (1970)
- 12) 塩谷正雄; 強風の性質, 開発社 (1979)
- 13) Kan, M.; The Added Mass Coefficient of a Cylinder Oscillating in Shallow Water in the limit  $K \rightarrow 0$  and  $K \rightarrow \infty$ , Papers of S.R.I., No. 52 (1977)
- 14) 安藤定雄, 影本 浩; 大型海洋構造物の洋上接合時における接合荷重について, 西部造船会々報, 第60号 (1980)
- 15) Havelock, T.; The Pressure of Water Waves upon a Fixed Obstacle, Proc. Roy. Soc. London, Ser. A, No. 963, Vol. 175 (1940)
- 16) 大桶 丹; 多数の浮体で支持された海洋構造物に作用する波力について, 西部造船会々報, 第51号 (1976)
- 17) 岡内 功, 伊藤 学, 宮田利雄; 耐風構造, 丸善, p. 133, p. 126 (1977)
- 18) 岡島 厚; 高レイノルズ数における直列2本円柱の静的空力特性, 九大応力研所報, 第46号 (1977)
- 19) 岩柳順二 他; 太陽光利用洋上水素製造・輸送計画の調査研究, その1~その10, 第37回船研発表会講演集 (1981.5)

付録 1. 原案による集光筏の特徴

米国の Miami 大学を中心として作成された集光用筏の原案<sup>2)</sup>では、1本脚または5本脚を浮体として有する図-A.1a や 図-A.2a に示す形状・構造が提案されている。しかしその詳細な部材寸法については示されていない。そこで、これらの筏の流力特性を明らかにすると共に、部材寸法を推定した後、構造強度上の検討を加え、海洋構造物としての実現可能性について評価した。

1.1 筏の構造の検討

初期段階の検討として、先ず筏の載貨重量のみを考慮してその静的強度を確保するという条件から、各部材の寸法・重量を推定した。

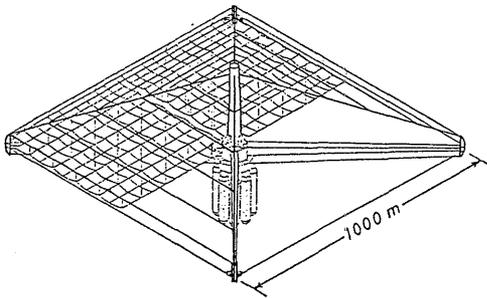


図-A.1a 1本脚筏の概念図 (文献 2) より

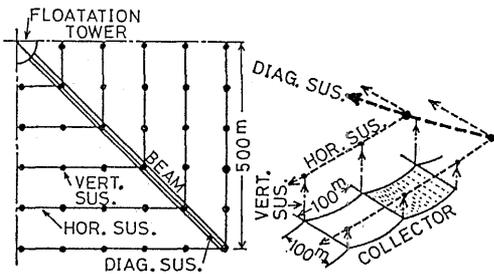


図-A.1b 懸垂ロープの配線

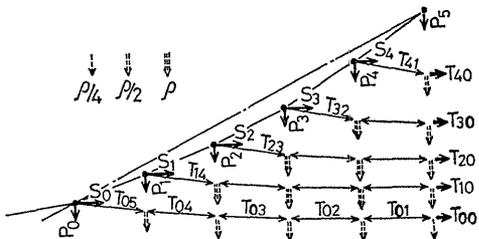


図-A.1c 懸垂ロープの負荷

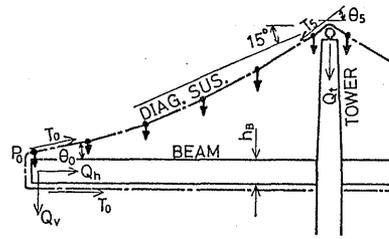


図-A.1d 梁と塔の負荷

1本脚筏では、集光鏡は総てロープで吊られ、ロープは最終的には中央の塔 (TOWER) と対角線方向の梁 (BEAM) で支持されている (図-A.1 参照)。

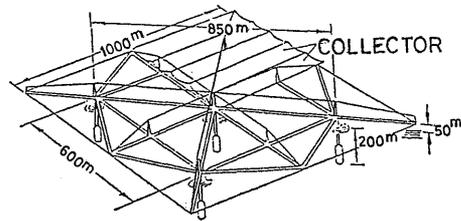


図-A.2a 5本脚筏の概念図 (文献 2) より

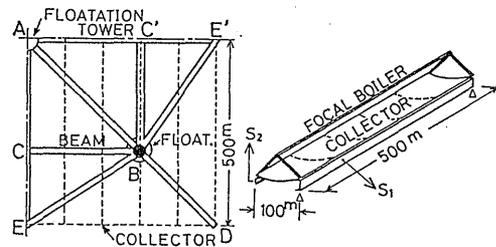


図-A.2b 集光体ユニットと梁の配置

5本脚筏では、集光鏡は梁 (BEAM) の上に置かれ、梁は5本の脚浮体 (FLOAT.) を連結している。さらに、梁の曲げモーメントを軽減するために、端部でロープにより斜め上方に吊り上げている。

両方式の筏ともに、集光鏡の部分はアルミ合金製、他は鋼製として、梁・塔の圧縮強度、曲げ強度、ロープの引張強度等を考慮して主要部材の寸法並びに上部構造全体の重量を推定した。推定の過程の詳細は 19) で報告したので、ここでは結果のみを表-6.4 に船研式筏 (121 本脚) と比較して示し、その実現可能性について考察する。

(1) 部材寸法と重量

1本脚筏では、ロープに極めて大きな張力が作用するので、直径 2.6 m の太いワイヤロープが必要とな

る。

5本脚筏では、集光鏡(CLECTOR)を支持する間隔が大きくなるために、集光鏡ユニットを補強する縁材の寸法が大となり、その結果全体的に重量が大きくなる。

両筏ともに、ロープを利用することにより、梁の受ける曲げモーメントを極力小さく抑えるという工夫がなされているにも関わらず、梁の寸法・重量が異常に大となる。深さ 37m の梁は陸上でさえも建造実績が無いので製造・組立ては非常に困難であろう。その上、この大きな深さは水面上の空間(鏡の高さまで 50m)を遮るので、支援船通行の障害となるであろう。梁のスパンは1本脚筏の場合には約 700m となるが、このような大スパンのカンチレバー状の梁は他に例がなく、組立ては極めて困難であろう。

(2) 強度余裕

単純な構造様式である上にロープを利用しているので、構造物としての Redundancy が小さい。そのために、局所的な破壊が発生した場合には直ちに全体的な崩壊に至りやすい。極めて長期間連続の稼動を要するこの種の海洋構造物では、たとえ部分的に破壊しても、破壊はそれ以上進展せず、また破壊箇所は現場で直ちに補修できる事が不可決である。原案はこの点で致命的な欠陥がある。

(3) その他の問題点

筏の構造様式は部分的にはまとまりが無いために、ブロック化しにくい。従って輸送や組立てには既成の技術を応用できない。

以上の初期検討段階で、実現困難であるとの結論を得た。さらに波浪荷重に対する応答においてもいろいろな難点が予想されるが、筏の構造についてこれ以上の検討はしなかった。

1.2 筏の安定性の検討

図-A.3 は本文の 5.1 節で述べた 121 本脚筏の場合と同じ ① と ② の仮定で計算した 1 本脚筏のメタセンター高  $GM$  を、板厚  $t$  をパラメーターとして吃水  $T$  に対して示したものである。同時に  $T$  をおさえたとき、必要な浮力を確保するための円柱の半径  $a$  とそのときの没水部の自重  $W_i$  も示してある。静的安定性を確保する ( $GM > 0$ ) ためには、吃水  $T$  は 40m 程度以下、半径  $a$  は 100m 程度以上の寸法が必要であり、原案の  $T=200m$  では安定性の確保は不可能であることがわかる。前述の ② の仮定の  $KG_i = T/2$  のかわりに、没水部円柱の平均板厚が静水圧に比例すると考え

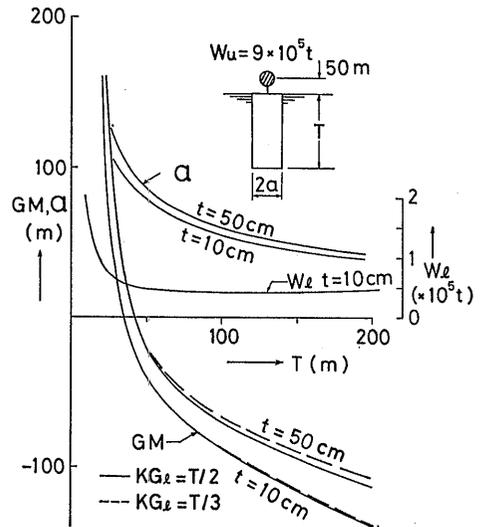


図-A.3 1本脚筏の安定性

て  $KG_i = T/3$  と重心を下げてみてもこの評価に変化がないことを示すために、この場合の  $GM$  も点線で示した。更にバラストで安定性を確保できるという議論もあるので  $GM > 0$  にするために必要なバラスト重量  $W_B$  を 図-A.4 に示した。これは  $W_B$  を支えるための半径  $a$  の増加とそれにとまなう自重  $W_i$  の増加は当然のことながら考慮しているが、 $W_B$  の上下方向の分布を無視して円柱底面に集中させたいわば危険側の推定であるにも拘らず、 $T=200m$  を固定すると  $W_B \approx 125$  万トンという途方もないバラストが必要とな

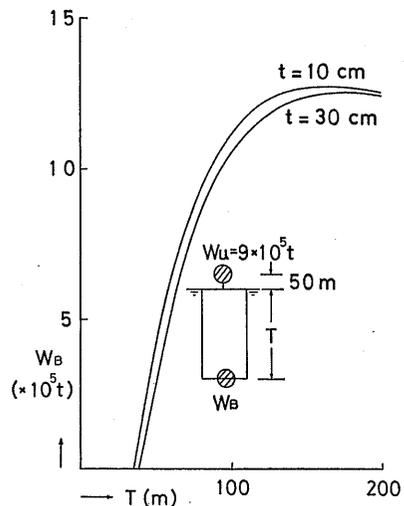


図-A.4  $GM > 0$  のためのバラスト (1本脚筏)

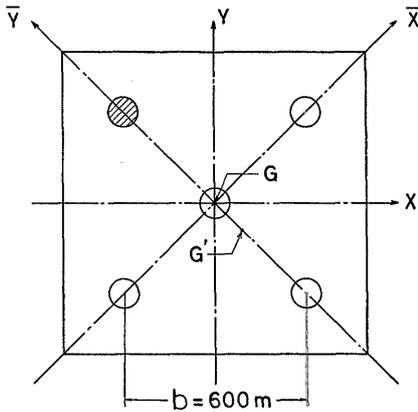


図-A.5 5本脚筏の脚配置

り、現実にはバラストによる安定化も不可能である。

次に5本脚筏の場合は脚の配置が図-A.5のようになるが、この場合も筏の中心を通るどの軸のまわりの安定性も同一で、メタセンター  $M$  の円柱底からの距離  $KM$  は

$$KM = T/2 + a^2/4T + b^2/5T \quad (A.1)$$

で表わせることが証明できる。但し  $b$  は筏の辺に平行に隣り合う2円柱間の距離である。なお1本脚筏の場合はこの式で  $b=0$  とすればよい。

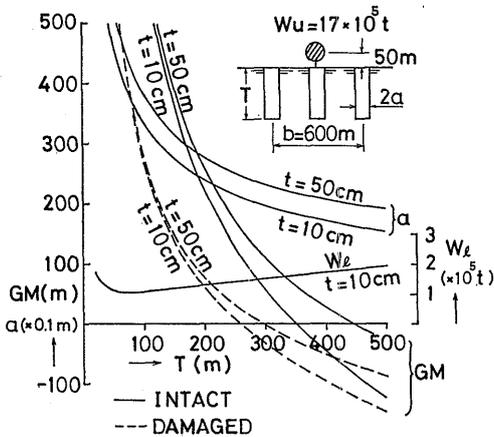


図-A.6 5本脚筏の安定性

図-A.6は5本脚筏の  $GM$  を示したものである。1本脚筏との上部構造方式の違いから、 $W_u$  が2倍程度と大幅に増えているにも拘らず  $T=200\text{m}$  でも安定性は充分に確保されている。但し5本脚でも  $T$  が  $400\text{m}$  程度以上、 $a$  が  $20\text{m}$  程度以下の寸法では  $GM < 0$  となり安定性の確保に問題が出てくる。また原案にみ

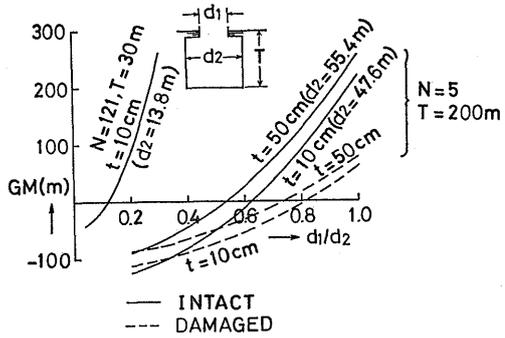


図-A.7  $GM$  に対する口径比の影響

られるように円柱の径を水面のところ小さくするような形状にすると安定性は悪くなる。5本脚筏で  $T=200\text{m}$  を固定したときの口径比の影響を示したのが図-A.7であり、口径比が  $0.6$  程度以下では  $GM < 0$  になる恐れがあることを示している。但しこの計算は、安全側の評価をするため没水部の体積は  $\pi(d_2/2)^2 T$  のまま変わらず水面でのみ直径が  $d_1$  に減少する最悪のケースを考えたものであるから、実際にはもう少し口径比の小さいところまで安定性が保たれると考えてよい。

次に5本のうちの1本が何らかの事故で脱落した場合を考えてみる。真中の1本より端の方の1本が脱落したときの方が危険であることは明らかであるのでその場合を検討する。但し円柱は水面上も同じ直径でのびていて、脱落した部分が受持っていた浮力を補うだけの予備浮力があるものとする。脚が一本脱落したことによる平均吃水の増加  $\Delta T$  は  $\Delta T = T/4 - (W_i/5)/4\pi a^2 \gamma$  ( $\gamma$  は海水密度  $1.025\text{ ton/m}^3$  とする) であるから、原案のように  $\Delta T=50\text{m}$  程度の余裕では、 $T=200\text{m}$  程度以上の場合にまで適用するのは問題もあるが、ここでは概略の傾向をみる意味でこのような単純化をすることにした。図-A.5で斜線を施した脚が脱落することにより重心が  $G$  から  $G'$  へ移動し、 $\Delta T$  だけの平均沈下と同時に  $G'$  を通る  $\bar{x}$  軸に平行な軸のまわりに傾いて釣合うものと考えて、この状態での  $GM$  を検討すればよいわけであるが、ここではとりあえずこの傾斜を無視した状態でのメタセンターの変化と重心変化のみを考慮して  $GM$  を計算してみる。傾斜角が極端に大きくなく、最大復原力の角度を超えない範囲ならこの傾斜を無視した計算は脚の水線面積の増大により安全側の評価となる。さて  $G'$  を通る軸のうち  $\bar{x}$  軸に平行な軸まわりに最も不安定になりやすいこと

が証明できるので、この軸まわりの  $GM$  を計算したものを 図-A.6 に、また口径比の影響を 図-A.7 に、前述の非損傷時のものと比較して点線で示してある。いずれも安定性の悪化は著しく、 $T=200\text{m}$  で口径比 1.0 ならからうじて  $GM>0$  となっているが、口径比 0.8 程度以下では危うくなってくる。次に脚一本の脱落による傾斜角を初期復原性の範囲内であることを仮定して概算してみると、 $T=200\text{m}$  で  $20^\circ$  ( $t=50\text{cm}$ ) $\sim 6^\circ$  ( $t=10\text{cm}$ ) 程度の値が得られ、非損傷時でも最大復原力の角度が  $\tan^{-1}(50/\sqrt{2} \times 300) \approx 6.7^\circ$ 、脚脱落時なら  $4.6^\circ$  ( $t=50\text{cm}$ ) $\sim 6.2^\circ$  ( $t=10\text{cm}$ ) 程度と推算されるので、口径比 1.0 のときたとえ直立時に  $GM>0$  であっても傾斜角が復原力消失角を超えてしまう恐れは非常に強い。従って脚が一本脱落した場合でも安定性を確保するためには、吃水をもう少し浅くして、脚の円柱の半径を大きくすることが望ましい。

## 付録 2. 円柱群の附加質量

図-A.8 のような  $M$  行  $M$  列の 2 次元円柱群で  $M \rightarrow \infty$  の場合の流場は、図-A.9 の様な幅  $h$  の水路の

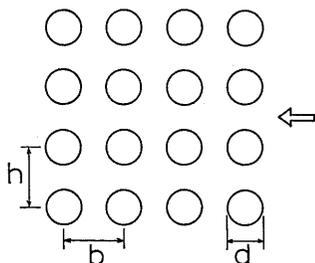


図-A.8 無限行無限列の円柱群

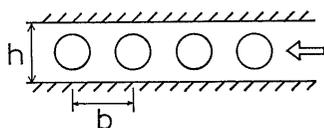


図-A.9 図-A.8 と等価な流場

中心に間隔  $b$  で一列に無限個の円柱が並んでいる場合の流場と等価である。これから 1 つの円柱を取り出すとその境界条件は 図-A.10 に示すようなものになる。更に対称性を考慮して 図-A.11 の様に 図-A.10 の領域の 1/4 を考えることにする。単位速度に対する攪乱流の速度ポテンシャル  $\phi$  は

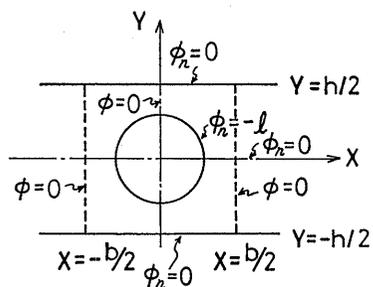


図-A.10 境界条件

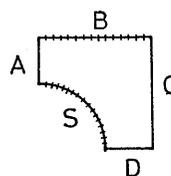


図-A.11 解析領域

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad \text{in fluid domain} \quad (\text{A.2})$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \quad \text{on } y=0, y=h/2 \quad (\text{A.3})$$

$$\phi = 0 \quad \text{on } x=0, x=b/2 \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} = -l \quad \text{on body surface} \quad (\text{A.5})$$

$l$ : 物体から流体への外向法線方向余弦の  $x$  成分

を満たす必要がある。

(A.3) を満足する Green 関数  $G_s$  は

$$G_s(x, y; x', y')$$

$$= \frac{1}{2} \log \left\{ \cosh \frac{2\pi}{h}(x-x') - \cos \frac{2\pi}{h}(y-y') \right\} \\ + \frac{1}{2} \log \left\{ \cosh \frac{2\pi}{h}(x-x') - \cos \frac{2\pi}{h}(y+y') \right\} \quad (\text{A.6})$$

である<sup>13)</sup>。一方 (A.4) を満足する Green 関数  $G_p$  は

$$G_p(x, y; x', y')$$

$$= \frac{1}{2} \log \left\{ \cosh \frac{2\pi}{b}(y-y') - \cos \frac{2\pi}{b}(x-x') \right\} \\ - \frac{1}{2} \log \left\{ \cosh \frac{2\pi}{b}(y-y') - \cos \frac{2\pi}{b}(x+x') \right\} \quad (\text{A.7})$$

である<sup>14)</sup>。 $\phi$  と  $G_s$  に対し 図-A.11 の領域に Green の定理を適用すると、 $(x, y)$ 、 $(x', y')$  とともに境界上にもってくるものとして、

$$\phi(x, y) = \frac{1}{\pi} \int_S (G_s \phi_n - G_{sn} \phi) ds$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{1}{\pi} \int_{BUD} (G_s \phi_n - G_{sn} \phi) ds \\
 & + \frac{1}{\pi} \int_{AUG} (G_s \phi_n - G_{sn} \phi) ds \quad (A.8)
 \end{aligned}$$

となるが、右辺第2項の  $BUD$  での積分は  $\phi_n = G_{sn} = 0$  により消失し、第3項の中の  $G_{sn} \phi$  も消えて結局

$$\phi(x, y) = \frac{1}{\pi} \int_S (G_s \phi_n - G_{sn} \phi) ds + \frac{1}{\pi} \int_{AUG} G_s \phi_n ds \quad (A.9)$$

となるが、これは  $AUC$  上で  $\phi_n$  を与えることができないため (A.9) をこのままの形で解くことはできない。

一方  $\phi$  と  $G_p$  に対し同様に Green の定理を適用すると (A.8) で  $G_s \rightarrow G_p$  と入れかえた式で考えて、右辺第3項が  $\phi = G_p = 0$  により消え、第2項のうち  $G_p \phi_n$  も消えるから

$$\phi(x, y) = \frac{1}{\pi} \int_S (G_p \phi_n - G_{pn} \phi) ds - \frac{1}{\pi} \int_{BUD} G_{pn} \phi ds \quad (A.10)$$

となる。 $D$  上 ( $x$  軸上) での積分を消すために (A.7) のかわりに  $x$  軸に対する正鏡像を加えた

$$\begin{aligned}
 G(x, y; x', y') &= G_p(x, y; x', y') \\
 &+ G_p(x, y; x', -y') \quad (A.11)
 \end{aligned}$$

を使えば (A.10) のかわりに

$$\phi(x, y) + \frac{1}{\pi} \int_{S'UB} G_n \phi ds = \frac{1}{\pi} \int_S G_p \phi_n ds \quad (A.12)$$

が得られ、結局積分方程式 (A.12) を 図-A.11 の  $S$  と  $B$  の上で解けばよいことが判る。

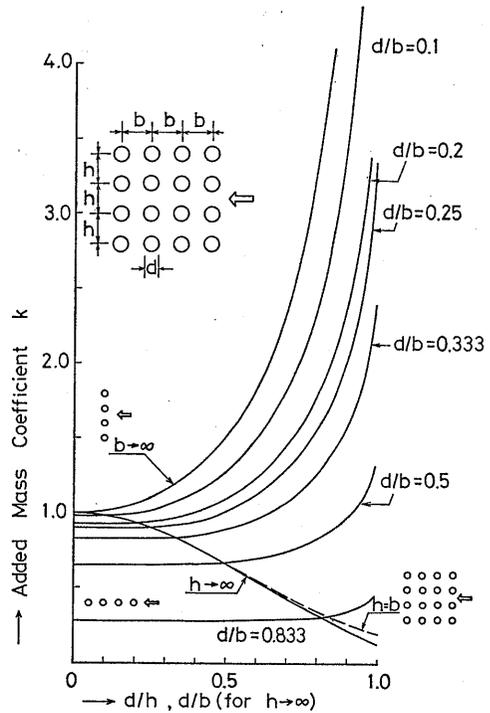


図-A.12 無限行無限列円柱群の附加質量係数

なお  $y = h/2$  に対する正鏡像を加えて

$$\begin{aligned}
 G'(x, y; x', y') &= G_p(x, y; x', y') \\
 &+ G_p(x, y; x', h-y') \quad (A.13)
 \end{aligned}$$

とすれば  $B$  上の積分が消えて  $D$  上の積分が残り、未知数を減らすことができるので、本来はこうすべき

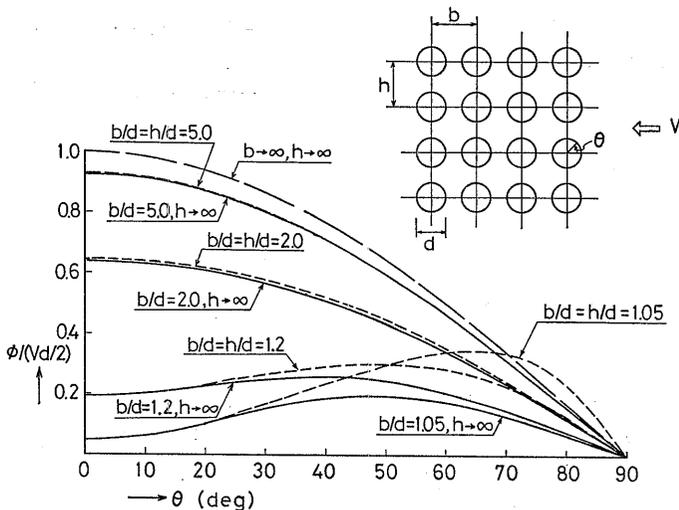


図-A.13 無限行無限列円柱群の円柱表面速度ポテンシャル

であるが (A.12) で計算プログラムを作って計算を実行してしまったため、以下の数値計算は (A.12) によるものである。

積分方程式 (A.12) を数値的に解いて

$$k = \frac{1}{\pi a^2} \int_S \phi l ds \quad (\text{A.14})$$

で求めた附加質量係数  $k$  を 図-A.12 に示す。この図で  $h=b$  の曲線と  $h \rightarrow \infty$  の曲線とが、 $d/h$  が 1.0 に近いところを除いては、あまり差がないことと、 $d/b$  をパラメータにして示した  $k$  の右上りの曲線が、 $h=b$  の曲線との交点より左側ではほぼ水平に近くなっていることは、 $h \geq b$  即ち横方向の円柱間隔  $h$  が縦

方向の円柱間隔  $b$  と等しいか或いは大きいときには、 $d/h$  が 1.0 に近い場合を除いて、横列干渉を無視して縦列干渉だけを考えれば近似的に差支えないことを示している。これは附加質量という積分値に強調されているが、それだけでなく間隔が極端に狭い場合を除いてはポテンシャル流場全体についてもいえることが、図-A.13 に示した速度ポテンシャルの分布図から判る。横列干渉より縦列干渉の方が強いことは、粘性流体については従来から実験結果で判っていたことであるが、ポテンシャル流でも同じ傾向のあることは興味深い結果と思われる。