

運輸省港湾技術研究所

港湾技術研究所 報告

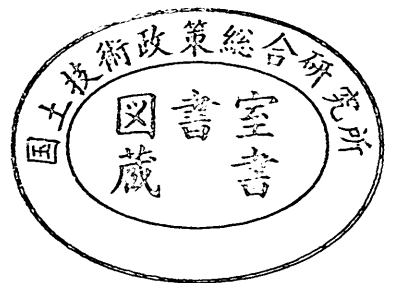
REPORT OF
THE PORT AND HARBOUR RESEARCH
INSTITUTE
MINISTRY OF TRANSPORT

VOL. 21

NO. 2

JUNE 1982

NAGASE, YOKOSUKA, JAPAN



港湾技術研究所報告 (REPORT OF P.H.R.I.)

第 21 卷 第 2 号 (Vol. 21, No. 2), 1982 年 6 月 (June 1982)

目 次 (CONTENTS)

1. Theoretical Properties of Oblique Waves Generated by Serpent-type Wave-makersTomotsuka TAKAYAMA..... 3
(造波機によって発生する斜め波の特性について高山知司)
2. レーザー・ドップラー流速計による砕波帯内の流速場の構造の解明
.....灘岡和夫・近藤隆道・田中則男..... 49
(The Structure of Velocity Field within the Surf Zone Revealed by Means of Laser-Doppler Anemometry
.....Kazuo NADAOKA, Takamichi KONDOH and Norio TANAKA)
3. プイ係留船舶の荒天時の振れ回り運動.....鈴木康正・諸石一幸..... 107
(On the Slow Motions of Ships Moored to Single-point Mooring Systems
..... Yasumasa SUZUKI and Kazuyuki MOROISHI)
4. 各種消波工による越波流量の減少効果
.....高山知司・永井紀彦・西田一彦..... 151
(Decrease of Wave Overtopping Amount due to Seawalls of Low Crest Types
..... Tomotsuka TAKAYAMA, Toshihiko NAGAI and Kazuhiko NISHIDA)
5. コンクリート舗装の目地部における荷重伝達機能
.....福手 勤・八谷好高・山崎英男..... 207
(Efficiency of Load Transfer at Joints in Concrete Pavements
..... Tsutomu FUKUTE, Yoshitaka HACHIYA and Hideo YAMAZAKI)
6. 7年間海洋環境下に暴露したプレストレストコンクリートはりの耐海水性につ
いて.....大即信明・下沢 治..... 237
(The Study on the Durability of PC beams after 7 Years' Exposure in Marine En-
vironment.....Nobuaki OHTSUKI and Osamu SHIMOZAWA)
7. 港湾経済効果の計測手法.....中野 勉・稲村 肇..... 261
(Development and Application of Synthetic Economic Evaluation Model for Port
PlanningTsutomu NAKANO and Hajime INAMURA)
8. 付着油除去システムの開発実験.....奥出 律・松本 茂..... 315
(Development of Removal System for Spilt Oil Sticking to Beaches and Coastal
StructuresTadasu OKUDE and Shigeru MATSUMOTO)

3. ブイ係留船舶の荒天時の振れ回り運動

鈴木康正*・諸石一幸**

要 旨

荒天時に船舶を港内に避泊させる方法として、ブイに単点係留することが考えられる。この場合、波浪および風が主要な作用外力となるが、特に強風下における単点係留船舶の振れ回り運動の影響が大きい。

本研究では SALM 型ブイに係留された船舶の振れ回り運動と係留力について実験および数値計算によって検討し、定常風中の振れ回り運動を数値計算することが可能であることを示した。得られた結果は次のとおりである。

- (1) 定常風中における船体の振れ回り運動の数値計算を行う場合には、風荷重の合力の作用方向、流圧力係数および旋回抵抗係数を適切に選定することが重要である。
- (2) 船体の係留系に発生する張力は風速の2乗にほぼ比例する。
- (3) 船体係留系の係留特性は、係留ロープの伸び特性、ブイの静水圧復元力および係留チェーン張力を考慮して計算される。
- (4) 船体に波と風を同時に作用させたときの係留力は、両者が同一方向から作用するとき最大となる。
- (5) 船体の振れ回り運動は流れによって影響されるが、風および波などとの相乗作用などについて検討する必要がある。

* 海洋水理部 主任研究官 (波力解析担当)
** 海洋水理部 波浪研究室

3. On the Slow Motions of Ships Moored to Single-point Mooring Systems

Yasumasa SUZUKI*
Kazuyuki MOROISHI**

Synopsis

It is now under consideration to moor ships to single-point mooring systems in a harbor while the weather is very severe. In this case, wave and wind forces upon a ship are predominant for dynamic responses of the ship and mooring systems. Especially, the slow motions of ships in a strong wind have a great importance as they may cause large mooring line forces.

In this report, the analysis is made for the slow motions of ships moored to a SALM type buoy by numerical simulations and by hydraulic model tests at the laboratory. The study has yielded the following conclusions:

- (1) In order to numerically simulate the slow motions in steady wind, it is very important to select proper values of the direction of wind forces, the drag force coefficient and the yaw moment coefficient.
- (3) The relationship of load displacement of buoy/bow-hawser arrangement can be calculated by considering the nonlinear elasticity of hawser, the hydrostatic restoring forces upon the buoy and the mooring forces of chains with catenary figures.
- (4) Maximum mooring line loads for wind and waves occur when the wind direction is the same as that of waves.
- (5) The slow motions of a ship are influenced by external currents. Further investigations are necessary to clarify the total effects of winds, waves and currents.

* Senior Research Engineer, Marine Hydrodynamics Division

** Member, Wave Laboratory, Marine Hydrodynamics Division

目 次

要 旨	107
1. ま え が き	111
2. 波と風を作用させた水理模型実験	112
2.1 実験の目的	112
2.2 実験水槽および実験装置	112
2.3 船体およびブイの模型	113
2.4 実験に用いた波と風	116
2.5 測定および解析方法	119
2.6 実験結果と考察	119
3. SALM 型ブイの変位と係留力	125
3.1 ブイの静水圧的復元力	125
3.2 ブイの変位と係留力	130
3.3 実験値と計算値との比較	131
4. 風の中の船体振れ回り運動の数値計算法	133
4.1 現在までに行われた研究	133
4.2 座 標 系	134
4.3 船体に作用する風荷重	135
4.4 船体に作用する流体抵抗	137
4.5 船体変位と係船ロープ張力	138
4.6 船体の振れ回り運動方程式とその数値解法	138
4.7 実験結果と計算結果の比較	140
4.8 流れの影響に関する数値計算	145
5. ブイ係留船舶の振れ回り運動特性について	146
6. あとがき	147
参考文献	147
記号一覧表	148

1. ま え が き

港の重要な機能の一つは、静穏な海水面の確保である。安全な荷役作業を可能にするためばかりではなく、本来港は船舶の停泊地という機能も持っており、荒天時には船舶にとって安全な避難場所であるべきであると言える。しかしながら現状では、波や風が強く港内で停泊することが危険であると港長が判断したときには船舶は港外に退避させられる。これらの船は付近の安全な港へ避難することもあるが、大型の船舶は港外にとどまり、避泊錨地で悪天候がおさまるのを待つことが多いようである。これは安全性の面で問題であると同時に、経済的にも時間的にも大きな損失である。

さらに、最近では船型の大型化にともない、港外避泊をする船の隻数も増加しており、避泊錨地の不足も心配されるようになってきている。このようなことから、安全な港内避泊に対する要望が高まってきており、港湾の外郭施設の拡充とともに、荒天時の船舶の岸壁係留およびブイ係留などについて種々検討がなされている。

本研究で対象とするのは、船舶のブイ係留のうちでも最も単純な船首単点係留の場合である。このような係留法では船体はブイの周囲をある程度自由に運動することができるので、係留ロープに作用する力が軽減され、風向きの変化に容易に対応できることなどの利点がある。また、錨泊とブイとを比べると、ブイの場合にはアンカーの把駐力を高めることによって、錨泊で問題となる走錨のような事故を防止することができることなどの利点を持っている。

しかし一方では、ブイの周囲を係留船舶が動き回ることがこの係留法の欠点でもあり、ブイとブイとの間隔が狭すぎると船体どうしが衝突をしてしまうという事態も起こりかねない。したがって、ブイと係留船舶の安全のためには、係留ロープやブイの係留チェーンに作用する張力を知るとともに、船体がブイの周囲をどのように運動するかも検討しておく必要がある。

港内に設置される避泊ブイの場合を考えると、流れの影響はほとんど無視することができ、ブイと船舶に作用する外力としては波と風が支配的となる。さらに、防波堤などによるしゃへい効果を考慮すれば、たとえ荒天時であっても波高は比較的小さいものと考えられる。したがって風が船舶にどのような作用を及ぼすかを知ることが重要な課題となる。

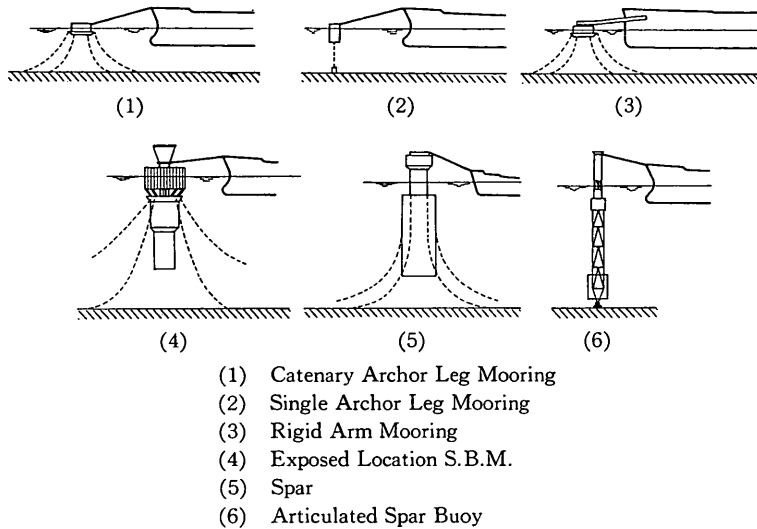
一般に構造物が風から受ける荷重は静的に取扱われ、風荷重による構造物の移動や運動は考えられないことが多い。しかし錨泊をしている船舶の場合には、たとえ風向きと風速が時間的にほとんど一定であっても、振れ回り運動と呼ばれる運動をすることが、古くから経験的に知られていた。

振れ回り運動とは後出の図-10に示すように、船体が水平方向に大きい振幅で振れ回る長周期運動であり、風だけではなく流れによっても発生すると言われている。錨泊中の船がこの運動をすると錨鎖に大きい力が作用し、ときには走錨の原因となるために非常に危険である。最近出版された「なぜ洞爺丸は沈没したか」(上前淳一郎著、文芸春秋)には、洞爺丸が激しく左右に振れ回り運動をして走錨の様子が記されている。

船体の振れ回り運動の実船観測は過去に何度か実施されている¹⁾²⁾。しかし、実船に作用する風の速さと向きは短時間および長時間にわたる変動をすること、波浪の影響を受けること、錨鎖孔が船体の片側にあることなどのためか、実船の振れ回り運動は図-10に示したものよりはかなり複雑である。そのため実船観測から定量的あるいは定性的な傾向を求めることはなかなか困難なようである。ただし、港に錨泊している船の強風中における振れ回り運動は、気を付けていると比較的容易に見ることができる。当研究所が面している久里浜港においても、振れ回り運動をしている船を見る場合があるが、周期が5~10分程度と長いので、長時間観察しないと振れ回り運動であるとわからないことが多い。

一方、実験室においては変動の少ない定常風を作用させることができるので、船体の振れ回り運動はきれいな周期運動となる。著者らはかねてよりこの振れ回り運動に着目し、実験的な研究によって風速と振れ回り運動との関係、振れ回り運動に影響を及ぼす要因などについて検討してきた³⁾。また、米田ほかによる日聖丸模型による実験⁴⁾、31万トンタンカーによる実験など⁵⁾の結果から、船体の振れ回り防止法として、船体吃水を深くする、船首側の吃水を船尾側よりも深くする、錨鎖の重量を増加することなどが効果的であることがわかっている。

本研究では、振れ回り運動に対する波と風の作用の仕方およびそれらの相乗効果などについて実験的に検討した。さらに、定常風中のブイ係留船舶の数値計算法を示し、実験値と比較することによって計算法の精度を確認



(1) Catenary Anchor Leg Mooring
 (2) Single Anchor Leg Mooring
 (3) Rigid Arm Mooring
 (4) Exposed Location S.B.M.
 (5) Spar
 (6) Articulated Spar Buoy

図-1 さまざまな形式の係船ブイ

した。

なお、港湾で古くから利用されている係船ブイは薄円盤型のものが多く、1本ないし何本かのチェーンなどによってアンカーに係留される。しかし最近では世界各地で、図-1 に示したようなさまざまな形式のブイも設置されるようになってきた。本研究ではこのうち、図-1 (2) の SALM (Single Anchor Leg Mooring) 型ブイを対象とした。

2. 波と風を作用させた水理模型実験

2.1 実験の目的

ブイに係留された船舶は現地において、波浪、風及び潮流などの作用を受ける。これらの外力に対してブイや係留船舶がどのように応答し、どれほどの係留力を発生するかという問題は物理現象が非常に複雑であるため、すべてを理論的に解析することは困難である。

そこで、ブイと係留船舶が形成する力学系にとって支配的な要因となるものは何かを水理模型実験で検討することとした。なお、今回は港内に設置された避泊ブイを対象とすることとし、港内では通常は流速が小さいと考えられる潮流などの流れは実験では考慮していない。

2.2 実験水槽および実験装置

実験に用いた水槽は、図-2 に示すとおり、長さ 25 m、幅 15 m、深さ 1 m のコンクリート製平面水槽で、底は水平である。水槽の一端には幅 5 m、高さ 1.5 m の

造波板を持つピストン型造波機 3 台を設置してある。この造波機は不規則波も発生することができるが、3 台の位相は等しくして波向きは一方向とした。造波用の信号は不規則信号発生装置からの信号をデータレコーダーによって磁気テープに記録したものをを用いている。水深 h は 62.8 cm とした。

また、水槽内には可動式の送風機が 9 台設置してある。羽根径は 1 m であり、横一列に一直線に並べて幅 9 m にわたって一方向の風を起こすことができる。風速の制御をするため DC モーター 1 台で 9 台のファンの回転制御を行っている。発生させることができる最大の平均風速は約 9 m/s (ファン直前) である。ファンの前面には格子型の整流板があるが、ダクトは設置していないオープンタイプである。変動電圧を入力して変動風速を発生することも可能であるが、今回の実験では定常風のみを用いている。また、送風機と模型ブイのアンカーとの水平距離は約 3.2 m とし、風向きを変えるために送風機を移動する際にもこの位置関係は変わらないようにした。静水面と送風機下端とは約 10 cm の間隔をとり、波峰が架台に当たらないようにした。

実験水槽の一端、造波機の背後には消波用の碎石斜面があり、他端および側壁の前面にはステンレス網製の消波工が設置されている。

また、水位変動を測定するために容量式の波高計を用いた。係船ロープおよびブイの係留チェーンに発生する

ブイ係留船舶の荒天時の振れ回り運動

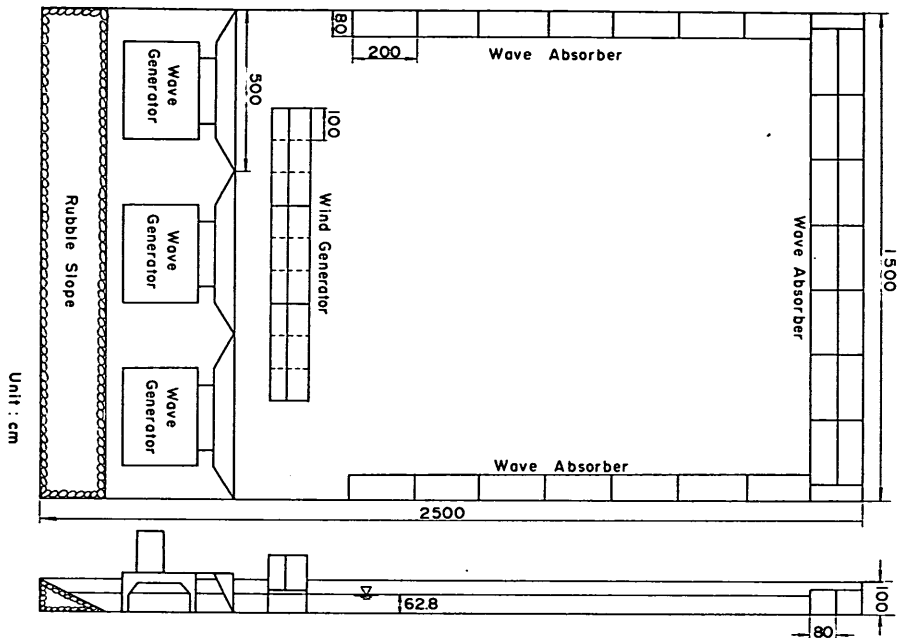


図-2 実験水槽

張力は、容量 2kgf ないし 5kgf 用の軽量な小型張力計をロープやチェーンに接続して測定した。さらに、風速の測定には測定範囲を 3 段階に変えられる熱線式風速計を用いた。また、船体の水平面上の運動は、水槽の上部から 16mm メモーションカメラで 1s ないし 2s ごとに写真撮影を行い、現像したフィルムを解析するという方法によった。これは非常に周期の長い船体の振れ回り運動を測定することを目的としたためである。したがって、船体の前後運動 (Surging)、左右運動 (Swaying) および旋回運動 (Yawing) 以外の運動や、波浪による短周期の船体動揺は測定していない。

記録器としては、ペン書きオシログラフとデータレコーダを使用した。

2.3 船体およびブイの模型

船体模型としては、船型の異なる 2 種類のものを用いた。一つは 図-3 (1) に船体の外形を示した模型船である。この船の大きな特徴は船長に比べて幅が広く、平たい感じがすること、甲板上にはほとんど構造物がなく、船橋が船尾にのみあるということである。このような船型は中型ないし大型タンカーによく見られる。そこで、今後はこの模型をタンカー模型と呼ぶこととする。

他方の模型船の外形は 図-3 (2) に示したとおりであ

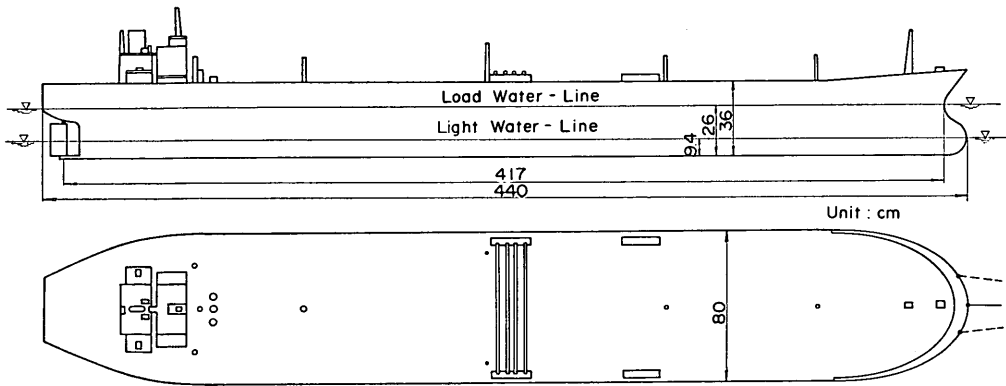
り、船体が全体的にスリムであること、甲板上にクレーンのような形状をした構造物があることなどがタンカー模型とは異なる特徴である。このような船型は貨物船に特有のもので、今後はこれを貨物船模型と呼ぶ。

これらの模型船はいずれも木製である。船体の吃水、重心の位置などは船体の内部に鉄製の重錘を入れて調整している。船体の載荷状態は各船体で 2 種類を選び、それぞれを満載および空載状態と呼ぶこととする。それらの諸元は 表-1 に示したとおりである。なお、船体模型の船首側と船尾側の吃水は等しく、いわゆる even keel (あるいは trim ゼロ) である。

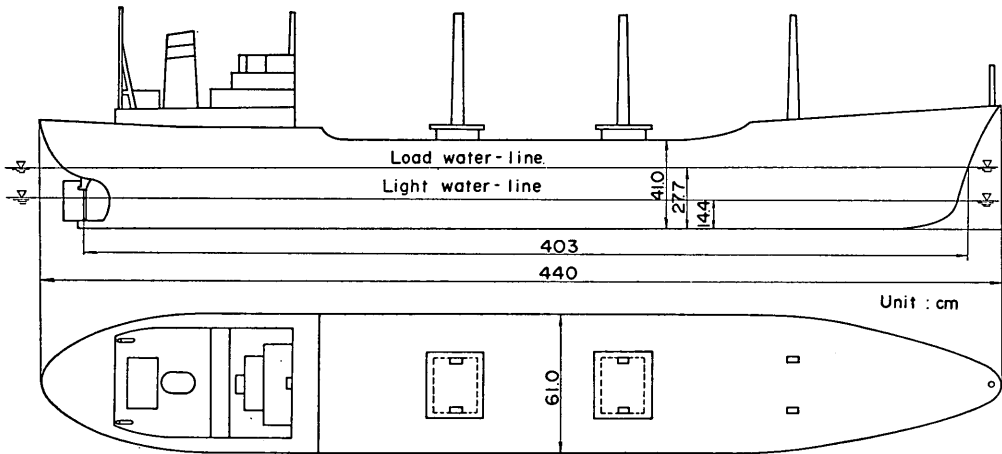
表中の慣性能率 I_z は船体の重心を通る鉛直軸まわりの慣性能率であり、船体の旋回運動に関係する。これを測定あるいは計算で求めることができなかったため、これとほぼ等しいと考えられる縦慣性能率 (重心を通り、船体の長軸に直角な水平軸まわり) を測定して代用することとした。縦慣性能率の測定は、船体を載せるブランコを作製し、船体を載せたときの揺れ周期を測定して行った。

また、表中の方形係数 C_b は次式で定義される。

$$C_b = \frac{V}{B \times d_s \times L_{FP}} \quad (1)$$



(1) タンカー模型



(2) 貨物船模型

図-3 模型船の外見図

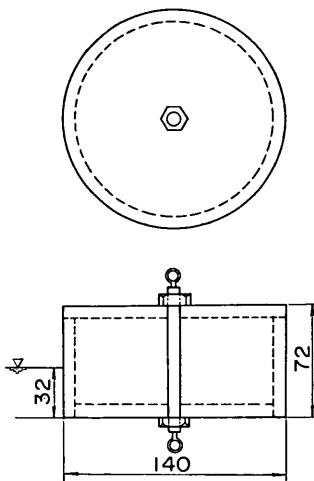


図-4 ブイ模型 [unit: mm]

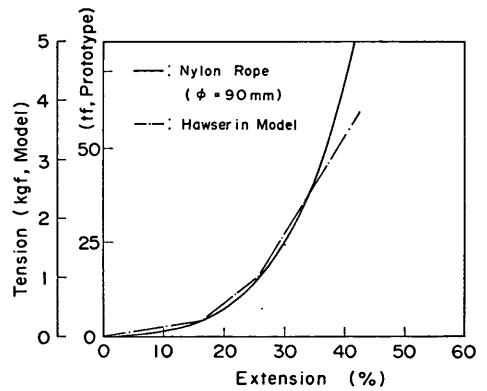


図-5 係船ロープの伸び特性

ブイ係留船舶の荒天時の振れ回り運動

表-1 模型船の諸元

船 型 載 荷 状 態			タ ン カ ー		貨 物 船	
			満 載	空 載	満 載	空 載
船 長	L_{PP}	(cm)	417		403	
型 幅	B	(cm)	80.8		61.0	
型 深	D	(cm)	36		41	
側 面 面 積	A_y	(cm ²)	16340		22082	
正 面 面 積	A_x	(cm ²)	3910		4255	
質 量	M_S	(kg)	711	241	477	227
慣 性 能 率	I_z	(kg·cm ²)	1.16×10^7	2.89×10^6	3.61×10^6	2.93×10^6
吃 水	d_S	(cm)	26.0	9.4	27.7	14.4
船首重心距離	a	(cm)	201	201	216	215
水中側面面積	A_{SL}	(cm ²)	10960	3920	11042	5698
空中側面面積	A_L	(cm ²)	5380	12420	11040	16384
空中正面面積	A_T	(cm ²)	1850	3150	2566	3374
方 形 係 数	C_b		0.812	0.761	0.700	0.641
横 揺 周 期		(s)	1.39	1.15	1.70	2.85
ロープ取付高	Z_{SR}	(cm)	14.0	23.7	28.8	42.0
付 加 質 量	M_{zx}	(kg)	52.7	6.43	27.2	5.4
付 加 質 量	M_{yy}	(kg)	491.7	64.5	472.0	148.0
付加慣性能率	J_{zz}	(kg·cm ²)	3.04×10^6	1.03×10^6	3.10×10^6	1.47×10^6
流 圧 力 係 数	C_{y90}		1.5	1.5	1.5	1.5
浅水影響係数	Δk_y		0.3	0	0.3	0

ここで、 V は排水量すなわち水面下の船体の体積である。上式の分母は船体の幅、吃水、長さを3辺に持つ直方体の体積に等しいので、方形係数は船体の水面下の部分が直方体に近いほど1.0に近くなる。例えばタンカー模型の C_b が満載状態で0.812と1.0に近いのは、船体がいわゆる肥大船型をしているためである。

なお、満載タンカーおよび貨物船模型は4章で数値計算の精度を検討するための模型実験に使用しており、本章で述べる実験には空載タンカーのみを使用した。

次に、ブイ模型は図-4に示したような直円筒型をしており、アクリルでできている。質量は491g、自由に浮かべたときには直立をし、そのときの吃水は3.2cmである。重心は中心線上の底面から3.0cmのところにある。上・底面の中央にはそれぞれ係船ロープおよび係留チェーンを接続するためのフックが付けてある。また、ブイは係船ロープに引かれて水中に没することがあるため、内部に水が浸入しないよう十分な水密性を保たせてある。

ブイは鉄製の1本のチェーンによって水底のアンカーに係留されている。チェーンの水中単位長さ当りの重量は134.3gf/mである。また、チェーンの長さは61cmとした。チェーンに作用する張力を測定するために、小型の張力計がチェーンとブイの接続部に挿入されている。また、チェーンに引かれてもアンカーが移動しないように、アンカーには十分な重量を持たせてある。

現地ではナイロンロープなどが係船ロープとして用いられることが多い。それらの伸び特性すなわち荷重と伸びとの関係は非線型であり、それをそのまま実験で再現することは難しい。便宜的に用いられる方法としては、特性曲線を何本かの直線によって折れ線で近似するという方法である。その折れ線の各直線部分は線型なパネによって模型に再現される。

今回の実験に用いた係船ロープの伸び特性は図-5に一点鎖線で示されている。これはパネ定数の異なる3本のスプリングを直列に接続して作製した。ただし、各スプリングはある長さだけ伸びるとそれ以上伸びないよう

にひも製のストッパーが付いており、荷重の大きさによって実際にバネとして働くスプリングの種類と本数が異なる。例えば、荷重が小さいうちはスプリングが3本とも働くので全体としては軟かい伸び特性を示すが、荷重がある値より大きくなると2本のスプリングだけの強いバネとなり、やがては1本のスプリングだけになるという方式である。

この方法の欠点は、一般にスプリングの重量がロープの重量より重いために、スプリングを連続したものをそのまま係船ロープとして使用できないということである。今回の実験では、係船ロープの全長を長くして一端を甲板上に止め、スプリングの重量は甲板上の台で支えることとした。このとき模型船の船首のフックとブイのロープ取付部との間の距離が自然状態で105cmになるように係船ロープの全長を定めた。

係船ロープを通すフックの船首への取付け位置は、タンカー模型および貨物船模型ともに船首中央とした。

なお、今回の実験では相対伸び率がほぼ30%以下を実験範囲としている。

2.4 実験に用いた波と風

ブイや模型船をセットすると波や風はその影響を受けてしまうので、それを置かない状態で波と風の検定を行った。

水位変動の測定点はブイのアンカー設置点より1m沖側である。実験に用いた一方向不規則波は次式で表される光易の修正によるブレッドシュナイダー型周波数スペクトル⁶⁾を目標スペクトルとした。

$$S(f) = 0.257 H_{1/3}^2 T_{1/3} (T_{1/3} f)^{-5} \cdot \exp[-1.03 (T_{1/3} f)^4] \quad (2)$$

ここで、 $S(f)$: 水位変動の周波数スペクトル

f : 周波数

$H_{1/3}$: 有義波高

$T_{1/3}$: 有義波周期

入射波の周期による船体の振り回り運動の変化を調べる

ために3種類の有義波周期を持つ3つの波群を実験波とし、周期の長い方からL, M, Sと呼ぶこととする。これらの水位変動をデータレコーダーに記録し、AD変換したのち電子計算機で周波数スペクトルを求めたのが図-6(1)~(3)である。

図中の実線が造波機によって発生させた波の測定スペクトル、一点鎖線がそれと同じ $H_{1/3}$ と $T_{1/3}$ を持つブレッドシュナイダー型スペクトル、破線が送風機も駆動したときの測定スペクトルである。これらの図から、測定されたスペクトルは目標スペクトルにほぼ近いこと、送風機を駆動したときには風によって発生する高周波成分の影響がスペクトルに現われるものの、そのエネルギーレベルは非常に小さいことなどがわかる。また、図-6に示した各実験波の波高と周期を表-2に示した。この表から、いずれの波の場合にも風があるときの方が平均周期 \bar{T} は短くなっており、風によって発生した短周期の波の影響がみられる。

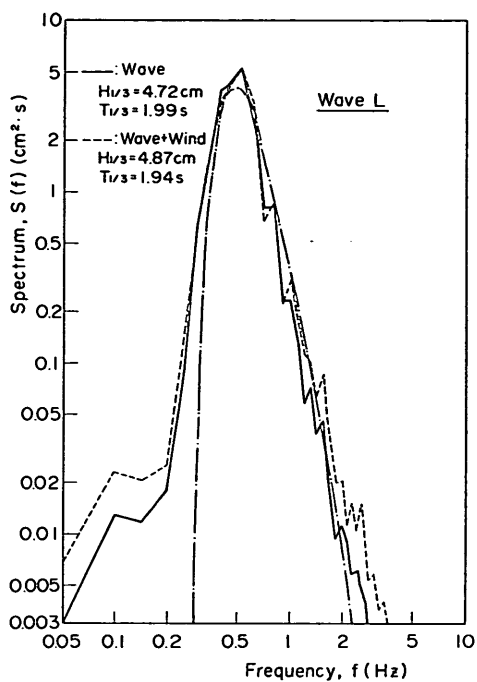
次に、実験風の風速分布を測定した結果を示したのが図-7(1)~(3)である。測定時には造波機は駆動していない。風速の測定範囲は、アンカーを通る鉛直線と静水面との交点に原点をとり、鉛直上方にZ軸、風向と直角に送風機側から見て右方にY軸をとって考えれば(後出の図-23参照)、 $Z=0\sim 80$ cm、 $Y=-200\sim 200$ cmの範囲である。測点はY軸方向には100cm間隔、Z軸方向には10cm(水面に近い部分で5cm)間隔とした。

まず、図-7(1)は送風機の前面6.2mの位置における風速の平面分布の一例である。この図から、左右上方に風速の大きい部分があるが、実験時に船体が運動する範囲は $Y\approx -100\sim 100$ cmであったので、この範囲では水平方向の風速分布はほぼ一様とみなすことができよう。これは、高さZをパラメーターにとり、水平方向の風速の変化を表わした図-7(2)によっても確認することができる。また、図-7(3)は3本の鉛直線 $Y=-$

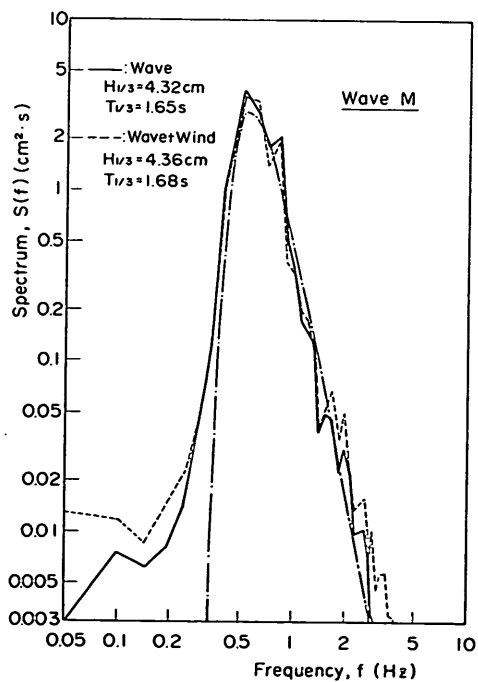
表-2 実験波の諸元

波	風 無 し				風 有 り			
	有 義 波		平 均 波		有 義 波		平 均 波	
	$H_{1/3}$ (cm)	$T_{1/3}$ (s)	\bar{H} (cm)	\bar{T} (s)	$H_{1/3}$ (cm)	$T_{1/3}$ (s)	\bar{H} (cm)	\bar{T} (s)
L	4.72	1.99	2.96	1.65	4.87	1.94	2.98	1.50
M	4.32	1.65	2.99	1.41	4.36	1.68	2.99	1.39
S	4.01	1.16	2.54	0.97	3.84	1.16	2.40	0.96

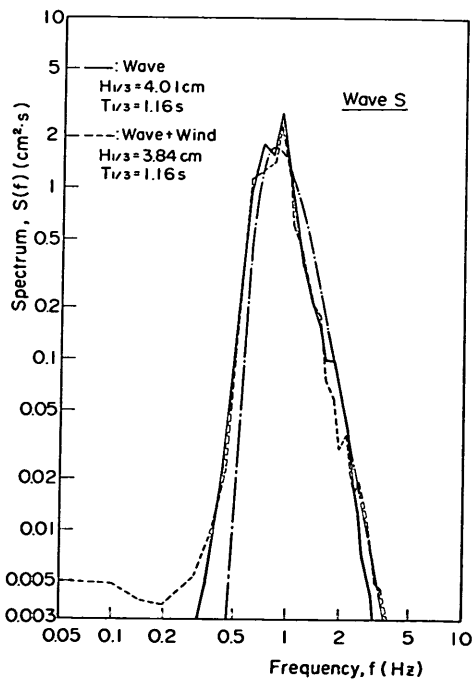
ブイ係留船舶の荒天時の振れ回り運動



(1) 波 L

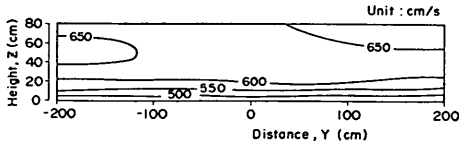


(2) 波 M

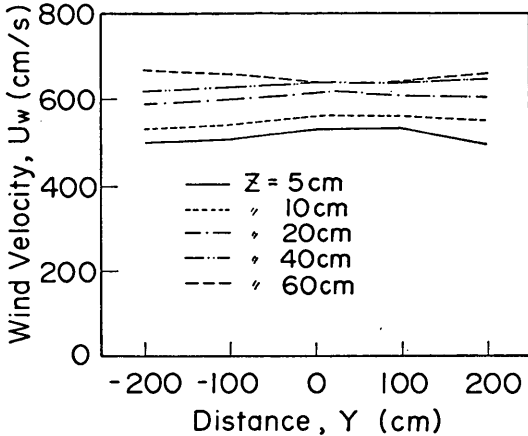


(3) 波 S

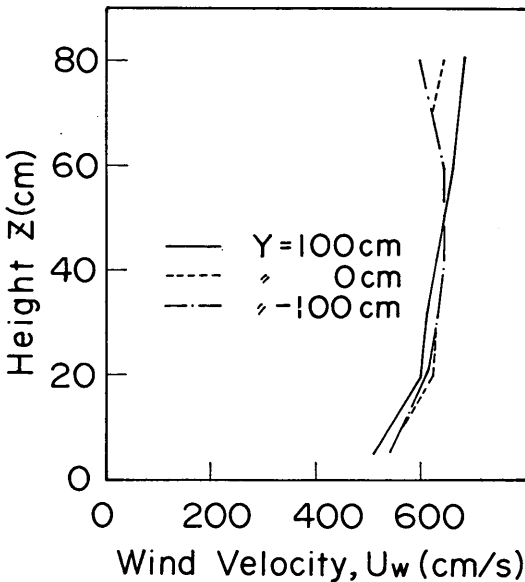
図-6 実験波のスペクトル図



(1) 風速の平面分布



(2) 風速の水平分布



(3) 風速の鉛直分布

図-7 実験風の風速分布

100, 0, 100 cm の上における風速の鉛直分布を示したものである。これより、水面に近い $Z=0\sim 20$ cm の範

囲では、いずれの場合にも風速は水面に近づくにしたがって減少しているが、それよりも上の部分では高さによる風速の変化が小さいことがわかる。また、これらの図から平均風速を求めると約 620 cm/s であった。

なお、風向き方向で上述の測定点の前後 2 m の位置、すなわち送風機の前面 4.2 m と 8.2 m の位置においても同様の測定を行った。これらの測定結果を比較してみると、当然のことながら送風機から遠ざかるにつれて全体的に風速は減少している。しかし 4 m の間の風速の減少率は最大でも 7% 程度であった。

ここで、模型実験の相似則についてふれておくこととする。波浪中における水理模型実験は、慣性力と重力を模型と実物で合わせるためにフルード則にしたがって行われる。一方、風が構造物に作用する風荷重は次式で表わされることが多い。

$$P_w = \frac{1}{2} \rho_a C_w A U_w^2 \quad (3)$$

ここで、 P_w : 風荷重の合力

ρ_a : 空気の密度

C_w : 風圧係数

A : 構造物の投影面積

U_w : 風速

いま、実物と模型における値を表わすためにそれぞれ添字 p と m を付けることとすると、模型から実物への風荷重の換算式は次のようになる（ただし、実物と模型における空気密度 $(\rho_a)_p$ と $(\rho_a)_m$ は等しいと仮定する）。

$$(P_w)_p = (P_w)_m \times \frac{(C_w)_p A_p (U_w)_p^2}{(C_w)_m A_m (U_w)_m^2} \quad (4)$$

ここで、構造物の投影面積 A と風速 U_w は容易に相似性を保たせることができるので、風圧係数が実物と模型とでどのような関係にあるかがわかれば上式による換算が可能となる。

風圧係数は構造物周辺の空気の流れに関係し、特に流れが物体の表面からはく離する位置の影響が大きい。石油掘削リグのような比較的鋭い角度の断面形を持つ部材から成る構造物では空気の流況は Re 数によらず一定であるので、実験においては任意の風速を用いることができるといわれている⁷⁾。船体のような構造物に関しても、J. A. Pinkster ら⁸⁾ は空気の流れのはく離点は実物と模型でほとんど変わらず、いわゆる scale effect は 0~10% であると考え、風に関してもフルードの相似則を適用できるとしている。これに対し、J. F. Flory ら⁹⁾ は船体の場合にはある程度 scale effect が存在するので、

実船に作用する風荷重をフルード則で縮尺し、それが模型船に再現されるような実験風速を用いるべきであり、実物の風速からフルード則によって直接換算した値とは異なるであろうと述べている。

本研究では Pinkster らの考え方にしたが、風についてもフルードの相似則を適用することとした。

2.5 測定および解析方法

実験は水面上の波および風がおさまるのを確認してから開始した。船体の初期状態は、船体がほぼ風向きを向いて静止した状態とした。なお、船体の初期状態の影響を調べるために、船体をさまざまな向きに静止させてから測定を行ったが、ある時間経過したのちには一定の定常状態に達することを確認した。

波、風、船体の運動および係留力の測定は運動が定常状態になってから開始した。測定時間は船体の振れ回り運動の3周期分とした。ただし、本実験中に測定した波と風はモニター用としてのみ使用し、実験波高および実験風速などは、前節で述べたように模型を置かない状態で測定したものをを用いている。

実験は同一条件で3回行い、それらの平均値を測定値とした。

船体の運動は水槽上より1s~2s毎に撮影した16mmフィルムを現像したのち、フィルム解析装置によって解析した。この装置は画面上の左右および上下方向に x 、 y 座標がとってあり、船体上のある点にカーソル線の交点を合わせれば、その点の座標が読み取ることができる装置である。

係留ロープや係留チェーンに発生する張力は、風だけ作用させたときのように張力が長周期で変化する場合にはペン書きオシログラフ上の記録から直接読み取った。一方、波と風とを作用させると張力には長周期変動とともに短周期成分が重なるので(後出の図-12参照)、データレコーダーによって磁気テープに記録したデータを時間間隔1/15sでAD変換し、電子計算機によって張力を計算した。

2.6 実験結果と考察

(1) 波だけの中における実験

まず、波浪が単独で係留船舶に及ぼす作用をみるために、造波機だけを駆動して実験を行った。造波開始後およそ4分間経過してから測定を行った。船体の船首と重心が時間とともにどのような軌跡を描くかを波Mの場合について示すと図-8のようになる。これは80sの間の運動の軌跡であるが、船首と重心は大きい運動をして

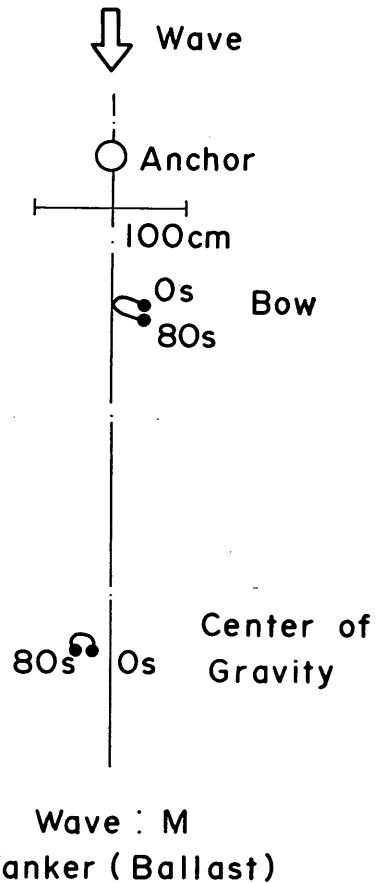


図-8 波の中における船体運動の軌跡(波M)

いないことがわかる。

このときの係留ロープ張力の時間変化を図-9に示した。ロープには短周期の張力が発生しているが、その大きさは比較的小さいことがわかる。

ここに示したのは波Mの中における測定結果であるが、波Lおよび波Sの中における船体運動と係留力の測定結果もこれとほぼ同様であった。このことから、船体の振れ回り運動は波浪外力によって生ずるものではないといえよう。

(2) 風だけの中における実験

風をブイ係留船舶に作用させると、波を作用させた場合とはまったく異なる応答を示す。その様子を見るために、5sおきに船体の位置をフィルムから読み取り、横に並べたのが図-10である。この図をみていると尾ビレを動かしながら流れの上流に向かって泳ぐ魚の姿が連想

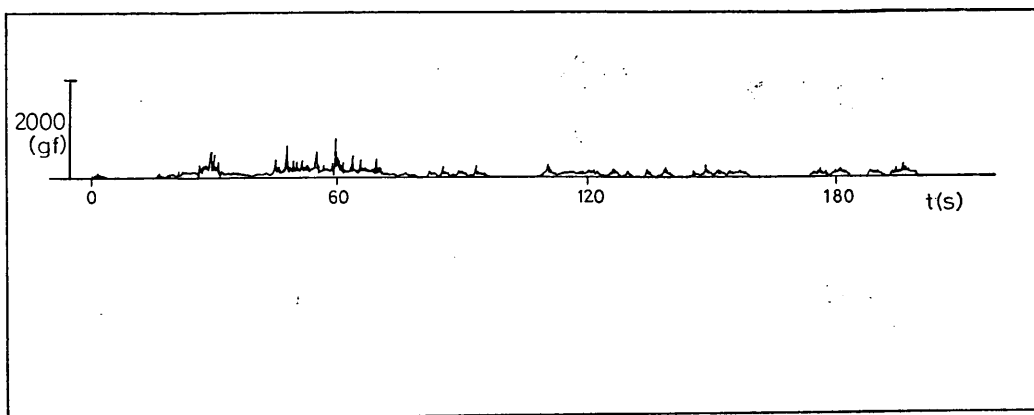


図-9 波の中における係船ロープ張力の時間変動 (波 M)

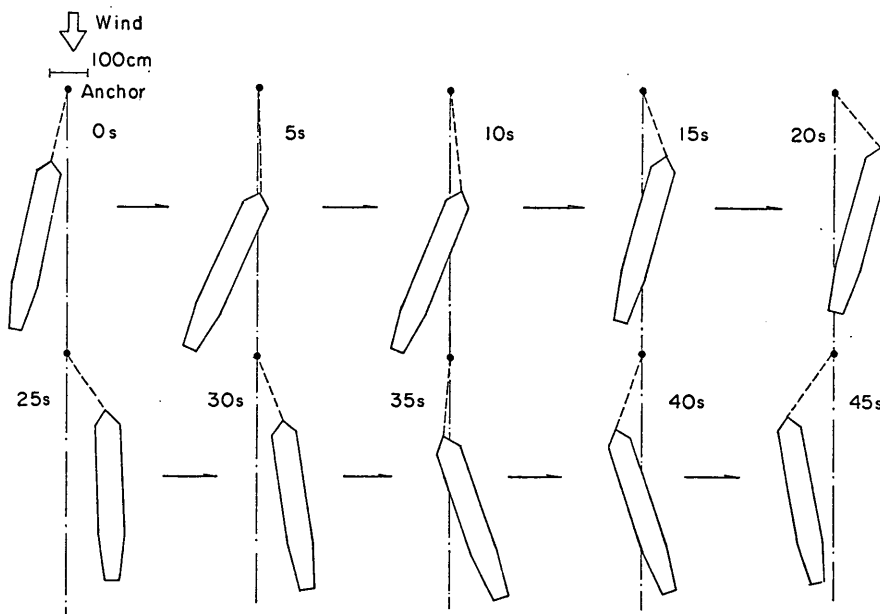


図-10 船体の振れ回り運動 (空載タンカー, 風速 620 cm/s)

されるが、このことからこのような船体の振れ回り運動を“fishtailing”と呼ぶ場合もある。

船体が図-10のような振れ回り運動をしているときの船首と船体重心の運動の軌跡を示すと図-11のようになる。風向き方向の運動の振幅は船首で 228 cm, 重心で 200 cm, 風向きに直角方向の振幅はそれぞれ 73 cm および 56 cm であった。図-11 からわかるように、重心の軌跡がきれいな 8 の字を描くこと、風向きに対し左右が

ほぼ対称であること、周期的であることなどが振れ回り運動の特徴である。図中の数字は秒単位の時刻を表わしており、このときの運動周期は約 55 s であった。なお、前節にも述べたとおり、振れ回り運動はまた船体の初期状態に影響されない運動でもある。

船体がこのような平面運動を行うときに発生する係留ロープの測定例を図-12 (1) に示した。係留力も周期的な変動を繰り返していることがわかる。ただし、運動の一

ブイ係留船舶の荒天時の振れ回り運動

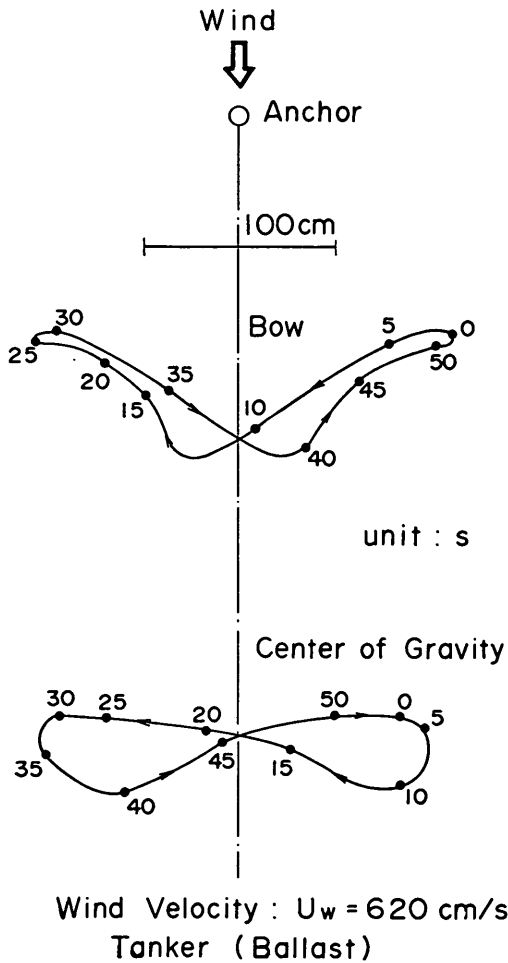


図-11 船体の運動軌跡 (空載タンカー, 風速 620 cm/s)

周期の間に最大張力が2回ずつ現われる。このときの最大張力は約 1940 gf であった。

最大張力が発生するときの船首の位置は当然のことながら、図-11 の船首の軌跡を表わす曲線上でアンカーから最も遠くなる点である。同図からわかるとおり、その点は船首の風向き方向への変位が最大で、しかも対称軸に近い位置にある。今回の実験では、このとき船体の旋回角はほぼ最大となり約 28° であった (後出の 図-29 参照)。また、図-12 (1) をみるとわかるとおり、最大張力と最大張力との間にもう一つの極大張力があるが、これは船首の風向き方向に直角な方向への変位が最大となる位置の近くで発生した。

また、波と風の中で生ずる船体運動および係留力の大きさを比較すると、風の中における値が波の中におけるものよりも非常に大きく、ブイと係留船舶にとって風の影響が重要な要素であるといえる。

(3) 波と風の中における実験

上述したとおり、船体の振れ回り運動にとっては、波よりも風の方が影響度が大きいことが確認されたが、次に波と風との相乗効果が果たしてどれほどあるのかを検討するための実験を行った。波向きと風向きとのなす角 β を 0° から 90° まで 30° ごとに変え、波 L, M, S の 3 種類の波を作用させた。風速はやはり $U_w = 620 \text{ cm/s}$ とした。

a) 波と風の相対角 β と船体の運動

波と風の相対角 β を変えたときの船首と重心の運動の振幅を各波別に示すと 図-13 (1)~(3) のようになる。図中の X は風向きと同方向の両振幅、Y は直角方向の両振幅を示し、添字の A および G はそれぞれ船首および重心に対する値であることを示している。

また、図-14 (1)~(3) は、 $\beta = 0^\circ$ と $\beta = 90^\circ$ のときの船首と重心との運動の軌跡の測定結果であり、実線が $\beta = 0^\circ$ 、点線が $\beta = 90^\circ$ のときの軌跡を示している。

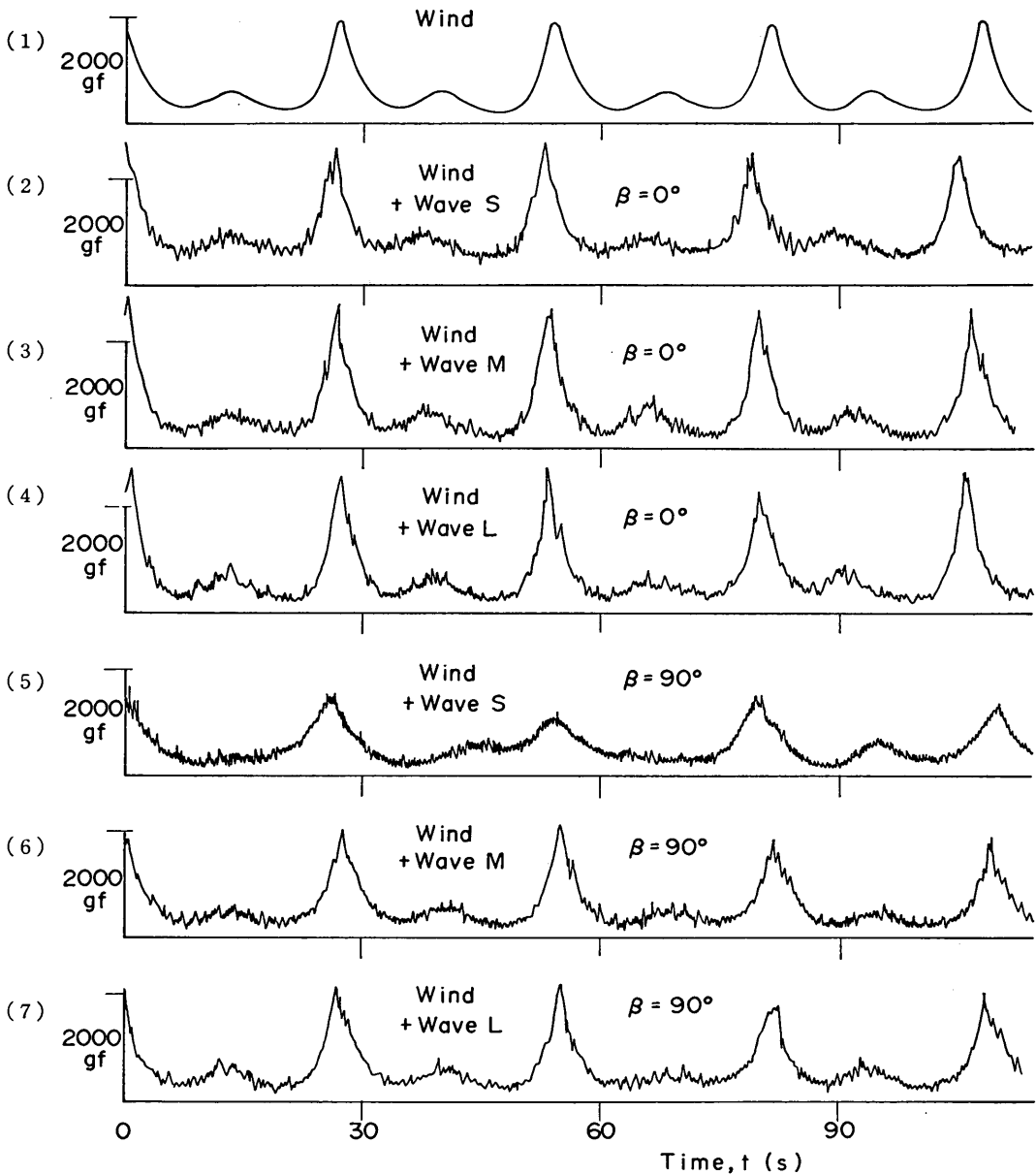
まず、波 L に対する 図-13 (1), 14 (1) をみると、相対角 β によって運動の振幅の大きさにやや変化はあるもののその差は小さいこと、運動の軌跡も $\beta = 0^\circ$ と 90° の場合であまり差がみられないことがわかる。

ただし、運動の軌跡は $\beta = 0^\circ$ のときには風向きに対して左右がほぼ対称であるのに対し、 $\beta = 90^\circ$ では船体が波によって押されるため波向き方向に少し傾いた位置を中心に振れ回り運動を行っている。

また、船首と重心の運動振幅を比較すると、風向き方向および直角方向ともに船首の方が大きい。

次に、波 M のときの運動の振幅の測定結果 図-13 (2) をみると、 β による変化が波 L のときよりやや大きくなっている。また、 $\beta = 30^\circ$ と 90° のときに振幅が小さくなるという傾向がかなりはっきりと見られる。図-14 (2) に示した運動の軌跡も、 $\beta = 90^\circ$ における非対称性が、波 L のときよりも増していることがわかる。

波の作用による船体運動軌跡の非対称性は周期の短い波 S のときに最も顕著である。図-14 (3) をみるとわかるとおり、 $\beta = 90^\circ$ のときの船体運動の中心は風向き方向から大きくずれており、しかも船首の運動の軌跡のパターンも $\beta = 0^\circ$ のときとは異なっている。これを振幅の測定結果 (図-13 (3)) でみてみると、 $\beta = 90^\circ$ で振幅



(1) 風だけ (2) 風と波 S ($\beta=0^\circ$) (3) 風と波 M ($\beta=0^\circ$) (4) 風と波 L ($\beta=0^\circ$)
 (5) 風と波 S ($\beta=90^\circ$) (6) 風と波 M ($\beta=90^\circ$) (7) 風と波 L ($\beta=90^\circ$)

図-12 係船ロープ張力の時間変化の測定結果 (空載タンカー, 風速 620 cm/s)

が急減して最小となっていることがわかる。

波が風と直角方向に作用するとき船体の振れ回り運動の中心が波向き方向にずれるのは、波による定常的な

漂流力が船体に作用するためと考えられる。そこで波漂流力について考察を加えることとする。

船体に作用する規則波の漂流力は近似的に次式で表わ

される¹⁰⁾。

$$F_D = \frac{1}{2} \rho_w g \zeta^2 L_{FP} R_D^2 \sin^2 \varphi_i \quad (5)$$

ここで、 F_D : 波漂流力

ρ_w : 流体密度

g : 重力加速度

ζ : 入射波振幅

R_D : 漂流力係数

φ_i : 波向きと船体の軸とのなす角

漂流力係数は入射波の周期、船体の諸元、吃水と水深との比などによって変わるが、船体の横揺 (Rolling) の固有周期と等しい周期の入射波が作用するとき最大となる。

本実験で用いた空載タンカーの横揺固有周期は表-1 に示したとおり 1.15 s である。また、表-2 から波 S の有義波周期がほぼこれに等しく、したがって波 S は船体の横揺固有周期付近に高いエネルギーレベルを持っている。このことが、波 S によって船体運動の中心が最も移動させられたことの原因であると考えられる。

なお、波と風とが同一方向から作用したときの運動振幅は、風だけの場合よりも 5~10% 程度大きかった。

b) 波と風の相対角 β と係留力

図-15 (1)~(3) は、波と風の相対角 β を変えたときの係留ロープ張力を各波別に示したものである。図中の記号のうち「 $(T_R)_{max}$ at A」は張力の最大値のうち図中の (A) という状態で発生するもの、「 $(T_R)_{max}$ at B」は (B) の状態で発生するものを表わす。また、 $(T_R)_{1/3}$ は各時刻における張力を大きい順に並べ換え、大きい方から 1/3 だけとって平均した値、 $(T_R)_{mean}$ は全体の平均値である。

張力の最大値を状態 (A) と (B) とで別々に示したのは、両者の差が振れ回り運動の非対称性の一種の指標になると考えたためである。また、 $(T_R)_{1/3}$ と $(T_R)_{mean}$ は船体の波浪動揺による短周期の張力成分を平滑化して、平均的な張力について検討するためのもので、 $(T_R)_{1/3}$ は比較的大きな張力の傾向を表わすものと考えられる。

また、 $\beta=0^\circ$ と 90° のときの各波別の張力の時間変化は、前出の図-12 (2)~(7) に示したとおりである。

さて、図-15 (1) をみると波 L と風の中における発生張力の最大値は β が $0^\circ \sim 60^\circ$ では単調に減少するが、 $\beta=60^\circ$ と 90° では A と B の平均値はほぼ等しいことがわかる。また状態 A と B との差は $\beta=90^\circ$ で最も大きい。

一方、 $(T_R)_{1/3}$ と $(T_R)_{mean}$ は β に対してほとんど同じ変化を示し、両者はともに $\beta=60^\circ$ で最小となる。 $(T_R)_{max}$ が横ばいであるのに $(T_R)_{1/3}$ と $(T_R)_{mean}$ が $\beta=90^\circ$ のときに増加する原因は、波漂流力の影響とも考えられるが詳細は不明である。

しかし、 $(T_R)_{max}$ 、 $(T_R)_{1/3}$ および $(T_R)_{mean}$ はいずれも $\beta=0^\circ$ 、すなわち波と風とが同一方向から船体に作用するとき最大となる。

波 M に対する結果 (図-15 (2)) も波 L の場合と同様の傾向を示すが、状態 A と B との非対称性は、最大張力に関しては $\beta=60^\circ$ で最も大きくなっている。

次に、図-15 (3) によって波 S の場合をみると、ほかの 2 つの波とは異なり、 $(T_R)_{max}$ が $\beta=90^\circ$ のときにさらに減少し、 β に関して $(T_R)_{max}$ が単調に減少していることが最大の特徴である。このような、 $\beta=90^\circ$ における他の波との傾向の違いは、図-12 (5) の時間変動にも現われている。また、状態 A と B における $(T_R)_{max}$ の差は $\beta=0^\circ$ で小さいほかは β によらずほぼ同程度となっている。

さて、以上より波と風の相対角 β および波浪周期と係留力との関係は次のような傾向にあるといえる。

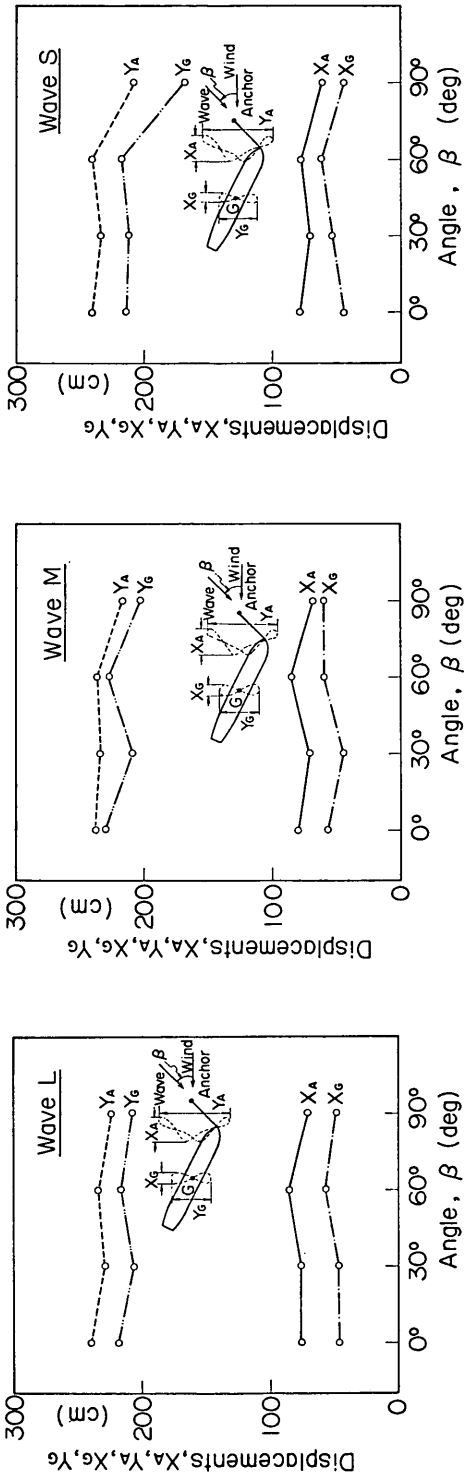
まず $\beta=0^\circ$ における $(T_R)_{max}$ はいずれの波においても 2500~2600 gf とほぼ等しく、しかもほかの β における値よりも大きい。また、 $\beta=30^\circ \sim 90^\circ$ における $(T_R)_{max}$ の変化の仕方には波ごとに異なった特徴がある。

ところが平均的な張力の傾向を表わすと考えられる $(T_R)_{1/3}$ と $(T_R)_{mean}$ には、いずれの β に対しても波によらずほぼ同一の値となっている。このような特性は、波浪による短周期の浮体動揺によって生ずる短周期の発生張力は、船体の振れ回り運動によって生ずる長周期の張力変動と重なり合って、最大張力に影響を及ぼすものの、平均張力には入射波周期による差がほとんど現われないということを示している。

なお、 $\beta=0^\circ$ における張力と風だけを作用させたときの張力とを比べると、波と風を同時に作用させたときの方が $(T_R)_{max}$ で 29~34%、 $(T_R)_{1/3}$ と $(T_R)_{mean}$ で 16% 程度大きかった。これが、船体の波浪動揺による張力の増加の増加分であるといえよう。

(4) 結 論

船体条件と係留条件を一定にし、波浪および風をさまざまな方法で作用させた実験から得られた結果をまとめれば次のようになる。

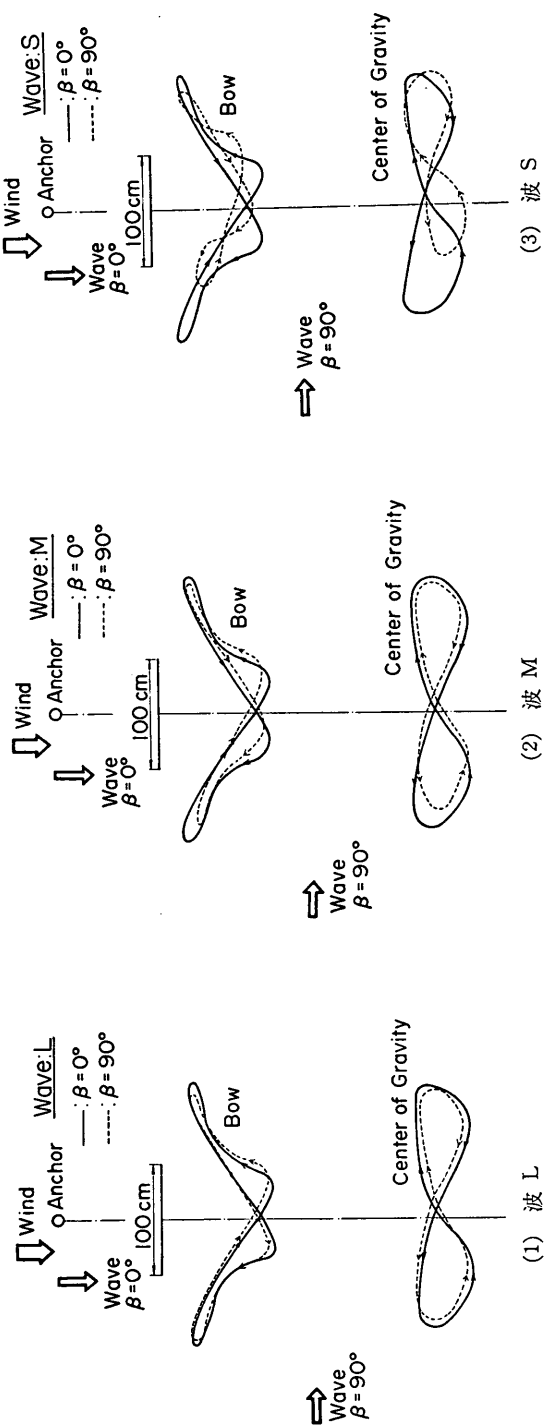


(1) 波 L

(2) 波 M

(3) 波 S

図-13 波と風の相対角 β と船体の振り回り運動振幅 (空載タンカー, 風速 620 cm/s)



(1) 波 L

(2) 波 M

(3) 波 S

図-14 波と風の相対角 β と船体運動の軌跡 (空載タンカー, 風速 620 cm/s)

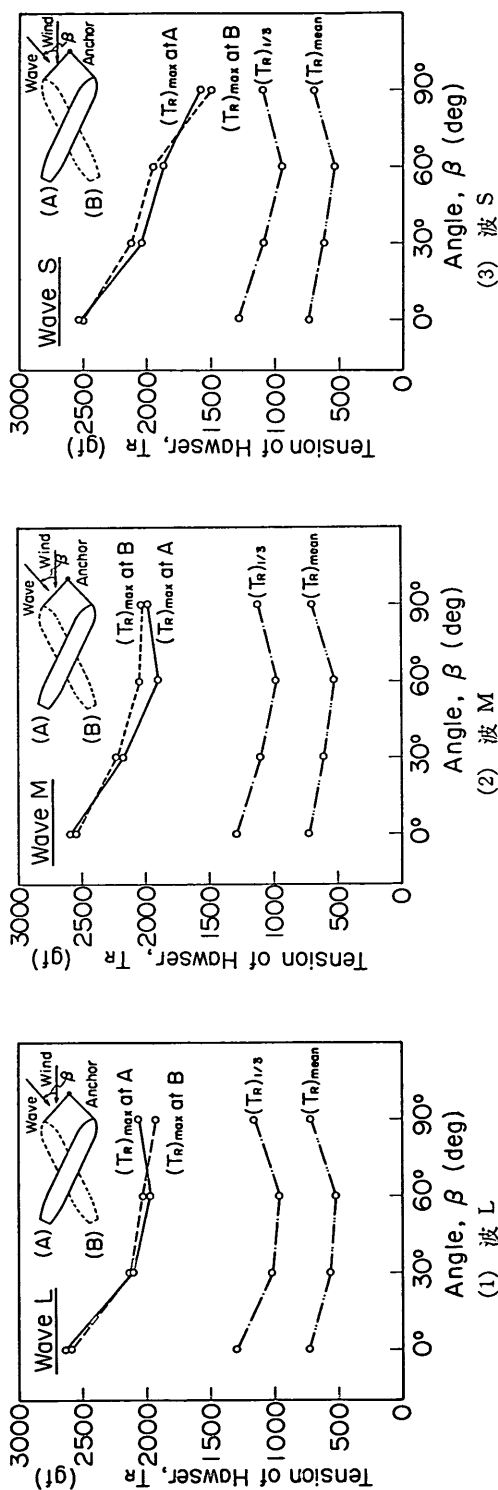


図-15 波と風の相対角 β と係船ロープ張力 (空載タンカー, 風速 620 cm/s)

- i) 船体の振れ回り運動は、波では生じず、風によって発生する。
- ii) 船体の運動振幅は $\beta=90^\circ$ で減少するほかは、 β による変動は小さい。 $\beta=0^\circ$ では、風だけのときより振幅がやや増大する。また、船体の横揺れ固有周期に近い有義波周期を持つ波 S が船体運動に及ぼす影響が大きい。
- iii) $(T_R)_{\max}$ は $\beta=0^\circ$ のとき最大となり、波によらずほぼ等しい値であった。また、風だけの場合と比べると波によって 29~34% の増加がみられた。 $(T_R)_{1/3}$ と $(T_R)_{\text{mean}}$ はある β に対しては波によらずほぼ一定であり、 $\beta=0^\circ$ のときには風だけのときの $(T_R)_{1/3}$ 、 $(T_R)_{\text{mean}}$ の約 16% 増してであった。

3. SALM 型パイの変位と係留力

前章で述べた水理模型実験の結果から、船体の振れ回り運動を発生させる外力は風荷重が主要なものであることがわかった。そこで次に風が作用したときの船体の振れ回り運動の数値計算法について考えることとする。

船体の振れ回り運動にとって、風速、船型および載荷状態のほかには船体の係留系の特性も重要な要素の 1 つである。本章では、船体を係留している係船ロープ、パイおよびパイの係留チェーンの各諸元を考慮し、全体としてどのような係留特性を持っているかを理論計算によって求める方法について述べることとする。

係船パイは 図-16 に示したような SALM (Single Anchor Leg Mooring) 型パイを考える。パイは円筒型であり、1本のチェーンによって水底のアンカーに係留されている。この形式のパイは外力が作用したときに比較の変位をしやすく、係船ロープで引かれるとパイが完全に水没することがある。また、チェーンの係留力はその自重を考慮したカタナリー理論によって求めなければならない。

3.1 パイの静水圧の復元力

(1) 座標系

座標系は、図-16 に示したように、チェーンのアンカーを通る鉛直軸と静水面との交点を原点とし、静水面上に X 、 Y 軸、鉛直上方に Z 軸をとった空間固定座標と、パイの重心に原点をとり、パイの底面に平行に x_B 、 y_B 軸、中心軸の上方に z_B 軸をとったパイ固定座標とを用いた。いま、簡単のために、パイは X - Z 面内でのみ変位をすると仮定すると、両座標系間の関係式は次のようになる。

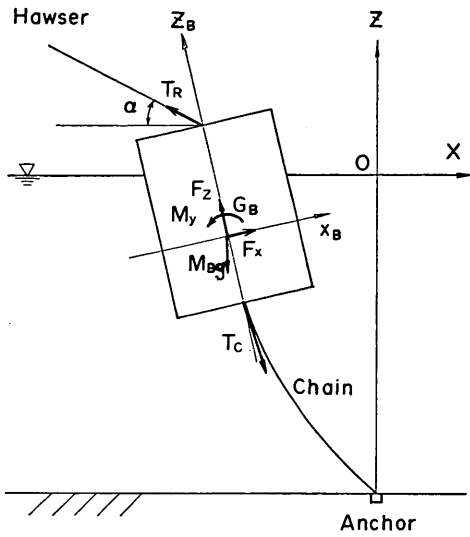


図-16 SALM 型ブイ

$$X = X_{GB} + x_B \cos \delta + z_B \sin \delta \quad (6)$$

$$Y = y_B \quad (7)$$

$$Z = Z_{GB} - x_B \sin \delta + z_B \cos \delta \quad (8)$$

ここで、 X_{GB} 、 Z_{GB} は空間固定系におけるブイの重心

G_B の X 、 Z 座標であり、 δ は y_B 軸まわりのブイの傾き角である。

ブイに作用する静水圧的復元力は、ブイの底面、側面および上面に作用する静水圧の合力に等しい。また、ブイの没水状態としては、図-17 に示したように、ブイの上面全体が水面上にある場合、上面の一部が水没した場合およびブイ全体が完全に水没した場合の3種類がある。いま極座標（原点は重心 G_B 、角度 θ は x_B 軸から反時計まわりにとる）を考え、ブイの半径を a とすると、ブイ固定系におけるブイ側面上の点の座標は次式で表わされる。

$$x_B = a \cos \theta \quad (9)$$

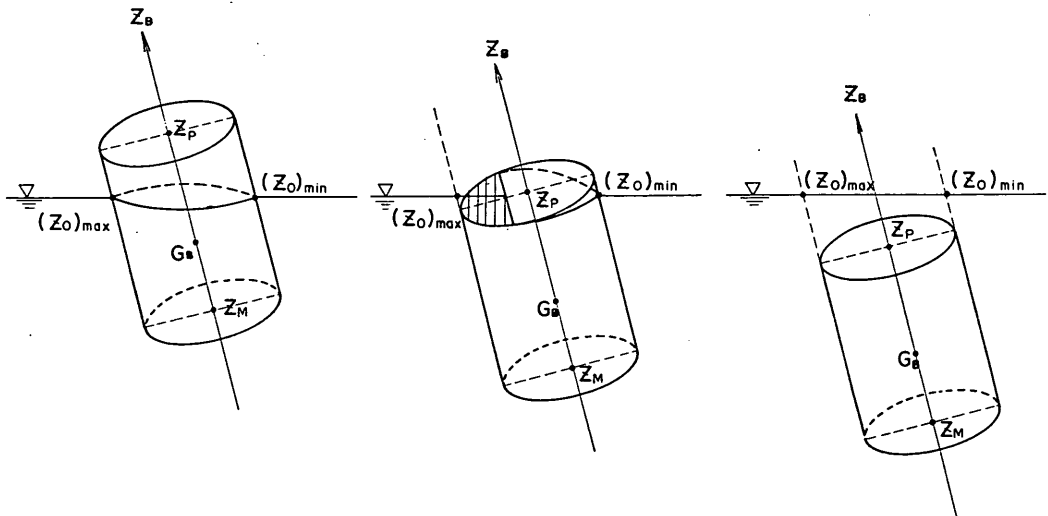
$$y_B = a \sin \theta \quad (10)$$

$$z_B = z_B \quad (11)$$

これらを式 (8) に代入すれば、ブイ側面上の点の空間固定 Z 座標は次のようになる。

$$Z = Z_{GB} + a \cos \theta \sin \delta + z_B \cos \delta \quad (12)$$

したがって、ブイ側面（あるいはその延長面）が水面 $Z=0$ を交わる点は、上式次左辺を 0 とおいて Z_B に関して解けば得られる。すなわち、水面 $Z=0$ と交わる点の z_B 座標を z_0 とすれば、



(1) ブイの上面が完全に水面上にある場合

(2) 上面の一部が水没した場合

(3) ブイ全部が水没した場合

図-17 ブイの没水状態

$$z_0 = -\frac{a \cos \theta \sin \delta + Z_{GB}}{\cos \delta} \quad (13)$$

となる。

z_0 の値は θ の値によって変わる。いまパイが 図-16 のように、左上方からの力によって引かれる場合を考えると $0^\circ < \delta < 90^\circ$ であるので、 z_0 の最大値 $(z_0)_{\max}$ と最小値 $(z_0)_{\min}$ は次式で表わされる。

$$(z_0)_{\max} = \frac{a \sin \delta - Z_{GB}}{\cos \delta} \quad (14)$$

$$(z_0)_{\min} = -\frac{a \sin \delta + Z_{GB}}{\cos \delta} \quad (15)$$

したがって、図-17 からわかるとおり、パイの上面の z_B 座標を z_P とすると次のように場合分けができる。

- (i) $(z_0)_{\max} \leq z_P$ のときパイの上面はすべて水面上にある。
- (ii) $(z_0)_{\max} < z_P < (z_0)_{\min}$ のとき上面の一部が水没する。
- (iii) $z_P < (z_0)_{\min}$ のときパイは完全に水没する。

(2) パイの底面に作用する静水圧的復元力

パイの底面は常に水中にあるものとする。パイ固定座標で底面の点を表わすと、次のようになる。

$$x_B = r \cos \theta \quad (16)$$

$$y_B = r \sin \theta \quad (17)$$

$$z_B = z_B \quad (18)$$

ここで、 r : 底面の中心からの距離

z_M : パイの底面の z_B 座標

これらを式 (8) に代入すると、底面の空間座標は次式で表わされる。

$$Z = Z_{GB} - r \cos \theta \sin \delta + z_M \cos \delta \quad (19)$$

したがって、いま考えている点に作用する静水圧は、

$$-\rho_w g Z = -\rho_w g (Z_{GB} - r \cos \theta \sin \delta + z_M \cos \delta) \quad (20)$$

と表わすことができる。

静水圧は面に直角に作用するので、ある微小部分 ds に作用する力はパイ固定座標では x_B, y_B, z_B 方向に対してそれぞれ次のようになる。

$$df_x = df_y = 0 \quad (21)$$

$$df_z = -\rho_w g Z ds \quad (22)$$

ここで、 $ds = r dr d\theta$

これを底面全体にわたって積分すれば、底面に作用する静水圧的復元力および復元モーメントは次のようになる。

$$F_z = \int_0^{2\pi} \int_0^a df_z = -\pi \rho_w g a^2 (Z_{GB} + z_M \cos \delta) \quad (23)$$

$$M_y = \int_0^{2\pi} \int_0^a x_B df_z = -\frac{1}{4} \pi \rho_w g a^4 \sin \delta \quad (24)$$

$$F_x = F_y = M_x = M_z = 0 \quad (25)$$

ただし、力は座標軸の正方向、モーメントは座標軸の正方向から見て反時計まわりを正としている。

(3) パイの側面に作用する静水圧的復元力

パイの側面上にある点の空間固定座標は式 (12) で表わされるので、その点の静水圧は次式のようになる。

$$-\rho_w g Z = -\rho_w g (Z_{GB} - a \cos \theta \sin \delta + z_B \cos \delta) \quad (26)$$

側面の内向き法線の方向余弦は $(-\cos \theta, -\sin \theta, 0)$ であるから、側面上の微小部分に作用する力は、パイ固定座標系では次のようになる。

$$df_x = -\rho_w g Z \cdot (-\cos \theta) \cdot ds \quad (27)$$

$$df_y = -\rho_w g Z \cdot (-\sin \theta) \cdot ds \quad (28)$$

$$df_z = 0 \quad (29)$$

ここで、 $ds = a d\theta dz_B$

これらを水没しているパイの側面全体で積分すれば復元力が求められる。

a) パイの上面が完全に浮上している場合

このときには z_B に関する積分区間の上限が z_0 である。よって、側面に作用する静水圧的復元力とモーメントは次のようになる。

$$F_x = \int_{z_M}^{z_0} \int_0^{2\pi} df_x = \pi \rho_w g a^2 \left(\frac{Z_{GB}}{\cos \delta} + z_M \right) \sin \delta \quad (30)$$

$$\begin{aligned} M_y &= \int_{z_M}^{z_0} \int_0^{2\pi} z_B df_y \\ &= -\frac{1}{2} \pi \rho_w g a^2 \left(\frac{a \sin^2 \delta}{4 \cos^2 \delta} + \frac{Z_{GB}^2}{\cos^2 \delta} - z_M^2 \right) \sin \delta \end{aligned} \quad (31)$$

$$F_y = F_z = M_x = M_z = 0 \quad (32)$$

b) 上面の一部が水没しているとき

この場合には、 z_B の積分区間の上限が θ によって異なる。いま、上面の周囲と水面との交点を求めるために、式 (13) で $z_0 = z_P$ とおくと、

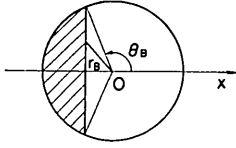


図-18 半没水ブイの上面

$$\cos \theta = \frac{z_P \cos \delta + Z_{GB}}{a \sin \delta} \quad (33)$$

これを満足する θ を θ_B とすれば (図-18 参照),

- i) 水面上にある部分は, $-\theta_B < \theta < \theta_B$
- ii) 水没している部分は, $\theta_B < \theta < 2\pi - \theta_B$

となる。

i), ii) の場合の z_B の積分の上限はそれぞれ z_0 および z_P であるので, 側面に作用する静水圧的復元力・モーメントは次式のように求まる。

$$\begin{aligned} F_x &= \int_{z_M}^{z_0} \int_{-\theta_B}^{\theta_B} df_x + \int_{z_M}^{z_P} \int_{\theta_B}^{2\pi-\theta_B} df_x \\ &= \rho_w g a \left[a \left\{ z_P \left(\frac{\pi}{2} + \theta_B \right) - z_M \pi \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{Z_{GB}}{\cos \delta} \left(-\frac{\pi}{2} + \theta_B \right) \right\} \sin \delta \right. \\ &\quad \left. - \left\{ z_P (2Z_{GB} + z_P \cos \delta) \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{4Z_{GB}^2 + 3a^2 \sin^2 \delta}{4 \cos \delta} \right\} \cos \theta_B \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{2} a \left(z_P + \frac{Z_{GB}}{\cos \delta} \right) \sin \delta \sin 2\theta_B \right. \\ &\quad \left. + \frac{a^2 \sin^2 \delta}{12 \cos \delta} \cos 3\theta_B \right] \quad (34) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_y &= \int_{z_M}^{z_0} \int_{-\theta_B}^{\theta_B} z_B df_x + \int_{z_M}^{z_P} \int_{\theta_B}^{2\pi-\theta_B} z_B df_x \\ &= \rho_w g a \left[\frac{a}{2} \left\{ z_P^2 \left(\frac{\pi}{2} + \theta_B \right) - z_M^2 \pi \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{4Z_{GB}^2 + a^2 \sin^2 \delta}{4 \cos^2 \delta} \left(\frac{\pi}{2} - \theta_B \right) \right\} \sin \delta \right. \\ &\quad \left. - \left\{ z_P^2 \left(\frac{2}{3} z_P \cos \delta + Z_{GB} \right) \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{4Z_{GB}^3 + 9a^2 Z_{GB} \sin^2 \delta}{12 \cos^2 \delta} \right\} \cos \theta_B \right. \\ &\quad \left. - \frac{a}{4} \left(z_P^2 - \frac{3Z_{GB}^2 + a^2 \sin^2 \delta}{3 \cos^2 \delta} \right) \sin \delta \sin 2\theta_B \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & - \frac{a^2 Z_{GB}^2 \sin^2 \delta}{12 \cos^2 \delta} \cos 3\theta_B \\ & - \frac{a^3 \sin^3 \delta}{96 \cos^3 \delta} \sin 4\theta_B \end{aligned} \quad (35)$$

$$F_y = F_z = M_x = M_z = 0 \quad (36)$$

c) ブイが完全に水没した場合

このとき, z_B の積分区間の上限は z_P である。積分を行うと復元力とモーメントは次のように求まる。

$$F_x = -\pi \rho_w g a^2 (z_P - z_M) \sin \delta \quad (37)$$

$$M_y = -\frac{1}{2} \pi \rho_w g a^2 (z_P^2 - z_M^2) \sin \delta \quad (38)$$

$$F_y = F_z = M_x = M_z = 0 \quad (39)$$

(4) ブイの上面に作用する静水圧的復元力
ブイ固定座標で上面上の点を表わすと次のようになる。

$$x_B = r \cos \theta \quad (40)$$

$$y_B = r \sin \theta \quad (41)$$

$$z_B = z_P \quad (42)$$

式 (8) によって空間固定座標系で表わすと Z 座標は,

$$Z = Z_{GB} - r \sin \delta \cos \theta + z_P \cos \delta \quad (43)$$

となり, その点に作用する静水圧は次式で表わされる。

$$-\rho_w g Z = -\rho_w g (Z_{GB} - r \sin \delta \cos \theta + z_P \cos \delta) \quad (44)$$

よって, 上面の微小部分に作用する力のブイ固定座標軸方向の力は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} df_x &= df_y = 0 \\ df_z &= -\rho_w g Z ds \end{aligned} \right\} \quad (45)$$

ここで, $ds = r dr d\theta$

a) 上面の一部が水没している場合

このとき r の積分区間が θ によって異なる。いま, 上面と水面との交線と中心との距離を r_B とすると, ある θ に対して r_B は次式で求められる。

$$r_B = \frac{a \cos \theta_B}{\cos \theta} \quad (46)$$

この r_B を使えば r の積分範囲は次のようになる。

(i) $\pi/2 < \theta_B < \pi$ のとき,

$-\theta_B < \theta < \theta_B$ では r の積分範囲はなし。

$\theta_B < \theta < 2\pi - \theta_B$ では r の積分範囲は $[r_B, a]$ である。

(ii) $0 < \theta_B < \pi/2$ のとき,

$-\theta_B < \theta < \theta_B$ では積分範囲は $[0, r_B]$ である。

$\theta_B < \theta < 2\pi - \theta_B$ では積分範囲は $[0, a]$ である。

以上より, z_B 軸方向の静水圧的復元力は次のようになる。

$$F_z = \int_{\theta_B}^{2\pi - \theta_B} \int_{r_B}^a df_z : \frac{\pi}{2} < \theta_B < \pi \quad (47)$$

$$F_z = \int_{-\theta_B}^{\theta_B} \int_0^{r_B} df_z + \int_{\theta_B}^{2\pi - \theta_B} \int_0^a df_z : 0 < \theta_B < \frac{\pi}{2} \quad (48)$$

上式に式 (45) を代入して積分をすると式 (47), (48) のいずれも次のような結果となる。

$$F_z = \rho \omega g a^2 \left\{ -\frac{2}{3} a \sin \delta \cos^3 \theta_B + (z_P \cos \delta + Z_{GB}) \left(\frac{\pi}{2} + \theta_B + \frac{1}{2} \sin 2\theta_B \right) \right\} \quad (49)$$

また, y 軸まわりの静水圧的復元モーメントは次式で表わされる。

$$M_y = - \int_{\theta_B}^{2\pi - \theta_B} \int_{r_B}^a x_B df_z : \frac{\pi}{2} < \theta_B < \pi \quad (50)$$

$$M_y = - \int_{-\theta_B}^{\theta_B} \int_0^{r_B} x_B df_z - \int_{\theta_B}^{2\pi - \theta_B} \int_0^a x_B df_z : 0 < \theta_B < \frac{\pi}{2} \quad (51)$$

実際に積分計算を行うと, M_y は θ_B の値に関係なしに次のようになる。

$$M_y = -\rho \omega g a^3 \left[\frac{a}{4} \left(\frac{\pi}{2} + \theta_B \right) \sin \delta - \frac{z_P \cos \delta + Z_{GB}}{6} (3 \cos \theta_B + \cos 3\theta_B) - \frac{a}{16} \sin \delta \sin 4\theta_B \right] \quad (52)$$

(5) プイ全体に作用する静水圧的復元力の合力

プイ全体に作用する復元力の合力は, 底面, 側面および上面に作用する力の和である。

a) プイの上面が完全に水面上にある場合: $(z_0)_{\max} \geq z_P$

$$F_z = \pi \rho \omega g a^2 \left(\frac{Z_{GB}}{\cos \delta} + z_M \right) \sin \delta \quad (53)$$

$$F_z = -\pi \rho \omega g a^2 \left(\frac{Z_{GB}}{\cos \delta} + z_M \right) \cos \delta \quad (54)$$

$$M_y = -\frac{1}{2} \pi \rho \omega g a^2 \left(\frac{\cos^2 \delta + 1}{4 \cos^2 \delta} a^2 + \frac{Z_{GB}^2}{\cos^2 \delta} - z_M^2 \right) \sin \delta \quad (55)$$

$$F_y = M_x = M_z = 0 \quad (56)$$

b) 上面の一部が水没している場合: $(z_0)_{\min} < z_P < (z_0)_{\max}$

$$F_z = \rho \omega g a \left[a \left\{ z_P \left(\frac{\pi}{2} + \theta_B \right) - z_M \pi + \frac{Z_{GB}}{\cos \delta} \left(-\frac{\pi}{2} + \theta_B \right) \right\} \sin \delta - \left\{ z_P (2Z_{GB} + z_M \cos \delta) + \frac{4Z_{GB}^2 + 3a^2 \sin^2 \delta}{4 \cos \delta} \right\} \cos \theta_B - \frac{1}{2} a \left(z_P + \frac{Z_{GB}}{\cos \delta} \right) \sin \delta \sin 2\theta_B + \frac{a^2 \sin^2 \delta}{12 \cos \delta} \cos 3\theta_B \right] \quad (57)$$

$$F_z = \rho \omega g a^2 \left[\left\{ z_P \left(\frac{\pi}{2} + \theta_B \right) - z_M \pi - \frac{Z_{GB}}{\cos \delta} \left(\frac{\pi}{2} - \theta_B \right) \right\} \cos \delta - \frac{2a}{3} \sin \delta \cos^3 \theta_B + \frac{z_P \cos \delta + Z_{GB}}{2} \sin 2\theta_B \right] \quad (58)$$

$$M_y = \rho \omega g a \left[\frac{a}{2} \left\{ \left(z_P^2 - \frac{a^2}{2} \right) \left(\frac{\pi}{2} + \theta_B \right) - \left(z_M^2 - \frac{a^2}{2} \right) \pi + \frac{4Z_{GB}^2 + a^2 \sin^2 \delta}{4 \cos^2 \delta} \left(\frac{\pi}{2} - \theta_B \right) \right\} \sin \delta - \left\{ \left(z_P^2 - \frac{a^2}{2} \right) Z_{GB} + z_P \left(\frac{2}{3} z_P^2 - \frac{a^2}{2} \right) \right\} \cos \delta - \frac{4Z_{GB}^3 + 9a^2 Z_{GB} \sin^2 \delta}{12 \cos^2 \delta} \right] \cos \theta_B - \frac{a}{4} \left(z_P^2 - \frac{3Z_{GB}^2 + a^2 \sin^2 \delta}{3 \cos^2 \delta} \right) \sin \delta \sin 2\theta_B - a^2 \left(\frac{Z_{GB} \sin^2 \delta}{12 \cos^2 \delta} - \frac{z_P \cos \delta + Z_{GB}}{6} \right) \cos 3\theta_B - \frac{a^3}{16} \left(\frac{\sin^2 \delta}{6 \cos^2 \delta} - 1 \right) \sin \delta \sin 4\theta_B \quad (59)$$

$$F_y = M_x = M_z = 0 \quad (60)$$

c) プイが完全に水没している場合: $z_P < (z_0)_{\min}$

$$F_x = -\pi\rho_w g a^2 (z_P - z_M) \sin \delta \quad (61)$$

$$F_z = \pi\rho_w g a^2 (z_P - z_M) \cos \delta \quad (62)$$

$$M_y = -\frac{1}{2} \pi\rho_w g a^2 (z_P^2 - z_M^2) \sin \delta \quad (63)$$

上式より、ブイが完全に水没しているときには、静水圧的復元力は当然のことながら重心の位置 Z_{GB} によらず、傾き角だけに関係することがわかる。

ここで、円柱浮体の微小変位理論による静水圧的復元力との関係を調べてみる。微小変位理論では通常はブイの上面が水面上にある場合を取扱い、座標系は空間固定座標を用いる。ブイ固定座標との間の力およびモーメントの変換式は次式で表わされる。

$$P_x = P_x \cos \delta + P_z \sin \delta \quad (64)$$

$$P_y = P_y \quad (65)$$

$$P_z = -P_x \sin \delta + P_z \cos \delta \quad (66)$$

ここで、 P_x, P_y, P_z : 空間固定座標における力およびモーメントの成分

P_x, P_y, P_z : ブイ固定座標における力およびモーメントの成分

上式に式 (53)~(56) を代入して整理すると次のようになる。

$$F_z = -\pi\rho_w g a^2 \left(\frac{Z_{GB}}{\cos \delta} + z_M \right) \quad (67)$$

$$M_y = -\frac{1}{2} \pi\rho_w g a^2 \left(\frac{\cos^2 \delta + 1}{4 \cos^2 \delta} a^2 + \frac{Z_{GB}^2}{\cos^2 \delta} - z_M^2 \right) \sin \delta \quad (68)$$

$$F_x = F_y = M_x = M_z = 0 \quad (69)$$

いま、ブイの回転変位 δ が微小であるとすると、

$$\cos \delta \approx 1, \quad \sin \delta \approx \delta \quad (70)$$

また、自由に浮いているときの重心の座標を \bar{Z}_{B0} 、吃水を d_{B0} とし、 Z 方向の微小変位を η とすると、次のような関係がある

$$Z_{GB} = \bar{Z}_{B0} + \eta \quad (71)$$

$$z_M = -(\bar{Z}_{B0} + d_{B0}) \quad (72)$$

まず、式 (67) に式 (70)~(72) を代入すると次式が得られる。

$$F_z = -\pi\rho_w g a^2 \eta + \pi\rho_w g a^2 d_{B0} \quad (73)$$

上式の右辺第1項がブイの鉛直変位に対する静水圧的復元力を表わし、第2項はブイに作用する重力と釣合う浮力を表わしている。

次に、式 (68) に式 (70)~(72) を代入し、2次の微

小項を無視すると次式が得られる。

$$M_y = -\pi\rho_w g d_{B0} a^2 \left(\frac{a^2}{4d_{B0}} - \frac{d_{B0}}{2} - \bar{Z}_{B0} \right) \delta \quad (74)$$

ここで、右辺のカッコ内は円柱浮体の傾心高に等しいので、これを \overline{GM}_B で表わせば M_y は次のようになる。

$$M_y = -\pi\rho_w g d_{B0} a^2 \overline{GM}_B \delta \quad (75)$$

式 (73) および (75) は、微小変位理論で用いられている静水圧的復元力の計算式である¹¹⁾。

3.2 ブイの変位と係留力

SALM 型ブイには前節で計算法を示した静水圧的復元力のほかに、**図-19** に示したように、係船ロープ張力 T_R および係留チェーン張力 T_C が作用する。いま、係船ロープが水平方向となす角を α 、ブイの傾き角を δ 、チェーン張力の水平・鉛直成分をそれぞれ T_{CH} 、 T_{CV} とする。また、ブイの質量を M_B 、ブイ固定座標軸方向の静水圧的復元力を F_x, F_z 、重心まわりの復元モーメントを M_x とすると、力とモーメントの釣合い方程式は次のようになる。

$$T_R \sin(\alpha + \delta) + F_z = M_B g \cos \delta + T_{CH} \sin \delta + T_{CV} \quad (76)$$

$$F_x + T_{CH} \cos \delta = T_R \cos(\alpha + \delta) + M_B g \sin \delta + T_{CV} \sin \delta \quad (77)$$

$$M_x + T_R z_P \cos(\alpha + \delta) - T_{CH} z_M \cos \delta = -T_{CV} z_M \sin \delta \quad (78)$$

ここで、既知数は M_B, z_P, z_M, T_R, g であり、未知数は $F_x, F_z, M_x, T_{CH}, T_{CV}, \alpha, \delta$ である。これらの未知数のうち、 T_{CH}, T_{CV} はチェーンの取付け位置の座標 $(X_C, 0, Z_C)$ からカタナリー理論によって計算することができる¹²⁾。また、 F_x, F_z, M_x は前節で示し

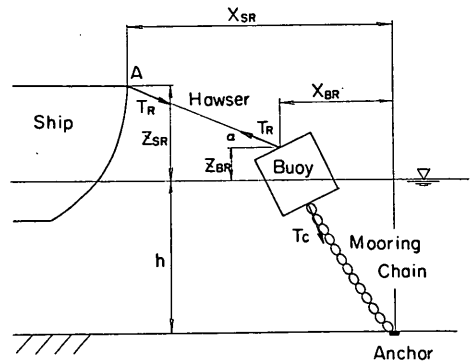


図-19 SALM 型ブイと係留船舶

ブイ係留船舶の荒天時の振れ回り運動

たとおり一般にブイの重心位置 Z_{GB} と傾き角 δ の関数であるが、このうち Z_{GB} は Z_0 と次のような関係がある。

$$Z_{GB} = Z_0 - z_M \cos \delta \quad (79)$$

したがって、 F_x , F_z , M_x は Z_0 と δ の関数である。

次に係船ロープの傾き角 α は、係船ロープのブイへの取付け位置 $(X_{BR}, 0, Z_{BR})$ と船首の取付け位置 $(X_{SR}, 0, Z_{SR})$ との相対高さ $(Z_{SR} - Z_{BR})$ と係船ロープの長さ l_R によってきまり、次式で求められる。

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{Z_{SR} - Z_{BR}}{l_R} \right) \quad (80)$$

ここで、 X_{BR} , Z_{BR} は X_0 , Z_0 と次の関係がある。

$$X_{BR} = X_0 - (z_P - z_M) \sin \delta \quad (81)$$

$$Z_{BR} = Z_0 + (z_P - z_M) \cos \delta \quad (82)$$

また、係船ロープ張力による船首の沈み込みを無視すると、 Z_{SR} は T_R によらず一定である。さらに、係船ロープの伸び特性が既知であるので、 l_R は T_R によって定まる。したがって、 α は Z_0 と δ との関数である。

以上より、釣合い方程式 (76)~(78) の未知数はいずれもチェーンのブイへの取付け位置 X_0 , Z_0 およびブイの傾き角 δ の関数であるので、これらを独立変数として解けば良いことがわかる。

前節で述べたとおり、ブイが完全に水没している場合にはブイに作用する静水圧的復元力が傾き角 δ のみの関数となるため、式 (76)~(78) から T_{OH} , T_{OV} , δ と α との関係が次のように求まる。

$$T_{OH} = T_R \cos \alpha \quad (83)$$

$$T_{OV} = T_R \sin \alpha + \pi \rho_w g a^2 (z_P - z_M) - M_B g \quad (84)$$

$$\delta = \tan^{-1} \left[\frac{T_R \cos \alpha}{T_R \sin \alpha + \frac{1}{2} \pi \rho_w g a^2 (z_P - z_M) + \frac{M_B g z_M}{z_P - z_M}} \right] \quad (85)$$

上式を解く具体的な手順は図-20のフローチャートに示したとおり、 α の最適値を求めるための繰返し計算を行っている。

ブイの一部が水面上に出た場合には、釣合い方程式の誤差が所定の許容誤差より小さくなる X_0 , Z_0 , δ の組合せを繰返し計算によって求めている。

なお、船首への係船ロープの取付け位置の X 座標およびチェーン張力 T_0 は次式で求められる。

$$X_{SR} = X_{BR} - l_R \cos \alpha \quad (86)$$

$$T_0 = \sqrt{T_{OH}^2 + T_{OV}^2} \quad (87)$$

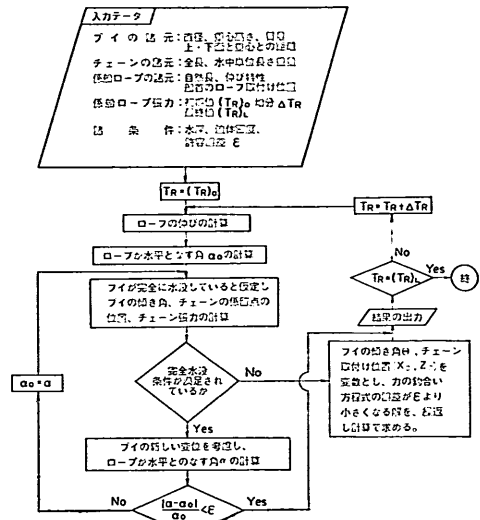


図-20 SALM 型ブイの係留特性を求めるためのフローチャート

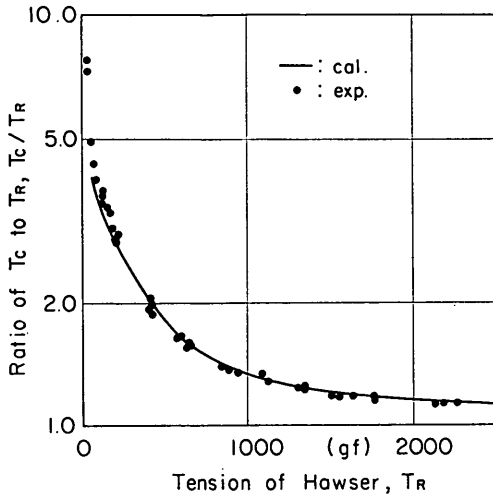
3.3 実験値と計算値との比較

理論解の精度を確認するために、船体を船尾に取付けたロープによって水平方向に引っ張り、船体の変位と係船ロープ張力とチェーン張力とを測定した。ロープとチェーンの長さはそれぞれ 105 cm と 61 cm であり、2章の実験に使用したものに等しい。水平方向に作用させた荷重は最大で 2500 gf である。模型船はタンカー模型の空載時と満載時のものを用いた。係船ロープの船首への取付け点の水面からの高さ Z_{SR} は表-1 に示したとおり、空載タンカーで 23.7 cm, 満載タンカーで 14.0 cm ある。

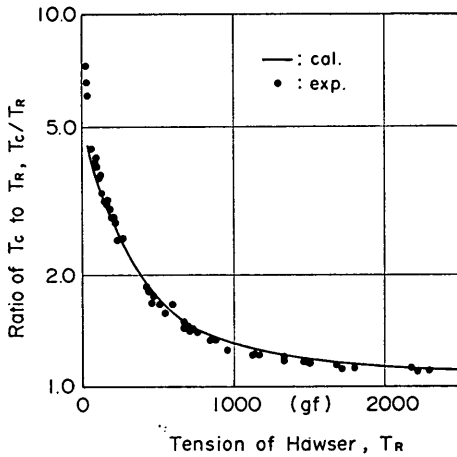
図-21 は係船ロープ張力 T_R とブイの係留チェーン張力 T_0 の理論値と測定値との比較をするために、 T_R と T_0/T_R との関係を図示したものである。図-21 (1) が空載タンカー、図-21 (2) が満載タンカーの場合の結果である。実線が理論値、●印が実験値を表わしている。

これらの図から、ロープ張力が小さくなると理論値と実験値との差がやや大きくなるものの、全般的に理論値は実験値と良く合っていることがわかる。

また、空載状態と満載状態の結果を比較すると、 Z_{SR} が大きい空載状態の方が同じロープ張力 T_R のときの T_0 の値が満載状態のときよりもやや大きい。これはロープが水平となす角 α が空載時の方が大きくなるためである。



(1) 空載タンカー ($Z_{SR}=23.7$ cm)

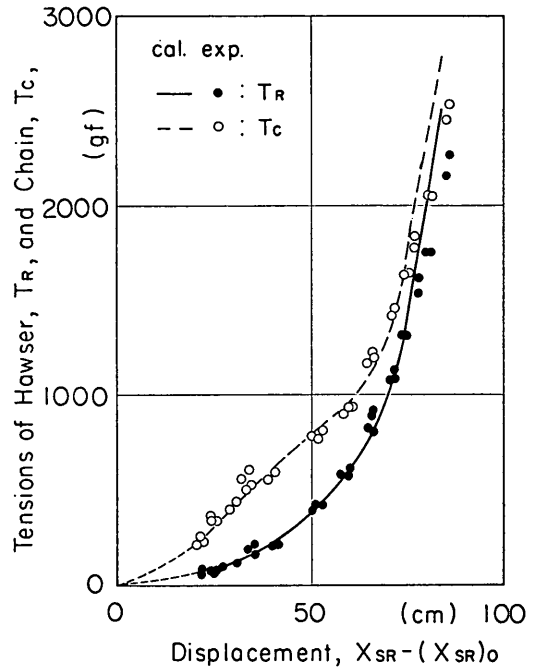


(2) 満載タンカー ($Z_{SR}=14.0$ cm)

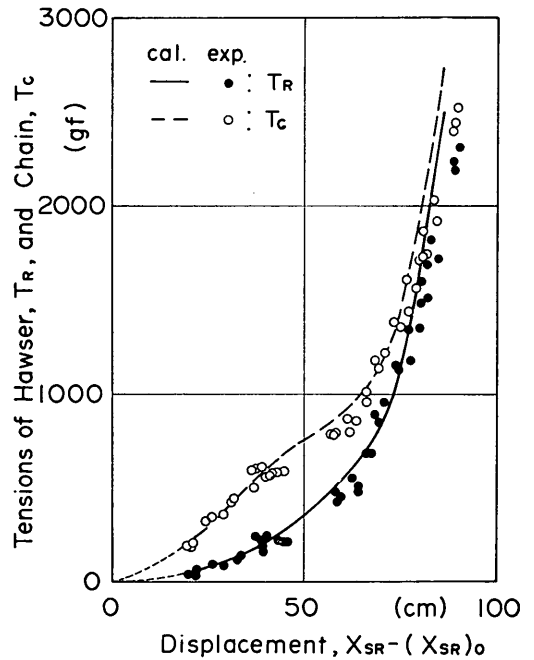
図-21 係船ロープ張力 T_R とチェーン張力 T_C の理論値と実験値の比較

いま、 T_R が 0 と ∞ の両極端の場合を考えてみる。まず $T_R=0$ のときには $T_{OH}=0$ となるが、鉛直方向にはチェーン重量が作用するので T_{OV} は 0 とはならない。すなわち $T_C \neq 0$ であるから、 $T_R \rightarrow 0$ のとき $T_C/T_R \rightarrow \infty$ となる。一方、 $T_R \rightarrow \infty$ のときにはブイ全体が水没すると仮定すると、式 (83), (84) および式 (87) より、

$$\frac{T_C}{T_R} = \left[\cos^2 \alpha + \left(\sin \alpha + \frac{\pi \rho_w g a^2 (z_P - z_M) - M_B g}{T_R} \right)^2 \right]^{1/2} \rightarrow 1 \quad (88)$$



(1) 空載タンカー ($(X_{SR})_0 = -105.0$ cm)



(2) 満載タンカー ($(X_{SR})_0 = -106.5$ cm)

図-22 船首の変位と係留力の理論値と実験値の比較

すなわち、 $T_R \rightarrow \infty$ のとき $T_0 \rightarrow T_R$ である。

次に、変位と係留力との理論値と実験値を比較すると図-22 のようになる。図-22 (1), (2) はそれぞれ空載タンカー、満載タンカーの場合を示している。図の横軸は船首の初期状態からの変位を表わしている。 $(X_{SR})_0$ は係船ロープの張力が0でしかも船首がアンカーから最も離れているときの船首の X 座標であり、空載タンカーでは $(X_{SR})_0 = -105.0$ cm, 満載タンカーでは -106.5 cm ある。

また、図中の実線が係船ロープ張力 T_R の計算値、●印がその実験値、破線がチェーン張力 T_0 の計算値、○印が実験値である。これらの図からわかるとおり、船首の変位が 80 cm 程度までは計算値と実験値は良く一致していることがわかる。しかし変位がこれより大きくなると、ある係留力に対する船首の変位は、計算値に比べて実験値が大きくなっている。

この原因が計算法の誤差によるのか実験上の誤差によるのかは不明である。しかし、図-21 では係船ロープ張力が大きいときにも係留力に関しては実験値と計算値とが良く一致していることを考えると、何らかの原因で船首の水平変位の測定値が大きくなった可能性が強いと考えられる。

空載時と満載時では、同じ相対変位のときの係留力を比べてみると、空載船の方が満載船の場合よりも係留力がやや大きい。

また、ブイ本体の変位に関しては詳細な測定は行っていないが、ブイの一部が空中に出るときの係留ロープ張力は空載タンカーで約 400 gf, 満載タンカーで約 370 gf であり、実験時の観測結果とはほぼ一致した。

4. 風の中の船体振れ回り運動の数値計算法

4.1 現在までに行われた研究

振れ回り運動の理論値を求めるための研究は今までいくつも行われているが、用いる手法によって2つに大別することができる。その一つは振れ回り運動の発生限界風速、安定条件、運動周期および運動振幅等を直接求めようとするもので、米田ほかによる研究¹⁸⁾、J. E. W. Wichers の研究¹⁴⁾などがそれである。これらの研究では運動方程式を線型化して解いている。一部有用な結果も得られているが、運動方程式を線型化するためには船体の運動振幅が微小であるという仮定が成立する必要がある、大きい振幅を持つ船体の振れ回り運動に適用するのは無理があるようである。

もう一つの手法は非線型な運動方程式をそのまま数値積分して解を求めようとするものである。電子計算機の発達した今日ではこの手法による研究がいくつか行われている。B. J. Muga ほか¹⁵⁾は、W. E. Cummins¹⁶⁾が提案した impulse response function 法によって振れ回り運動を解析した。これは運動方程式中の流体力係数が運動周期に依存しないように impulse response function 法で変換したのちに数値積分を行うという方法である。流れの中における船体運動の実験値と計算値を比較し、流速が小さいときには両者がほぼ一致するが、流速が大きくなると数値計算は過大な結果となっている。これに対して J. E. W. Wichers¹⁷⁾は、Cummins の方法による計算結果と流体力係数として長周期側の平均値を用い、運動方程式をそのまま数値積分するという方法による結果とを比較し、両者には大きな差がみられないことを示した。また、計算値と実験値との時間変化を比較しているが運動周期にずれがみられ、特に係留力の絶対値で誤差が大きくなっているケースが多い。

B. Molin ら¹⁹⁾は定常風、定常流にさらに波の長周期変動漂流力を考慮した数値計算を行っているが、実験値などとの厳密な比較検討は行われていない。

日本では、日本造船研究協会が係船システム全般に關する研究の中で、単点係留された船舶の振れ回り運動の数値計算法に關しても研究を行っている^{19), 20)}。外力は風、流れおよび波(規則波の漂流力)を考え、船体は CALM 型 (Catenary Anchor Leg Mooring) ブイに剛なロープによって係留されている。計算結果と実験結果が比較されているが、振れ回り運動周期と発生張力で両者に差がみられる。また、振れ回り運動は流れによって起こされ、風によって抑えられるという傾向があり、張力は風速が小さいときに大きくなるという計算結果が得られている。

宝田ほか²¹⁾は、これらと同様の計算法によって固定杭にチェーン係留された船舶の定常風、定常流中の振れ回り運動を計算して実験値と比較した。その結果、計算値と実験値とは定性的な傾向は似ているものの、潮流が1ノット程度のときチェーン張力が非常に大きくなるという計算結果が実験結果には現われていないなどの問題点も残されている。

以上の研究では船体に作用する外力として、風、流れおよび波などを考慮しているが、得られている結果をみると、船体の振れ回り運動は主として流れによって生じ、風は運動を抑えるように作用するというものがほと

んどである。これに対し、松田ほか²²⁾は風と流れによる振れ回り運動を実験およびシミュレーションによって検討した結果、流れによる船体振れ回り運動は風による運動に比べて小さく、風と流れが同時に作用すると流れによって運動は抑制されるという結論を得ている。

船体の振れ回り運動を発生させる主要な要因は風であるという松田らの研究結果は従来得られている一般的な結果とは異なっている。その原因が何であるかは不明であるが、我々の実験結果を考えると興味のある結果であるといえる。

なお、以上の研究においては風および流れが船体に作用する荷重はその大きさと方向が一定であると仮定している。すなわち、船体の振れ回り運動を定常外力中の周期運動としてとらえている。このような運動には重力によって往復運動をする振り子などの例があるが、振り子の振幅は初めに与えた初期変位に依存するのに対し、船体の振れ回り運動は初期状態に関係しない振幅を持つ定常的周期運動であることが異なっている。

逆に、初期状態に関係しない周期運動を考えてみると、波浪中の浮体の運動の場合のように、物体に周期的な外力が作用する場合は考えられる。定常風中に置かれた物体が振動をする現象は自励現象などと呼ばれ、航空機の翼、吊橋および着氷した送電線などでみられるようであるが、これは構造物の裏側に交互に生ずる空気の流れによる振動外力が作用するためである。このような振動外力によって船体の断面模型が定常風中で横揺れをするという実験結果も発表されている^{23),24)}。しかし、その

振動周期は短かく（模型で約 1s）、またこの場合の振動外力の振幅も非常に小さいと考えられるので、船体の振れ回り運動が空気の流れによる振動外力によって起こされるものとは考えられない。

4.2 座 標 系

船体の振れ回り運動に関する座標系としては、空間に固定した座標系 $X-Y-Z$ と船体に固定した座標 $x-y-z$ とを考える（図-23）。空間固定座標の原点は係船ブイのアンカーを通る鉛直軸と静水面の交点にとり、風の進行方向と逆向きに X 軸、それと直角に静水面上に Y 軸、鉛直上方に Z 軸をとっている。また、船体固定座標の原点は船体の重心とし、水平面内で船首方向に x 軸、真横方向に y 軸、上方に z 軸をとった。

いま、 X 軸と x 軸とのなす角を φ とすると、船体座標における力の成分 P_x, P_y, P_z と空間座標における力の成分 P_X, P_Y, P_Z との間には次の関係がある。

$$P_X = P_x \cos \varphi - P_y \sin \varphi \quad (89)$$

$$P_Y = P_x \sin \varphi + P_y \cos \varphi \quad (90)$$

$$P_Z = P_z \quad (91)$$

また、各座標における速度の成分 $\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$ と $\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}$ との関係は次式で表わされる。

$$\dot{X} = \dot{x} \cos \varphi - \dot{y} \sin \varphi \quad (92)$$

$$\dot{Y} = \dot{x} \sin \varphi + \dot{y} \cos \varphi \quad (93)$$

$$\dot{z} = \dot{z} \quad (94)$$

さらに、加速度の成分は上式を微分して、

$$\ddot{X} = \ddot{x} \cos \varphi - \dot{x} \dot{\varphi} \sin \varphi - \ddot{y} \sin \varphi - \dot{y} \dot{\varphi} \cos \varphi \quad (95)$$

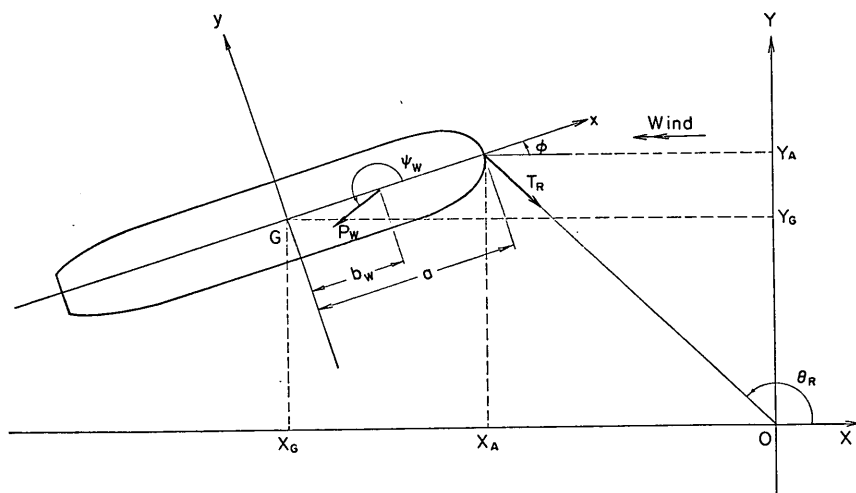


図-23 座 標 系

ブイ係留船舶の荒天時の振れ回り運動

$$\ddot{Y} = \ddot{x} \sin \varphi + \dot{x} \dot{\varphi} \cos \varphi + \ddot{y} \cos \varphi - \dot{y} \dot{\varphi} \sin \varphi \quad (96)$$

$$\ddot{\varphi} = \ddot{\varphi} \quad (97)$$

という関係がある。

4.3 船体に作用する風荷重

船体に作用する風荷重は、風洞内あるいは風洞水槽に模型を置いて測定される。今回の実験では風荷重の実測は行っていないので、現在までに行われたさまざまな船型についての測定結果^{25)~27)}を参考にして風荷重を算定することとした。しかし今回の実験に用いた模型船とまったく同型のものは見つけられなかったため、標準的なものとして「港湾の施設の技術上の基準・同解説」(日本港湾協会発行、今後は「技術基準」と呼ぶ)にも採用されている文献²⁵⁾の結果を主として用いた。

まず、風荷重の計算は次式によった。

$$P_W = \frac{1}{2} \rho_a C_W U_{Wr}^2 (A_T \cos^2 \varphi_{Wr} + A_L \sin^2 \varphi_{Wr}) \quad (98)$$

ここで、 P_W : 船体に作用する風荷重

ρ_a : 空気の密度 (1.21 kg/m³)

C_W : 風圧係数

U_{Wr} : 船体と空気との相対速度

A_T : 水面上船体正面投影面積

A_L : 水面上船体側面投影面積

φ_{Wr} : 船体の軸と風との相対角 (度)

風圧係数 C_W は船型と風向きとの関数であり、タン

カーおよび貨物船に対しては次式で求めた。

タンカー:

$$C_W = 1.2 - 0.083 \cos 2\varphi_{Wr} - 0.25 \cos 4\varphi_{Wr} - 0.177 \cos 6\varphi_{Wr} \quad (99)$$

貨物船:

$$C_W = 1.325 - 0.05 \cos 2\varphi_{Wr} - 0.35 \cos 4\varphi_{Wr} - 0.175 \cos 6\varphi_{Wr} \quad (100)$$

また、船体の全体に作用する風荷重の合力の作用点は船体の長軸上にあり、その点と船体の重心との水平距離 b_W は次式によって求めた。

$$b_W = a - (0.291 + 0.0023 \times |\varphi_{Wr}|) \times L_{PP} \quad (101)$$

ここで、 a : 船首と船体の重心との水平距離

L_{PP} : 船体の無線間距離

なお、上式はタンカーおよび貨物船の両方に用いている。

ここで、風圧係数 C_W と合力の作用点と重心との距離 b_W とを相対角 φ_{Wr} に対してプロットすると 図-24 のようになる。この図から、 C_W の値は $\varphi_{Wr} = 90^\circ$ すなわち風が船体の真横に近い方向から吹く場合にはタンカーと貨物船とでほぼ等しいが、その他の場合には貨物船の方が大きいことがわかる。また、 b_W はタンカーでは $\varphi_{Wr} \approx 83^\circ$ 、貨物船では $\varphi_{Wr} \approx 106^\circ$ のときに 0 となり、 φ_{Wr} が 0° に近づくにしたがって合力の作用点は船首側に移動する。

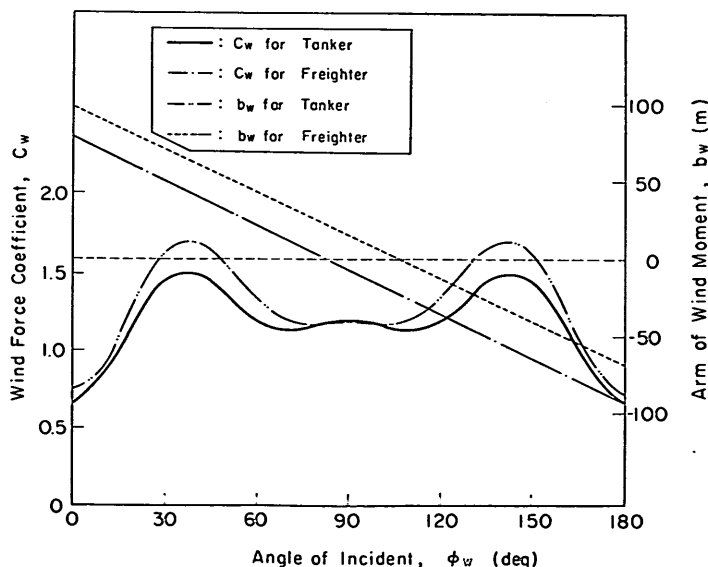
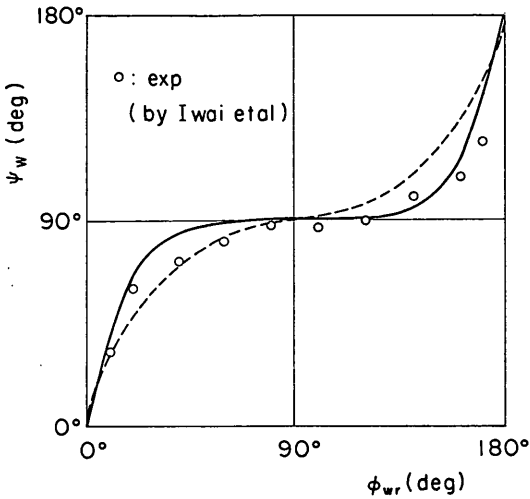
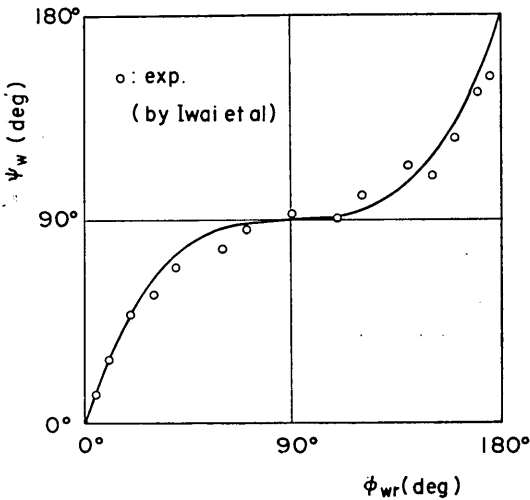


図-24 φ_{Wr} と C_W , b_W の関係



(1) タンカー



(2) 貨物船

図-25 ϕ_{wr} と Ψ_w の関係

一方、風荷重の合力の作用方向は一般に ϕ_{wr} と一致しない。図-25は岩井らによる測定結果を文献25)の中の図から読みとってプロットし直したものである。図-25(1)はタンカー型の船体の場合、図-25(2)は貨物船型の場合の結果である。岩井らはこれらの測定を近似的に表わす式として次式を提示し、「技術基準」もこれによって(Ψ_w の定義法が異なるため、式の形が変わっているが内容は同じである)。

$$\Psi_w = \left\{ 3 - 0.15 \left(1 - \frac{\phi_{wr}}{90} \right) - 0.80 \left(1 - \frac{\phi_{wr}}{90} \right)^8 \right\} \times 90^\circ \quad (102)$$

ただし、上式は $\phi_{wr} \geq 0$ の場合で、 $\phi_{wr} < 0$ のときには 180° から右辺を引いた式となる。

しかし、この式を船体の振れ回り運動の計算に用いることは、(i) 図-25(1)に点線で示したとおり $\phi_{wr} = 0^\circ$ のとき $\Psi_w = 0^\circ$ とならない、(ii) 測定結果ではタンカーと貨物船とで差が現われているにもかかわらず式では考慮されていない、という2点で不都合である。そこで、それを改良した式として図中に実線で示した次の2式を用いた。

$$\Psi_w = \left\{ 3 - \left(1 - \frac{\phi_{wr}}{90} \right)^q \right\} \times 90^\circ : \phi_{wr} \geq 0 \quad (103)$$

$$\Psi_w = \left\{ 1 + \left(1 - \frac{\phi_{wr}}{90} \right)^q \right\} \times 90^\circ : \phi_{wr} < 0 \quad (104)$$

ここで、タンカーでは $q=5$ 、貨物船では $q=3$ 。

上の式で表わされる Ψ_w は、指数 q の値が大きいほど船軸方向からずれるので、風荷重による船首まわりの旋回モーメントが大きくなる。

なお、文献25)~27)の測定結果をみても、風荷重の合力の作用方向について一般に次のようなことがいえる。

- i) タンカー型の船では、 Ψ_w は式(103)、(104)で $q=5$ とおいた曲線と $q=3$ とおいた曲線との間にほぼ入っている。また、空載時と満載時とでは空載時の方が $q=5$ に近い。
- ii) 貨物船型の船では $q=3$ に近いものが多いが、 $q=5$ の曲線の方に近いデータもみられる。ただし、空載時と満載時とではタンカー型の場合ほどははっきりとした差はない。

これらについては、4.5において船体の振れ回り運動の計算値を実験と比較しながら検討することとする。

また、風と船体との相対速度は、

i) 風は X 軸の正方向から負の方向に吹く、

ii) 風は船体によって乱されない、

iii) 船体の速度は船体の重心の速度で代表させる、

とすると、船体固定座標軸方向の相対速度の成分は次式のようなになる。

$$U_{xr} = U_w \cos \phi + \dot{x} \quad (105)$$

$$U_{yr} = -U_w \sin \phi + \dot{y} \quad (106)$$

ここで、 U_w : 風速

よって、合成相対流速 U_{wr} とその方向 φ_{wr} は次のようになる。

$$U_{wr} = \sqrt{U_{xr}^2 + U_{yr}^2} \quad (107)$$

$$\varphi_{wr} = \tan^{-1}[U_{yr}/U_{xr}] \quad (108)$$

4.4 船体に作用する流体抵抗

水理模型実験では流れを外力として作用させていないが、静水中においても船体が運動をすると船体と流体との間に相対流速が生じ、船体には流体からの抵抗力が作用する。この流体抵抗は造波抵抗と流圧力とに大別される。

(1) 船体の周期運動に対する造波抵抗

船体が静水中で周期的に運動すると、船体の周囲の水には波が発生し、その反作用として船体には造波抵抗と呼ばれる力が作用する。造波抵抗は一般に運動の加速度と速度に比例する力の和として次式のように表わされることが多い（ただし、連成項は無視している）。

$$(P_{O1})_x = -M_{xx}\ddot{x} - B_{xx}\dot{x} \quad (109)$$

$$(P_{O1})_y = -M_{yy}\ddot{y} - B_{yy}\dot{y} \quad (110)$$

$$(P_{O1})_z = -J_{zz}\ddot{\phi} - B_{zz}\dot{\phi} \quad (111)$$

ここで、 $(P_{O1})_x$ 、 $(P_{O1})_y$ 、 $(P_{O1})_z$: x 、 y 方向の造波抵抗および z 軸まわりの造波抵抗モーメント

M_{xx} 、 M_{yy} 、 J_{zz} : 船体の前後運動、左右運動に対する付加質量および旋回運動に対する付加慣性係数

B_{xx} 、 B_{yy} 、 B_{zz} : 減衰力および減衰モーメントの係数

付加質量および減衰力係数などは、船体の運動振幅が小さいときには線型ポテンシャル理論で求めることもできる。しかし、船体の振れ回り運動のように振幅が大きい場合に線型理論を用いることは適当ではないと考えられるので、静水中で行われた実験結果^{28)・29)}を基にして流体力係数を定めた。その結果は表-1に示したとおりである。なお、減衰係数はすべて0としている。

(2) 流圧力

つぎに、船体と水との相対速度によって生ずる流圧力について考える。今回の実験では流れを作用させていないが、計算上は流れを考慮に入れることは容易であるので、定常流も含めた計算式をたてることとする。

いま X 軸の正方向と Φ_0 という角度をなす方向から、流速 V_0 の定常流が作用するものとする、 x 軸の正方向と流向とのなす角 φ_C は次のようになる。

$$\varphi_C = \Phi_0 - \varphi \quad (112)$$

また、 x 、 y 方向の相対流速および船体の旋回運動による相対流速はそれぞれ次式で表わされる。

$$V_{xr} = -V_0 \cos \varphi_C - \dot{x} \quad (113)$$

$$V_{yr} = -V_0 \sin \varphi_C - \dot{y} \quad (114)$$

$$V_{\varphi r} = -\dot{\phi} \quad (115)$$

ただし、 $V_{\varphi r}$ は y 方向成分だけを考えている。

さて、これらの相対流速によって船体には流圧力が作用するが、潮流力は方向性が極めて大きく、潮流の方向にかかわらず常に船体の真横方向の成分が支配的である³¹⁾ことから、 x 方向の流圧力は考慮しないこととする。一方、 y 方向の流圧力成分は次式で表わされる*。

$$(P_{O2})_y = -\frac{1}{2} \rho U_0 C_{y90} (1 + \Delta k_y) V_{yr}^2 A_{SL} \sin \varphi_C \quad (116)$$

ここで、 C_{y90} : 真横からの流れに対する流圧力係数

Δk_y : 浅水影響係数

A_{SL} : 水面下の船体の側面投影面積

φ_{Cr} : 合成相対流速の方向

$$(\varphi_{Cr} = \tan^{-1}[V_{yr}/V_{xr}])$$

船体の直角方向から作用する流れに対する流圧力係数 C_{y90} について、現在まで報告されている値は 1.0~1.6 程度である。今回の振れ回り運動の計算においては、実験結果と計算結果が比較的良く合う $C_{y90}=1.5$ を用いた。また、浅水影響係数は水深 h と船体の吃水 d_s との比 h/d_s の関数であり、 $h/d_s \geq 5$ では $\Delta k_y = 0$ 、 h/d_s が 5~2 では漸増し、2 以下では急増するとともに、流向による Δk_y の差が大きくなる。これらを参考にして、計算には表-1に示した値を用いた。

次に、 y 方向の流圧力成分による重心まわりの回転モーメントは次式で求められる。

$$(P_{O2})_z = (P_{O2})_y \times b_C \quad (117)$$

ここで b_C は $(P_{O2})_y$ の作用点の座標であり、次式を用いた。

$$b_C = \begin{cases} a - (0.2 + 0.0035 \\ \quad \times |\varphi_{Cr}|) \times L_{PP} & : |\varphi_{Cr}| < 135^\circ \quad (118) \\ a - 0.67 \times L_{PP} & : |\varphi_{Cr}| \geq 135^\circ \quad (119) \end{cases}$$

上式は、現在までに行われた測定結果の平均的な値を与える式を求めたもので、船型および載荷状態にかかわらず計算に用いている。

* y 方向の流圧力成分および重心まわりの回転モーメントの計算は、主として文献 19) のデータを基にしているため参照されたい。

最後に、船体の旋回に対する流体抵抗は、船体の各部分に作用する流体力の合力として、近似的に次式によって計算される。

$$(P_{C3})_y = - \int_{-(L_{PP}/2)}^{L_{PP}/2} \frac{1}{2} \rho_w C_{OR} \frac{A_{SL}}{L} \{ (\dot{\phi} x - V_{yr}) |\dot{\phi} x - V_{yr}| + V_{yr} |V_{yr}| \} dx \quad (120)$$

$$(P_{C3})_z = - \int_{-(L_{PP}/2)}^{L_{PP}/2} \frac{1}{2} \rho_w C_{OR} \frac{A_{SL}}{L} (\dot{\phi} x - V_{yr}) |\dot{\phi} x - V_{yr}| dx \quad (121)$$

ここで、 $(P_{C3})_y$: y 方向の旋回抵抗

$(P_{C3})_z$: 旋回抵抗モーメント

C_{OR} : 旋回抵抗係数

旋回抵抗係数 C_{OR} に関する測定データがほとんどないため、実験値と計算値とを比較して、両者が近い値となる $C_{OR}=3.0$ を計算に用いた。

なお、船体の旋回運動によって生ずる船体と空気との相対風速も船体に旋回抵抗を作用するが、一般に風速に比べて船体の旋回速度は微小であると考えられるので、数値計算では考慮していない。

4.5 船体変位と係船ロープ張力

船体には、以上で述べた風圧力と流体力のほかに係船ロープ張力が作用する。運動方程式を数値積分して各時刻の船体の変位を求めていく場合に、船体の変位からそれぞれの時刻の係留力を前章で述べたような方法によ

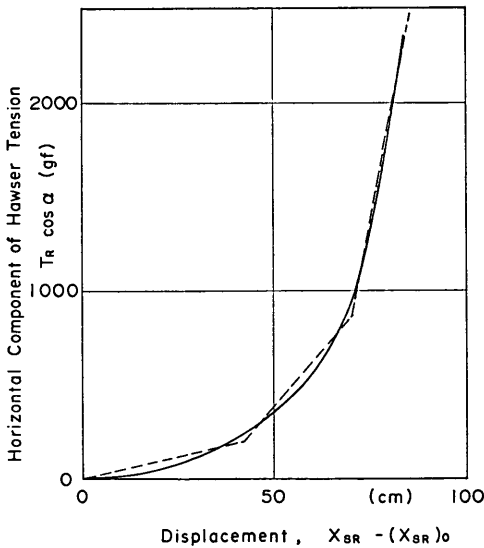


図-26 船首の水平変位と係船ロープ張力の水平成分 (空載タンカー)

て計算することも可能である。しかし、SALM 型パイの場合には、パイとチェーンと係船ロープの諸元が決まれば係船ロープ張力は船首とアンカーとの水平距離によってのみ定まる (ただし、ロープ張力による船首の沈み込みの影響は小さいものと仮定する)。

そこで、船体の振れ回り運動の数値計算に先だって、係船ロープ張力と船首の水平変位との関係を求めておきそれを数値計算に用いることとした。ただし、振れ回り運動には係船ロープ張力の水平成分が重要であり、鉛直成分はほとんど影響しないと考えられるので、張力の水平成分のみを船体に作用する係留力とした。

図-26 は、実験に用いた空載タンカーの変位と係留力との計算結果を示したものである。図の横軸が船首の水平変位、縦軸が係船ロープ張力 T_R の水平成分を示している。また、図中の実線が計算値を示しているが、船体の振れ回り運動の数値計算には図中に破線で示したような折れ線で近似した。

4.6 船体の振れ回り運動方程式とその数値解法

船体の質量を M_S 、 z 軸まわりの慣性モーメントを I_z 、空間固定座標 X, Y 方向の外力成分を P_X, P_Y 、回転モーメントを P_Z とすると、空間固定座標系における船体の振れ回り運動方程式は次のようになる。

$$M_S \ddot{X} = P_X \quad (122)$$

$$M_S \ddot{Y} = P_Y \quad (123)$$

$$I_z \ddot{\phi} = P_Z \quad (124)$$

上式に式 (89)~(91) および式 (95)~(97) を代入して整理すれば、船体固定座標系における運動方程式が次のように求まる。

$$M_S(\ddot{x} - \dot{y}\dot{\phi}) = P_x \quad (125)$$

$$M_S(\ddot{y} + \dot{x}\dot{\phi}) = P_y \quad (126)$$

$$I_z \ddot{\phi} = P_z \quad (127)$$

上式の右辺の外力は前節までに述べたように、風圧力、流体抵抗および係留力の和であり、それらを代入して整理すれば次のようになる。

$$(M_S + M_{zx})\ddot{x} = M_S \dot{y}\dot{\phi} + P_W \cos \Psi_W - T_R \cos(\theta_R - \phi) \quad (128)$$

$$(M_S + M_{yy})\ddot{y} = -M_S \dot{x}\dot{\phi} + P_W \sin \Psi_W + (P_{C2})_y + (P_{C3})_y - T_R \sin(\theta_R - \phi) \quad (129)$$

$$(I_z + J_{zz})\ddot{\phi} = P_W b_w \sin \Psi_W + (P_{C2})_z + (P_{C3})_z - T_R a \sin(\theta_R - \phi) \quad (130)$$

ここで、 θ_R : X 軸と係船ロープのなす角

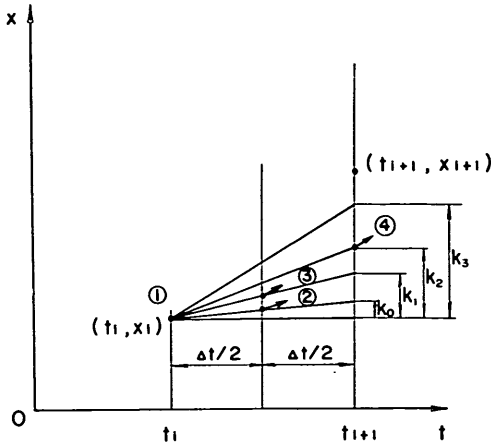


図-27 ルンゲ=クッタ法

上の運動方程式を解析式を解析的に解くことは困難なので、ルンゲ=クッタ法によって数値積分を行った。しかし、式(128)~(130)は船体固定座標系における運動方程式であるが、各式の右辺の外力は空間固定座標における船体の位置の関数である。そのために各計算ステップごとに座標変換を繰返す必要があるため、その手法について少し詳しく述べることにする。

ルンゲ=クッタ法³²⁾は常微分方程式の数値計算に用いられる各種の前進形公式の中で最も一般的なものである。計算の打ち切り誤差の許容度によって具体的な計算公式が異なるが、最もよく使われているものは打ち切り誤差をキザミ幅 Δt の5乗以下に抑える方法である。いま常微分方程式の初期値問題が次のように与えられているものとする。

$$\frac{dx}{dt} = f(t, x) \quad (131)$$

ただし、 $t=t_0$ のとき $x=x_0$

x_i が求められたとすると、次のステップの解 x_{i+1} を

$$x_{i+1} = x_i + \Delta x_i \quad (132)$$

とおくと、誤差を Δt^5 以下に抑える場合のルンゲ=クッタ法によれば、増分 Δx_i は次式で与えられる(図-27参照)。

$$\Delta x_i = \frac{1}{6}(k_0 + 2k_1 + 2k_2 + k_3) \quad (133)$$

ただし、 $k_0 = f(t_i, x_i) \cdot \Delta t$

$$k_1 = f\left(t_i + \frac{\Delta t}{2}, x_i + \frac{k_0}{2}\right) \cdot \Delta t$$

$$k_2 = f\left(t_i + \frac{\Delta t}{2}, x_i + \frac{k_1}{2}\right) \cdot \Delta t$$

$$k_3 = f(t_i + \Delta t, x_i + k_2) \cdot \Delta t$$

以上の計算法を応用し、次のような手順で数値計算を行った。

(i) 初期状態 ($t=t_0$) を与える。

空間座標での船体重心位置 X_{G0}, Y_{G0} 、旋回角 φ_0 、船体座標での船体速度 $\dot{x}_0, \dot{y}_0, \dot{\varphi}_0$

(ii) 初期値 $X_{G0}, Y_{G0}, \varphi_0, \dot{x}_0, \dot{y}_0, \dot{\varphi}_0$ を用いて船体に作用する外力を計算する。船体加速度 $\ddot{x}_0, \ddot{y}_0, \ddot{\varphi}_0$ を式(128)~(130)によって求め、次の値を計算する。

$$\left\{ \begin{array}{l} k\dot{x}_0 = \ddot{x}_0 \times \Delta t, \quad k\dot{y}_0 = \ddot{y}_0 \times \Delta t, \quad k\dot{\varphi}_0 = \ddot{\varphi}_0 \times \Delta t \end{array} \right. \quad (134)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_1 = \dot{x}_0 + \frac{1}{2}k\dot{x}_0, \quad \dot{y}_1 = \dot{y}_0 + \frac{1}{2}k\dot{y}_0, \\ \varphi_1 = \varphi_0 + \frac{1}{2}k\dot{\varphi}_0 \end{array} \right. \quad (135)$$

また、式(92)、(93)によって空間座標系における重心速度 $\dot{X}_{G0}, \dot{Y}_{G0}$ を計算し、次の値を求める。

$$\left\{ \begin{array}{l} kx_0 = \dot{X}_{G0} \times \Delta t, \quad ky_0 = \dot{Y}_{G0} \times \Delta t, \quad k\varphi_0 = \dot{\varphi}_0 \times \Delta t \end{array} \right. \quad (136)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X_{G1} = X_{G0} + \frac{1}{2}kx_0, \quad Y_{G1} = Y_{G0} + \frac{1}{2}ky_0, \\ \varphi_1 = \varphi_0 + \frac{1}{2}k\varphi_0 \end{array} \right. \quad (137)$$

(iii) $X_{G1}, Y_{G1}, \varphi_1, \dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{\varphi}_1$ を用いて、(ii)と同様の手順によって次の値を求める。

$$\left\{ \begin{array}{l} k\dot{x}_1 = \ddot{x}_1 \times \Delta t, \quad k\dot{y}_1 = \ddot{y}_1 \times \Delta t, \quad k\dot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_1 \times \Delta t \end{array} \right. \quad (138)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_2 = \dot{x}_1 + \frac{1}{2}k\dot{x}_1, \quad \dot{y}_2 = \dot{y}_1 + \frac{1}{2}k\dot{y}_1, \\ \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_1 + \frac{1}{2}k\dot{\varphi}_1 \end{array} \right. \quad (139)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} kx_1 = \dot{X}_{G1} \times \Delta t, \quad ky_1 = \dot{Y}_{G1} \times \Delta t, \quad k\varphi_1 = \dot{\varphi}_1 \times \Delta t \end{array} \right. \quad (140)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X_{G2} = X_{G1} + \frac{1}{2}kx_1, \quad Y_{G2} = Y_{G1} + \frac{1}{2}ky_1, \\ \varphi_2 = \varphi_1 + \frac{1}{2}k\varphi_1 \end{array} \right. \quad (141)$$

(iv) このような計算をさらに2回繰返し、 $k\dot{x}_2, k\dot{x}_3, kx_2, kx_3, k\dot{y}_2, k\dot{y}_3, \dots$ を求める。

(v) $t=t_0+Dt$ における, 船体固定座標の船体速度, 空間固定座標における重心座標を次式で計算する。

$$\begin{cases} \dot{x}=\dot{x}_0+\Delta\dot{x}, \Delta\dot{x}=(k\dot{x}_0+2k\dot{x}_1+2k\dot{x}_2+k\dot{x}_3)/6 & (142) \\ \dot{y}=\dot{y}_0+\Delta\dot{y}, \Delta\dot{y}=(k\dot{y}_0+2k\dot{y}_1+2k\dot{y}_2+k\dot{y}_3)/6 & (143) \\ \dot{\varphi}=\dot{\varphi}_0+\Delta\dot{\varphi}, \Delta\dot{\varphi}=(k\dot{\varphi}_0+2k\dot{\varphi}_1+2k\dot{\varphi}_2+k\dot{\varphi}_3)/6 & (144) \end{cases}$$

$$\begin{cases} X_G=X_{G0}+\Delta X_G, \Delta X_G=(kX_0+2kX_1+2kX_2+kX_3)/6 & (145) \\ Y_G=Y_{G0}+\Delta Y_G, \Delta Y_G=(kY_0+2kY_1+2kY_2+kY_3)/6 & (146) \\ \varphi=\varphi_0+\Delta\varphi, \Delta\varphi=(k\varphi_0+2k\varphi_1+2k\varphi_2+k\varphi_3)/6 & (147) \end{cases}$$

以上の (ii)~(v) が 1 ステップであり, 次のステップでは式 (142)~(147) を初期値として用いる。

なお, $t=0$ における初期状態は次のようにした。

- a) 船体は静止している ($\dot{x}=\dot{y}=\dot{\varphi}=0$)。
- b) 船首は X 軸上にある ($Y_A=0$)。
- c) 船体は風向き (X 軸) に対して 7.5° 傾むける ($\varphi_0=7.5^\circ$)。
- d) 船体に作用する風荷重の X 方向成分と係留力が釣合うように船首とアンカーとの距離を定める (ただし $X_A < 0$ とする)。

船体の振れ回り運動は初期状態に依存しない定常運動であるが, できるだけ少ない計算ステップで定常状態になるように上記の初期状態を定めた。また X 軸と船軸とが一致するように船体を静止させた状態から計算を始めると, 船体はただ前後運動を行うのみであるが, 船体をほんのわずかに旋回させると振れ回り運動を始め, やがて定常運動を行うようになる。

運動方程式の数値解法では時間キザミ Δt が計算精度に影響するが, 検討の結果, 振れ回り運動周期の $1/500$ 程度とすれば充分であることがわかった。

4.7 実験結果と計算結果の比較

数値計算法の精度について検討するために, 実験結果と計算結果との比較を行った。

まず, 数値計算に用いる流圧係数 C_{p90} と旋回抵抗係数 C_{CR} の値を定めるために風速 $U_W=620$ cm/s における空載タンカー模型の振れ回り運動を標準データとして検討をした。その結果, $C_{p90}=1.5$, $C_{CR}=3.0$ としたときの計算値と実験値が, 船体運動および係留張力に関し

て良く合うことがわかり, 以降の計算ではこれを用いることとした。

(1) 空載タンカーの場合

a) 船体の振れ回り運動の時間変化

SALM 型ブイに空載タンカーが係留された場合について検討する。各種の条件は 2 章で述べた実験時のものと等しい。

図-28 は, 風速 620 cm/s のときの船体の振れ回り運動の計算結果である。横軸は時間であり, 各グラフは上から順に船首の X 座標, Y 座標, 船体の回転角 φ および係留力の時間変化を表わしている。この図をみると, 初めは静止していた船体が運動を始め, やがて定常的な振れ回り運動をする様子が良くわかる。

そこで, 定常状態における船体運動と係留力の時間変化について, 実験結果と計算結果で比較をしたのが図-29 である。図中の実線が計算結果, 点線が実験結果を示しており, 船体の運動や係留力の振幅および位相が計算値と実験値でほぼ一致していることがわかる。

また, 係留力 T_R には振れ回り運動の一周期 (図-29 では約 55 s) の間に大小の極大値が 2 回ずつ発生するが, それらと船体の振れ回り運動との間には次のような関係がみられる。まず, 係留力の大きい方の極大値は船首の X 座標がほぼ最小となるとときに生ずるが, このときの

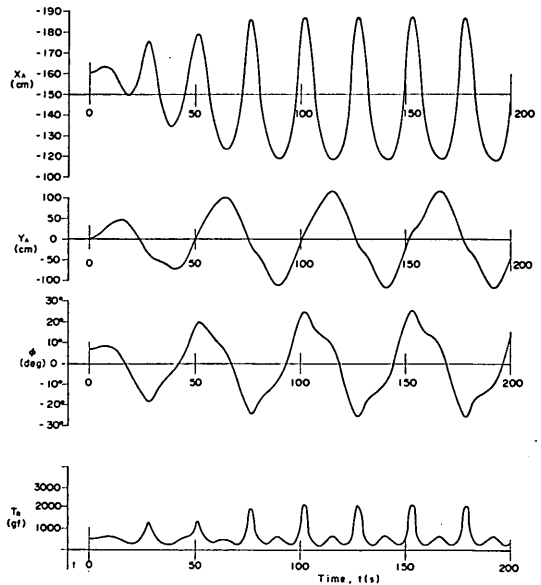


図-28 船体の振れ回り運動の計算例 (空載タンカー, $U_W=620$ cm/s)

ブイ係留船舶の荒天時の振れ回り運動

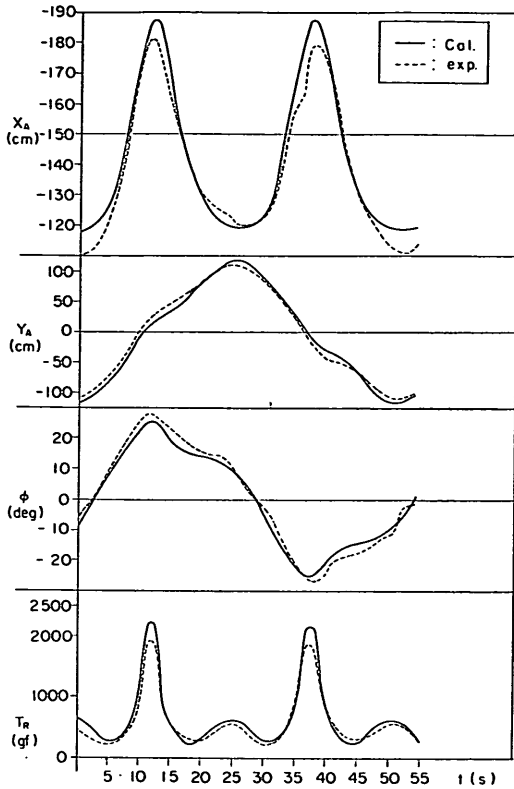


図-29 船体運動と係留力の時間変化の実験値と計算値 (空載タンカー, $U_W=620$ cm/s)

Y_A 座標は 0 に近く、また船体の回転角の絶対値はほぼ最大である。一方、小さい極大値は船首の Y 座標の絶対値がほぼ最大となるときに発生していることがわかる。

なお、係留力の極大値の発生回数とそのときの船体の運動状態は風速によって変わる。風速が小さくなると一周期間に大中小の極大値が 2 回ずつ出現するようになる。これは X_A , Y_A および ϕ の時間変化の位相差が大きくなるため、3 つの極大値は X_A , Y_A , ϕ の最大あるいは最小値が発生するときにほぼ一致して現われる。また、図-29 では係留力が 0 となって係留ロープが弛緩するような現象は起きていないが、風速が小さくなるとそのような状態も生ずるようになる。

次に、図-30 は船首と船体重心の振れ回り運動軌跡について実験値と計算値を比較したものである。実線が計算結果、点線が実験結果を示したものである。図-29 で示したように船体運動の時間変化の計算値と実験値とが

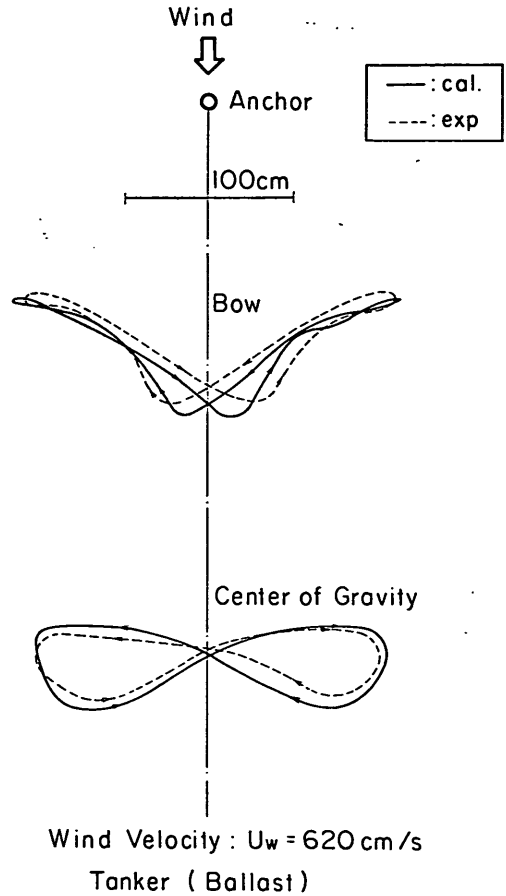


図-30 船体の運動軌跡の実験値と計算値 (空載タンカー, $U_W=620$ cm/s)

良く合っていることから予想されたとおり、運動の軌跡についても両者はほぼ一致していることがわかる。

b) 風速と船体の振れ回り運動

さて、以上に述べたことから流圧力係数 C_{V90} と旋回抵抗係数 C_{OR} の値を適切に定めれば、数値計算結果は実験結果を良く説明できることがわかった。そこで、次に、風速を変化させたときに計算精度がどのように変わるかを検討した。前にも述べたとおり、数値計算では風速にかかわらず $C_{V90}=1.5$, $C_{OR}=3.0$ を用いている。

まず、図-31 は風速と船首の運動振幅との関係について示したもので、○印が風向きと直角方向の振幅 $2\bar{Y}_A$ の実験値、破線がその計算値、また●印および実線が風方向での振幅 $2\bar{X}_A$ の実験値と計算値である。この図から、 $2\bar{Y}_A$ および $2\bar{X}_A$ はともに風速 U_W が 350 cm/s

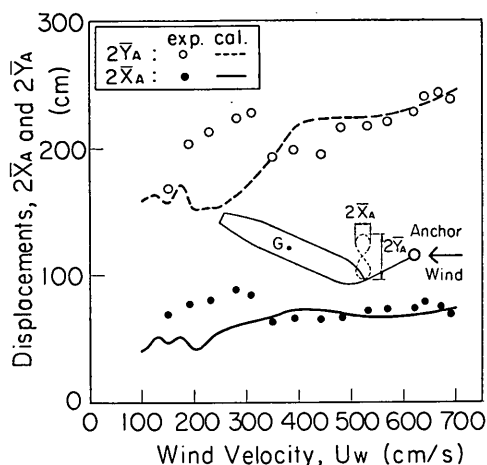


図-31 風速と船首の運動振幅に関する実験値と計算値 (空載タンカー)

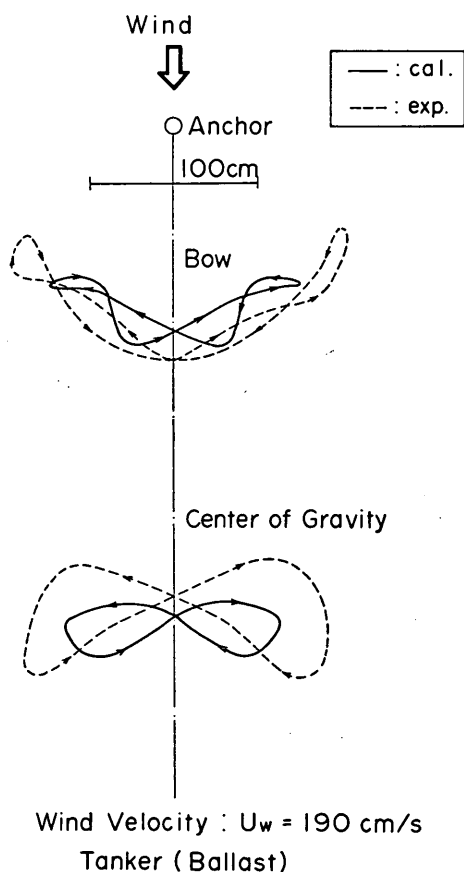


図-32 船体の運動軌跡の実験値と計算値 (空載タンカー, $U_w=190$ cm/s)

以上のときには実験値と計算値の差が小さいが、風速がそれ以下になると両者の差が急に大きくなるのがわかる。

この誤差の原因について検討するために、船体の運動軌跡について実験値と計算値を比較した結果が図-32である。この図をみると、運動の振幅だけでなく船首の運動のパターンが実験値と計算値で異なっていることがわかる。また、図-32を図-30と比べてみると、図-32の運動の軌跡の実験結果は図-30のものと大きい変化がみられる。図-32は風速が190 cm/sのときのものであるが、船首の運動パターンの変化は、運動振幅の計算誤差が大きくなる $U_w=350$ cm/s 以下で生じていることがわかった。したがって、計算誤差の主要な原因の一つは、実験と計算における船体の振れ回り運動パターンの差であろうと予想される。しかし、何故ある風速を境にして運動のパターンが急激に変化するのかは依然として不明であり、今後に残された課題の一つである。

次に、図-33~35は風速と船体の旋回角 ϕ の振幅 $2\bar{\phi}$ 、係留力 T_R および運動周期 T について、実験値と計算値を比較したものである。図中の●印が実験値、実線が計算値を表わしている。これらの図から、 $2\bar{\phi}$ 、 T_R および T に関しては風速の大小にかかわらず実験結果と計算結果はほぼ一致していることがわかる。また、図-33から風速による $2\bar{\phi}$ の変化は小さく、平均的には $2\bar{\phi} \approx 50^\circ$ であることがわかる。

さて、式 (98) に示したとおり風荷重は風速の2乗に

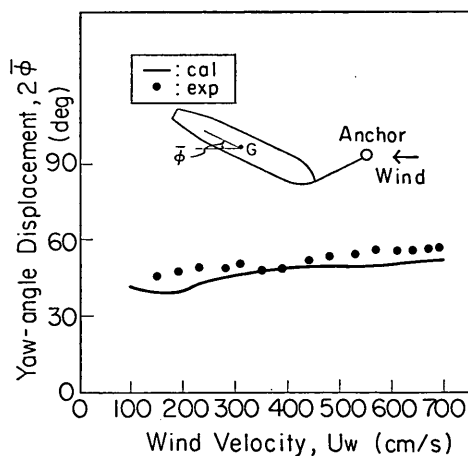


図-33 風速と船体の旋回角に関する実験値と計算値 (空載タンカー)

パイ係留船舶の荒天時の振り回り運動

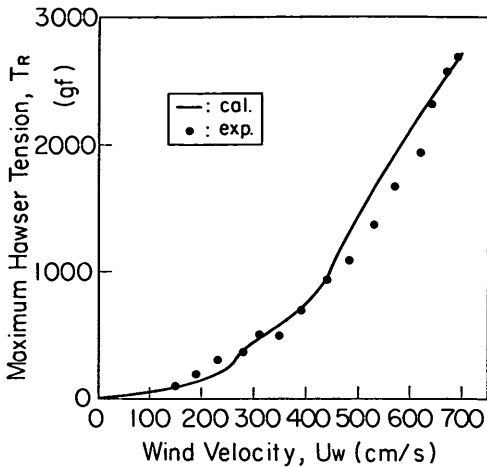


図-34 風速と係留力に関する実験値と計算値 (空
載タンカー)

比例する。したがって、風による船体の振り回り運動によって生ずる係留力 T_R も風速の 2 乗に比例することが推測される。図-34 に示した実験値をもとに、 T_R が U_W^2 に比例するものとして最小自乗法によって回帰曲線を求めてみると次のようになる。

$$T_R = 0.0005239 U_W^2 \quad (148)$$

ただし、 T_R と U_W の単位はそれぞれ gf と cm/s であり、右辺の U_W^2 の係数は $\text{gf}/(\text{cm/s})^2$ という次元を持っている。また、上の回帰曲線の相関係数は約 0.94 であって 1.0 に近いので、 T_R が U_W^2 にほぼ比例することが確認されたことになる。

いま、船体の振り回り運動による張力への動的効果を無視したとき、係留力とほぼ等しい風荷重が船体に作用する旋回角 φ を式 (98) と (148) から求めてみると、約 32° であった。すなわち今回の実験では船体を風向きに対しておよそ 32° 傾むけたときに船体に作用する風合力とほぼ等しい最大係留力が発生していたことになる。

なお、図-34 に実線で示された係留力の計算値がなめらかな曲線になっていないのは、船体の係留特性を図-26 の破線で近似して数値計算を行ったことが原因である。係留特性の近似度を高めて図-26 の実線の曲線により近いデータを計算に用いれば、 T_R の計算結果はさらになめらかな曲線に近づくものと考えられる。

また、船首の運動振幅 $2\bar{X}_A$ 、 $2\bar{Y}_A$ では風速が小さいときに実験値と計算値との差が大きいかかわらず、係留力では両者にあまり差がみられないのは、 X_A と

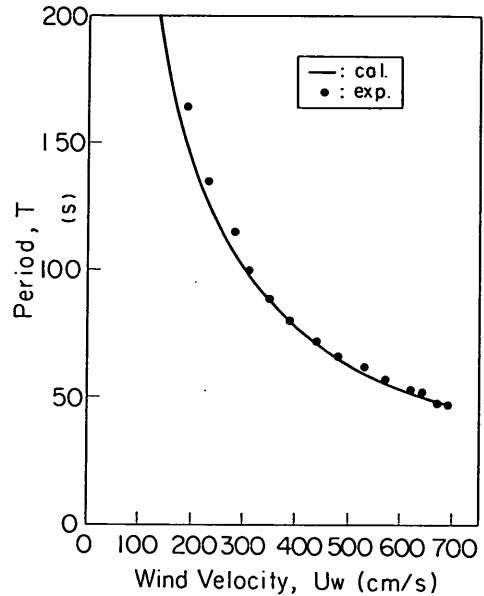


図-35 風速と船体運動周期に関する実験値と計算
値 (空載タンカー)

Y_A との位相差のために、船首とアンカーとの距離は計算値と実験値でほぼ一致したためである。

最後に、図-35 から船体の振り回り運動周期 T は風速が小さくなると急激に長くなることがわかる。著者らはかつて実験データを基にして、周期は風速と指数関数的な関係があると仮定して回帰曲線を求めた³⁹⁾。しかし、今回の実験でさらに風速が小さい場合の測定を行い、また数値計算を行った結果、周期と風速との関係は反比例に近いことが判明した。しかし、これが物理現象的にどのような意味を持つのかは不明である。

c) 係船法と船体の振り回り運動

次に、係船法が異なるときの船体の振り回り運動について実験値と数値計算結果を比較した。係船法としては次の 2 種類を考えた。

(イ) 係船ロープの諸元は変えずに、パイの係留チェーンの長さを約 1.5 倍の 95 cm とする。

(ロ) 係船ロープを直接に固定物につなぐ。ロープの長さは 115 cm とする。

このときの実験値と計算値を表-3 に示した。ただし、実験風速は 620 cm/s とした。

この表から、チェーン長を約 1.5 倍にしたときには、船体運動のうちの旋回角 φ の実験値と計算値との差が

表-3 船体の係留法と振れ回り運動 ($U_w=620$ cm/s)

係留法	項目	$2\bar{X}_A$ (cm)	$2\bar{Y}_A$ (cm)	$2\bar{\varphi}$ (deg)	T_R (gf)	T (s)
(イ)	実験値	109	348	77	2350	60
	計算値	87	287	55	2070	57
(ロ)	実験値	76	232	52	2060	52
	計算値	57	193	43	2140	47

最も大きく、計算値は実験値よりも 29% 程度小さいが、係留力 T_R に関しては 12% 程度の差であることがわかる。

また、船をブイではなく固定構造物に係船したときの結果では船首の風向き方向の振幅の差が最も大きく、計算値は実験値の 25% 減となっている。しかしこの場合でも係留力では 4% 未満の差である。

以上のことから、本報告で用いた船体の振れ回り運動の数値計算法は、船体をさまざまな方法で係船した場合にも有用であろうと考えられる。

なお、チェーン長の長短による差を 図-31, 33, 34 と比較してみると、チェーン長を 1.5 倍にすると船体の運動振幅および係留力が増加することがわかる。したがって、船体の振れ回り運動範囲を広くするような係留法は好ましくないといえよう。

(2) 満載タンカーおよび空・満載貨物船の場合
次に、タンカー模型を満載状態にした場合、貨物船模

型を空載および満載状態にした場合についての数値計算法の精度を検討した。船体の係留条件、すなわち係船ロープ、ブイおよびチェーンの諸元は、2 章で述べた実験のものと同じにした。また、実験風速はすべて 620 cm/s とした。実験結果と計算結果を示したのが表-4 である。

満載タンカーの実験値の欄に $2\bar{\varphi}$ と T の記載がないのは、船体の振れ回り運動が非常に小さいため、旋回角の振幅と運動周期がほとんど測定不可能であったためである。また、風を作用し始めてしばらくの間の船体の運動はやや大きいですが、時間とともに運動は小さくなっていく傾向にある。

図-25 (1) に示したとおり、岩井らの測定結果によれば風合力の作用方向 Ψ_w を定める式 (103), (104) の指数 q の値はタンカーの場合には 5 に近く、空載タンカーでは $q=5$ とした数値計算が良い結果を得た。ところが、表-4 からわかるとおり、満載タンカーの場合には $q=5$ とすると計算値が実験値に比べて非常に過大となった。4.3 で述べたように、タンカー型船舶の場合には満載時と空載時では Ψ_w に差があり、満載時の方が q の値が小さいという結果が今までの模型実験から得られている。そこで、 $q=3$ として数値計算を行ったところ、 $q=5$ とした場合よりも計算値はかなり実験値に近づいた。このことから、今回使用したタンカー模型に作用する風荷重の合力の方向を計算する際には、式 (103), (104) の中の指数 q の値を、空載状態では 5、満載状態では 3 とするのが良いといえる。逆に、タンカーが荒天時にブイ避泊をする場合には、なるべく吃水を深くした

表-4 船体の種類と振れ回り運動 ($U_w=620$ cm/s)

船 体	項目	$2\bar{X}_A$ (cm)	$2\bar{Y}_A$ (cm)	$2\bar{\varphi}$ (deg)	T_R (gf)	T (s)	q^*
満載タンカー	実験値	9	11	—	300	—	—
	計算値	86 2	260 36	54 15	1230 340	128 112	5 3
空載貨物船	実験値	71	241	53	2810	46	—
	計算値	58 0.7	231 18	47 6	2350 620	48 46	5 3
満載貨物船	実験値	23	115	28	1020	71	—
	計算値	50 0.2	202 0.2	43 0.1	1470 460	85 80	5 3

* q は、風合力の作用方向 Ψ_w を定める式 (103), (104) 参照。

ブイ係留船舶の荒天時の振れ回り運動

方が振れ回り運動を小さくできるともいえよう。

次に、貨物船模型の振れ回り運動の実験結果をみてみると、満載状態では空載時に比べて船体運動および係留力が小さくなっているが、タンカー模型の場合ほどには小さくないことがわかる。また、貨物船についても指数 q を 5 と 3 として数値計算を行った。表-4 からわかるとおり、今回の実験に用いた模型では、空載および満載状態とも $q=5$ のときの計算結果が $q=3$ のときよりも実験結果に近いことがわかる。これは 図-25(2) に示した岩井らによる測定結果とは異なる傾向であるが、今回使用した模型船を岩井らの模型船との形状の相異がその原因であろうと考えられる。

以上、さまざまな船体模型に対する実験値と計算値とを比較した結果から、船体の振れ回り運動の数値計算を精度良く行うためには、風荷重の合力の作用方向 ψ_w を適切に選定することが重要であることがわかる。

4.8 流れの影響に関する数値計算

今回行った水理模型実験では流れを作用させていないが、4.4 (2) の式 (112)~(114) で示したとおり、船体に作用する流圧力を計算するときに定常流 V_0 を考慮すれば、振れ回り運動に対する流れの影響を数値計算によって検討することは可能である。

4.1 で述べたとおり、流れを作用させた水理実験は現在までにいくつか行われている。むつ小川原石油備蓄基地に設置が予定されている一点係留ブイバース (SALM 型) について、オランダの船舶模型試験所 (N. S. M. B. = Netherland Ship Model Basin) で実施された模型実験もその一つである。本研究で用いたタンカー模型の縮尺を 1/75 と考えて実物タンカーに換算すると、N. S. M. B. の実験で想定している 27 万 5 千 DWT タ

ンカーの諸元とほぼ一致する³⁴⁾。そこで、タンカー模型に対する数値計算を行い、N. S. M. B. における実験結果³⁵⁾と比較した。なお、係留ロープ、ブイおよびチェーンなどはむつ小川原に設置予定のものを計算に用いたが、N. S. M. B. では係留ロープ 2 本で実験しているのに対し、計算では伸び特性を 1 本のロープに換算した。また、実験値と計算値はフルード則によって現地換算して比較した。

表-5 はその結果をまとめたものである。表中の ϕ_H は波の入射方向、 ϕ_{mean} は船体の平均変位角、 ϕ_{max} は最大変位角、 $(T_R)_{max}$ は最大係留力である。

まず、流れと風を同一方向から作用させたときの結果をみると、風速 25 m/s で流速 1.5 kt のときには実験値と計算値がほぼ一致するが、風速を 15 m/s にすると計算値が過大となっていることがわかる。また、船体の平均変位角まわりの旋回角はいずれの場合にも計算結果が実験結果よりも大きい。

一方、流向と風向きが 90° 異なる場合には、実験値では船体の振れ回り運動が小さいにもかかわらず大きい係留力が発生している。この場合の計算結果では、船体は流圧力と風圧力が釣合う位置にほぼ静止し、発生張力も小さかった。なお、流れと風を作用させたときの数値計算では、両者の作用方向が異なる場合には船体は振れ回り運動をしないという結果が得られた。

表-5 にはこのほかに風だけを作用させたときの計算結果も示してあるが、流れと風が共存している場合の計算結果と比べると、風速の大小によって係留力の大小関係が異なっていることがわかる。

N. S. M. B. の実験にはすべて波の影響が入っているために計算法の精度を詳細に検討することはできない

表-5 流れの影響

	U_w (m/s)	ϕ_w (deg)	V_0 (kt)	ϕ_0 (deg)	$H_{1/3}$ (m)	$T_{1/3}$ (s)	ϕ_H (deg)	ϕ_{mean} (deg)	ϕ_{max} (deg)	$(T_R)_{max}$ (tf)
実験値 (N.S.M.B.)	25	0°	1.5	0°	3.0	8.5	-90°	-13°	-20°	129
	15	0°	1.5	0°	1.5	13.0	-90°	-4°	-9°	43
	25	0°	1.5	90°	3.0	8.5	0°	6°	9°	144
計算値	25	0°	1.5	0°	—	—	—	0°	12°	126
	15	0°	1.5	0°	—	—	—	0°	14°	92
	25	0°	1.5	90°	—	—	—	23°	23°	50
	25	0°	—	—	—	—	—	0°	15°	136
	15	0°	—	—	—	—	—	0°	14°	47

が、上で述べたように、実験値と計算値が合う場合と合わない場合とがある。しかし、実験および計算結果はともに船体の振れ回り運動に対して流れが影響することを示している。今後は、流れの影響に関する実験的および理論的な研究を行っていく必要がある。

5. プイ係留船舶の振れ回り運動特性について

強風下におけるプイ係留船体の振れ回り運動の特性は、

- i) 係船ロープの長さや伸び特性、
- ii) 係船プイの形状および重量、
- iii) プイ係留チェーンの長さとおよび水深との比や水中単位長さ当たりの重量、
- iv) 船体の形状や載荷状態、
- v) 風速、風向きおよびその時間的な変動、
- vi) 波浪の性質、
- vii) 潮流の性質、

などの影響を受けるためにかなり複雑である。

本研究では主として定常風中の振れ回り運動を実験と数値計算とによって検討したが、その結果、数値計算の精度がほぼ確認され、係船ロープ、プイおよびチェーンの諸元を考慮して振れ回り運動を計算することが可能と

なった。しかし、例えば係船プイについての構想を練る場合などには、ある標準的な条件における算定図表があると便利である。図-36はその一例で、本研究で用いた模型船の計算結果をフルード則によって1万トン級のタンカーと貨物船に換算したものである。プイの設置条件はおよそ次のとおりである。水深：17.6m、チェーン長：17.4m、ロープ長：29.4m。

この図をみると、例えば風速 30 m/s の定常風中における係船ロープ張力は、タンカーでは 39 tf、貨物船では 56 tf、またチェーン張力はそれぞれ 43 tf および 67 tf であることがわかる。ただし、現地ではこれに波浪や潮流などの影響を考慮する必要がある。いま現地の有義波高が 1m 程度であれば、2章の実験結果から波による割増度は 30% 前後であると考えられる。したがって、上記の係留力をそれだけ割増して、さらに潮流や安全率を考慮しただけの強度を持つ係船ロープとチェーンを使用する必要があることがわかる。

また、プイを係留するアンカーに作用する力を計算することも可能であるので、アンカーに要求される重量や把駐力もあらかじめ算定することができる。プイ避泊が投錨避泊に比べて有利なことの一つは、アンカーの把駐力を十分に確保するための手段を講じることができた

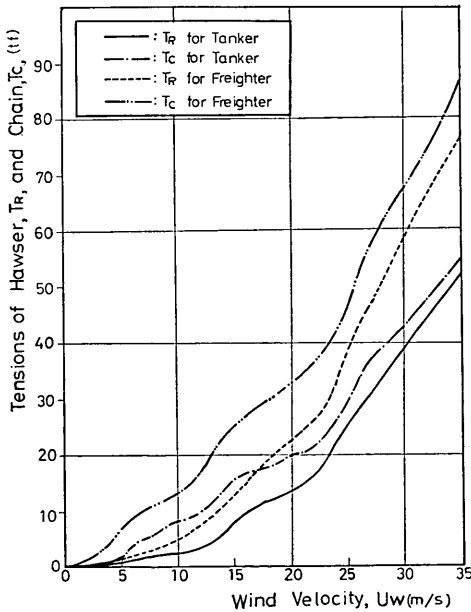


図-36 定常風中でプイ係留された船舶の係留力の算定図の例

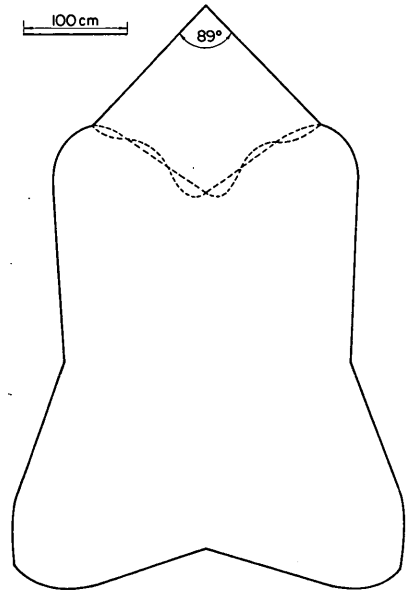


図-37 船体の振れ回り範囲 (1万トンタンカー、風速 32 m/s)

ブイ係留船舶の荒天時の振れ回り運動

めに、走錨の危険性が減少することであるといえる。

さらに、港内の限られた泊地にできるだけ多くの船舶に係留するためには、ブイとブイとの間隔をできるだけ狭める必要があるが、それには船体の振れ回る範囲を知っておく必要がある。図-37 は、1万トン級タンカーの風速約 32m/s の中における振れ回り範囲を計算によって求めたものである。この図から、係留ロープのアンカーまわりの回転角は 89° であり、風向き方向の移動距離は約 23.5m、それと直角方向には約 20.4m であることがわかる。移動距離を船長と比べてみると、風向きおよび直角方向にそれぞれ 1.10 倍および 0.96 倍となっている。このようなことを考慮すれば、「技術基準」で泊地に必要な面積として考えられている、「風速 30m/s の荒天時における投錨避泊では半径（船長+水深の 4 倍+145）m の円、単浮漂泊の場合には半径（船長+25m）の円」などが狭められる可能性もある。

なお、船体は満載状態の方が空載時よりも振れ回り運動および係留力が小さいことが実験と数値計算からわかった。したがって、船はなるべく荷物を積み吃水を深くすることが望ましいが、実際問題としては空載状態で係留しなければならない状況も当然考えられるので、係留力などの検討は空載船を対象とすべきである。

6. あとがき

本報告では、SALM 型ブイに係留された船舶の振れ回り運動について実験および数値計算によって検討し、定常風中の振れ回り運動を数値計算することが可能であることを示した。研究の過程で得られた結果を挙げると次のようになる。

- 1) 定常風中における船体の振れ回り運動の数値計算を行う場合には、風荷重の合力の作用方向、流圧力係数および旋回抵抗係数を適切に選定することが重要である。
- 2) 船体の係留系に発生する張力は風速の 2 乗にほぼ比例する。今回の模型船では、ある風速における最大係留ロープ張力は、船体が風向きに対して約 32° かつむいたときに船体に作用する風荷重とほぼ等しかった。
- 3) 船体係留系の係留特性は、係留ロープの伸び特性、ブイの静水圧的復元力および係留チェーン張力を考慮して計算される。
- 4) 船体に波と風を同時に作用させたときの係留力は、両者が同一方向から作用するときに最大となっ

た。また、波の作用としては一波一波に対応した短周期成分のものほかに、波漂流力も重要な要因となる。

- 5) 船体の振れ回り運動は流れによって影響されるが、風および波などとの相乗作用があり複雑な物理現象である。今後は、流れの影響に関する実験的、理論的な研究を行っていく必要がある。

本研究では、港内に設置された単点避泊ブイを主として念頭においており、避泊ブイについて検討する際の一助となれば幸いである。今後に残された検討課題としては、上に述べた流れの影響のほかに次のようなものが考えられる。

- イ) 不規則変動風中の船体運動
- ロ) 振れ回り運動の過渡状態における係留力
- ハ) ブイの船舶衝突等に対する安全性
- ニ) チェーン等の耐摩耗性
- ホ) 多点ブイ係留の可能性
- ヘ) 船体振れ回り運動に対する人間工学的な検討

なお、本研究は鈴木が理論解析ととりまとめを行い、実験データの解析を諸石が主として担当した。また、合田良実水工部長、高山知司波浪研究室長からは種々有益な助言を頂いた。また、波浪研究室関口忠志研究員および研修中の天野茂秀氏（五洋建設）に実験の一部の実施とデータ解析をして頂いた。末尾ながら、上記の各位に感謝の意を表する次第である。

(1982年3月31日受付)

参考文献

- 1) 橋本 進：黒汐丸の振れ回りと錨鎖張力，航海訓練所調査時報第 1 号，昭和 26 年 1 月。
- 2) 藤井照久・橋本 進・大木直宏・松原昭一・岡辺光邦・古荘雅生・新井康夫：錨泊中の実船の振れ回り軌跡について，日本航海学会論文集，62 号，pp. 145~151，昭和 55 年 1 月。
- 3) 鈴木康正・諸石一幸：風と波の中におけるブイと係留船舶の応答，第 28 回海岸工学講演会論文集，pp. 426~430，1981。
- 4) 米田謹次郎・野原威男・岡田正明・藪谷宏士・川本文彦・及川 清：荒天錨泊法に関する実験研究（第 1 報）三島型貨物船について，東京商船大学研究報告（自然科学）第 11 号，昭和 35 年 9 月，pp. 1~67。
- 5) 次の文献に実施された振れ回り実験がまとめられている。日本造船研究協会第 155 研究部会：巨大タンカーの係留システムの研究報告書，研究資料，No. 251，昭和 51 年 3 月，271 p。

- 6) 例えば, 合田良実: 港湾構造物の耐波設計, 鹿島出版会, 1977, p. 19.
- 7) Littlebury, K. H.: Wind Tunnel Model Testing Techniques for Offshore Gas/Oil Production Platforms, OCT 4125, 1981.
- 8) J. A. Pinkster and Remery, G. F. M.: The Role of Model Tests in the Design of Single Point Mooring Terminals, OTC 2212, 1975.
- 9) J. F. Flory and Poranski, P. F.: The Design of Single Point Moorings, OTC 2827, 1977.
- 10) G. F. M. Remery and Oortmerssen, G. V.: The Mean Wave, Wind and Current Forces on Offshore Structures and Their Role in the Design of Mooring Systems, OTC 1741, 1973.
- 11) 例えば, 合田良実・鈴木康正・笹田 正: 波浪中の直立円柱浮体に働く流体力とその運動, 港湾技術研究所報告 第15巻第2号, 1976年6月, pp. 167~210.
- 12) 例えば, 上田 茂・白石 悟: カテナリ理論による最適係留鎖の選定法および計算図表, 港湾技研資料 No. 379, 1981年6月, 55 p.
- 13) 前出, 文献 4).
- 14) Wichers, J. E. W.: On the Slow Motions of Tankers Moored to Single-Point Mooring Systems, J. of Petroleum Technology, 1978, pp. 947~958.
- 15) B. J. Muga and Freeman, M. A.: Computer Simulation of Single Point Moorings, OTC 2829, 1977.
- 16) Cummins, W. E.: The Impulse Response Function and Ship Motion, Department of the Navy, David Taylor Model Basin, Washinton, D. C., Report 1661, 1962.
- 17) Wichers, J. E. W.: Slowly Oscillating Mooring Forces in Single Point Mooring Systems, BOSS '79, Paper 27, Aug. 1979, pp. 27-1~27-32.
- 18) B. Molin and Bureau, G.: A Simulation Model for the Dynamic Behavior of Tankers Moored to Single Point Moorings, Intenational Symposium on Ocean Engineering Ship Handling, 1980, pp. 4:1~4:20,
- 19) 日本造船研究協会第155研究部会: 巨大タンカーの係船システムの研究報告書, 研究資料 No. 251, 昭和51年3月, 271 p.
- 20) 日本造船研究協会第155研究部会: 係船システムの研究報告書, 研究資料 No. 269, 昭和52年3月, 293 p.
- 21) 宝田直之助・小保方 準: 船舶の一点係留について, 日本造船学会誌, 第595号, 昭和54年1月, pp. 20~28.
- 22) 松田博之・本田啓之輔・小須田 敏: 強風下における1点ブイ係留船の港内避泊に関する模型実験, 日本航海学会論文集, 63号, 昭和55年8月, pp. 36~44.
- 23) 定兼広行・菱田敏男: 風による浮体の自励横揺れ, 関西造船協会誌, 第164号, 昭和52年3月, pp. 57~63.
- 24) 定兼広行・下司修一・旗手光清: 風による浮体の自励横揺れ(第2報)一動的風圧の測定一, 関西造船協会誌, 第166号, 昭和52年9月, pp. 17~24.
- 25) 岩井 聰・矢島澄夫: 繫泊船に働く風圧について, 日本航海学会第26回講演会, 昭和36年, pp. 86~93.
- 26) 辻 豊治・高石敬史・菅 信・佐藤辰二: 船体に働く風圧力に関する模型実験, 船舶技術研究所報告, 第7巻, 第5号, 昭和45年, pp. 13~26.
- 27) 前出, 文献 20) p. 163~169.
- 28) 元良誠三: 船体運動に対する付加質量及び付加慣性モーメントについて, 一其の1. 旋回に対する付加慣性モーメント一, 造船協会論文集 第105号, 昭和34年, pp. 83~92.
- 29) 元良誠三: 船体運動に対する付加質量および付加慣性モーメントについて, 一その2. 前後動に対する付加質量一, 造船協会論文集 第106号, 昭和34年, pp. 59~62.
- 30) 元良誠三: 船体運動に対する付加質量および付加慣性モーメントについて, 一その3. 左右動に対する付加質量一, 造船協会論文集 第106号, 昭和34年, pp. 63~68.
- 31) 日本造船研究協会第155研究部会: 巨大タンカーの係船システムの研究報告書, 研究資料 No. 236, 昭和50年3月, 261 p.
- 32) 例えば, 磯田和男・大野 豊: 数値計算ハンドブック, オーム社, 昭和46年5月, p. 175~184.
- 33) 前出, 文献 3).
- 34) むつ小川原石油備蓄株式会社: むつ小川原石油備蓄基地けい笛施設設置計算書, 昭和56年10月.
- 35) むつ小川原石油備蓄株式会社: むつ小川原石油備蓄基地けい留設備動的模型実験中間報告書, 昭和56年7月, 34 p.

記号一覧表

- A : 構造物の投影面積
 A_L : 船体の空中側面投影面積
 A_{SL} : 船体の水中側面投影面積
 A_T : 船体の空中正面投影面積
 a : ブイの半径
 B : 船体の型幅
 B_{xx} : 船体の前後運動の減衰力係数
 B_{yy} : 船体の左右運動の減衰力係数
 B_{zz} : 船体旋回運動の減衰モーメントの係数
 b_0 : 流圧力の合力の作用点と船首との水平距離, 式(118), (119)

ブイ係留船舶の荒天時の振れ回り運動

b_W : 風圧力の合力の作用点と船首との水平距離, 式 (101)	p : 実物を示す添字
C_b : 方形係数	$(P_{O1})_x$: 船体に作用する x 方向の造波抵抗, 式 (109)
C_{OR} : 旋回抵抗係数	$(P_{O1})_y$: 船体に作用する y 方向の造波抵抗, 式 (110)
C_{y90} : 真横からの流れに対する流圧力係数	$(P_{O1})_z$: 船体に作用する z 軸まわりの造波抵抗モーメント, 式 (111)
C_W : 風圧係数, 式 (99), (100)	$(P_{O2})_y$: 船体に作用する y 方向の流圧力, 式 (116)
d_{B0} : ブイの自由浮体としての吃水	$(P_{O2})_z$: 船体に作用する z 軸まわりの流圧力モーメント, 式 (117)
df_x : ブイ表面の微小部分に作用する静水圧の x 成分	$(P_{O3})_y$: 船体に作用する y 方向の旋回抵抗, 式 (120)
df_y : ブイ表面の微小部分に作用する静水圧の y 成分	$(P_{O3})_z$: 船体に作用する z 軸まわりの旋回抵抗モーメント, 式 (121)
df_z : ブイ表面の微小部分に作用する静水圧の z 成分	P_x, P_y, P_z : 空間座標における力の成分
dr : r の微小部分	P_x, P_y, P_z : 移動座標における力の成分
d_s : 船の吃水	P_W : 風荷重
ds : ブイ表面の微小部分	q : 風荷重の作用方向の計算式中の指数
dz_B : z_B の微小部分	r : 極座標の原点からの距離
$d\theta$: θ の微小部分	r_B : ブイ上面の水際線の上面の中心からの距離, 式 (46)
f : 周波数	R_D : 波漂流力係数
F_D : 波漂流力, 式 (5)	$S(f)$: 入射波の周波数スペクトル, 式 (2)
F_X : ブイに作用する静水圧的復元力の X 成分	$T_{1/3}$: 入射波の有義波周期
F_Y : ブイに作用する静水圧的復元力の Y 成分	T_σ : チェーン張力
F_Z : ブイに作用する静水圧的復元力の Z 成分	T_{OH} : チェーン張力の水平成分
F_x : ブイに作用する静水圧的復元力の x 成分	T_{OV} : チェーン張力の鉛直成分
F_y : ブイに作用する静水圧的復元力の y 成分	t_i : 数値計算の時刻
F_z : ブイに作用する静水圧的復元力の z 成分	T_R : 係船ロープ張力
g : 重力加速度	$(T_R)_{max}$: T_R の最大値
\overline{GM}_B : ブイの傾心高さ	$(T_R)_{1/3}$: 各時刻の T_R の大きい方から 1/3 の平均値
h : 水深	$(T_R)_{mean}$: 各時刻の T_R の平均値
$H_{1/3}$: 有義波高	U_W : 風速
I_x : 船体の旋回慣性性能率	U_{Wr} : 相対風速, 式 (107)
J_{zz} : 船体の付加旋回慣性性能率	U_{xr} : 相対風速の x 成分, 式 (105)
$k_0 \sim k_3$: ルンゲ=クッタ法のパラメータ, 式 (133)	U_{yr} : 相対風速の y 成分, 式 (106)
L_{FP} : 船体の垂線間距離	V : 船体の排水量
l_R : 係船ロープの長さ	V_σ : 流速
m : 模型を示す添字	V_{xr} : 相対流速の x 成分, 式 (113)
M_B : ブイの質量	V_{yr} : 相対流速の y 成分, 式 (114)
M_S : 船体の質量	$V_{\sigma r}$: 旋回運動による相対流速, 式 (115)
M_X : ブイに作用する X 軸まわりの復元モーメント	X, Y, Z : 空間固定座標
M_x : ブイに作用する x 軸まわりの復元モーメント	x, y, z : 船体固定座標
M_{xx} : 船体の x 方向付加質量	x_B, y_B, z_B : ブイ固定座標
M_Y : ブイに作用する Y 軸まわりの復元モーメント	X_A : 船首の X 座標あるいは X 方向の運動両振幅
M_y : ブイに作用する y 軸まわりの復元モーメント	\tilde{X}_A : 船首の X 方向の運動振幅
M_{yy} : 船体の y 方向付加質量	
M_Z : ブイに作用する Z 軸まわりの復元モーメント	
M_z : ブイに作用する z 軸まわりの復元モーメント	

X_{BR} :	ブイへのロープ接続点の X 座標	β :	風と波の相対角
X_G :	ブイへのチェーン接続点の X 座標	δ :	ブイの傾き角
X_G :	船体重心の X 座標あるいは X 方向の運動両振幅	ζ :	入射波の振幅
X_{G0} :	船体重心の初期 X 座標	η :	ブイの Z 方向の微小変位
X_{GB} :	ブイ重心の X 座標	θ :	極座標の角度
x_i :	時刻 t_i における変数の値	θ_B :	ブイ上面の周囲と静水面との交点の θ の値, 式 (33)
X_{SR} :	船首へのロープ接続点の X 座標	θ_R :	係船ロープが X 軸となす角
$(X_{SR})_0$:	X_{SR} の初期値	π :	円周率
Y_A :	船首の Y 座標あるいは Y 方向の運動両振幅	ρ_a :	空気の密度
\bar{Y}_A :	船首の Y 方向の運動振幅	ρ_w :	流体の密度
Y_G :	船体重心の Y 座標あるいは Y 方向の運動両振幅	φ :	船体の軸 (x 軸) と X 軸とのなす角
Y_{G0} :	船体重心の初期 Y 座標	φ_0 :	φ の初期値
z_0 :	ブイ表面が水面と交わる点の z_B 座標, 式 (13)	Φ_G :	流向と X 軸とのなす角
$(z_0)_{\max}$:	z_0 の最大値	φ_C :	船軸と流向とのなす角, 式 (112)
$(z_0)_{\min}$:	z_0 の最小値	φ_{Cr} :	相対流速の方向
Z_{BR} :	ブイへのロープ接続点の Z 座標	φ_i :	波向きと船軸とのなす角
\bar{Z}_{B0} :	ブイの自由浮体としての重心の Z 座標	φ_{mean} :	船体の平均変位角
Z_G :	ブイへのチェーン接続点の Z 座標	φ_{\max} :	船体の最大変位角
Z_{GB} :	ブイ重心の Z 座標	φ_{Wr} :	相対風向き, 式 (108)
z_M :	ブイの底面の z_B 座標	Ψ_W :	風荷重の合力の作用方向, 式 (103), (104)
z_P :	ブイの上面の z_B 座標	Δk_y :	流圧力係数の浅水影響係数
Z_{SR} :	船首へのロープ接続点の Z 座標	Δt :	数値計算の時間キザミ
α :	係船ロープが水平とのなす角	Δx_i :	Δt の間の x_i の増分, 式 (133)