

チェーンで係留された船舶の振れ回り運動の計算

高山知司*・平石哲也**・永井紀彦***・古川正美***

1. ま え が き

荒天時に大型船が港内に避泊する施設の一つとして、現在、一点係留ブイ（避泊ブイ）システムが検討されている。船舶は、通常、避泊ブイに船首単点係留されるが、その際、風の影響を受けて振れ回り運動をすることが知られている。この時、避泊係留に必要な水域面積と係留力を算定しておくことが重要である。鈴木ら¹⁾は、実験室内で定常風を作用させ、模型船を用いて振れ回り運動に対する波と風の影響を実験的に検討した。さらに、定常風作用下におけるブイ係留船舶の振れ回り運動の数値計算法を開発した。

鈴木ら¹⁾の研究では、船とブイをつなぐ係留索はナイロンロープを対象としているが、現地では船舶自身が所持する錨泊用のチェーンで係留するよう推奨されている。そこで、本研究では、まずチェーンの係留特性を検討したのちに、鈴木の数値計算法を応用して、チェーンで係留した場合の船舶の運動および係留張力を算定した。外力としては、定常風だけでなく、Davenportのパワースペクトルを持った変動風を考えた。港内避泊を対象としているので、波および流れの影響は風に比べて小さいとして無視している。

2. 船体変位による係留チェーン張力の算定

(1) 係留チェーン張力の計算手法

本計算で用いたモデルを図-1に示す。アンカーとブイをつなぐチェーンを係留チェーンと呼び、長さを l_1 、作用する張力を T_1 とする。ブイと船首を結ぶチェーンを係船チェーンと呼び、その長さを l_2 、単位長あたりの重量を w_2 および張力を T_2 で表す。振れ回り運動の計算においては、船首の沈み込みを無視して、水平運動だけを議論するので、アンカー船首間の水平距離 X_S と係船チェーン張力の水平成分 T_H との関係を明らかにしておけばよい。そこで、座標系としてアンカーの位置を原点として、水平方向に x 軸、鉛直方向に z 軸をとった。

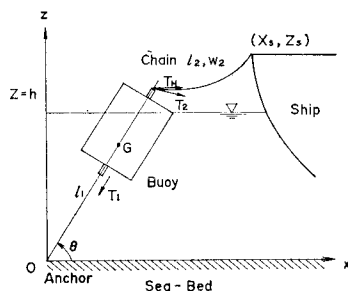


図-1 係留張力算定モデル

さらに、モデルを単純化するために以下の仮定を設ける。

すなわち、通常の避泊ブイでは、図-1に示すように係留チェーン長 l_1 は水深 h と同程度、あるいはやや長い程度で、チェーンは水中で直線に近い形になっている。またブイの大きさはチェーン長に比べて非常に小さい。そこで、アンカーとブイの間のチェーンは直線状で、この直線はブイの中心軸と一致していると考えた。従って、このモデルでは、直線 l_1 の傾き θ のみによってブイの位置が決定される。

ブイに働く力としては、係留チェーン張力 T_1 、係船チェーン張力 T_2 および静水圧による復元力 F_x, F_z が存在する。船首の位置 (X_S, Z_S) を与えると、係船チェーンのブイ取付点は θ の関数として表せるので、 T_2 をカタナリー理論²⁾から求める。また、 F_x, F_z も θ の関数として求めることができる。そこで、ブイに働く水平および鉛直方向の力がそれぞれ釣り合うように、 θ と T_1 とをニュートン＝ラフソン法³⁾で決定すれば、船舶に働く係留力も決定される。

以上の手法によって、任意の X_S に対して最適な θ および T_2 の水平成分、すなわち船首に作用する水平張力 T_H を求めることができる。 X_S を横軸に T_H を縦軸にとったグラフを係留特性曲線と以後呼ぶことにする。

(2) 実験による検討

係留チェーン張力の計算法を検証するために実験を行った。まず水槽内に図-1と同様に模型を配置し、船首と係船チェーンとの間に小型張力計を入れて、直接、係船

* 正会員 工博 運輸省港湾技術研究所 海洋水理部 波浪研究室長

** 正会員 工修 運輸省港湾技術研究所 海洋水理部 波浪研究室

*** 正会員 運輸省港湾技術研究所 海洋水理部 波浪研究室

チェーン張力を測定できるようにした。実験では、船の代わりに水槽上面のレール上を水平移動できる台車を用いた。実験模型の諸元は表—1に示した。係船チェーンの台車上の取り付け位置とアンカーとの距離をチェーンが届く範囲で任意に変化させ、張力を測定した結果が図—2である。なお Z_S は 90.4 cm とした。図—2において●が実験値、実線が計算値を示している。図—2から判かるように、計算値と実験値はよく一致しており(1)で示したモデルで十分、係船チェーン張力を計算できることがわかった。しかし、 X_S が 210 cm 以上になり、チェーンが伸び切った状態に近くなると、同じ張力の場合には、計算値の X_S がやや小さくなる。これは、カタナリー理論においてはチェーンの伸びを無視しているため、緊張係留に近い状態ではチェーン張力の計算値が実際よりも大きくなる可能性があるためと思われる。さらに、張力計取り付け部の伸びおよび摩擦が実験値に影響を与えているようである。

(3) チェーンの伸び特性を考慮した係留特性

振れ回り運動の計算では、荒天時を想定し 30 m/s 以上の強風を作用させるので、チェーンは伸び切った状態に近くなる。そのため、チェーン自身の伸びをある程度考慮する必要がある、本計算では次のような検討をした。

まず、チェーン環列を図—3に示したようなモデルで仮定する。実際のチェーンでは連結用シャックル等が存在しており同じ形のチェーン環が連続することはないが、平均的な形状として図—3のモデルを考えた。図中、 d はチェーンの呼び径、すなわち環の太さである。

チェーン環列の両端に P という張力が作用し、チェーン環列は伸び切った直線状になっているとする。1 個のチェーン環について着目したとき、図—3で斜線をつけた部分は、引張を受ける部材と考えられ、その自然長からの伸び Δd_1 は次式で計算できる。

$$\Delta d_1 = 2d \frac{\sigma}{E} = \frac{4P}{\pi d E} \quad \text{.....(1)}$$

斜線をつけていない部分は、中央に集中荷重 P を受ける単純ばりと考えられ、単純ばりの長さを $4d$ とすると、中央でのたわみ Δd_2 は次のようになる。

$$\Delta d_2 = \frac{P \cdot 64 d^3}{48 E I} = \frac{85.3 P}{\pi d E} \quad \text{.....(2)}$$

式 (1), (2) において、 σ は応力、 E は鉄のヤング率

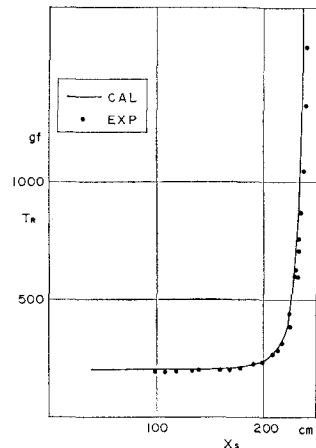
および I は断面二次モーメントである。

チェーン環は引張られると、その形状がひずむため、たわみ Δd_2 は実際には 1~2 倍程度大きくなると考えられる。そこで Δd_2 としては、式 (2) の結果を α 倍した $\alpha \cdot \Delta d_2$ をあらためて採用する。この α をのび係数と呼ぶ。チェーン長を L とすると、含まれるチェーン環は平均して $L/4d$ 個になるので、チェーンの自然長からの伸び Δl は次式で表される。

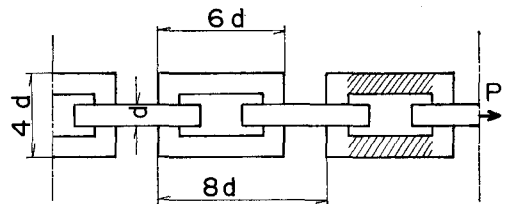
$$\Delta l = (2 + 42.65\alpha) \frac{PL}{\pi E d^2} \quad \text{.....(3)}$$

のび係数 α については明確な判断の材料がなく本研究では一応 $\alpha = 1.5$ として計算を行い、最後に α の違いによる運動特性の違いを検討した。

計算で使用したチェーンの諸元等は、JIS F3302 で設定された値の中から標準的な値として表—2に示したデータを選んだ。避泊ブイの諸元を文献¹⁾を参考に、表—2に示すように定め、水深 20 m として係船チェーン張力を計算した結果が、図—4の係留特性曲線である。なお、チェーンの船首側の取付高 Z_{SR} は水面上 6.7 m としている。図—4において $\Delta l = 0$ で示した曲線が伸びを全く考慮しない場合の結果で、 X_S が 44 m 付近で傾きが無限大に近くなる。従って、わずかの X_S の変位で、衝撃的に大きな張力が作用し、振れ回り運動時の係留張力を正確に算定できると思えない。伸びを考慮した場合の結果は $\alpha = 1.0, 1.3, 1.5$ および 1.8 の場合につい



図—2 検証実験の結果



図—3 チェーン環列の模式図

表—1 模型の諸元

水	深 (cm)	63
ブイ	直径×高さ (cm)	14×7
	質 量 (g)	491
係船チェーン	長 さ (cm)	150
	単位重量 (kg/m)	0.55

表-2 計算データ

載 荷 状 態				満 載	洋 載	空 載			係留チェーン	係船チェーン	
船 長	L_{pp}	(m)		125.1			チェーン長	L	(m)	20	30
型 幅	B	(m)		24.2			空中単位重量	w	(kg/m)	143.7	83.98
型 深	D	(m)		10.8			水中単位重量	w'	(kg/m)	124.8	73.12
側 面 面 積	A_y	(m ²)		1 470			呼 径	d	(m)	81×10 ⁻³	62×10 ⁻³
平 面 面 積	A_x	(m ²)		352			破断試験荷重	P	(tf)	344.65	210.10
									(kN)	3 379.86	2 060.38
質 量	M_s	(kg)		19 197×10 ³	12 663×10 ³	6 507×10 ³					
慣 性 能 率	I_z	(kg・m ²)		2.82×10 ¹⁰	1.76×10 ¹⁰	7.02×10 ¹⁰					
吃 水	d_s	(m)		7.80	5.31	2.82					
船首重心距離	a	(m)		60.3	60.3	60.3					
水中側面面積	A_{SL}	(m ²)		986	670	353					
空中側面面積	A_L	(m ²)		484	800	1 117					
空中正面面積	A_T	(m ²)		167	226	284					
方 形 係 数	C_b			0.812	0.787	0.761					
チェーン取付高	Z_{SR}	(m)		4.2	6.7	9.2					
付 加 質 量	M_{xx}	(kg)		1 423×10 ³	799×10 ³	174×10 ³					
付 加 質 量	M_{yy}	(kg)		13 276×10 ³	7 509×10 ³	1 742×10 ³					
付加慣性能率	J_{zz}	(kg・m ²)		7.39×10 ⁹	4.94×10 ⁹	2.56×10 ⁹					
流 圧 力 係 数				1.5	1.5	1.5					
浅水影響係数				0.3	0.15	0					

ブ		イ	
直 径	L_B	(m)	4.2
全 長	H_B	(m)	2.16
質 量	M_B	(kg)	13 257
吃 水	d_B	(m)	0.96
風 速	U	(m/s)	34
水 深	h	(m)	20

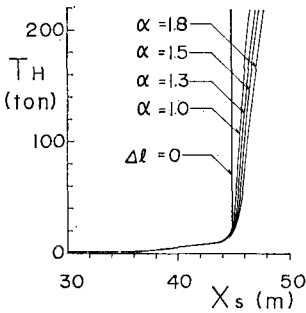


図-4 係留特性曲線

て求め、細実線で示した。 X_s が 45 m から 46 m に変化した場合でも張力は 180~60 tf (1 760~590 kN) 増加したものとして計算できることがわかる。

3. 定常風と変動風による振れ回り運動の相違

(1) 振れ回り運動の計算条件

振れ回り運動の数値計算法は鈴木ら¹⁾の研究に詳しく述べられている通りである。

計算の対象とする船舶は 10 000 t 級の中型タンカー船であり、表-2 に船の諸元を示す。船の載荷状態は、3 通りを選んだ。すなわち、荷を満杯にした状態を満載状態、荷を積んでいない状態を空載状態、吃水が満載時と空載時の中間にある状態を半載状態とした。なお、付加質量については実験結果^{4)~6)}をもとに決定した。

(2) 変動風の導入

変動風としては、構造物の耐風性の検討に広く用いられている Davenport のパワースペクトルを持つ風を採用した。Davenport のパワースペクトルは次式で示される⁷⁾。

$$\frac{nF_u(n)}{U_{10}^2} = 2K_r \frac{X^2}{(1+X^2)^{4/3}} \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 $X=1\,200n/U_{10}$ である。 U_{10} は基準高度 10 m における平均風速 (m/s)、 n は周波数 (1/s) であり、 K_r は表面摩擦係数で、本研究では $K_r=0.0015$ とした。

(3) 定常風と変動風の相違

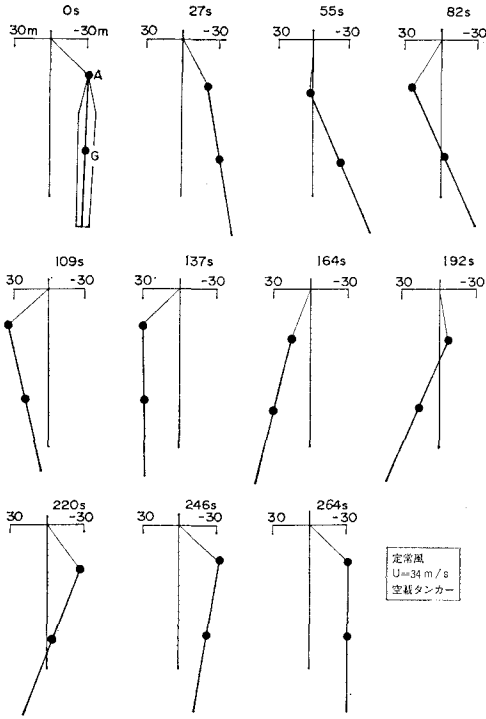
表-2 に示したように、定常風速および変動風の平均風速を 34 m/s とし、係船チェーン長が 30 m、水深 20 m の条件で計算を行った。載荷状態を空載として定常風を作用させた場合の各時刻における船体変位を示した図が図-5 である、振れ回り運動の周期は約 260 s であり、あたかも魚が尾びれを振り、流れに向かって泳いでいるような動きを示す。この水平運動の様子は変動風の場合でもほとんど変わらなかった。

風向を X 軸の負方向にとり、それと垂直に Y 軸を考えた時の船首座標 (X_A, Y_A) と、船体の X 軸との傾き角 φ (PH)、係船張力の水平成分 T_H および風速 U の計算結果の時系列を示したグラフが図-6 である。図-6 (a) が定常風作用下の空載タンカー、(b) が変動風作用下の空載タンカーの場合である。図-6 (a)、(b) の比較からも変動風と定常風では、水平変動の様子には有意な差は見られない。ただ張力を比較すると、定常風の場合の最大張力は 165 tf (1 617 kN) であるが、変動風の場合、3 000 秒間計算してみると、185 tf (1 813 kN) が出現している時もあり、定常風だけで計算した結果を参考にし係留索の所要強度等を算定することは危険である。

4. 船体の吃水による係留チェーン張力の変化

(1) 空載・半載・満載状態の比較

図-6 (a)、(b) で示した空載タンカーの係留張力を検



図—5 振れ回り運動平面図 (空載タンカー)

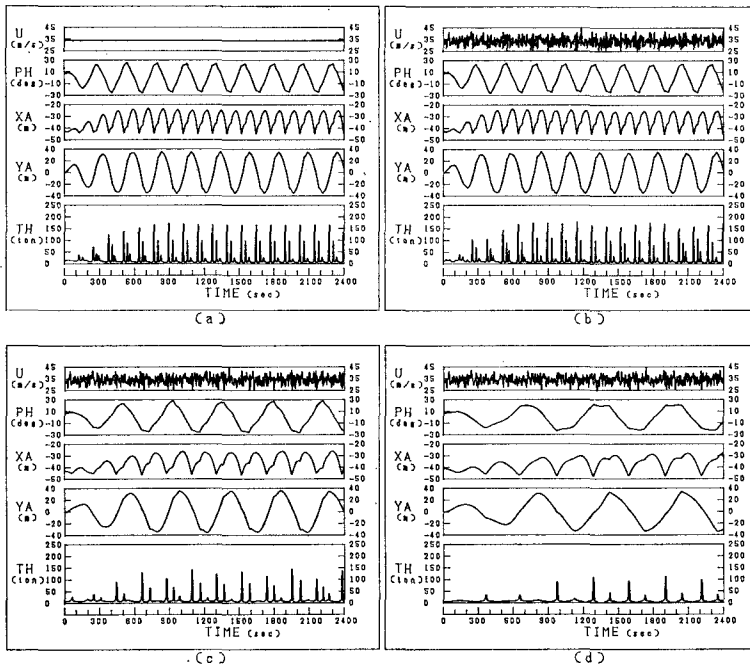
討すると、最大で 185 tf (1 813 kN) の張力が作用しており、チェーンの破断強度に近い値である。従って、より安全に係留するために、係船張力がより小さくならな

ければならない。そこで本研究では、船を半載あるいは満載状態にすればどうなるか検討を加えた。空載タンカーと同じ外力条件で計算した半載タンカーの場合の結果を図—6 (c) に、満載タンカーの結果を図—6 (d) に示した。風は変動風を使った。

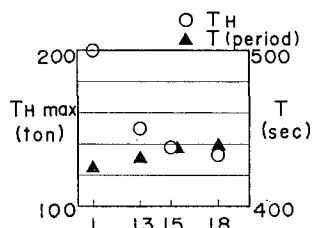
T_H の最大値は、半載タンカー船で 140 tf (1 372 kN)、満載タンカー船で 110 tf (1 078 kN) 程度に小さくなる。振れ回り運動の振幅自体はチェーン長が一定であるため、空載、半載、満載とも Y_A が $-33 \sim 33$ m, X_A が $-25 \sim 45$ m の範囲で、差は 2 m 以内とほとんど同じである。この差は、吃水差によるチェーン取付高の違いが原因で生じていると思われる。振れ回り運動の周期は空載で約 260 s, 半載で 350 s, 満載で 490 s 程度である。以上のことから、空載船で係船張力が破断強度に近くなり安全な避泊が困難な場合でも、半載あるいは満載状態にして係船張力を小さくし、より安全に避泊することが可能になることがわかる。

(2) のび係数 α の影響

図—7 は、半載タンカーを対象に α を変化させて計算した最大係船張力 T_{Hmax} および振れ回り運動周期 T を示した図である。風は風速 34 m/s の定常風を用いた。 α を 1, 1.3, 1.5, 1.8 と変化させると T は 425 s から 440 s に若干増加するが、大きな変化はしない。 T_{Hmax} は、 α が大きくなると小さくなる傾向があるが、 $\alpha \geq 1.5$ では張力の減少勾配は非常に小さくなり、 α を大きくしても変化は少ない。



図—6 船首座標および張力の時間的変化

図-7 のび係数 α の影響 (半載タンカー)

5. ま と め

本研究では、定常風および変動風を作用させて、チェーンで係留された船舶の運動を検討し、次のような点を明らかにした。

- i) ブイとアンカーをむすぶ係留チェーンは水中で直線状になっていると仮定すると、船首に作用する係留チェーン張力を比較的簡単なモデルで算定することができた。
- ii) 定常風および Davenport のパワースペクトルを持った変動風を作用させた場合を比較すると、係留チェーン長が一定ならば、振れ回り運動の水平変位および周期はほとんど変わらない。しかし、係留張力については、変動風の場合、一時的に定常風より大きな張力が計算される。従って避泊面積だけを検討したい場合には、定常風を作用させるだけでもよいが、係留張力も含めて検討する場合には、変動風を

作用させた場合の結果を用いなければならない。

- iii) 空載状態で係留すると、計算では、破断強度に近い係留張力が発生した。しかし、半載状態あるいは満載状態で計算すると、同一外力条件では、張力は小さくなり、満載の場合、4割近く張力は小さくなった。従って、船舶を係留する場合には、ある程度、荷を積んだ状態の方がより安全であると言える。

参 考 文 献

- 1) 鈴木康正・諸石一幸：ブイ係留船舶の荒天時の振れ回り運動，港湾技術研究所報告，Vol. 21, No. 2, pp. 107~150, 1982.
- 2) 上田 茂・白石 悟：カテナリー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, pp. 1~55, 1981.
- 3) 例えば，篠崎寿夫・松下祐輔：工学のための応用数値計算入門（上），コロナ社，pp. 132~144, 1976.
- 4) 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，——その 1. 施回に対する付加慣性モーメント——，造船協会論文集，第 105 号，pp. 83~92, 1959.
- 5) 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，——その 2. 前後動に対する付加質量——，造船協会論文集，第 106 号，pp. 59~62, 1959.
- 6) 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，——その 3. 左右動に対する付加質量——，造船協会論文集，第 106 号，pp. 63~68, 1959.
- 7) 清宮 理：海上風の性質とそれによるく（矩）形浮体の動揺解析，港湾技術研究所報告，Vol. 19, No. 2, pp. 129~140, 1980.