(昭和 60 年 5 月 日本造船学会春季講演会において講演)

浮体式海洋構造物の緊張係留に関する研究

正員 工 藤 君 明* 正員 木 下 篤**
正員 生 駒 信 康*** 正員 西 野 好 生***

Study on the Tension Mooring of the Floating Ocean Structures

Kimiaki Kudo, *Member* Atsushi Kinoshita, *Member*
Nobuyasu Ikoma, *Member* Yoshio Nishino, *Member*

Summary

The tension mooring of the floating ocean structures seems promising to expand the ocean space exploitation. This kind of mooring method becomes relatively inexpensive in deep ocean, and has many advantages such that it can suppress the motion of the floating structures and needs only minimum mooring space.

This paper presents the results of the fundamental study on the tension mooring. A semisubmersible model with 4 footing columns is tautly moored by the rubber-chain cable in the regular waves. The results of the study are following.

(1) The rubber-chain cable has a nonlinear load-elongation characteristics. The static characteristics before stress relaxation is applicable to the dynamic analysis.

(2) The heaving and pitching motions of the floating structures are negligible, but the surging motion increases as the wave length does.

(3) The frequency responses of the tension fluctuations of the cable do not depend on the material in case of the large initial tension. The axial rigidity of the rubber-chain cable is, however, much less than that of the wire cable so that in designing the rubber-chain tension mooring system, we must carefully set the natural frequency of the system sufficiently out of the wave spectrum.

(4) The snap load easily occurs when the initial tension is small.

(5) The analysis model is applicable to the design of the tension mooring system. It predicts, however, much larger snap load. The authors expect that the analysis model will be improved by including the nonlinear hydrodynamic forces.

1 緒 言

海洋空間は我が国の貴重な資源・財産である。これを有効利用することは、21 世紀に向けて押し進めなければならない重要な課題である。最近の研究開発傾向をみても、増養殖システムの大規模化や石油生産関連施設が注目される。また、これ以外にも、エネルギー基地となる沖合人工島、レクリエーション施設、自然エネルギー採取施設、海上空港、海洋情報都市など、多目的な海洋空間の利用が提唱されている¹⁾。このような海洋空間利用はまた、都市の再開発や流通・水産など地方振興のために地域に応じて展開されていくものと思われる。

社会・経済環境の変化により、海洋空間の利用形態が多様化するとともに、海洋構造物も陸地の延長としての構造物から、沿岸構造物、さらに沖合構造物へと発展している。また構造物自体も大型化し多様化しており、目的に応じた建造工法の確立が緊急の開発課題である。この中で浮体式海洋構造物により海洋空間の利用拡大を図る場合には浮体をどのように係留するのかという技術的経済的な問題が解決すべき課題となっている。さらにまた海洋開発の進展とともに係留系の破断事故が増えるにつれ²⁾、係留系に対する安全性、信頼性の厳密な評価が要求されている。

本研究は海洋空間利用の大型海洋構造物に対する係留設計技術の確立を目的とした基礎研究である。このためにまず第一に、最近新しい係留法として脚光を浴びている緊張係留方式を検討することにした^{3)~6)}。この係留方

* 海洋科学技術センター

** 日立造船情報システム(株)

*** シバタ工業(株)

式はすでに北海油田において実用機として使用されているものである⁷⁾。海底石油の開発・生産がますます大水深の海洋に進出するとともに、従来の着底式では建造コストの点で引き合わなくなってきたが、これに替わるものの一つとして提案され注目されている。しかし緊張係留方式は単に大水深において経費が安くなるというだけでなく、海洋空間を有効利用するための構造物の係留に応用すれば、構造物の運動を大幅に抑制できるし、また係留に要するスペースを最少限にできるという利点をも有している。本方式の使用実績は極めて少なく、安全かつ信頼性の高い設計法は確立されていないが、近い将来の実用化に向けた研究開発が望まれているものである。次に本研究では緊張係留ラインの素材として、チェーンとゴムの複合材料の応用可能性について検討することにした⁸⁾。この係留ラインの最終強度はチェーンと同等であり、ゴムの弾性を利用した耐衝撃性、さらにゴム被覆による耐摩耗性、耐腐食性の機能が期待できるからである。

本論文はゴムとチェーンの複合材料による浮体式海洋構造物の緊張係留に関して設計の基礎資料を得るために、水槽模型実験を行い、さらに解析モデルについて検討した結果をまとめたものである。水槽実験では浮体として 4 本脚のセミサブを用い、緊張係留ラインの初期張力を変えて規則入射波による変動張力および浮体の動揺を計測した。また係留ラインの剛性の影響を調べるために、ワイヤーを使用した同様の実験も行い比較検討した。解析モデル検討のための流体力評価では粘性の効果は考慮せず、またフーティング付コラム単体の流体力を単純に重ね合わせて組み立てる方法を用いた。浮体の動揺および係留ラインの変動張力の周波数特性、変動張力の非線形応答について、実験および解析結果により考察した。

2 実験方法

2.1 供試模型および実験状態

水槽実験に用いた浮体模型の概略形状を Fig. 1 に示す。浮体は長手方向が入射波に平行となるように緊張係留した。長手方向のコラム中心間距離 $L(=2l_0)$ は 1125 mm 横方向のコラム中心間距離は 750 mm であり、矩形甲板の四隅に配置した 4 本のフーティング付コラムから構成されている。浮体模型はアクリル板およびアクリルパイプを用いて製作した。コラム外径 170 mm、フーティング外径 330 mm、フーティング厚み 125 mm であり、浮体の喫水は 275 mm とした。なおコラムおよびフーティングの中心には内径 21 mm の管を立上げ、緊張係留ラインを貫通させて上端を甲板上に持ち上げるようにしてある。

Fig. 1 Taut moored platform model

実験は海洋科学技術センターの波動水槽（長さ 40m、幅 4m、水深 2m）で行った。水底には係留索を取付けた型枠を沈め、重錘を乗せてシンカーとした。係留索の変動張力はコラム中心を貫通させて立上げた係留索を甲板上のリングゲージに接続して計測した。初期張力の設定は荷重調整器 (Fig. 1 の tension adjuster) で係留索を巻き上げることにより粗設定してから、リングゲージに荷重を移動固定し、最後にリングゲージ治具付属のネジにより微調整する方法とした。

計測項目は規則縦波中に緊張係留された浮体の動揺、変動張力および入射波である。実験状態は周波数特性を調べるために初期張力を大きくした場合と、スナッチ荷重を発生させるために初期張力を小さくした場合で行った。また比較のためにワイヤーを緊張係留索として用いた実験も実施した。

2.2 複合係留索の特性

本研究で使用したゴムとチェーンの複合係留索（以下ではラバーチェーンと呼ぶ）の形状および寸法を Fig. 2 に示す。ラバーチェーンはチェーンを間隔を持たせて配列し、ゴムを充填・被覆した構造で、伸縮可能なものとなっている。

チェーンは耐力荷重 $T_{max}=70\text{ kg}$ 、破断荷重 100 kg のものを用いた。浮体模型の大きさからすると、係留索

Fig. 2 Rubber-chain model (allowance ratio 10%)

は比較的大きなものとなっているが、この寸法よりも小さい径のラバーチェーン模型を製造することは困難であること、また本研究では浮体式海洋構造物の緊張係留方式に関する基本的諸特性の把握に重点を置くことにして、実験ではこの係留索模型を用いることにした。

ラバーチェーンのチェーンとチェーンの間隔 a を余裕量と呼び、またチェーンリンク数を n 、ラバーチェーンの全長を l とすると、 $(n-1)a/l \times 100\%$ をラバーチェーンの余裕率と称する。この余裕率を大きくすれば軸剛性は小さくなっていく。なお本実験で用いたラバーチェーンは全長 $l=2\text{m}$ 、余裕量 $a=2.2\text{mm}$ 、余裕率 10% である。

Fig. 3 Load-elongation curve of a rubber-chain model. Static characteristics before and after relaxation of stress, and dynamic characteristics with initial tension $T_0=3.5\text{kg}$.

セミサブ浮体の緊張係留実験に先立って、ラバーチェーンの荷重-伸び特性を調べるために、強制動揺装置による引張り試験を行った。あらかじめ定常初期変位と変動振幅を設定しておき、周波数と変動張力の関係を調べた。結果の一例を Fig. 3 に示す。この図は元の長さ l に対する伸び量 Δl の比と、耐力荷重 $T_{\max}$ に対する変動張力 T の比との関係を表わしている。図の実線および破線はラバーチェーンの静特性である。実線は索に定変位を与えた直後の張力であり、また破線は応力緩和後の張力を示している。図中の各記号は初期張力 $T_0=3.5\text{kg}$ (耐力荷重の 5%) の場合の周波数特性である。Fig. 3 より、周波数による特性変化は見られず、応力緩和前の静特性にはほぼ一致していることがわかる。一般にゴムなどの粘弾性体では応力緩和をおこし、その割合は負荷速度に依存することが知られている。本実験に使用したラバーチェーンでも急激に定変位を与えてこれを保持すると、張力は図の実線から破線に移行する。なお、この際の過渡応答は一次遅れの挙動を示している。また本実験では応力緩和の割合は図に示すようにほぼ一定であった。以上のことから、比較的に周波数の低い領域では、動特性は応力緩和前の静特性試験結果から推定できること、さらに緊張係留時の初期の静的釣り合いを考える場合には応力緩和後の静特性を用いなければならないことが明らかになった。

3 流体力および変動張力の解析方法

3.1 流体力

浮体全体の流体力はフーティング付コラム単体の流体力を単純に重ね合わせて推定することとし、またこの際にコラム間の相互干渉効果および造渦などによる粘性流体力は考慮しないものとする。このように仮定すれば、流体力係数は線形速度ポテンシャル論および 3 次元表面特異点分布法により容易に解析することができる⁹⁾。この例ではフーティング付コラム表面を 119 個の表面要素に分割して数値計算を行った。

流体力記述のための座標系を Fig. 4 に示す。なおフーティング付コラム単体の水線面積を A_0 、全体浮体の水

Fig. 4 Schematic diagram of platform for describing hydrodynamic forces.

線面積を $A_w = 4A_c$ とする。規則入射波を

$$\zeta = \zeta_w e^{i(\omega t - Kx_1)} \quad (1)$$

とする。ここで、 ζ_w は波振幅、 ω は規則入射波の円周波数、また波長を λ とすると、 $K = 2\pi/\lambda = \omega^2/g$ である。フーティング付コラム単体の局所座標系において、式(1)と同じ形の規則入射波を考えれば、単体浮体の波浪強制力は

$$f_j = \rho g \zeta_w e_j e^{i\omega t} \quad (2)$$

である。ただし、 $j=1$; surge, $j=3$; heave, $j=5$; pitch を表わすものとする。フーティング付コラム単体の波浪強制力の無次元係数を

$$e_1^* = e_1/A_c, \quad e_3^* = e_3/A_c, \quad e_5^* = e_5/A_c \cdot d \quad (3)$$

とすれば、全体浮体の波浪強制力は、座標原点 O に関して、

$$\left. \begin{aligned} E_1^* &= E_1/A_w = e_1^* \cos(KL/2) \\ E_3^* &= E_3/A_w = e_3^* \cos(KL/2) \\ E_5^* &= E_5/A_w(L/2) = ie_5^* \sin(KL/2) \\ &\quad + e_5^*(2d/L) \cos(KL/2) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

となる。計算結果を Fig. 5 に示す。

Fig. 5 Calculated wave exciting forces about the origin in Fig. 4.

次に、単体浮体の j モードの運動によって k 方向に誘起される流体反力係数を付加質量係数 a_{kj} および造波減衰係数 b_{kj} とすれば、全体浮体の流体反力係数は、

$$\left. \begin{aligned} A_{11} &= 4a_{11}, \quad B_{11} = 4b_{11} \\ A_{33} &= 4a_{33}, \quad B_{33} = 4b_{33} \\ A_{55} &= a_{33}L^2 + 4a_{55}, \quad B_{55} = b_{33}L^2 + 4b_{55} \\ A_{15} &= A_{51} = 4a_{15}, \quad B_{15} = B_{51} = 4b_{15} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

となる。

3.2 解析モデルと運動方程式

本論文で対象とする浮体は4本脚のセミサブであり、また縦波中での応答を考えている。したがって、解析モデルとしては Fig. 6 に示すように、2本のコラムを剛な水平部材により連結した浮体が各コラム下端で初期張力 T_0 、初期長さ l の索によって緊張係留されたものと考え

Fig. 6 Calculation model of taut moored platform.

る。この時、浮体部はコラム、水平部材をそれぞれ剛な梁要素でモデル化し、索部は初期剛性 $E_0 A_l$ の数個のトラス要素でモデル化する。梁要素を構成する各節点は、 X_1, X_3, X_5 方向の3ケの自由度を有し、トラス要素のそれは、 X_1, X_3 方向の2ケの自由度をもつ。

まず、静的平衡状態においてモデル全体の系は、浮体の自重、静水圧および索の初期張力 T_0 で釣り合うと考え、静平衡方程式は次のようになる。

$$2\rho g V - \frac{1}{2} M g - 2T_0 = 0 \quad (6)$$

ここで V はコラム単体の排水容積、 M は浮体質量である。

次に、動的状態では浮体は剛体運動のみを考え、索は弾性変形を含めた運動を考える。まず、浮体の重心 G に関する運動方程式を考える。浮体に作用する力は重心 G に関する波浪強制力 F_f 、流体反力および索から受ける力 f_i を考え、重心 G の変位ベクトル $Z^T = \{\zeta_1, \zeta_3, \zeta_5\}$ を用いて方程式は次のように表わされる。

$$M_f \ddot{Z} + N_f \dot{Z} + K_f Z = F_f - f_i \quad (7)$$

ここで

$$M_f = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} M + A_{11} & 0 & A_{15} - l_G A_{11} \\ 0 & M + A_{33} & 0 \\ A_{15} - l_G A_{11} & 0 & l_G + A_{55} - 2l_G A_{15} + l_G^2 A_{11} \end{bmatrix} \quad (8)$$

l_G ; 原点から重心 G までの距離

I_G ; 重心まわりの縦慣性モーメント

$$N_f = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} B_{11} & 0 & B_{15} - l_G B_{11} \\ 0 & B_{33} & 0 \\ B_{15} - l_G B_{11} & 0 & B_{55} - 2l_G B_{15} + l_G^2 B_{11} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\mathbf{K}_f = 2 \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \rho g A_c & 0 \\ 0 & 0 & \rho g \nabla \overline{GM}_L \end{bmatrix} \quad (10)$$

$\overline{GM}_L$; 縦メタセンタ-高さ

$$\mathbf{F}_f = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_3 \\ F_5 \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} E_1 \cos(\omega t - \varepsilon_1) \\ E_3 \cos(\omega t - \varepsilon_3) \\ E_5 \cos(\omega t - \varepsilon_5) - l_G E_1 \cos(\omega t - \varepsilon_1) \end{Bmatrix} \quad (11)$$

F_j ; 重心 G に関する j 方向波浪強制力

である。

さて Fig. 6 に示すように、浮体を、質量をもたない剛な梁要素でモデル化し、式 (8), (9) で表わされる質量マトリックス、減衰マトリックスは浮体を構成する節点上に分布させる。この集中化された質量、減衰係数は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} M_s &= \frac{1}{4} M (k_{55}/l_0)^2 \\ M_c &= \frac{1}{2} M - \frac{1}{2} M (k_{55}/l_0)^2 \\ m_{1u} &= \frac{1}{4(d+l_G)} (d \cdot A_{11} + A_{15}) \\ m_{1l} &= \frac{1}{4(d+l_G)} (l_G A_{11} - A_{15}) \\ m_{3s} &= \frac{1}{4l_0^2} \{ A_{55} - d \cdot l_G A_{11} + (d - l_G) A_{15} \} \\ m_{3c} &= \frac{1}{2} A_{33} - \frac{1}{2l_0^2} \{ A_{55} - d \cdot l_G A_{11} + (d - l_G) A_{15} \} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} n_{1u} &= \frac{1}{4(d+l_G)} (d \cdot B_{11} + B_{15}) \\ n_{1l} &= \frac{1}{4(d+l_G)} (l_G B_{11} - B_{15}) \\ n_{3s} &= \frac{1}{4l_0^2} \{ B_{55} - d \cdot l_G B_{11} + (d - l_G) B_{15} \} \\ n_{3c} &= \frac{1}{2} B_{33} - \frac{1}{2l_0^2} \{ B_{55} - d \cdot l_G B_{11} + (d - l_G) B_{15} \} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

ここで、 k_{55} ; 縦慣動半径である。また、式 (10) で表わされる復元係数は、浮体上端部にとりつけた境界バネ要素の剛性で評価し、その剛性を

$$k_s = \rho g A_c \quad (14)$$

とする。式 (7) で表わされる波浪強制力は重心 G を含み静水平面に平行な要素上の 3 節点に作用する集中力として評価する。すなわち、

$$F_{1s} = F_1/2, \quad F_{3s} = F_3/2l_0, \quad F_{3c} = F_3 \quad (15)$$

である。

浮体部の全節点自由度に関する運動方程式は節点変位ベクトル $\mathbf{q}_B$ を用いて次のように表わされる。

$$\mathbf{M}_B \ddot{\mathbf{q}}_B + \mathbf{N}_B \dot{\mathbf{q}}_B + \mathbf{K}_B \mathbf{q}_B = \mathbf{F}_B - \mathbf{f}_l \quad (16)$$

ここで $\mathbf{M}_B$, $\mathbf{N}_B$ はそれぞれ式 (12), (13) より作成され

いずれも対角行列である。 $\mathbf{K}_B$ は式 (16) と通常の梁要素剛性マトリックスとで作成される。また $\mathbf{F}_B$ は式 (11) より作られる節点荷重ベクトルである。

一方、索の運動方程式は索構成節点の変位ベクトル $\mathbf{q}_l$ を用いて次のごとく表わされる。

$$\mathbf{f}_l = -\mathbf{M}_l \ddot{\mathbf{q}}_l - \mathbf{N}_l \dot{\mathbf{q}}_l - \mathbf{K}_l \mathbf{q}_l \quad (17)$$

ここで各マトリックスは変換マトリックス $\mathbf{T}_{le}$ を用いて固定座標系に変換されたもので次のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{M}_l &= \sum \mathbf{T}_{le}^T \mathbf{M}_{le} \mathbf{T}_{le} \\ \mathbf{N}_l &= \sum \mathbf{T}_{le}^T \mathbf{N}_{le} \mathbf{T}_{le} \\ \mathbf{K}_l &= \sum \mathbf{T}_{le}^T \mathbf{K}_{le} \mathbf{T}_{le} \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

この時要素質量マトリックスは流体の付加質量を考慮して、

$$\mathbf{M}_{le} = \rho_l A_l l_e \begin{bmatrix} \frac{1}{3} & 0 & \frac{1}{6} & 0 \\ \frac{1}{3}(1+C_m) & 0 & \frac{1}{6}(1+C_m) \\ \text{Sym.} & \frac{1}{3} & 0 \\ & & & \frac{1}{3}(1+C_m) \end{bmatrix} \quad (19)$$

ρ_l ; 索の質量密度

l_e ; 要素長

C_m ; 付加質量係数

である。要素剛性マトリックスは材料非線形および幾何学的非線形を考慮し次のように示される。

$$\mathbf{K}_{le} = \mathbf{K}_M + \mathbf{K}_G \quad (20)$$

ここで、

$$\mathbf{K}_M = \frac{EA_l}{l_e} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ & 0 & 0 & 0 \\ \text{Sym.} & & 1 & 0 \\ & & & 0 \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$\mathbf{K}_G = \frac{P_e}{l_e} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 1 & 0 & -1 \\ \text{Sym.} & & 0 & 0 \\ & & & 1 \end{bmatrix} \quad (22)$$

E ; 応力-ひずみの関係より得られる接線弾性係数

P_e ; 要素軸力

内部粘性減衰マトリックスは Rayleigh 減衰を用い、次式で定義している。

$$\mathbf{N}_{le} = \alpha \mathbf{M}_{le} + \beta \mathbf{K}_{le} \quad (23)$$

ここで $\mathbf{M}_{le}$; 要素質量マトリックス, $\mathbf{K}_{le}$; 要素剛性マトリックスである。

式 (16), (17) で表わされる動的平衡方程式に対して直接時間積分を行い系の過渡応答量を求める。この時索要素の伸び量から張力を算出している。

本解析モデルでは大変形による幾可学的非線形、索の材料特性の非線形性が十分に考えられるため平衡方程式を増分形式で解き、各時間ステップで得られる増分解に対し反復修正による収束計算を行っている^{10)~12)}。また、直接積分は Newmark- β 法を用いている。

3.3 解析モデルの計算例

供試模型に対する解析モデルとして、索1本を3ケのトラス要素、浮体を4ケの剛な梁要素および2ケの境界バネ要素でモデル化した (Fig. 6 参照)。Fig. 3 に示した荷重-伸び特性より得られる応力-ひずみ曲線は Fig. 7 の曲線 (A) である。しかしながらモデル化をする際に、索と浮体の結合点をコラム下端としたので実長よりも短くなっており、同一な伸び量および応力が生じるように等価な応力-ひずみ曲線 (B) を用いた。

Fig. 7 Stress-strain curves of rubber-chain model, original and equivalent used in the calculation model.

また、式 (23) で表わされる減衰マトリックスは $\alpha = 0$ とし β と初期剛性マトリックスを用い次のように評価した。

$$N_{ie} = \beta \frac{E_0 A_l}{l_e} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \text{Sym.} & 1 & 0 & 0 \\ \text{Sym.} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (24)$$

ここで、 β は、 $\beta < 2/\omega_{\min}$ で設定した。 $\omega_{\min}$ は解析モデルの X_3 方向最低次固有円振動数である。本解析では $\beta = 0.1$ としている。なお、直接積分の時間刻みは入射波の波周期の約 1/40 を目安としている。

計算例を Fig. 8, Fig. 9 に示す。Fig. 8 は $\lambda/L = 4.0$, $T_0 = 4.47 \text{ kg}$, $2\zeta_w = 4 \text{ cm}$ の場合の前後揺応答およびコラムと索の結合点における変動張力を表わしている。

Fig. 8 Calculated time histories of platform surging and rubber-chain tensions.

Fig. 9 Calculated time histories of platform heaving and rubber-chain tensions in small initial tension.

また Fig. 9 は $\lambda/L = 4.0$, $T_0 = 0.51 \text{ kg}$, $2\zeta_w = 10 \text{ cm}$ の上下揺応答および変動張力の計算例である。この場合には初期張力が小さくなるため張力の変動にスナッチ荷重がみとめられる。

4 実験結果および考察

4.1 緊張係留浮体の動揺特性

初期張力 $T_0 = 4.47 \text{ kg}$ とした場合の規則波中における前後揺の応答特性を Fig. 10 に示す。緊張係留索がラバーチェーンのものを丸印で、ワイヤーのものを三角印

Fig. 10 Frequency responses of the platform surging with initial tension $T_0=4.47$ kg.

で示してある。また記号を塗りつぶしたものは波高 4 cm、白抜きのものは波高 10 cm に対応する応答特性である。計算値はラバーチェーンで波高 4 cm に対応するものである。

波長が大きくなるとワイヤーの方がラバーチェーンよりも少し大きな前後揺を生じさせる点を除けば、ほぼ同一の周波数特性を示している。なおこの図には記入していないが、初期張力 $T_0=0.51$ kg の場合の前後揺応答特性は長い波で少し小さくなっている。

この浮体の前後揺特性は、 $\lambda/L=2$ のときほぼ 0 になる。これより短い波では最大 0.5 程度であるが、逆に長い波では前後揺振幅比は 1.0 を超えて大きくなっていく。これは緊張係留索が傾くと初期張力の水平成分による復原力が生じ非常に長い固有周期をもつためである。

Fig. 11 に初期張力 $T_0=0.51$ kg の場合の上下揺、Fig. 12 に縦揺の実験結果を示す。これらの実験値は全般的に運動振幅が小さいために計測精度が悪い。初期張力 $T_0=4.47$ kg の場合、縦揺は長い波で少し大きくなる程度である。これに対して初期張力を極端に小さくす

Fig. 11 Frequency responses of the platform heaving moored by rubber-chain.

Fig. 12 Frequency responses of the platform pitching moored by rubber-chain.

ると、短い波では上下揺、縦揺ともに大きくなっていく。この点は後で述べるスナッフ現象とも密接に関連している。入射波高が大きくなり、変動張力を初期張力が吸収できなくなると、浮体は自由運動を開始し、このために動揺振幅が大きくなると考えられる。

4.2 緊張係留索の変動張力応答

Fig. 13(a) に波上側係留索の変動張力を、また Fig. 13(b) に波下側係留索のそれを示す。初期張力は $T_0=4.47$ kg であり、図中の記号の意味は Fig. 10 のものと同じである。変動張力は初期張力を基準にして、引張り・圧縮の変動量をコラムの毎センチ排水量 $\rho g A_c=0.226$ kg/cm と入射波振幅 ζ_w で無次元化して表示して

Fig. 13 Frequency responses of the cable tension with initial tension $T_0=4.47$ kg. For the symbols see Fig. 10.

いる。

初期張力が大きく、変動張力がこれより小さい場合には正弦的な応答となり引張り・圧縮は対称となる。また長い波では、前後の係留索の差、およびワイヤーとラバーチェーンとの差は小さくほぼ等しい張力変動を示しており、変動量も小さい。しかし $\lambda/L=1.0$ 程度の短い波ではこれらの差が顕著となる。ワイヤーの変動張力の無次元化値は波が短くなるとともに小さくなる傾向を示しているが、ラバーチェーンではこの値が1.0を超えるピークをもっている。ラバーチェーンの剛性はワイヤーと比較して小さく、これによる緊張係留浮体の上下揺固有周期は 0.64 秒 ($\lambda/L=0.57$) 程度であることから、この影響が入ったものと思われる。

ラバーチェーンに対する変動張力の計算値は実験値よりも少し大きくなっている。本論文の解析モデルでは非線形流体力およびフーティングコラム間の相互干渉流体力を考慮しておらず、このために計算値と実験値との一致が悪くなったものと思われる。

4.3 変動張力の非線形応答

Fig. 14 に初期張力 $T_0=0.51$ kg とした場合の変動張力の応答を示す。緊張係留ラインとしてワイヤーとラバーチェーンを使用し、入射波高は 10cm とした。この図

Fig. 14 Frequency responses of the cable tension with small initial tension $T_0=0.51$ kg.

には前後の緊張係留索の変動張力を一緒に示してある。無次元化は前節と同様であり、初期張力の無次元値は $T_0/\rho g A_c z_w=0.46$ となる。図の破線は張力の下限を示している。張力変動がこの値よりも大きくなればスナッチ荷重が発生することになる。この図で $\lambda/L < 5$ の場合には初期張力が解除されており引張り側に大きな変動張力が生じていることがわかる。逆に長い波では変動張力がこの限界値を超えておらず、スナッチ荷重は発生していない。図中の実線および一点鎖線はラバーチェーンに

(a) $\lambda/L=4.19$, $\omega=3.16$ rad/sec, $2\zeta_w=9.87$ cm

(b) $\lambda/L=6.46$, $\omega=2.91$ rad/sec, $2\zeta_w=9.65$ cm

Fig. 15 Experimental time histories of platform pitching and heaving, and rubber-chain tensions ($T_0=0.51$ kg).

対する計算値である。スナップ荷重は実験値よりもかなり大きくなっているが全体的な傾向は一致している。計算値が大きくなっている原因は前節に述べたように、非線形流体力を無視したためであろうと考えている。

ラバーチェーンの張力変動の実験例を Fig. 15(a), (b) に示す。Fig. 15(a) は $\lambda/L=4.19$ ($\omega=3.61$ rad/s) の例であり、大きなスナップ荷重が発生している。この図に示した動揺の記録から、浮体の縦揺れはヘッドアップよりもヘッドダウンの方が大きく、このため波下側係留索のスナップ荷重が大きくなっている。Fig. 15(b) は $\lambda/L=6.46$ ($\omega=2.91$ rad/s) の例である。スナップ荷重は発生していないが、変動張力の波形は乱れている。初期張力が大きい場合にはきれいな正弦波形となっていることから、この例は非線形応答を示していると思われる。

次にスナップ荷重に対する波高影響を調べた例を Fig. 16 に示す。図中の破線は初期張力の無次元値 $T_0/\rho g A_c \zeta_w$ であり、スナップ荷重発生限界である。入射波高が小さいときは、変動張力がこの限界値よりも小さいので正負等しくなっている。波高が大きくなるとともにスナップ荷重が発生し大きくなっていくことがわかる。

(a) tension of the wave-side rubber-chain.

(b) tension of the lee-side rubber-chain.

Fig. 16 Increase of the rubber-chain tension with wave height ($\lambda/L=3.7$, $T_0=0.51$ kg)

5 結 言

浮体式海洋構造物により海洋空間の利用拡大を図るためには、係留設計技術に関する研究開発が必要である。特に緊張係留方式は経費が安く、弛緩係留に比べて大幅に構造物の運動を抑制できるとともに係留に要するスペースを最小限にできるなど、多くの利点があり開発が期待されているものである。

本研究では、耐衝撃性や耐腐食性が期待されるゴムとチェーンの複合材料を緊張係留索として利用する可能性について検討するとともに設計法の確立することを目的として基礎研究を行った。4本脚のセミサブを対象として、水槽模型実験を実施し、さらに理論解析モデルとの比較検討を行った結果、以下の点が明らかになった。

- (1) ゴムとチェーンの複合係留索の荷重-伸び特性は非線形であるが、動特性として静特性データを利用する場合には応力緩和前のものを用いなければならない。
- (2) 緊張係留浮体の上下揺、縦揺は無視できる程度に小さいが、前後揺は波が長くなるとともに増大する。したがって、緊張係留浮体の前後揺を抑える方法を研究開発する必要がある。

(3) 緊張係留索の初期張力が大きい場合には、変動張力の周波数特性は素材によってあまり変化しない。しかし、ゴムとチェーンの複合係留索の軸剛性はワイヤに比べて小さいので、上下揺・縦揺の共振周波数が波浪スペクトルの十分外側にくるように設計しなければならない。

(4) 緊張係留索の初期張力が小さいと容易にスナップ荷重が発生する。

(5) 解析モデルは緊張係留浮体の運動および変動張力の推定に利用することができる。しかし非線形流体力を無視しているので、特に初期張力が小さい場合には上下揺、縦揺の推定精度が悪くなり、このためスナップ荷重が大きくなりすぎる傾向にある。スナップ荷重を正しく推定するためには、このような流体力を考慮する必要がある。

最後に、本研究は海洋科学技術センター、日立造船情報システム(株)、シバタ工業(株)の共同研究として実施したことを付記して関係各位に感謝の意を表します。また本研究を遂行するにあたり、多くのご助言をいただいた船舶技術研究所海洋開発工学部高石敬史部長、安藤定雄室長、山川賢次技官には心からお礼申し上げます。実験および解析にはシバタ工業(株)西川信二郎氏、数値解析では日立造船情報システム(株)菊地裕伸氏、また実験からまとめに至るまで日本大学理工学部海洋建築工学科院生相原茂君に多大のご協力をいただいた。深く

感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) 海洋情報都市開発研究会：海洋情報都市 1985, 産業報知センター (1984).
- 2) 前田久明, 西本和生, 増田光一：海洋構造物の海難事故統計, 第7回海洋工学シンポジウム, (社)日本造船学会 (1984).
- 3) 米家卓也：可撓性海洋構造物の動特性に関する研究, 東京大学博士論文 (1979).
- 4) 山川賢次：テンション・レグ・プラットフォームの波浪中応答特性, 船舶技術研究所研究報告, 第19巻, 第5号, 研究報告 (1982).
- 5) 田中良弘：テンション・レグ係留浮体の運動および係留特性, 第27回海洋工学講演会論文集 (1980).
- 6) 川西利昌, 加藤 渉：テンションレグプラットフォームの地震応答法による振動解析, 第7回海洋工学シンポジウム, (社)日本造船学会 (1984).
- 7) Hutton TLP deck and hull mating puts project into top gear, Offshore Engineer (1984).
- 8) 川上益男, 信川 寿, 道本順一, 倉沢淳五：チェーンおよびラバージョイナーの引張試験, シバタ工業(株)技術レポート, (1980).
- 9) 工藤君明, 堀田 平：海明型波力発電装置の船型最適化に関する研究 (第1報), 海洋科学技術センター試験研究報告, 第15号 (1984).
- 10) 吉田宏一郎, 米家卓也, 飯田國廣：有限要素法による水中線状構造の応答解析, 日本造船学会論文集, 第144号 (1978).
- 11) 吉田宏一郎, 米家卓也, 岡 徳昭：緊張繫留プラットフォームのスナップ荷重, 日本造船学会論文集, 第144号 (1978).
- 12) K. J. Bathe, H. Ozdemin and E. L. Wilson : Static and Dynamic Geometric and Material Nonlinear Analysis, Structural Engineering Laboratory, Univ. of California, Report # UC SESM 74-4 (1974).