

6 高強度繊維索を用いた係船システム

環境・エネルギー研究領域

*原正一、星野邦弘

スーパーエコシッププロジェクトチーム

加納敏幸、川島英幹

実海域性能評価プロジェクトチーム

谷澤克治

1. はじめに

船舶を係留する際には、係留する場所が岸壁、ドルフィンなどで異なった係留方式をとる。岸壁係留でも垂直岸壁や岸壁の下部が透過式のものも存在する。タンカーの係留は、一般的にはドルフィン係留であり、岸壁からある程度の距離突き出した形状で、岸壁下部では波が透過する。タンカーの荷役時には、陸上の固定設備でローディングアームと呼ばれるタンカーの配管装置と船上の配管とを固定して、積載油の荷揚げ、荷降ろしの作業を行う。通常、このローディングアームは、船舶が波浪、風、潮流などの外乱によって動揺するために、ある程度の可動許容範囲が設定されている。港湾内での波浪は、直接外海から入射する波は港湾の構造上少ないが、回折波の存在や風圧の影響による船舶の係留位置が変化するためその保持が必要である。また、急な気象・海象の変化による索張力の調整のために、通常は係留索の張り具合を見ながら係船機による索の繰り出し、繰り入れの操作を行い対応している。

著者らは、内航船の省力化を目的として、係船機を制御することにより係船位置と係留索張力を安全な範囲に保持するために、伸びの少ない（ワイヤロープ相等）高強度繊維索を使用した従来の油圧駆動に代わり制御の容易な電動ウィンチによる係船システムを検討している。これまで、Wigley 船型の模型船を用いて、垂直岸壁に係留した船体の波浪中における係留索張力と船体動揺の計測を行った。模型実験では、岸壁に係留されたタンカー模型を用いて、波浪、風圧下における係留索張力および船体動揺などを計測した。その際、風向、係留索のばね定数、係留方式、載荷状態などを変化させて、その係留索張力に対する影響を調査検討し、従来のポリプロピレン系の繊維索（ダ

ンライン）と高強度繊維索（ダイニーマ）を索の破断に対する安全率の面からシミュレーション計算によって比較した。

2. 係船システムの計算法の概要

新しい係留装置を設計するためには、船舶を繋ぎ止めておくのに必要な係留力を正確に推定する必要がある。そこで、まず浅水域でドルフィン係留した状態の船舶の付加質量、減衰係数、波強制力を計算し、これらの流体力係数を用いて入射波・岸壁・船体・係留系の非線形連成運動を計算する数値計算プログラムを開発した。浅水域で透過岸壁に近接した状態の船舶を想定し、流体力係数（付加質量、減衰係数、波強制力、波漂流力）の計算には3次元特異点分布法を用いた。

(1) 係留系の導入

船が N 系統の係留装置で係留されている、全ての係留系からの力が釣り合って静止している状態（図-1）を規準にとり、その時の船の重心位置を $G_0(x_{g_0}, y_{g_0}, z_{g_0})$ 、係留系 i の船上の係留点の位置を $S_{i0}(x_{si_0}, y_{si_0}, z_{si_0})$ 、陸上の固定係留点の位置を $P_i(x_{pi}, y_{pi}, z_{pi})$ と書く。この船に波が入射し6自由度の剛体運動が誘起された状態を考え、船の変位をベクトル $(\bar{x}, \bar{\phi})$ で表す。これを成分で書くと $(x, y, z, \phi, \theta, \psi)$ で、 $\bar{x} = (x, y, z)$ は重心の変位、 $\bar{\phi} = (\phi, \theta, \psi)$ はそれぞれ x, y, z 軸回りの回転変位である。係留された船体の平均位置回りの微小運動を仮定すると、 x, y, z は Surge, Sway, Heave に、また ϕ, θ, ψ は Roll, Pitch, Yaw に相当する。船体運動により船上の係留点の位置が初期位置 S_{i0} から S_i に移動したとすると、回転座標変換における変換行列

$$M(\psi) = \begin{bmatrix} \cos\psi & -\sin\psi & 0 \\ \sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, M(\theta) = \begin{bmatrix} \cos\theta & 0 & \sin\theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\theta & 0 & \cos\theta \end{bmatrix}, M(\phi) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\phi & -\sin\phi \\ 0 & \sin\phi & \cos\phi \end{bmatrix} \quad (1)$$

を用いて位置 S_i の位置ベクトルは

$$\vec{S}_i = \vec{G}_0 + \vec{x} + M(\psi)M(\theta)M(\varphi)(\vec{S}_{i0} - \vec{G}_0) \quad (2)$$

で与えられる。ここで、 φ, θ, ψ が微小であれば、 $\cos \psi \approx \cos \theta \approx \cos \varphi \approx 1$ 、 $\sin \psi \approx \psi$ 、 $\sin \theta \approx \theta$ 、 $\sin \varphi \approx \varphi$ とし、さらに $\psi\theta$ 、 $\theta\varphi, \varphi\psi$ 等を高次の微小量として省略して(2)式は、

$$\vec{S}_i = \vec{G}_0 + \vec{x} + \begin{bmatrix} \cos \theta \cos \varphi & -\sin \psi \cos \varphi & \sin \psi \sin \varphi + \cos \psi \sin \theta \sin \varphi \\ \sin \psi \cos \varphi & \cos \psi \cos \varphi + \sin \psi \sin \theta \sin \varphi & -\cos \varphi \sin \theta + \sin \psi \sin \theta \cos \varphi \\ -\sin \theta & \cos \theta \sin \varphi & \cos \theta \cos \varphi \end{bmatrix} (\vec{S}_{i0} - \vec{G}_0)$$

$$\vec{S}_i = \vec{G}_0 + \vec{x} + \begin{bmatrix} 1 & -\psi & \theta \\ \psi & 1 & -\varphi \\ -\theta & \varphi & 1 \end{bmatrix} (\vec{S}_{i0} - \vec{G}_0) \quad (3)$$

となる。

(2)係留ラインによる外力

$S_i P_i$ 間の距離を l_i 、その初期値を l_{i0} とすると、係留系の変位は $l_i - l_{i0}$ であり、その歪みは $\varepsilon_i = (l_i - l_{i0})/l_{i0}$ で与えられる。ここでは係留系 i の係留力 $\vec{T}_i(T_{xi}, T_{yi}, T_{zi})$ は $S_i(x_{si}, y_{si}, z_{si})$ と $P_i(x_{pi}, y_{pi}, z_{pi})$ を結ぶ直線上の力であるとし、その大きさを係留系の歪み ε_i の任意の関数として $|\vec{T}_i| = T_i(\varepsilon_i)$ と書き表す。

係留点の初期釣り合い位置を、 $S_{i0}(x_{si0}, y_{si0}, z_{si0})$ とすると、

$$l_{i0} = \sqrt{(x_{pi} - x_{si0})^2 + (y_{pi} - y_{si0})^2 + (z_{pi} - z_{si0})^2} \quad (4)$$

$$l_i = \sqrt{(x_{pi} - x_{si})^2 + (y_{pi} - y_{si})^2 + (z_{pi} - z_{si})^2} \quad (5)$$

$$\begin{cases} T'_{xi} = |T_i| \cos \beta_i \cos \alpha_i \\ T'_{yi} = |T_i| \cos \beta_i \sin \alpha_i \\ T'_{zi} = |T_i| \sin \beta_i \end{cases}$$

$$\begin{cases} \sin \alpha_i = (y_{pi} - y_{si}) / \sqrt{(x_{pi} - x_{si})^2 + (y_{pi} - y_{si})^2} \\ \cos \alpha_i = (x_{pi} - x_{si}) / \sqrt{(x_{pi} - x_{si})^2 + (y_{pi} - y_{si})^2} \\ \sin \beta_i = (z_{pi} - z_{si}) / l_i \\ \cos \beta_i = \sqrt{(x_{pi} - x_{si})^2 + (y_{pi} - y_{si})^2} / l_i \end{cases}$$

$$\varepsilon = \frac{l_i - l_{i0}}{l_{i0}} \quad (6)$$

一方、係留力 $\vec{T}_i$ による船体重心 $G = G_0 + \vec{x}$ 周りのモーメント $\vec{M}_i$ は、ベクトルの外積を用いて $\vec{M}_i = (\vec{S}_i - \vec{G}) \times \vec{T}_i$ (7)で与えられる。

最後に、係留系1~Nにより船体に働く係留力と重心まわりの係留モーメントは全係留系からの力とモーメントの総和として

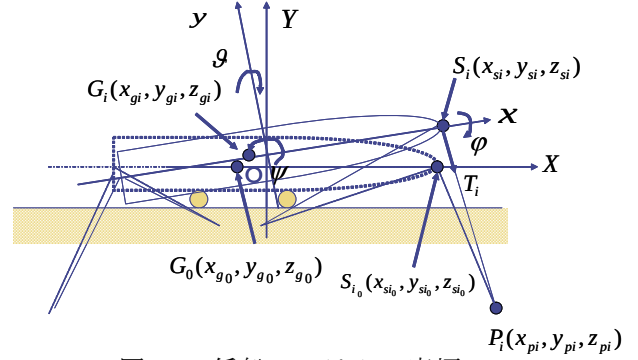


図-1 係船システムの座標

$$\vec{T} = \sum_{i=1}^N \vec{T}_i, \quad \vec{M} = \sum_{i=1}^N \vec{M}_i \quad (8)$$

で計算できる。これらは船の変位の関数であり、次節で述べる運動方程式中では変位を

$x = \{x_j, j=1 \text{ to } 6\} = \{x, y, z, \varphi, \theta, \psi\}$ として

$\{F_j(x), j=1 \text{ to } 6\} = \{\vec{T}, \vec{M}\}$ と書く。

係留系の中で係留索による船体の力、モーメントを $\vec{T} = \vec{T}(T_{xi}, T_{yi}, T_{zi})$ 、 $\vec{M}_T = \vec{M}_T(M_{xi}, M_{yi}, M_{zi})$ とすると、

$$\begin{cases} M_{xi} = y_{si0} T_{zi} - z_{si0} T_{yi} \\ M_{yi} = z_{si0} T_{xi} - x_{si0} T_{zi} \\ M_{zi} = x_{si0} T_{yi} - y_{si0} T_{xi} \end{cases} \quad (9)$$

(3)フェンダーによる外力

フェンダーによって船体に働く力も係留力と同様に考えることができ、係留系の一部として取り扱う。ここでは係留系 i のフェンダー反力 $\vec{R}_i(R_{xi}, R_{yi}, R_{zi})$ は $S_i(x_{si}, y_{si}, z_{si})$ と $P_i(x_{pi}, y_{pi}, z_{pi})$ (7)結ぶ直線上の力であるとし、その大きさをフェンダーの歪み ε_i の任意の関数として $|\vec{R}_i| = R_i(\varepsilon_i)$ と書き表す。ただし、この場合 S_i は船体側のフェンダーとの接点、 P_i はフェンダー側の船体との接点となる。数値計算上は、 $R_i(\varepsilon_i)$ が正の値となると船体はフェンダーから離れることを意味し、フェンダー反力は零とする。

$$\begin{cases} R_{xi} = 0 \\ R_{yi} = |R_i| \frac{y_{pi} - y_{si}}{l_i} \\ R_{zi} = 0 \end{cases} \quad (10)$$

一方、フェンダー反力 $\vec{R}_i$ による船体重心 $G = G_0 + \vec{x}$ 周りのモーメント $\vec{M}_{Ri}$ は、ベクトルの外積を用いて

$$\vec{M}_{Ri} = (\vec{S}_i - \vec{G}) \times \vec{R}_i \quad (11)$$

で与えられる。

係留系の中でフェンダーによる船体への力、モーメントを $\vec{R} = \vec{R}(R_{xi}, R_{yi}, R_{zi})$ 、 $\vec{M}_R = \vec{M}_R(M_{R_{\theta x}}, M_{R_{\theta y}}, M_{R_{\theta z}})$ とすると、

$$\begin{cases} M_{xi} = -z_{si0} R_{yi} \\ M_{yi} = 0 \\ M_{zi} = x_{si0} R_{yi} \end{cases} \quad (12)$$

(4) 入射波・船体・岸壁・係留系の非線形連成運動の計算

先に求めた流体力係数、波強制力、波漂流力ならびに全係留系からの力とモーメントの総和を用いてドルフィンに係留された浮体の運動方程式を次式で表す。

$[m_{ij}]\{\ddot{x}_j\} + [c_{ij}]\{\dot{x}_j\} + [k_{ij}]\{x_j\} = \{F_{ej}\} + \{F_{dj}\} + \{F_{wj}\} + \{F_{Gj}\} + \{F_j\} + \{R_j\}$
ここで $\ddot{x}_j, \dot{x}_j, x_j$ はそれぞれ 6 自由度の船体の加速度、速度、変位ベクトル、添字 ij の付いた量は 6 行 6 列の行列で、 m_{ij} は船体の付加質量を考慮した慣性行列である。 c_{ij} は減衰力係数行列、 k_{ij} は復原力係数行列、 F_{ej} は波強制力、 F_{dj} は波漂流力、 F_{wj} は風圧力、 F_{Gj} は潮流力である。 $F_j(x)$ および $R_j(x)$ はそれぞれ係留索、フェンダーによる外力で変位ベクトル $\vec{x}$ の関数である。

3. 係船実験の概要

供試模型は、長さ 4m、幅 0.65m、喫水 0.27m（実機長さ 98m）の内航タンカーの一般的な船型（表-1）であり、縮尺は 1/24.5 である。船舶の係留実験は、海上技術安全研究所の海洋構造物水槽（40m×27m×2m）において実施し、実験時の水深は 0.45m（実機値 11m）に設定した。岸壁の高さは、本船の上甲板と同等とした。係留方式は、ヘッドライン、スプリングライン（船首側）、スターンライン、スプリングライン（船尾側）の 4 本係留を標準とし、これにヘッドライン、スターンラインを加えた 6 本係留についても実施した。4 本係留の場合のヘッドラインとスターンラインについては、船首および船尾から右舷側へ船体中央線に対して 60° の方向へ、また、6 本係留の場合には、30° の方向へそれぞれ係留索を張り出した（図-2）。

係留ラインのばね定数は、ダイニーマ（弾性定数 52.9kN/mm²、索系 36mm、破断強度 561kN）を使

表-1 タンカーの主要目

Particulars	Model	Ship
Length Between Perpendiculars (m)	3.9796	97.500
Length at Designed Load Water (m)	4.1633	102.000
Breadth (m)	0.6653	16.300
Depth (m)	0.3469	8.500
Draft(Design) (m)	0.2531	6.200
displacement (full load conditor (m ³)	0.4895	7198.6
KG (full load condition) (m)	0.1980	4.851

表-2 係留ラインのばね定数

case	①	②	③
Kb (30° Line , 60° Line)	368.8	747.1	1127.1
Ks (Spring Line)	788.2	788.2	4506.0
Kf (Fender)	3088.3	3088.3	3088.3

表-3 係留点の座標位置

mooring lines	coordinate of chocks (m)			coordinate of bollards (m)			length of ropes (m)
	x	y	z	x	y	z	
30° Line (bow)	51.70	-1.50	6.70	119.56	-40.67	2.21	78.40
60° Line (bow)	51.70	-1.50	6.70	90.90	-69.34	2.20	78.40
Spring Line (bow)	42.10	-5.50	6.53	17.40	-10.00	2.20	24.50
Spring Line (stern)	-46.10	-8.25	6.69	-20.00	-10.00	2.20	24.50
60° Line (stern)	-53.00	-3.80	6.69	-92.12	-71.79	2.20	78.40
30° Line (stern)	-53.00	-3.80	6.69	-120.79	-43.12	2.20	78.40

用するものとして、コイルスプリングにより設定した。係留ラインのばね定数を表-2 に示す。係留ラインのばね定数の標準を①とし、ばね定数の影響を調べるために②（①のスプリングライン以

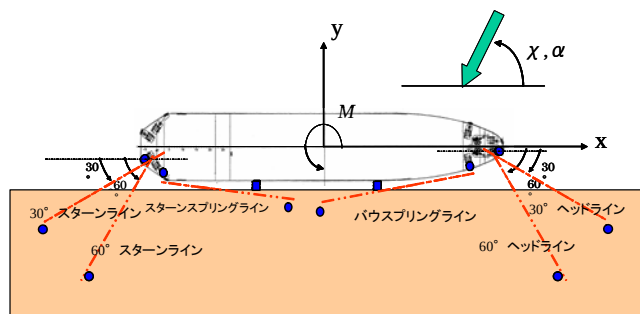


図-2 係船状態の概略

外のラインが約2倍)、③(①のスプリングライン以外のラインが約3倍)のばね定数の係留ラインによる実験を行った。また、岸壁のビットは、ヘッドラインおよびスターンラインの実機長さ80m、スプリングライン25mを本船のチョックから展張した位置とした。フェンダーは、2箇所で線形ばねとして、コイルスプリングでモデル化した。喫水は、満載状態と軽荷状態の2状態とした。表-3に、係留システムの座標位置を示す。

波は規則波で、入射方向は右舷船首45°とし、波は風波とうねりを想定して、波周期は実機で最大14秒までのデータを取得したが、主として岸壁

近傍の波を前提に波周期3、4、5秒、波高は0.5mとした。風圧力は、風速約15m/sの横風に相当する集中荷重4.9N(実機荷重72.5kN)を上甲板の着力点位置の作用方向に加えた。風向は、海側からの風(0°~180°)と陸側からの風(240°、270°、300°)とした。

計測項目は、波、6自由度の船体運動、フェンダー反力2点、係留張力4点~6点とした。波は造波板の近くにサーボ式波高計を設置し、船体運動の横揺れ、縦揺れは、船首揺れは、音叉ジャイロにより、前後揺れ、上下揺れ、左右揺れについては非接触式変位計(PSDセンサー)を用いて計

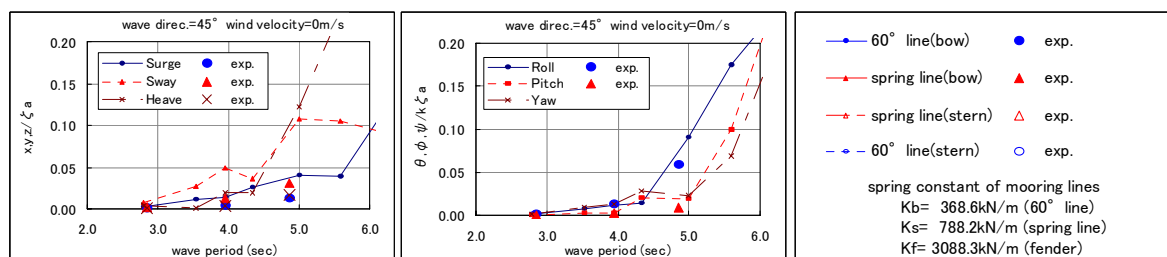


図-3 船体運動の波浪中の応答関数

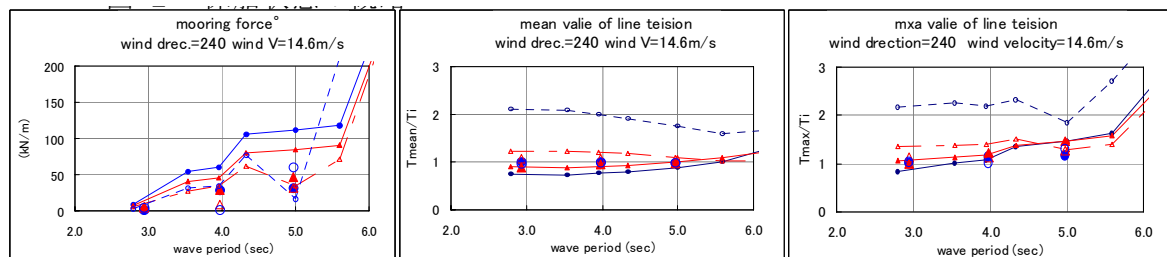


図-4 変動索張力の風波中の応答関数、平均索張力、最大索張力(風向240°)

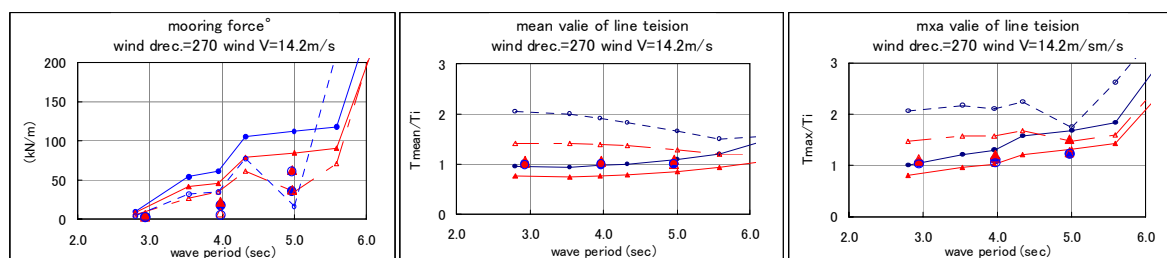


図-5 変動索張力の風波中の応答関数、平均索張力、最大索張力(風向270°)

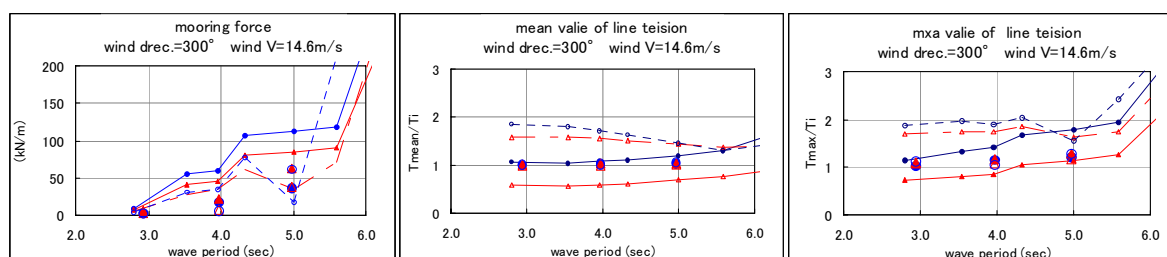


図-6 変動索張力の風波中の応答関数、平均索張力、最大索張力(風向300°)

測した。係留張力はリングゲージにより、フェンダー反力は岸壁から船側へ先端にローラーを取り付けたコイルスプリングを製作し、圧縮式のロードセルを用いて計測を行った。

4. 実験結果および考察

係留張力およびフェンダー反力の振幅は、波振幅 ζ_a で除した。また、船体運動の横揺れ、縦揺れおよび船首揺れについては、最大波傾斜 $k\zeta_a$ で無次元化し、前後揺れ、左右揺れ、上下揺れは、波振幅 ζ_a で無次元化した。図-3に示すように、係留索で拘束されている船体運動は非常に小さいが、横揺れを除いて前後揺れ、左右揺れの実験値は計算値よりも小さい。風圧が船体に作用しても船体運動は大きく変化しない。

変動索張力は、単位波高における実機換算した索張力で表わし、平均索張力、最大索張力は実機換算値とした。

4.1 風向の索張力に対する影響

実験では、風圧中心に一定荷重をかけてその荷重方向を変化させた。したがって、風速一定の条件ではないが、数値計算と実験結果を比較することにより風向による係留ラインにかかる張力の影響を調査した。

図-4～6は、係留張力が大きくなると予想される陸風（ $\alpha=240^\circ$ 、 270° 、 300° ）の場合について、変動索張力の応答関数、平均索張力、最大索張力を示す。波周期が大きくなるにつれて変動索張力の計算値と実験値の差が大きくなり、ヘッドラインとヘッドスプリングラインの計算値が波周期5秒で大きく落ち込み実験値の傾向が異なっていることがわかる。また、索張力の平均値および最大値の実験値については、ヘッドラインを除いて計算値との一致は全般的に良い。これは、波高が0.5mと小さく、最大索張力に対する風速の寄与が波浪よりも卓越しているためと考えられる。

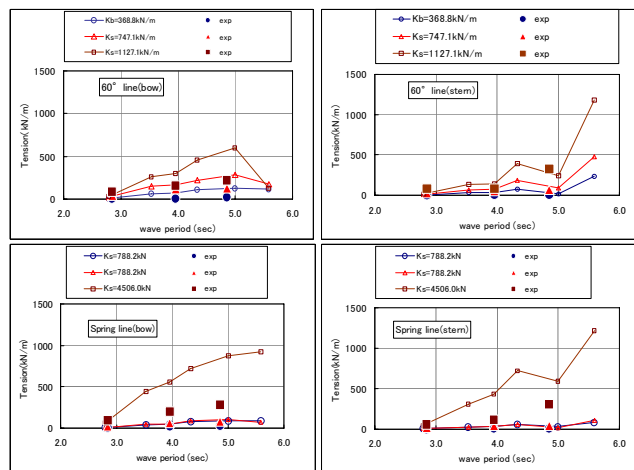


図-7 変動索張力のばね定数による影響

4.2 ばね定数の索張力に対する影響

図-7は、ばね定数の変化に対する4本の係留ラインの変動索張力の影響を示したものである。ばね定数を大きくすると、波の入射角が45度であることから船尾方向へ船体が動き、船首部の係留ラインには索が張る方向に力が働く。このため、バウラインとバウスプリングラインの変動索張力については、両者ともに波周期5秒までは波周期に比例して直線的に増加し、ばね定数の大きいほうが変動索張力大きい。船尾の係留ラインは、最もばね定数の大きい場合に変動索張力の増大が顕著となるが、船首の係留ラインと相違して実験値は直線的な増加ではなく、この傾向は計算値のそれと一致する。なお、数値計算は実験結果よりも全般的に大きく、両者の一致は良くないことがわかる。

4.3 高強度索と一般的な索との安全率の比較

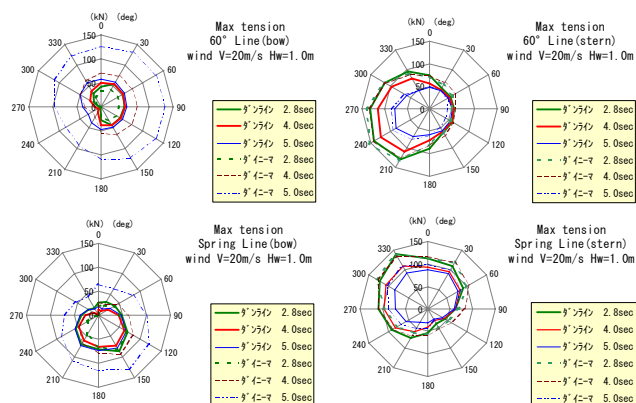


図-8 係留ラインの風向による最大索張力の比較(波高1m、波向き 45° 、風速20m/s)

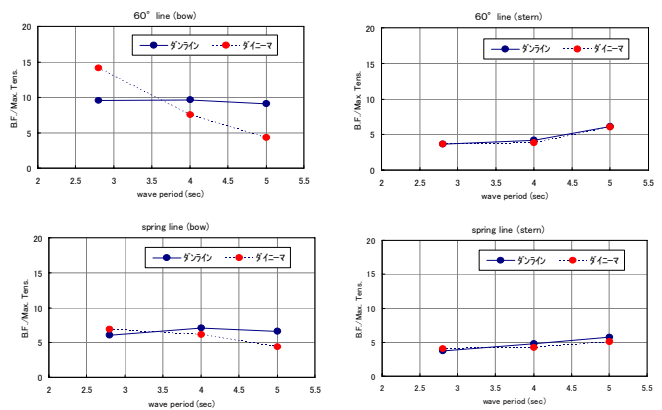
係留索張力の安全率について、同強度を有すると仮定した高強度繊維索（ダイニーマ）とホーサー等に一般に使用されているポリプロピレン系の繊維索（ダンライン；索直径 75mm、破断強度 525kN）を比較した。繊維索の安全率の考え方は、繊維索の劣化について技術的データが不足しており不明な部分が多く、通常高強度索は安全率を大きくとっているのが現状である。安全率を使用条件における最大索張力に対する破断荷重の比として定義し両者を比較した。安全率の比較のための計算条件は、波高 1m、波向き 45°、風速 20m/s とした。図-8 に 4 本の係留ラインにおける最大索張力を波周期 3 秒、4 秒、5 秒の 3 種類について風向別に示した。船首側ラインについて、ダイニーマの最大索張力はダンラインのそれよりも大きくなり、船尾側ラインについては短周期で両者は同等である。また、最大索張力が発生する風向は、船首側と船尾側のラインで逆方向となり、ヘッドラインとスターンラインではそれぞれ 60° および 240° で最大となるが、スプリングラインについては 150° および 330° となることわかる。

図-9 に横軸に波周期をとり両者の各ラインについての安全率の比較を示す。ヘッドラインが他のラインと傾向が異なり、ダンラインの安全率が波周期によらず一定して大きいのにに対して、ダイニーマは波周期が増大するにしたがって安全率が小さくなっている。しかしながら、安全率は両者ともに最低でも 4.0 以上あり、伸びが小さいダイニーマの衝撃的な荷重に対する索張力についても一般的な繊維索の直径の半分程度で同等の強度を確保できることがわかる。

5. まとめ

係船作業の省力化のために、高強度繊維索を使用した電動ウィンチによる係船支援システムの技術開発として、風波中の係船模型実験および数値計算を行い、主に係留時の索張力の破断に対する安全性について従来使用されている繊維索と比較検討した。

本シミュレーション計算により高強度繊維索は一般的に使用されている繊維索の径の半分程度で同等の強度を有することが明らかになった。今後



は、最大索張力を推定するための十分な検討を行うとともに、摩擦等による劣化の度合いの推定は

図-9 ダイニーマとダンラインの海象条件による安全率の比較

重要であるので、実証試験において実機の索張力データを取得して解析することにより明らかにできる。

謝辞

本研究は国土交通省海事局の委託研究「次世代内航船の研究開発」の一環として実施された。関係者各位に謝意を表する。

参考文献

- 1) 次世代運航船舶の係船システムに関する調査、国土交通省海事局技術課、平成 15 年 3 月
- 2) 上野道雄，二村正，宮崎英樹，航行不能船舶の定常漂流運動について，日本造船学会論文集，第 192 号，平成 14 年 12 月
- 3) 藤原敏文，上野道雄，二村正，船体に働く風圧力の推定，日本造船学会論文集，第 183 号，平成 10 年 6 月．
- 4) Maruo, H. The Drift of a Body Floating on Waves, Journal of Ship Research, Vol. 4, No. 3, p.1-10, 1960
- 5) Newman, J. N. The Drift Force and Moment on Ships in Waves, Journal of Ship Research, Vol. 11, No.1, pp. 51-60, 1967
- 6) 原口富博，二村正，曳船およびバージの波漂

流力計測，船舶技術研究所報告，第 31 卷，第
3 号，pp. 114-150，平成 6 年