

浮体構造物係留鎖における定量的摩耗量推定の実施と検証

武内, 崇晃
九州大学大学院工学府海洋システム工学専攻

宇都宮, 智昭
九州大学大学院工学研究院海洋システム工学部門

後藤, 浩二
九州大学大学院工学研究院海洋システム工学部門

佐藤, 郁
戸田建設(株)戦略事業推進室エネルギー事業部

<https://hdl.handle.net/2324/7396368>

出版情報 : Journal of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers. 30, pp.131-141, 2019. 日本船舶海洋工学会

バージョン :

権利関係 : Creative Commons Attribution-NonCommercial-NoDerivatives 4.0 International



浮体構造物係留鎖における定量的摩耗量推定の実施と検証

学生会員 武 内 崇 晃* 正会員 宇都宮 智 昭**
正会員 後 藤 浩 二** 正会員 佐 藤 郁***

Quantitative Wear Estimation for Mooring Chain of Floating Structures and Its Validation

by Takaaki Takeuchi, *Student Member* Tomoaki Utsunomiya, *Member*
Koji Gotoh, *Member* Iku Sato, *Member*

Summary

It is necessary to develop quantitative wear estimation method of mooring chains for floating structures such as floating offshore wind turbine. In our previous research, a numerical analysis combining 1) wear analysis between links by finite element method and 2) response analysis of mooring system has been proposed and validated qualitatively in the case of a single moored buoy. In this paper, the proposed method is applied to a spread moored floating spar with three mooring lines for further validation. Here, the effect of wind in addition to waves on the wear of chains is examined. As a result of comparison, it is found that the wear amounts estimated by the proposed method fairly agree with the measured values. However, it is also found that the estimated wear amounts around the touchdown point and those next to a clump weight considerably overestimate the measured values.

1. 結 言

現在、浮体式洋上風力発電施設などに用いられる長期係留システムにおいて、そのメンテナンスフリー化に向けた係留鎖の定量的摩耗量推定手法の確立が求められている。Mooring Integrity Joint Industry Project Phase 2 の報告書¹⁾では、規則波による応答解析から得られる係留鎖応答と転がり・滑りを区別した摩耗量推定式を組み合わせた推定手法を提案している。この手法は、3 点カテナリー係留された FPSO に対して適用されその有用性が示されているが、実測値を用いた推定式の比例係数の調整を必要としている。そのため、新規の浮体施設においては適用が難しいことが考えられる。また、麻生ら²⁾は、砕波帯に設置されたブイの係留鎖について統計解析による摩耗量推定の妥当性を報告している。特定の摩耗特性の把握には優れるものの、多様な係留方式や複雑な環境外力の違いに適応できない点が問題として考えられる。鈴木ら³⁾は浅海域を対象として独自の摩耗指標を用いた摩耗量の相対比較から、従来の一般的知見と整合した結果を得ているが、定性的な検討にとどまっており定量的評価はなされていない。このように新規設計の浮体施設係留鎖の経年摩耗把握に適した定量的な摩耗量推定手法は確立されて

いないのが実情と考えられる。

定量的摩耗量推定手法の確立に向け、本研究では先行研究⁴⁾として、著者の一部ら⁵⁾による有限要素解析による係留鎖間の摩耗解析、及び、浮体一係留系の全体応答解析による推定手法を組み合わせた摩耗量推定手法の提案を行い、1 点弛緩係留された観測ブイに対して適用することでその有用性を確認した。本提案手法では、応答解析結果から鎖間張力 T 及び撓動角 $d\theta'$ を与え、式 (1) を用いることで摩耗量の推定が可能である。

$$W = \alpha \cdot \frac{K}{H} \cdot T \cdot R \cdot d\theta' \quad (1)$$

ここで、

W : 片部材摩耗量 [mm³], α : 比例定数,

K : 摩耗係数 [—], H : 硬度 [N/mm²], T : 張力 [N],

R : リンク半径 [mm], $d\theta'$: 撓動角 [rad.]

本手法では、事前に材料試験等により係留鎖の物性値を取得することで、以降は数値シミュレーションにより摩耗量推定が可能となる。しかし、現在の本提案手法では係留鎖と海底とのタッチダウンポイントにおいて推定値と実測値との間に乖離が生じている。その要因として、潮汐・潮流・風等の外力の影響や、係留鎖間に生じる弾性変形・摩擦力・スナップ荷重、そして転がり・固着・非接触状態のようなリンクの運動の未考慮が考えられた。また、タッチダウンポイント付近では鎖間に侵入する砂礫による 3 次元アブレイブ摩耗も考えられるが、本手法では凝着摩耗のみを対象としており考慮していない。

* 九州大学大学院工学府海洋システム工学専攻

** 九州大学大学院工学府海洋システム工学部門

*** 戸田建設(株)戦略事業推進室エネルギー事業部

弛緩と緊張を繰り返す 1 点弛緩係留とは異なり、浮体構造物によく用いられる多点カタナリー係留では張力が常に作用するため、鎖間にスナップ荷重や非接触状態が生じにくい。このような係留鎖の運動の違いや作用する張力レベルの違いから、更なる検証が必要である。そこで、本報では、多点係留された浮体一係留系に対する本提案手法の有用性を確認するために、長崎県五島市沖に 3 点カタナリー係留されたスパーク型観測タワーに対して本提案手法による摩耗量推定を実施し、実測摩耗量との比較からその有用性の確認を行った。これまで未考慮であった風の影響についても検討を行った。

2. 3 点カタナリー係留されたスパーク型浮体における摩耗量推定

2.1 解析対象諸元

本研究における解析対象である観測タワーの概要を Fig. 1 に示す。解析に使用した係留系の構成は Table 1 に示す通りであり、係留索 No. 3 についてのみ合成繊維索と中間ウェイトが使用されている。合成繊維索長さについては実測値から 68.0 m とした。また、この係留索についてのみ摩耗量実測値が得られているため、摩耗量推定及び実測値との比較は係留索 No. 3 についてのみ行った。

2.2 係留鎖間有限要素解析

汎用非線形有限要素解析コード MSC.Marc2016⁷⁾ の摩耗解析機能を用いて、係留鎖間で生じる摩耗について検討を行った。Marc2016 では、接触面間の摩耗量評価に Archard の式に基づいた式 (2) が用いられている。

$$\dot{W} = \frac{K}{H} \sigma V_{rel} \quad (2)$$

ここで、

$\dot{W}$: 単位面積・時間当たりの摩耗量 [mm/s],

σ : 垂直応力 [N/mm²], V_{rel} : 相対すべり速度 [mm/s]

2.2.1 係留鎖物性値

式 (2) に示す摩耗量評価式のパラメータについて、係留鎖の硬度及び摩耗係数をそれぞれ以下に示す。摩耗量比較位置が合成繊維索下端からアンカーまでの間であることから、ここで示す物性値は ABS 規格⁸⁾ で規定された Grade R3 のスタッドレスリンク (断面公称直径 81 mm) についてである。

(1) 硬度

硬度については著者の一部ら⁹⁾ が断面公称直径 60 mm の Grade R3 及び R3S のスタッドレスリンクについてビッカース硬さ試験を実施しており、その結果を Table 2 に示す。Table 2 より、対象の規格 Grade R3 の平均値 2579 N/mm² を使用した。なお、ビッカース硬さは試験力の単位が kgf として規

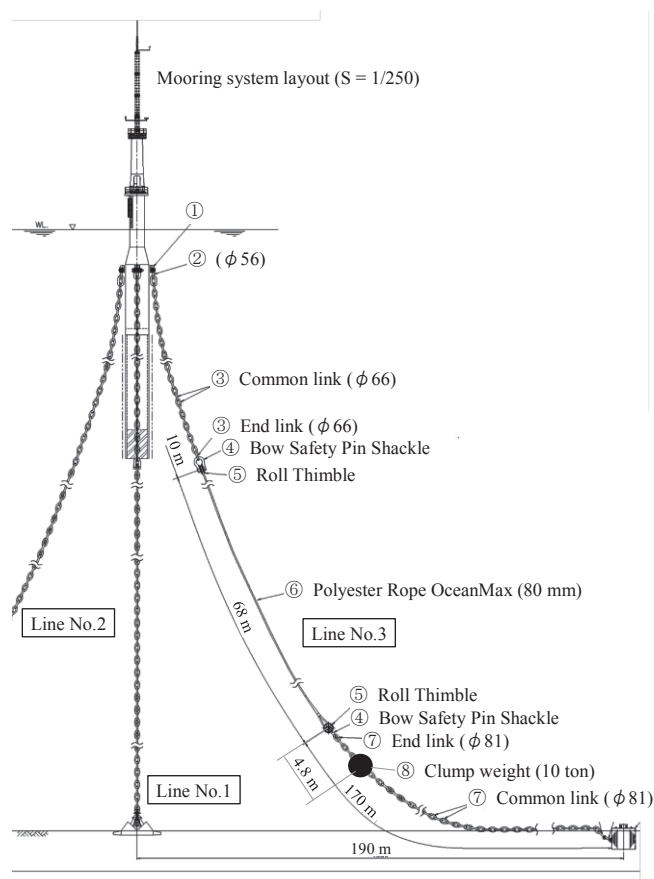


Fig. 1 Floating structure model⁶⁾.

Table 1 Mooring system components.

Line No.	Floating body side	In between	Anchor side
1	Stud-link (R3, φ56 mm) 30.0 m	-	Studless link (R3, φ81 mm) 218.0 m
2	Stud-link (R3, φ56 mm) 30.0 m	-	Studless link (R3, φ81 mm) 218.0 m
3	Studless link (R3, φ68 mm) 10.0 m	Polyester rope (MBS:1960 kN) 68.0 m	i) Studless link (R3, φ81 mm) 170.0 m, ii) Clump weight (10 ton in air)

*MBS : Minimum Breaking Strength

Table 2 Vickers hardness, $H^{9)}$.

	Grade R3		Grade R3S	
	kgf/mm ²	N/mm ²	kgf/mm ²	N/mm ²
Ave.	263	2579	295	2897
Standard deviation	4.86	47.71	17.6	172.9
Number of samples	6		10	

定されている¹⁰⁾が、摩耗係数を無次元値とするために試験力の単位を N に換算した値を使用した。

(2) 摩耗係数

摩耗係数については、著者の一部ら⁹⁾が大気環境下 (Dry) 及び人工海水環境下 (Wet) においてそれぞれピン・オン・ディスク試験を実施しており、その試験結果を Table 3 に示す。Table 3 から人工海水環境下での摩耗係数は大気環境下のものよりもばらつきが小さく、値も約 10 分の 1 と小さくなっていることが確認できる。これは人工海水により生じた腐食生成物が潤滑作用を果たしたことが原因として考えられる¹¹⁾。係留鎖の摩耗現象は海水中で生じることからも、人工海水環境下における摩耗係数を採用し、以下の解析及び摩耗量算出においてはその平均値 1.5×10^{-4} を使用した。

Table 3 Wear coefficient ($\times 10^{-4}$), K ⁹⁾.

	Grade R3		Grade R3S	
	Dry	Wet	Dry	Wet
Max.	83	10	100	6.1
Ave.	11	1.5	19	1.3
Min.	0.45	0.071	0.3	0.14
Standard deviation	20	2.0	31	1.7
Number of samples	40	24	28	12

2.2.2 解析モデル及び解析条件

スタッドレスチェーンの寸法を Fig. 2 に、解析モデルを Fig. 3 に示す。解析条件の概要を Table 4 に示す。材料特性及び寸法等は ABS 規格値⁸⁾を使用した。また、Grade R3 の応力ひずみ曲線として 2 次勾配 $E/100$ (E :ヤング率) のバイリニアな形状を仮定した。スタッドレスチェーンの形状に関しては ABS⁸⁾ に示されたリンク内径の寸法を参照しモデル化を行った。Fig. 2 に示すように、リンク端部は直径 105.3 mm と 267.3 mm の円から成り、それに外接する楕円にて構成される。

摩耗量に影響を与える主な要因として、摩擦係数・撓動角振幅・張力の 3 つが考えられるが、先行研究⁴⁾において摩

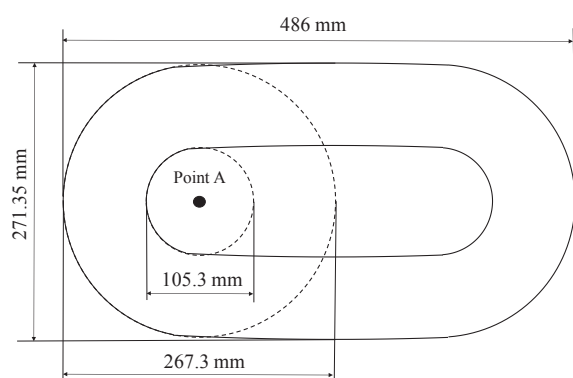


Fig. 2 Dimensions of studless link ($\phi 81$ mm).

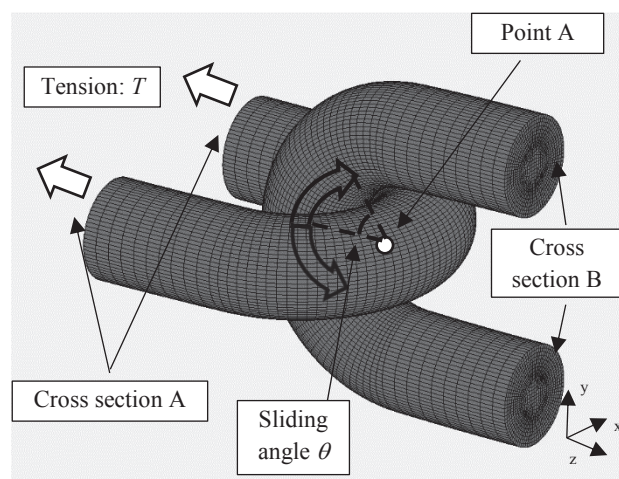


Fig. 3 Analysis model.

Table 4 Analysis conditions.

Boundary conditions	• Constraint condition - Cross section A: $u_x=u_y=\theta_x=\theta_y=\theta_z=0$ - Cross section B: $u_x=\theta_y=\theta_z=0$ • Loading condition - Cross section A: tension T [N] (Table 5) - Cross section B: enforced displacement for sliding angle θ [deg.] (Table 5)
Elastic modulus: E [MPa]	206,000
Poisson's ratio: ν	0.3
Yield stress: σ_Y [MPa]	410
Tensile strength: σ_b [MPa]	690
Wear coefficient: K [-]	1.5×10^{-4}
Vicker's hardness: H [N/mm ²]	2579

Table 5 Analysis cases.

No.	Friction coefficient: F_s	Sliding angle amplitude θ [deg.]	Tension: T [$\times 10^3$ N]
1	0.5	± 5	1
2	0.5	± 5	10
3	0.5	± 5	50
4	0.5	± 5	100
5	0.5	± 5	200

擦係数と撓動角振幅の大きさによる摩耗量 (式(1)における比例定数 α) への影響が小さいことを確認しているため、Table 5 に示すように張力についてのみ検討を行った。

式 (2) に示すように単位時間あたりの摩耗量は節点の相対速度に比例するため、各解析における精度を考慮し、撓動角速度を 0.5 deg./s とした。ここで、撓動角はリンク端部円形部の中心 (Fig. 2, Fig. 3 に示す Point A) 周り回転とし断面

B に変位として作用させ、張力は断面 A に垂直な応力として作用させた。また、メッシュによる摩耗量の収束性を検討し、接触面付近要素の節点間距離を約 0.8 mm とした。

2.2.3 解析結果

累積変動角と摩耗量との関係を Fig. 4 に示す。式 (2) に従い摩耗量が滑り距離、つまり累積摺動角に比例していることが確認できる。Fig. 4 にて最小自乗法により原点を通るような線形近似から算出した摩耗量変化率について Table 6 及び Fig. 5 に示す。

Fig. 5 においても最小自乗法により原点を通るような線形近似を行い、その比例定数から Fig. 4 に示す摩耗量を式 (3) で表すことができる。また、式 (3) における比例定数を摩耗係数で除し、硬度を乗じ、単位摺動距離当たりの摩耗量として換算することで、張力 T [N] と摺動角 $d\theta'$ [rad.] に関する摩耗量推定式 (4) が本解析対象について得られる。この式 (4) を用いて実海域における係留鎖摩耗量の推定を行った。

$$W = 1.01 \times 10^{-7} \cdot T \cdot d\theta \quad (3)$$

$$W = 2.47 \cdot \frac{K}{H} \cdot T \cdot R \cdot d\theta' \quad (4)$$

ここで、

W : リンク一方での摩耗量 [mm^3], K : 摩耗係数 [—],
 H : 硬度 [N/mm^2], T : 張力 [N], $d\theta$: 摺動角 [deg.],
 R : リンク半径 [mm], $d\theta'$: 摺動角 [rad.]

2.3 浮体 - 係留系の全体応答解析

摩耗量推定式を実海域における摩耗現象に適用するためには、浮体一係留系の全体応答解析を行い係留鎖間に作用する張力及び摺動角を把握する必要がある。そこで、前述した五島市沖に設置された観測タワーについて、マルチボディダイナミクス (多体動力学) に基づく汎用機構解析ソフトウェア Adams¹²⁾ を基本ツールとして解析を行った。

本研究の解析対象である観測タワーは、100 kW 浮体式洋上風力発電施設を改修して建造されたものである。今回使用した解析コードは、著者の一部ら^{13,14)} が Adams を基本解析ツールとして独自に開発したものであり、水槽試験や実海域における台風接近時の浮体応答実測値と解析結果との良好な一致からその実用性を示している。また、係留鎖の時刻歴の運動と張力の算出では、係留索の動的解析法として広く用いられているランプドマス法を採用した。この手法は、節点を質量のないばねで連結、もしくは伸びのない直線で結ぶ方法であり、初期条件や境界条件等に制約がなく汎用性に優れている。この手法を用いた規則波中の浮体一係留系の動的解析と実験結果を比較した小田ら¹⁵⁾ や中嶋ら¹⁶⁾ の報告では、その良好な結果の一致を示している。

2.3.1 解析モデル

本研究では、著者の一部ら¹⁷⁾ が観測タワー改修時に強度

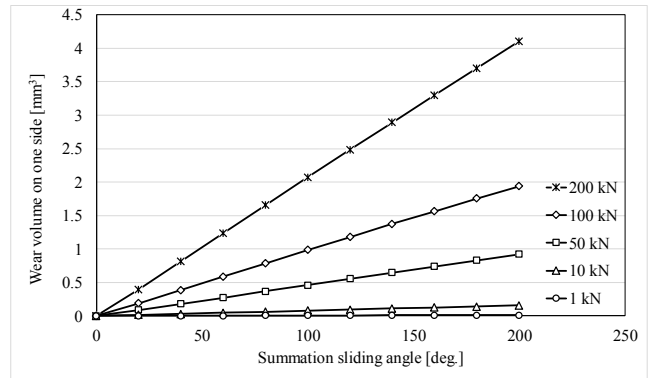


Fig. 4 Wear volume by varying tension, T .

Table 6 Change rate of wear volume to summation sliding angle.

Tension: T [$\times 10^3$ N]	1	10	50	100	200
Change rate of wear volume $\times 10^{-3}$ [$\text{mm}^3/\text{deg.}$]	0.065	0.786	4.62	9.77	20.6

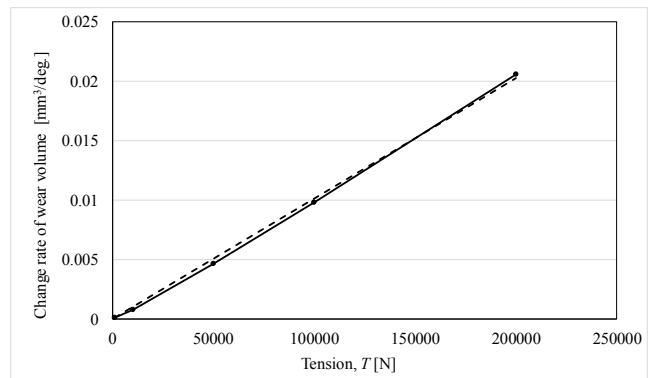


Fig. 5 Change rate of wear volume to summation sliding angle.

照査を行った際の解析モデルを主に使用している。Fig. 6 に Adams 解析モデル、Fig. 7 に座標系を示す。解析モデルはタワー、浮体基礎、係留索より構成されている。タワー及び浮体基礎は複数の剛体が線形ばねで接続され、弾性を考慮したモデルとなっており、係留索は上述の伸びを考慮した質点ばね系としてモデル化した。係留索の分割については、摩耗量算出位置前後のみをリンク間距離 (0.324 m) にて詳細にモデル化し、それ以外の区間では分割距離を 2 m とした。また、係留鎖間位置に質点を配置することで、3 点の成す角を算出し、その変動量を各リンク間の摺動角とした。

Table 7 に係留索の要素諸元を示す。Table 7 において係留鎖の伸び剛性については DNV OS E301¹⁸⁾ を参照し、ポリエステルロープの伸び剛性については経年変化を考慮せず ISO 18692¹⁹⁾ を参照し一定値とした。ISO 18692¹⁹⁾ では繊維なじみ後の動的剛性 (Dynamic stiffness at end of bedding-in) の値が 18~28 の範囲にあることを規定しており、著者の一部ら⁶⁾ は実際に使用されたポリエステルロープについて、初期状態では 20、1 年間の使用後は 24 とその範囲を満足していることを確認している。ここで、ポリエステルロープの剛性の変化による摩耗量への影響について確認するため、動的剛性の上限値と下限値それぞれでの試解析を実施した。

Table 8 は、最も発生頻度の高い（全体の 20.8%を占める）有義波高 0.5 m 有義波周期 5.5 s における 1800 s 間での推定摩耗量の比較を示す。摩耗量は係留鎖と浮体の接合点からの係留索長さに沿って結果を示しており、このとき係留索の伸びは考慮していない（以下同様）。Table 8 より、ほとんどの点で両者の差は見られないが、121.2 m 及び 121.5 m 地点にてポリエステルロープの剛性を 28 MBS とした推定摩耗量が 18 MBS とした推定値を大きく上回っていることが確認できる。この箇所は定性的に摩耗のシビアなタッチダウンポイントであることから、安全側の推定とするためにポリエステルロープの剛性を 28 MBS とした。それぞれ抗力係数については DNV OS E301¹⁸⁾ を参照し、付加質量係数については BV NR 493²⁰⁾ を参照し等価直径を考慮した値としている。

動的解析における各荷重の考慮方法について示す。浮体に作用する波力は、式(5)、式(6)に示す修正モリソン式^{21,22)}により与えている。また、Wheeler のストレッチ理論²³⁾により水面位置までの波力を考慮している。係留鎖に作用する力については、重力・浮力とともに係留鎖の動的効果（慣性力、付加質量力、抗力にともなう減衰力）を考慮している。なお、海底面と係留鎖及び係留鎖間の摩擦力は考慮していない。

また、解析コードの検証は上述したように著者の一部ら¹³⁾、¹⁴⁾により既に行われているが、本解析対象においても浮体

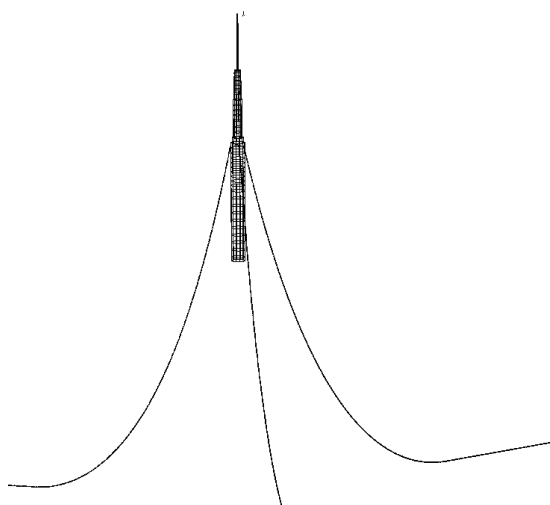


Fig. 6 Model for response analysis.

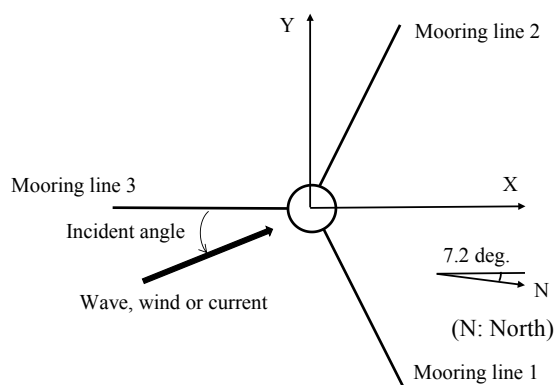


Fig. 7 Definition of coordinate system and incident angle.

Table 7 Mooring line element specifications for analysis.

Line elements	Weight [kg/m]	LG. Stiffness [MN]	Drag coefficient (TR., LG.)	Added mass coefficient (TR., LG.)
φ56 mm studed link	69	276	2.6, 1.4	3.57, 1.79
φ68 mm studless link	92	372	2.4, 1.15	3.24, 1.62
φ81 mm studless link	131	523	2.4, 1.15	3.24, 1.62
Polyester rope	7.15	56	1.6, —	1.0, —
Clump weight	10,000 kg	—	1.0, 1.0	0.5, 0.5

*TR: Transverse, LG: Longitudinal

Table 8 Comparison of estimated wear volume between upper value and lower one of dynamic stiffness of polyester rope.

Line length [m]	Estimated wear volume [mm ³ /1800 s]		Difference of the estimated wear volume, (W ₁₈ -W ₂₈)/W ₂₈ [%]
	28 MBS in stiffness, W ₂₈	18 MBS in stiffness, W ₁₈	
78.0	2.11×10 ⁻⁵	2.28×10 ⁻⁵	7.91
78.4	3.16×10 ⁻⁵	3.40×10 ⁻⁵	7.62
81.6	2.73×10 ⁻⁵	2.97×10 ⁻⁵	8.86
81.9	3.42×10 ⁻³	3.71×10 ⁻³	8.62
83.6	2.68×10 ⁻³	2.77×10 ⁻³	3.21
83.9	2.13×10 ⁻⁵	2.32×10 ⁻⁵	8.66
108.2	8.51×10 ⁻⁵	8.88×10 ⁻⁵	4.30
108.5	8.49×10 ⁻⁵	8.85×10 ⁻⁵	4.21
118.2	1.38×10 ⁻⁴	1.35×10 ⁻⁴	-2.08
118.6	1.16×10 ⁻⁴	1.19×10 ⁻⁴	2.74
121.2	1.11×10 ⁻³	9.37×10 ⁻⁴	-15.6
121.5	5.71×10 ⁻⁴	3.05×10 ⁻⁴	-46.6
128.3	1.30×10 ⁻⁷	1.41×10 ⁻⁷	8.80
128.6	2.25×10 ⁻⁷	2.45×10 ⁻⁷	8.84

波及び流れによる荷重（部材軸直交方向成分）：

$$\vec{F}_N(t) = -\rho C_A \frac{\pi}{4} D_C^2 \ddot{\vec{r}}_N + \rho C_M \frac{\pi}{4} D_C^2 \ddot{\vec{U}}_N + \frac{1}{2} \rho C_D' D_C |\vec{v}_{rN}| \vec{v}_{rN} \quad (5)$$

波及び流れによる荷重（部材軸方向成分）：

$$\vec{F}_V(t) = -A p \vec{n}_V + \rho C_{AV} V \ddot{\vec{r}}_V + \frac{1}{2} \rho C_{DV} A |\vec{v}_{rV}| \vec{v}_{rV} \quad (6)$$

ここで、

ρ : 海水密度 [kg/m³], D_C : 部材直径 [m]

A : 底面及び段付き面の断面積 [m^2]

V : 底面及び段付き面の付加質量算定の基準体積 [m^3]

$\vec{n}_V$: 底面及び段付き面の単位法線ベクトル

$\vec{v}_{rN}, \vec{v}_{rV}$: 相対速度 [m/s], $\vec{r}_N, \vec{r}_V$: 節点加速度 [m/s^2]

$\vec{U}_N$: 水粒子加速度 [m/s^2], p : 動水圧 [N/m^2]

C_A, C_{AV} : 付加質量係数, C_M : 慣性力係数

C_D', C_{DV} : 抗力係数

動揺実測値との比較を行う。比較に際し解析条件に近い環境条件の30分間観測データを抽出したため、その概要をTable 9に示す。並進方向運動及びYaw方向運動はGPSコンパス(Hemisphere製V103)取得値より算出し、その他回転方向運動はジャイロセンサ(MEMSIC製VG440)より取得した。解析値と実測値における重心点($\text{KG}=15.59\text{ m}$)まわりの各運動方向の平均値と標準偏差の比較をTable 10に示す。実測値では各サンプルにおいて算出した値の平均を示している。ここで、実測値における波の入射角のピーク及び風の平均入射角は、ほとんど係留索No.3に沿っており、解析値も同様に係留索No.3に沿った入射角0 deg.となっている。また、解析条件は次項にて後述するものに従う。

Table 10において、解析ではSway, Roll, Yaw方向の運動はほとんど生じていないが、解析では風、波ともにX軸にそった一方向風および波として入射していること、また潮流の実測値が得られていないことから潮流を考慮していないことがその原因と考えられる。しかし、Fig.7から明らかとなり、係留索No.3における係留鎖の摩耗を考える上では、Sway, Roll, Yaw方向運動の影響は、Surge, Heave, Pitch方向運動に比べて相対的に小さいものと考えられ、X軸にそった一方向風および波として与えることは安全側の評価(摩耗量が大きめに評価されるため)になると考えられる。

次に、Surge, Heave, Pitch方向運動について実測値と解析値を比較すると、係留鎖の摩耗量に主たる影響を及ぼすのは浮体運動の平均値よりも標準偏差であると考えられるが、Surge, Pitch方向運動の標準偏差の実測値と解析値との比は、実測値を基準として0.58~1.89となっている。Heave方向運動においては、そもそも絶対値が小さいが、Table 10(b)においては、Heave方向運動の標準偏差の実測値と解析値との比は、実測値を基準として1.04となっている。

以上、もともと応答の小さい領域での比較のため、実測値と解析値の間には有意な差が確認できるものの、以下の考察において実測値を基準として概ね0.5~2.0程度の浮体応答における予測誤差を加味することで、係留鎖摩耗量評価における考察は十分に行えるものと考えられる。

2.3.2 解析条件

観測タワーに設置された観測システムから得られた風データ及びブイ式波高計による波データから解析条件を作成した。Table 11に示すように波と風について2つの解析条件における応答解析を行い、それぞれについて摩耗量推定を実施した。また、解析時間0~90sは過渡状態であるとし、摩

Table 9 Environmental conditions of measurements for comparison of response.

	Measurement No.1		Measurement No.2	
	Average	Standard deviation	Average	Standard deviation
Number of samples	5		5	
Significant wave height [m]	0.508	0.04	1.45	0.129
Significant wave period [s]	5.28	0.337	7.46	0.312
Peak incident angle of wave [deg.]	-0.26	9.65	5.36	15.1
Average wind speed [m/s]	2.66	0.469	7.81	0.587
Average turbulence [m/s]	0.632	0.109	1.26	0.400
Average incident angle of wind [deg.]	4.34	8.81	-1.70	20.1

Table 10 Comparison of floating motion between measured value and analyzed one.

(a) Measurement No.1 and analysis (Hs 0.5 m, Ts 5.5 s, Wind speed 2.5 m/s, Turbulence 0.68 m/s).

	Measured		Analyzed	
	Average	Standard deviation	Average	Standard deviation
Surge [m]	0.300	0.186	0.093	0.107
Sway [m]	-0.503	0.206	0.000	0.006
Heave [m]	-0.007	0.076	-0.007	0.014
Roll [deg.]	-0.123	0.072	0.000	0.007
Pitch [deg.]	-0.617	0.143	-0.225	0.115
Yaw[deg.]	0.201	0.373	0.000	0.003

(b) Measurement No.2 and analysis (Hs 1.5 m, Ts 7.5 s, Wind speed 7.5 m/s, Turbulence 1.43 m/s).

	Measured		Analyzed	
	Average	Standard deviation	Average	Standard deviation
Surge [m]	0.522	0.345	0.224	0.207
Sway [m]	-0.031	0.293	0.000	0.025
Heave [m]	-0.006	0.069	-0.009	0.072
Roll [deg.]	-0.342	0.150	0.000	0.029
Pitch [deg.]	-0.458	0.244	-0.163	0.460
Yaw[deg.]	0.159	0.358	0.000	0.016

耗量推定を行う解析時間1800sには含めていない。

(1) Analysis No. 1

Table 12に30分間観測データの波浪頻度分布を示す。ここで、係留索設置期間2016/07/06~2017/07/26に対し観測期間2016/07/14/07:00~2017/07/13/05:00(設置期間内の約94.5%)

Table 11 Overview of analysis conditions.

Analysis No.	Applied external force	Analysis time [s]
1	Waves	1800
2	Waves and wind	1800

の波浪データを使用した。解析数の問題から、元データの頻度合計と比較して 0.1%未満の有義波高と有義波周期の組み合わせについては考慮していない。また、修正ブレットシュナイダー・光易型スペクトル²⁴⁾にてエネルギー等分割により算出した成分波の振幅と角振動数を Airy 波理論に適用し重ね合わせることで、不規則波を生成した。また、係留索 No. 3 に沿って南から入射する波が卓越していることが観測データより得られたため、入射角を 0° とした。

(2) Analysis No. 2

Analysis No. 2 では波と風を同時に作用させた応答解析を行った。上述の頻度打ち切りを行った Table 12 の有義波高と有義波周期の組み合わせを、さらに 30 m 高さの 30 分間平均風速について分類し、波浪頻度分布を得た。風向きにおいては、その範囲の広さから入射角を一意に決めることができなかったため、係留索の対称性を考慮した風向きの範囲 (-45 ~ 45, 45 ~ 135 / -45 ~ -135, 135 ~ 225 の 3 種類) を考え、その中央値を風の入射角とした。それぞれの風速帯中央値と入射角における発生頻度を Table 13 に示す。また、各風速と風向きにおける乱れ (風速変動の標準偏差) の平均を Table 14 に示す。変動風パラメータとして Table 14 に示す風速や風向き、乱れの平均値を使用した。

2.4 摩耗量推定及び実測値との比較

係留鎖間の有限要素解析により算出した摩耗量推定式 (4) に浮体一係留系の応答解析から得られた各種パラメータを適用することにより、摩耗量推定を行う。前述したように係留索 No. 3 についてのみ摩耗量実測値が得られたため、係留索 No. 3 についてのみ比較、検討を行った。

係留鎖の計測では通常リンク頂部の摩耗深さとして摩耗量が得られる。実測値と推定値との比較にあたり、摩耗深さから摩耗量の算出を行った。その算出は Mooring Integrity Joint Industry Project Phase 2¹⁾ の報告書を基に行った。また、摩耗実測値は半径減少量として得られるが、今回得られた測

Table 13 Frequency distribution in each wind speed and direction [%].

		Wind direction [deg.]			Sum
		0	90	180	
Wind speed [m/s]	2.5	9.94	29.4	11.0	50.3
	7.5	14.9	20.7	6.50	42.1
	12.5	2.71	3.50	0.88	7.09
	17.5	0.09	0.16	0.09	0.34
	21.5	0.00	0.01	0.04	0.05
Sum		27.6	53.8	18.5	

Table 14 Turbulence in each wind speed and direction [m/s].

		Wind direction [deg.]		
		0	90	180
Wind speed [m/s]	2.5	0.68	0.58	0.56
	7.5	1.43	1.14	0.91
	12.5	2.14	1.51	1.32
	17.5	2.38	1.74	1.96
	21.5	-	2.06	2.72

定データには半径が増加するデータが含まれていたため、それらは半径減少量を 0 mm³ とし、摩耗量を 0 mm³ とした。

Table 11 に示す解析番号 1 及び 2 の摩耗量推定結果と実測値との比較結果を Table 15 に示す。また、これらをまとめた比較を Fig. 8 に示す。ここで、摩耗量は係留鎖と浮体の接合点からの係留索長さに沿って結果を示している。これらの算出には Table 3 に示す摩耗係数の平均値 1.5×10^{-4} を使用しているが、最大値 10×10^{-4} 及び最小値 0.071×10^{-4} の場合についても式 (4) より摩耗量推定値を算出し、実測値との比較を Fig. 9 に示す。Fig. 9 においては、応答の推定における誤差として実測値を基準とした応答比 0.5 ~ 2.0 も見込み、摩耗量推定値の上限値を 2 倍、下限値を 0.5 倍している。Fig. 9 は片対数グラフとしたため実測摩耗量 0 mm³ の箇所のプロットは行っていない。また、推定摩耗量は解析番号 1 についてのみプロットしている。

Table 15 に示すように波のみ及び波と風を作用させた場合の摩耗量推定では実測値と比較して、多くの計測点で過大な推定となっていることが分かった。Fig. 8, Fig. 9 での比較から、多点係留に適用した本提案手法について以下の 5 つの

Table 12 Scatter diagram for analysis No. 1.

		Significant Wave Period [s]													Sum
		0.5	1.5	2.5	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	
Significant Wave Height [m]	0.125					121	552	685	335	46					1739
	0.5				813	3166	3422	2358	1067	364	94	29	17		11330
	1				56	697	719	383	219	101	64	42	24		2305
	1.5					71	325	127	133	64	70	20			810
	2						46	73	54	40					213
	2.5							20	18						38
	3														0
Sum		0	0	0	869	4055	5064	3646	1826	615	228	91	41	0	16435

Table 15 Comparison between estimated wear volume and measured one.

Line length [m]	Estimated, Analysis No.1 (waves)		Estimated, Analysis No.2 (waves and wind)		Measured	
	[mm ³ /yr.]	[mm/yr.]	[mm ³ /yr.]	[mm/yr.]	[mm ³ /yr.]	[mm/yr.]
78.0	454	0.126	460	0.128	1258	0.35
78.4	672	0.187	682	0.190	0	0.00
81.6	471	0.130	471	0.130	1438	0.40
81.9	60509	16.8	60502	16.8	2157	0.60
83.6	49743	13.8	49769	13.8	1978	0.55
83.9	376	0.105	378	0.105	0	0.00
108.2	1718	0.478	1725	0.480	180	0.05
108.5	1703	0.474	1711	0.476	0	0.00
118.2	2841	0.790	2933	0.816	0	0.00
118.6	2465	0.686	2593	0.721	1258	0.35
121.2	19086	5.31	18476	5.14	0	0.00
121.5	9685	2.69	10390	2.89	0	0.00
128.3	3	0.001	4	0.001	1798	0.50
128.6	5	0.001	5	0.001	1438	0.40

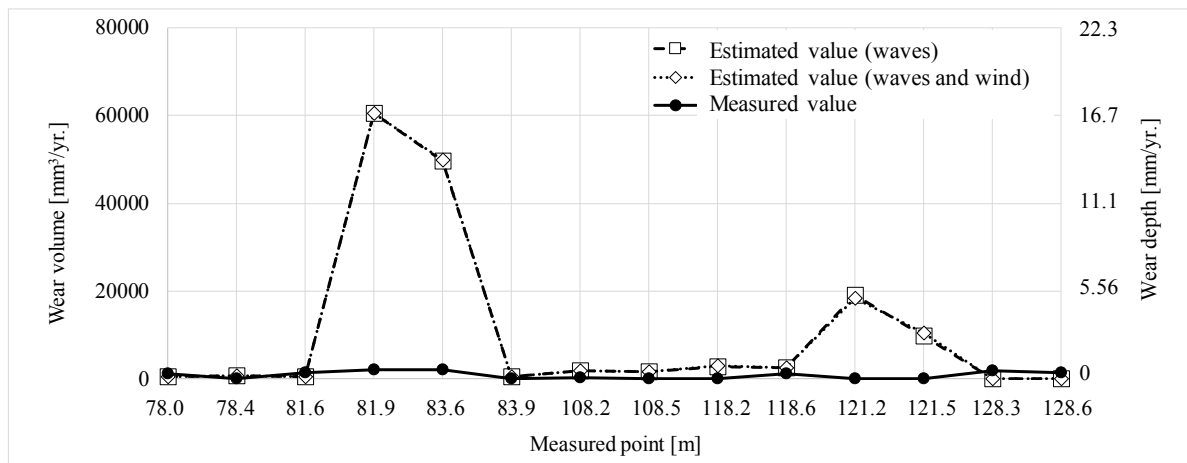


Fig. 8 Comparison between estimated wear volume and measured one.

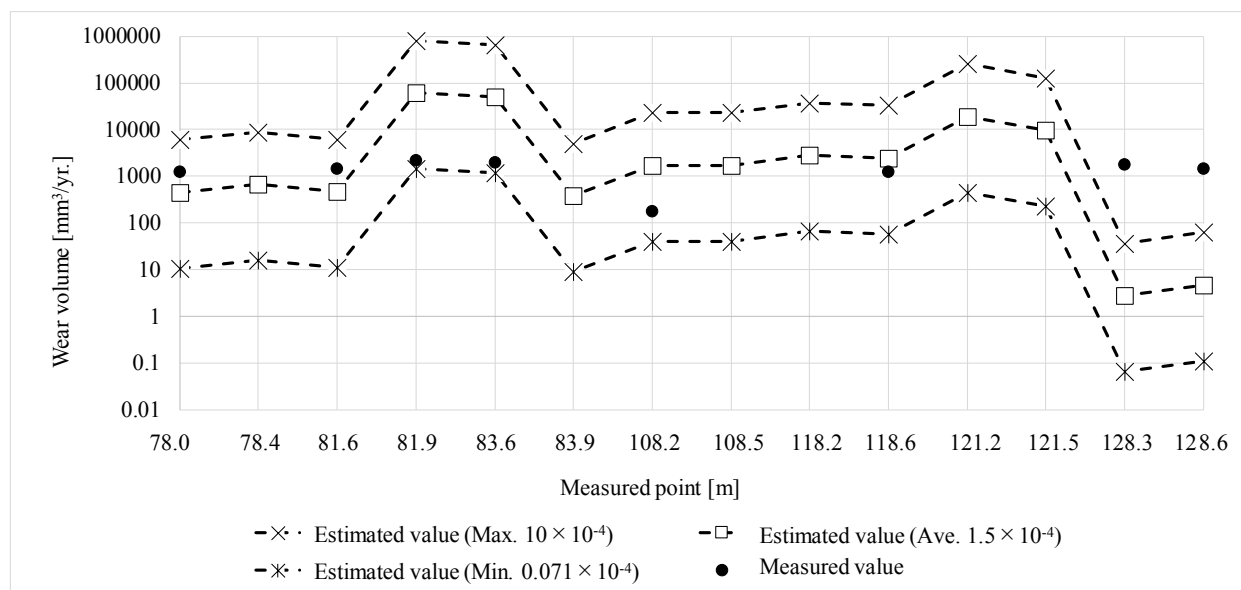
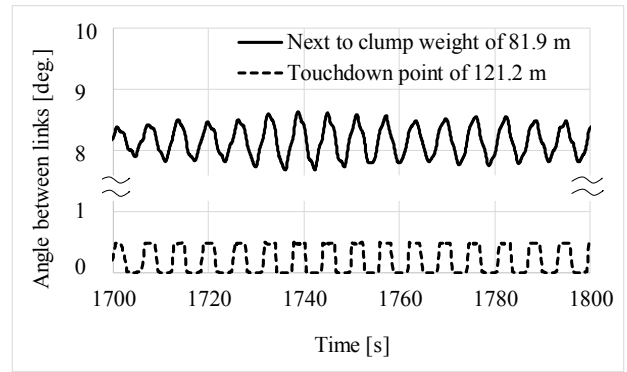


Fig. 9 Comparison between estimated wear volume and measured one by varying wear coefficient in the case of analysis No.1.

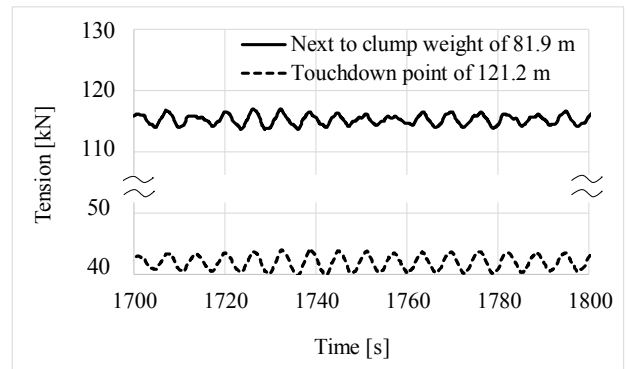
ことが確認できた。

1. 中間ウェイト設置位置前後 (81.9 m 及び 83.6 m 位置) においてピークが生じ、実測値との乖離が見られるが、摩耗係数の最小値を使用した場合比較的近い推定値となっている
2. 海底と係留鎖のタッチダウンポイント (121.2 m 及び 121.5 m 位置) において大きな推定摩耗量が得られた
3. 海底接地部 (128.3 m 及び 128.6 m 位置) において非常に過小な推定となっている
4. 中間ウェイト設置位置前後及びタッチダウンポイント以外では、実測値に近い推定結果が得られた
5. 風を考慮した推定では波のみを考慮した結果と大きな差はなく、本対象では風の影響はほとんど無視できることが分かった

Fig. 10 に示す係留鎖の応答の比較から、過大な推定となった中間ウェイト位置及びタッチダウンポイントの両方において、大きな撓動角が生じていることが確認できる。Fig. 10 に示した過大な推定となった箇所に隣接する評価点の係留鎖応答を、Fig. 11 にそれぞれ示す。81.6 m 位置は過大な推定となった中間ウェイト位置 (81.9 m 位置) の 1 リンク隣の評価点であるが、Fig. 10 と比較すると撓動角は非常に小さいことが分かる。また、118.6 m 位置では海底に接触しないため、ほとんど撓動角は生じていない。中間ウェイト設置位置では Fig. 10 (a) から分かるように中間ウェイトの質量により大きな係留鎖間相対角が生じており、係留索の張力変動によりこの折れ曲がった箇所が変動することで大きな撓動角を生じることが考えられる。また、タッチダウンポイントでは係留索が海底から引き上げもしくは引き下げられる際に、海底と接触している個所としていない個所の間に相対角を生じることで、大きな撓動角を生じることが考えられる。これらの位置における摩耗量の増加傾向は実測値においても確認でき、特にタッチダウンポイントにおいて摩耗量が大きくなる現象は他の研究成果においても多く報告されている^{3, 25-27)}。また、係留索長さに沿った張力分布を、静水時及び全解析中における最大値と最小値について Fig. 12 に示す。Fig. 12 より中間ウェイトの前後で張力に大きな差が生じていることが確認できるが、1 リンク隣の評価点の応答を示した Fig. 10 と Fig. 11 では張力に大きな差はないことが確認できる。このことより、摩耗量に対して Fig. 10 に示すような大きな撓動角の累積による影響が支配的であることが分かった。実測値に比べて非常に過小な推定となった海底接地部については、実際的水深と設計値とのずれや潮流の影響の未考慮、腐食、砂礫による 3 次元アブレイブ摩耗等の可能性が考えられる。また、風荷重を考慮した場合の摩耗量推定からその影響はほとんど無視できることが確認された。その理由として、Table 13 に示すように解析対象海域が比較的穏やかであることや浮体形状が円柱かつ風車撤去後のスパイ型構造

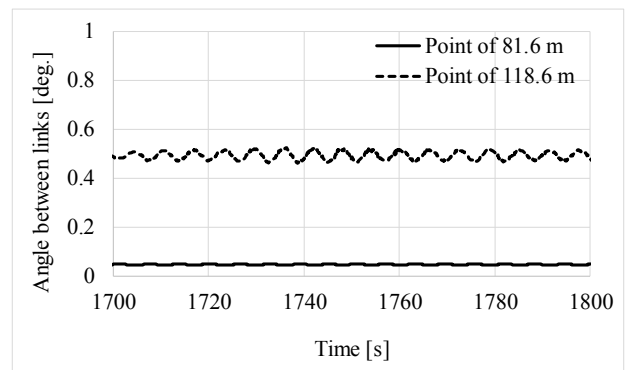


(a) Sliding angle.

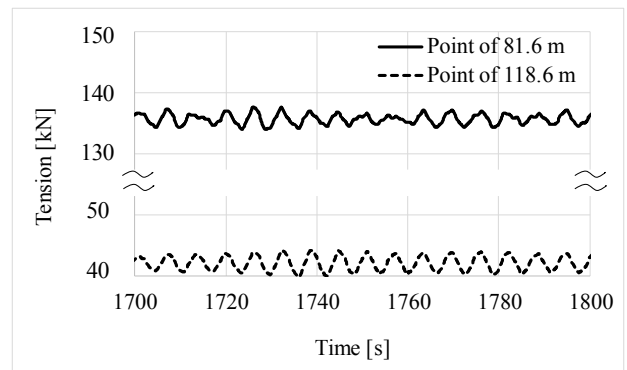


(b) Tension.

Fig. 10 Response of mooring line for only waves at the overestimated point ($H_s = 0.5$ m, $T_s = 5.5$ s).



(a) Sliding angle.



(b) Tension.

Fig. 11 Response of mooring line for only waves at the point next to the overestimated one ($H_s = 0.5$ m, $T_s = 5.5$ s).

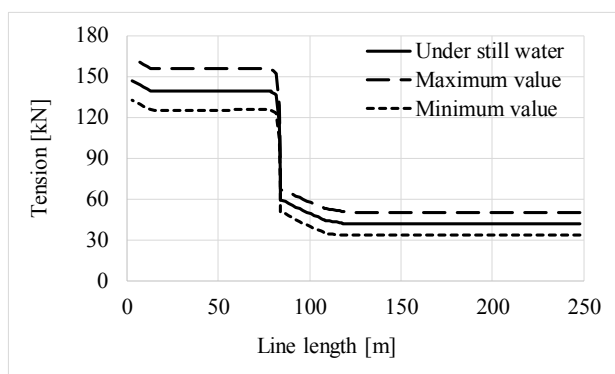


Fig. 12 Tension distribution along the line length.

物であることにより、作用する風荷重が比較的小さいことが挙げられる。

その他、推定値と実測値間の乖離の要因として、摩耗係数のばらつきも挙げられる。Table 3 に示すように今回使用した摩耗係数は最大値と最小値の差が約 141 倍とばらつきが大きく、摩耗推定式が摩耗係数に比例することからもその影響は大きい。本検討では、Fig. 9 において応答の推定における誤差を見込んだ摩耗量推定値の上限値及び下限値を示したが、上述したように摩耗係数のばらつきのほうがはるかに大きいため、摩耗係数のばらつきの減少も今後の課題として挙げられる。

3. 結 言

本研究では、先行研究にて提案した摩耗量推定手法について、未考慮事項の検討による推定精度の向上や、五島市沖に多点係留された観測タワーについて本手法を適用することにより更なる妥当性の確認を実施した。摩耗量推定値と実測値との比較の結果、中間ウェイト設置部及びタッチダウンポイントにおいて過大な推定となったが、それ以外の計測点では比較的近い推定結果が得られた。また、変動風を考慮した摩耗量推定では風荷重による摩耗量への影響が小さいことが本解析対象である観測タワーについて確認された。

係留鎖間の摩擦力や弾性変形、その他外力（流れ・潮汐）、複雑な係留鎖間の運動（固着・転がり・滑り）についての検討や、より精確な摩耗係数の取得が今後求められる。

謝 辞

本研究は、環境省 CO₂ 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業「浮体式洋上風力発電施設における係留コストの低減に関する開発・実証」（平成 27~29 年度）の一部として実施したものである。

参 考 文 献

- 1) Mooring Integrity Joint Industry Project Phase 2: Practical method for calculating mooring chain wear for floating offshore installations, *Health and Safety Executive Research Report RR1092*, 2017.
<http://www.hse.gov.uk/research/rrhtm/rr1092.htm>, (accessed on 6th February 2019).
- 2) 麻生裕司, 橋本慎太郎: ブイ係留チェーンの挙動と摩耗特性, 日本船舶海洋工学会誌, 第 62 号, pp.11-14, 2015.
- 3) 鈴木英之, 道廣飛鳥, 大久保寛, 大嶽敦郎: 浮体式洋上風車用浅海係留の摩耗度比較, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 27 号, pp.133-138, 2018.
- 4) 武内崇晃, 藤公博, 宇都宮智昭, 後藤浩二: 浮体施設係留鎖に対する摩耗量推定手法の提案, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 29 号, pp.77-87, 2019.
- 5) Gotoh, K., Murakami, K., Nakagawa, M., and Utsunomiya, T.: Wear performance of the mooring chain used in floating wind turbines, *Proceedings of the OMAE*, OMAE2017-62195, 2017.
- 6) Utsunomiya, T., Sato, I., Tanaka, K.: At-sea experiment on durability and residual strength of polyester rope for mooring of floating wind turbine, *Proceedings of the OMAE*, OMAE2019-95388, 2019.
- 7) <http://www.mscsoftware.com/ja/product/marc>, (accessed on 8th June 2018).
- 8) American Bureau of Shipping: Guide for Certification of Offshore Mooring Chain, 2009.
- 9) 後藤浩二, 宇都宮智昭, 中川将孝, 山根和樹: 洋上浮体係留鎖の比摩耗量に関する実験的検討, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 28 号, pp.145-154, 2018.
- 10) JIS Z 2244:2009, ビッカース硬さー試験方法, 2009.
- 11) 肥田昭: 腐食摩耗について, 潤滑, 第 30 巻, 第 7 号, pp.467-471, 1985.
- 12) <http://www.mscsoftware.com/ja/product/adams>, (accessed on 8th June 2018).
- 13) Utsunomiya, T., Yoshida, S., Ookubo, H., Sato I., and Ishida, S.: Dynamic analysis of a floating offshore wind turbine under extreme environmental conditions, *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, ASME, Vol. 136, No. 2, pp. 020904, 2014.
- 14) Utsunomiya, T., Sato I., Yoshida, S., Ookubo, H., and Ishida, S.: Dynamic response analysis of a floating offshore wind turbine during severe typhoon event, *Proceedings of the OMAE*, OMAE2013-10618, 2013.
- 15) 小田一紀, 富岡健一: 係留鎖の動的張力に関する基礎的研究, 海岸工学講演会論文集, 27 巻, pp.275-279, 1980.

- 16) 中嶋俊夫, 元良誠三, 藤野正隆 : 係留浮体の運動を考慮した係留ラインの動的挙動について, 日本造船学会論文集, 1981 巻 150 号, pp. 266-277, 1981.
- 17) Utsunomiya, T., Sekita, K., Kita, K., and Sato I.: Demonstration test for using suction anchor and polyester rope in floating offshore wind turbine, *Proceedings of the OMAE*. OMAE2017-62197, 2017.
- 18) Det Norske Veritas: Offshore Standard DNV-OS-E301 Position Mooring, 2010.
- 19) Technical Committee ISO/TC 38 Textiles: ISO 18692:2007 Fibre ropes for offshore stationkeeping – Polyester, 2007.
- 20) Bureau Veritas: Classification of Mooring Systems for Permanent and Mobile Offshore Units, Rule Note NR 493 DT R03 E, 2015.
- 21) Newman, J.N.: Marine Hydrodynamics, The MIT Press, 1977.
- 22) Sarpkaya, T. and Isaacson, M.: Mechanics of Wave Forces on Offshore Structures, Van Nostrand Reinhold Company, 1981.
- 23) Wheeler, J.D.: Method for calculating forces produced by irregular waves, *Journal of Petroleum Technology*, Vol. 22, No. 3, pp. 389-367, 1970, doi:10.2118/2712-PA.
- 24) 合田良實 : 耐波工学一港湾・海岸構造物の耐波設計, 鹿島出版会, 2008.
- 25) Jayasinghe, K., Potts, A., Kilner, A. and Melchers, R.: Mooring Chain Wear Experiments and Findings, *Proceedings of the OTC*, OTC-28737-MS, 2018.
- 26) GPS 波浪計測設備係留方策検討会 : GPS 波浪計測設備係留方策検討会 報告書ー徳島海陽沖 GPS 波浪計の流出原因の推定と再発防止策一, 2013.
- 27) Nobel Denton Europe Ltd.: Floating Production System - JIP FPS Mooring Integrity (Health and Safety Executive No. 444), 2006.