

浮体構造物係留鎖における定量的摩耗量推定手法に関する研究

武内, 崇晃

<https://doi.org/10.15017/4060150>

出版情報 : Kyushu University, 2019, 博士 (工学) , 課程博士
バージョン :
権利関係 :

浮体構造物係留鎖における
定量的摩耗量推定手法に関する研究

令和2年1月

武内 崇晃

目次

第1章	緒論	1
1.1	研究背景	1
1.2	摩耗量評価に関する研究の歴史と現状	3
1.2.1	摩耗量評価の歴史	3
1.2.2	係留鎖摩耗量評価手法の現状	5
1.3	本論文の目的と構成	10
第2章	係留鎖摩耗量推定手法の提案と1点弛緩係留された観測ブイへの適用	12
2.1	緒言	12
2.2	解析対象諸元	14
2.3	係留鎖間有限要素解析	16
2.3.1	スタッドリンクにおける物性値	17
2.3.2	解析モデル及び解析条件	19
2.3.3	解析結果	21
2.4	浮体-係留系の全体応答解析	26
2.4.1	解析モデル	26
2.4.2	解析条件	26
2.5	摩耗量推定	33
2.5.1	規則波による摩耗量推定結果	34
2.5.2	不規則波による摩耗量推定結果	37
2.5.3	考察	39
2.6	結言	40
第3章	3点カテナリー係留されたスパー型浮体における摩耗量推定	41
3.1	緒言	41
3.2	解析対象諸元	43

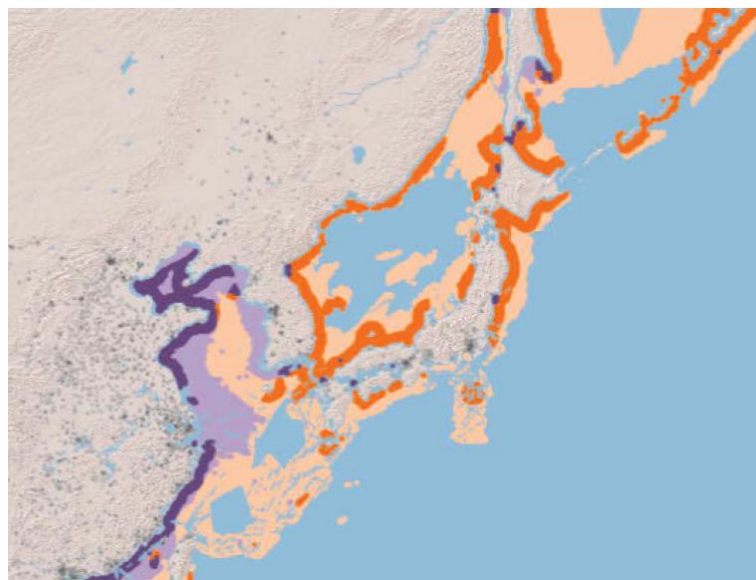
3.3	係留鎖間有限要素解析	44
3.3.1	係留鎖物性値	45
3.3.2	解析モデル及び解析条件	46
3.3.3	解析結果	48
3.4	浮体-係留系の全体応答解析	50
3.4.1	解析モデル	50
3.4.2	解析条件	57
3.5	摩耗量推定及び実測値との比較	59
3.6	結言	65
第4章	3次元係留鎖モデルを用いた摩耗量推定手法の改善	66
4.1	緒言	66
4.2	3次元係留鎖モデルを用いた解析モデル	67
4.2.1	接触パラメータの算定	70
4.2.2	リンク表面に沿った接触点移動距離の算出	80
4.2.3	転がりと滑りの判定方法	81
4.2.4	転がりを分離した摩耗量推定手法	83
4.2.5	接触解析の精度検証	84
4.3	転がりを考慮した摩耗量推定と比較	86
4.4	結言	92
第5章	結論	93
	参考文献	96
付章 A	緊張係留されたスパー型ブイにおける 摩耗量推定の実施	101
A.1	解析対象諸元	101
A.2	解析モデル	105
A.3	解析条件	108

A. 4	摩耗量推定及び実測値との比較	109
A. 5	考察	114
A. 4	参考文献	114
	謝辞	116

第 1 章 緒論

1.1 研究背景

我が国は、約 423 万 km² の排他的経済水域を有する海洋国であり、これは国土面積約 38 万 km² の約 11 倍に相当する。IEA による報告書 Offshore Wind Outlook 2019 によると日本沿岸の水深 60 m 以下の浅い個所では洋上風力発電の導入ポテンシャルが 43 TWh/year、水深 60 m 以上の深い場所では 9031 TWh/year と報告されており、その合計は日本の電力需要の約 9 倍に相当する¹⁾。このように日本近海に豊富に賦存する再生可能エネルギーを利用することで脱炭素社会の実現が可能であり、現在沖合での洋上風力発電施設の開発が進められている。水深 60 m を超える海域では着床式風力発電の採算性が著しく悪化することに加え、Fig. 1.1 に示すように日本近海は沿岸近くから水深が深くなっており、そのような海域において経済的に有利な浮体式洋上風力発電の導入が期待されている。



Shallow water (10 - 60 m): ■ Near shore (<60 km) ■ Far from shore (60 - 300 km)
Deeper water (60 - 2 000 m): ■ Near shore (<60 km) ■ Far from shore (60 - 300 km)

Fig. 1.1 Regional technical potentials for offshore wind¹⁾.

浮体式洋上風力発電は稼働寿命 20 年の達成に向け、信頼性の確保とコスト削減が課題となっているが、その稼働寿命の長さからメンテナンスコストの削減が重要視されている。一般船舶と同様に浮体式洋上風力発電施設においても定点保持のために係留鎖が使用されるが、浮体運動に伴い係留鎖が摩耗し、場合によっては破断が懸念されるため定期的なメンテナンスが必要である。そのため、ClassNK が定める浮体式洋上風力発電施設に関するガイドライン²⁾においても係留ライン全長にわたる定期検査が求められている。しかし、浮体施設係留鎖においては ROV (Remotely Operated Vehicle : 遠隔操作無人探査機) による検査や、実際に係留鎖を引き上げての検査などが一般的であり、これらに要する多大な労力やコストが問題となっている。これは係留鎖の経年摩耗予測を経験的知見に頼っていることに起因しており、定量的な摩耗量評価手法を確立することによりメンテナンスの合理化、ひいてはメンテナンスコストの削減が可能となる。

また、従来の係留鎖における経年摩耗は船級規則によって腐食と摩耗を合わせた係留鎖の直径減少許容値として定められており、これを考慮した係留設計を行う必要がある。Jayasinghe ら³⁾ はこれらの許容値に対して Melcher ら^{4), 5)} が示した腐食率を減じることによって、各船級規則が想定した年間摩耗率を Table 1.1 のように示している。Jayasinghe ら³⁾ は摩耗試験から 0.6~1.9 mm の年間摩耗率を得ており、Brown ら⁶⁾ は現場からの情報を

Table 1.1 Calculated mooring chain wear rates from various design codes³⁾.

Code / Standards		Chain wear allowance (mm/year on chain diameter)		
		Splash zone	Mid-catenary zone	Touchdown zone
API RP 2SK ⁷⁾		0 - 0.05	0	0 - 0.2
ISO 19901-7 ⁸⁾		0 - 0.45	0	0 - 0.6
DNV OS-E301 ⁹⁾	No inspection	0 - 0.05	0.1	0.2
	Regular inspection	0	0	0.1
	Norwegian regulations	0.45	0	0
Lloyd's Register ¹⁰⁾		0	0	0.2

もとに 3~4 mm に及ぶと報告している。これは Table 1.1 に示す船級規則における摩耗許容値が小さすぎることを示唆しており、今後浮体構造物係留鎖の定量的な摩耗量評価手法の確立による更なる健全性の検証も求められている。

1.2 摩耗量評価に関する研究の歴史と現状

1.2.1 摩耗量評価の歴史

摩耗とは、「摩擦に伴って生じる固体表面部分の逐次減量である」¹¹⁾と定義でき、その摩耗メカニズムの違いから Fig. 1.2 のように大別することができる。アブレシブ摩耗は表面突起や硬質粒子によって表面を削り取る摩耗であり、凝着摩耗は表面突起同士の間において摩耗粒子が成長して脱落する摩耗である。アブレシブ摩耗は海底付近の係留鎖において、係留鎖間に砂礫といった硬質粒子が介在することで生じ得る。また、硬さに大きな差のない係留鎖間においては、硬質粒子が介在しないため凝着摩耗が生じる。その他、疲労摩耗や化学的な摩耗も存在するが、係留鎖において主な摩耗の形態である凝着摩耗について注目する。

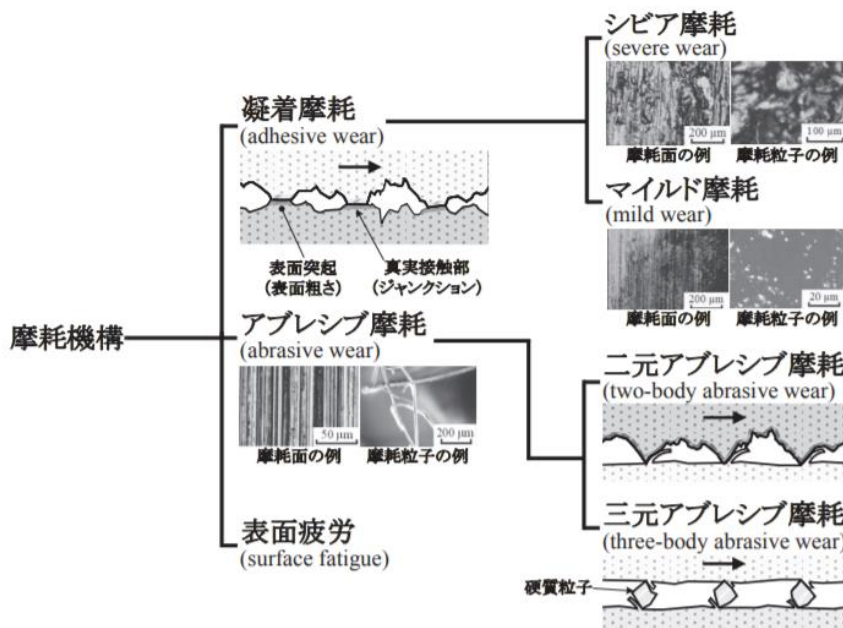


Fig. 1.2 Classification of wear mechanism ¹²⁾.

凝着摩耗において個体間に生じる減量，すなわち摩耗量を数式で表す試みはこれまで多く行われてきており，Mengら¹³⁾は摩耗推定式に関する5466もの論文について調査を行っている．しかし，摩耗現象の定式化は困難であり，Holmから始まったとされる¹¹⁾摩耗量推定式が今なお広く使用され続けていることからそのことが窺える．式(1.1)に示すHolm¹⁴⁾の摩耗式は真実接触面という新たな概念に基づいており，これが凝着摩耗理論のもととなっている．また，式(1.1)は摩耗量が荷重や摩擦距離に伴って増加し，硬い材料ほど摩耗が少ないことを示している．ここで，真実接触面とは固体表面に存在する微小な凹凸が接触荷重を支える際に変形し，実際に接触している箇所のことであり，逆に設計面のことを見掛け接触面と呼ぶ．

$$V = Z \cdot \frac{Pl}{p_m} \quad (1.1)$$

ここで， V は摩耗体積， P は荷重， l は摩擦距離， p_m は摩擦する2面の柔らかいほうの押し込み硬さ， Z はHolmの摩耗係数と呼ばれる定数となっている．Holmの摩耗式の考えを基に，Rabinowicz¹⁵⁾は半球状粒子として，Archard¹⁶⁾は円盤状粒子として脱落する摩耗粒子を仮定し摩耗式を算出しており，最終的にはHolmの摩耗式と同じ形となるが，彼らの摩耗式も広く用いられている．凝着摩耗の生じる係留鎖摩耗においては，これらの摩耗式の適用が一般的である．

係留鎖の摩耗に関しては，1984年にShoupとMueller¹⁷⁾により行われたCALM (Catenary Anchor Leg Mooring) ブイにおける係留鎖破断の検証が有名である．彼らはFig. 1.3に示す破断個所について摩耗試験を実施し，係留鎖破断の原因が過剰な摩耗にあると結論付け，水深の増加に伴って増える並進方向浮体運動が係留鎖間運動を促進し，同時にそれに伴う張力の増加も摩耗を著しく増加させることを報

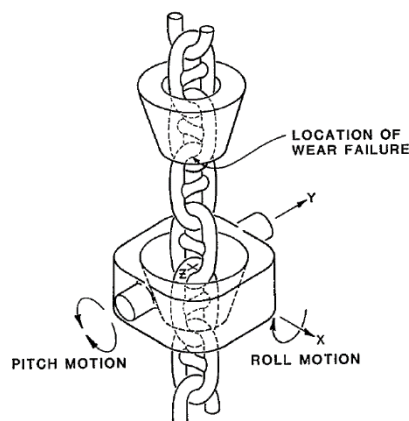


Fig. 1.3 Design of anchor chain to buoy connection point¹⁷⁾.

告している。これは沖合へ進出する浮体式洋上風力発電施設にも該当し、係留鎖摩耗の予測が非常に重要となることが推察される。また、彼らは大気環境下だけでなく海水環境下においても摩耗試験を行っており、現在の係留鎖摩耗の重要な指標となっている。

1.2.2 係留鎖摩耗量評価手法の現状

摩耗量評価においてその算出の困難さから議論的となる摩耗係数であるが、その算出方法だけでなく係留鎖摩耗評価手法への適用方法についても近年注目を集めている。そこで、係留鎖摩耗量評価手法の現状について以下にその一部を紹介する。

(1) 係留鎖間摩耗試験による摩耗量評価

まず、2015年に Yaghin と Melchers²⁰⁾ が呼び径 16 mm のスタッドリンクを用いて Fig. 1.4 に示すような摩耗試験を行っている。彼らは未使用係留鎖及び 6 ヶ月腐食させた係留鎖において、大気環境下及び淡水環境下両方の試験を実施し、大気環境下に比べ淡水環境下での摩耗量は約 1/4 に減じ、荷重と摩耗量の関係が非線形であることを確認している。しかし、彼らの行った摩耗試験は小規模であり、摩耗量の予測手法には言及しておらず、荷重や腐食による定性的な評価に留まっている。凝着摩耗には通常、シビア摩耗と呼ばれる摩耗初期にみられる摩耗量が多く生じる状態からマイルド摩耗と呼ばれ

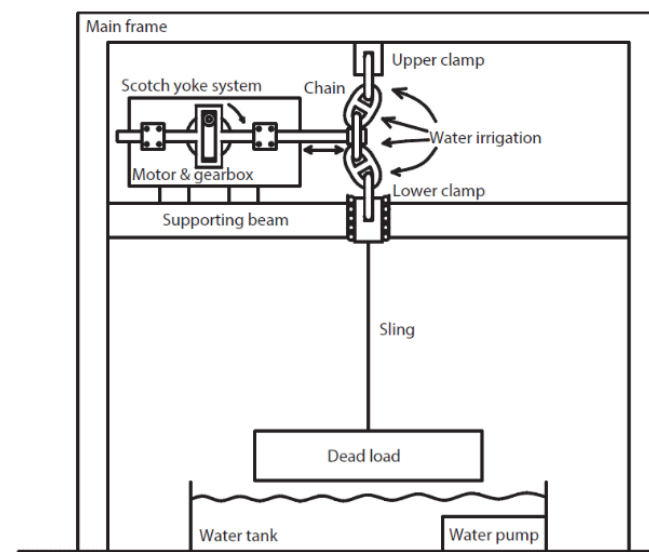


Fig. 1.4 Schematic view of test apparatus conducted by Yaghin and Melchers²⁰⁾.

る摩耗量が減少する状態への変遷がよく見られるが、彼らの試験結果からはその傾向がはっきりと確認できない。また、Jayasinghe ら³⁾は彼らの摩耗試験後の係留鎖に塑性流れが確認できることから、Lim ら²¹⁾の示したシビア摩耗の条件と比較して彼らが設定した試験条件（5 s 周期の撓動角 18° ，MBS の 3~6% の荷重範囲）が厳しいものであったとしており、これがマイルド摩耗への遷移が現れなかった要因であると推察される。

（MBS : Minimum breaking strength）

2017 年には Gotoh ら²²⁾が呼び径 60 mm のスタッドレスリンク（Grade R3, R3S²³⁾）を用いて Fig. 1.5 に示すような実規模係留鎖における摩耗試験を行っている。試験条件として大気環境下での 243 s 周期の撓動角 90° にて MBS の 1.7%（60 kN）を与えている。摩耗とは異なる掘削によって生じたと思われる大きな摩耗粒が生じており、シビアな条件であったことが考えられる。また、彼らは pin-on-disk 試験により得た摩耗係数を用いて、有限要素解析（FEA）による摩耗現象の再現を行っており、摩耗初期において比較的よく推定できることを確認している。続けて 2018 年に Gotoh ら²⁴⁾は、大気環境下での 82 s 周期の撓動角 30° にて 20 ~ 40 kN の荷重範囲において摩耗量と張力の関係を調査している。ここでも初期摩耗現象を FEA により再現し、摩耗量が滑り角と張力に比例することを確認している。これにより、摩耗の初期においてではあるが FEA による摩耗現象の再現が有効であることが示された。また、Gotoh ら²⁵⁾は 2019 年に、同



Fig. 1.5 Overview of mooring chain wear test setup conducted by Gotoh et al.²²⁾.

じ条件の摺動角と荷重範囲にて滴下による人工海水環境下での摩耗試験を行っている。人工海水環境下試験においては、大気環境下よりも摩耗量が減少することを確認し、同様に FEA にて再現可能であることを示している。

2018 年に Jayasinghe ら³⁾ も呼び径 76 mm のスタッドレスリンク (Grade R3, R4, R5²³⁾) を用いて Fig. 1.6 に示すような実規模係留鎖における摩耗試験を行っている。試験条件として大気環境下及び噴霧による淡水環境下それぞれにて 40 kN を与えている。彼らの摩耗試験結果から、凝着摩耗によくみられる初期摩耗後摩耗率が緩やかになる傾向が顕著であるが、Yaghin・Melchers や Gotoh らによる試験条件と比べて小さな摺動角 (中心係留鎖に振幅 52 mm を与え、おそらく約 9.8° の摺動角を生じさせている) であることが要因として考えられる。このようなマイルド摩耗は、摩耗の進行に伴う加工硬化や硬いマルテンサイトの形成、摩耗粉の蓄積、酸化保護被膜の形成の影響によるものだと考えられるており²⁷⁾、生じる摩耗量の点からも実海域においてマイルド摩耗が生じ得る条件を調査する必要がある。一方、Yaghin・Melchers や Gotoh らの試験結果と異なり、大気環境下よりも淡水環境下のほうが摩耗量が多く 2 倍程度となる結果を示している。通常、腐食生成物が潤滑作用を果たす²⁶⁾ ことにより淡水環境下のほうが摩耗量が少ないことが推測されるが、Jayasinghe ら³⁾ は潤滑作用による摩耗量の減少効果を淡水噴霧による腐食摩耗量が超えてしまったためとしている。浮体施設係留鎖においてもスプラ



Fig. 1.6 Full scale wear rig as seen from test specimen end conducted by Jayasinghe³⁾.

ッシュゾーンと呼ばれる海水と大気の両方に曝露される個所においては、腐食摩耗が多く生じることが知られており、同じような厳しい腐食環境にあったことが推測される。また、Yaghin・Melchersと同様に摩耗量について定性的な評価のみに留まっている。

(2) 応答解析による摩耗量評価

推定式を用いた係留鎖における摩耗量評価には、pin-on-disk 試験等による係留鎖物性値の把握が必要であるが、浮体－係留系の応答解析から摩耗を定性的に評価する手法がいくつか確認できる。日本においては、2018年に鈴木ら²⁸⁾が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、定性的な検討に留まっており定量的評価はなされていない。

Mooring Integrity Joint Industry Project Phase 2 の報告書²⁹⁾では、係留鎖間の接触を理想的な2次元断面での剛体接触と仮定し、接触点における摩擦力と接線方向の力との関係から係留鎖間に生じる転がりと滑りを区別した摩耗量推定式を提案している。これは浮体－係留系の応答解析において、係留索をランプドマス法によりモデル化した際に質点間の相対角及び張力として得られる係留鎖運動から転がりの発生の有無を判別するものとなっている。また、この推定式を規則波による応答解析から得られる係留鎖応答に適用することで摩耗量を推定する手法となっており、その推定手順は Fig. 1.7 のように示されている。しかし、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、摩耗量推定式において実測値を用いた比例係数の調整を必要としており、既存の浮体施設による経年摩耗量の測定を必要としている。そのため、設置海域に適した新規設計の必要な浮体式洋上風力発電施設においては、摩耗量推定による係留鎖設計検討が困難であることが推察される。

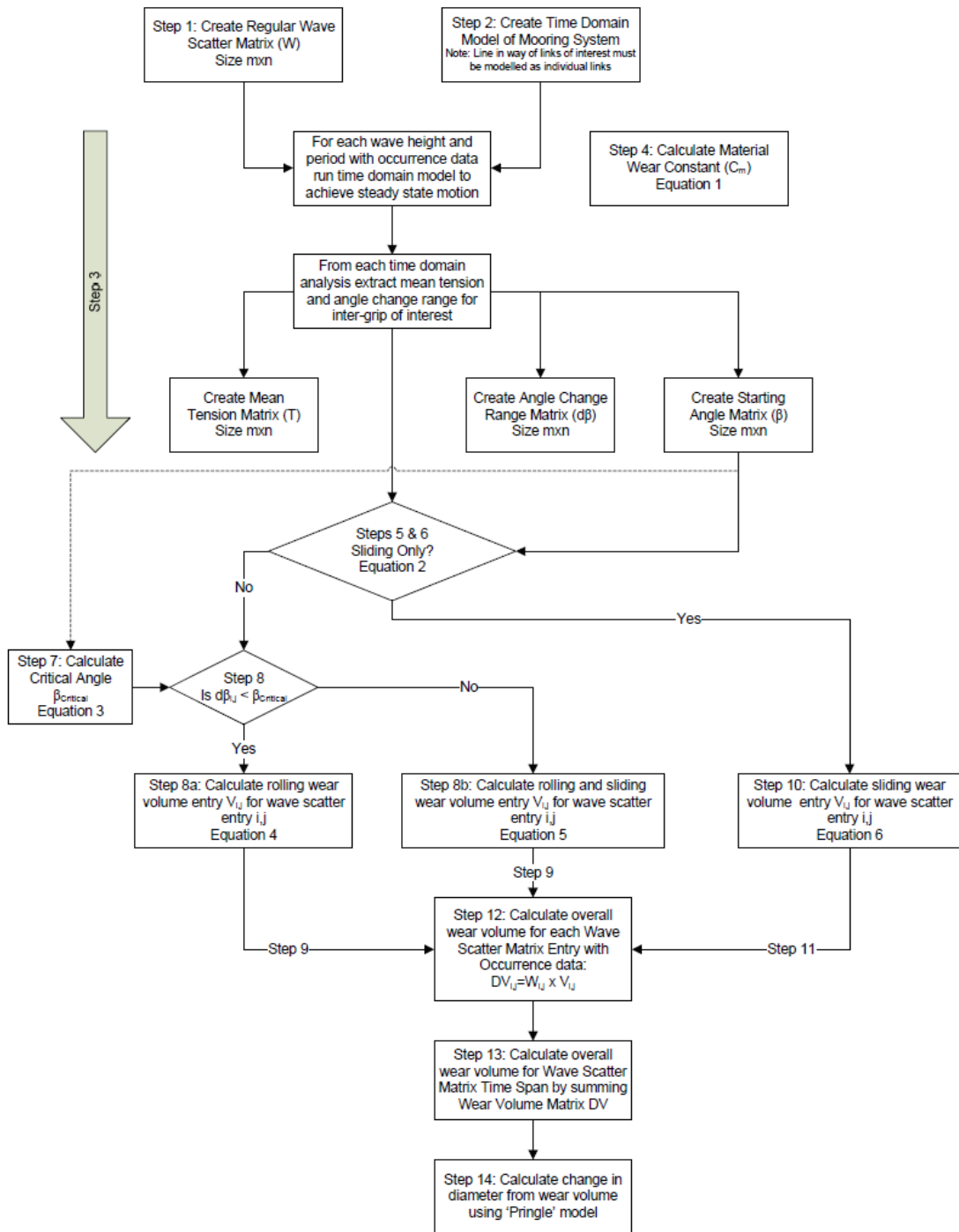


Fig. 1.7 Chain wear calculation methodology proposed by Mooring Integrity Joint Industry Project Phase 2 report ²⁹).

1.3 本論文の目的と構成

先に述べたように、浮体施設の定点保持に用いられる係留鎖において、現在そのメンテナンスに多大な労力やコストを要しているが、これは係留鎖の経年摩耗予測を経験的知見に頼っていることに起因しており、定量的な摩耗量評価手法を確立することによりメンテナンスの合理化、ひいてはメンテナンスコストの削減が可能となる。

これを受け、本研究では有限要素解析（FE 解析）を用いて係留鎖間摩耗に適した摩耗量推定式の算出を行い、これに浮体一係留系の応答解析から得られる係留鎖間における相対角変化や張力を適用することで、定量的に摩耗量の推定を行う推定手法の提案を行う。ここで、使用する係留鎖の物性値は事前に材料試験により取得することで、係留鎖諸元や浮体施設、環境外力等によらない推定手法の確立を目指す。また、係留鎖摩耗実測値との比較を行うことで、推定精度の検証を行う。これらの研究結果をまとめた本論文は5章により構成されている。

第1章では緒論であり、研究背景及び摩耗量評価に関する研究の歴史と現状について記述し、最後に本研究の具体的な目的について述べた。

第2章では、摩耗量推定に広く用いられる Archard の式を用いた FE 解析から係留鎖間に作用する摺動角や張力、摩擦係数と摩耗量との関係を明らかにし、係留鎖間摩耗量に適した推定式の提案を行う。さらに、浮体式洋上風力発電施設への提案手法の適用に向け、本章では1点弛緩係留された観測ブイに対して提案手法を適用し、係留索の動的解析法として一般的なランプドマス法を用いた解析モデルにおいて、設置海域における波の発生頻度を考慮した年間摩耗量の推定手法を示し、摩耗量推定値と摩耗量実測値との比較から本提案手法の有用性を確認する。また、簡易手法である規則波作用下における係留鎖の定常応答から行う摩耗量推定手法と、実現象に即した不規則波作用下における係留鎖応答から行う推定手法との比較を行う。これらの結果から提案手法が従来の係留鎖摩耗に関する知見や定性的評価に一致することを検証し、摩耗が多く生じることが知られているタッチダウンポイントに着目し、浮体式洋上風力発電施設への提案手法適用に向けての問題点や解決すべき点について考察を行う。

第3章では、第2章にて述べた問題点の解決を図るとともに、3点カテナリー係留さ

れたスパイ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推定精度の検証を行う。弛緩と緊張を繰り返す1点弛緩係留とは異なり、多点カテナリー係留では張力が常に作用するため鎖間にスナッフ荷重や非接触状態が生じにくいことや、合成繊維索と中間ウェイトが採用された本解析対象係留システムでは通常のカテナリー係留とは異なる挙動を示すことが予想されることから、これらの係留鎖運動の違いや作用する張力レベルの違いに着目し改めて提案手法の検証を行う。加えて、浮体動揺実測値との比較から解析コードの検証を行い、本解析コードを用いた推定精度について検討するとともに、不規則波だけでなく風荷重も考慮した摩耗量推定も実施することでその影響を明らかにし、今回特に摩耗が懸念される中間ウェイト前後位置やタッチダウンポイントにおいて推定精度の検証及び課題の把握を行う。

第4章では、第3章にて確認された中間ウェイト前後位置やタッチダウンポイントにおける摩耗量推定精度向上に向け、解析モデルの改善を行う。従来、係留鎖運動の簡易計算法としてランプドマス法が一般的であるが、本章ではより詳細な係留鎖間に生じる運動を把握するために係留鎖の3次元形状と係留鎖間の摩擦力を考慮したマルチボディダイナミクスによる応答解析を実施する。まず、3次元係留鎖間における接触解析に必要な接触パラメータの検討を行い、Hertzian 接触理論とFE解析により係留鎖間の接触剛性を算出し、それぞれについて浮体-係留系の応答解析を行うことで接触パラメータを決定する。また、3次元係留鎖間に生じる接触点の運動から転がりと滑りの判別方法を示し、これまで未考慮であった係留鎖間に生じる転がりの影響を分離した上で純粋な滑りから生じる摩耗量を算出し、改めて実測摩耗量との比較から推定精度の検証を行う。

第5章では、本論文の結論を述べるとともに本研究に関連する将来の課題について記述する。

第2章 係留鎖摩耗量推定手法の提案と 1 点弛緩係留された観測ブイへの適用

2.1 緒言

我が国は、排他的経済水域の面積約 423 万 km² を有する海洋国であり、これは国土面積の約 11 倍に相当する。平成 22 年度に環境省が実施した再生可能エネルギー導入ポテンシャル調査の結果によると、陸上だけでなく洋上にも風力発電の大きな導入ポテンシャルを有することが分かっており、日本沿岸の水深の深い海域に適した浮体式洋上風力発電の導入が期待されている。

浮体式洋上風力発電施設の定点保持には一般的に弛緩係留が使用されるが、浮体運動に伴った係留鎖の摩耗が懸念されるため、定期的な検査が必要とされている。例えば、(一財)日本海事協会が定める浮体式洋上風力発電施設に関するガイドライン²⁾においては、係留索全長にわたる定期検査を求めている。一方、係留鎖摩耗量の定量的な予測手法は確立されておらず、係留鎖の摩耗状況の把握には、ROV (Remotely Operated Vehicle: 遠隔操作無人探査機) による調査や、実際に係留鎖を引き上げての調査などが必要となる。しかし、これらには多大な費用と労力を要するため、係留鎖の定量的な経年摩耗量評価手法の確立が求められている。それにより、係留鎖の定期検査の合理化や、さらには浮体施設の運用コストの抑制が期待できる。

係留鎖の摩耗量評価において一般的に用いられるのが、Holm¹⁴⁾による式(2.1)と Archard¹⁶⁾による式(2.2)の表現である。Holmの式は接触面間で移着を起こす原子の数に着目したものであり、Archardの式は円状接触面における同直径の半球状の摩耗粒子が確率 K' で脱落するとして式(2.2)を導いている。Archardの式における係数 $1/3$ は半球状の脱落粒子を仮定した場合の形状係数となっているが、摩耗に関する先行研究では形状係数の有無が不明確なために比較検証が困難なものが多く存在する。そこで、本研究では Holm と Archard の摩耗式に倣った式(2.3)を基に物性値を設定し摩耗量推定を行った。ここで、後藤らの比摩耗量に関する検討³⁰⁾で行われた摩耗係数の算出方法を

勘案し，塑性流動圧力 p_m (押し込み硬さ) をビッカース硬さで近似する．また，ビッカース硬さは試験力の単位が kgf として規定されている³¹⁾ 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．以降に示す硬度はビッカース硬さを差し，その単位は N/mm^2 とする．

$$W = \frac{Z}{p_m} Pl \quad (2.1)$$

$$W = \frac{K'}{3p_m} Pl \quad (2.2)$$

$$W = \frac{K}{H} Pl \quad (2.3)$$

ここで，

W : 片部材摩耗量 [mm^3], Z : 摩耗粒子脱落確率 [-], p_m : 押し込み硬さ [N/mm^2],
 l : 滑り距離 [mm], P : 荷重 [N], K' : 半球状摩耗粒子の脱落確率 [-],
 K : 摩耗係数 [-], H : 硬度 [N/mm^2]

これらの摩耗式は係留鎖にも適用可能であり，Shoup と Mueller¹⁷⁾ が式 (2.3) を修正した式 (2.4) を，係留鎖の模型試験結果の解析に適用している．また，摩耗係数が張力に伴って増加することも報告しており，係留鎖の摩耗に関して重要な基礎研究となっている．

$$W = \sum \left(\frac{T_{i+1} + T_i}{2} \right) |\theta_{i+1} - \theta_i| \left(\frac{\pi}{180} \right) (r)(K_i) \quad (2.4)$$

ここで，

T : 張力, θ : 摺動角 [deg.], r : 係留鎖の棒材径,
 i : 各計測点もしくは，各時刻における値を表す

現在，腐食と摩耗の両方を考慮した係留鎖の摩耗に関する研究が Brown ら⁶⁾により行われており，表面粗さを考慮した修正 Archard の式での推定値と実海域で測定された摩耗量との比較からその有用性を報告している．しかしながら，Brown らの手法は実測値を目標とした推定値の調整が必要なようであり，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³²⁾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たものの，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．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摩耗量推定手法は確立されておらず，従来の係留鎖の経年摩耗予測は主に経験的な手法により行われてきた．そのため，実績の乏しい浮体式洋上風力発電施設においては，摩耗に関する事例や経験等の不足から従来の推定手法や統計解析による経年摩耗予測が困難であるのが実情である．

そこで，本研究では Gotoh ら²²⁾による有限要素解析による係留鎖間の摩耗解析，及び Brown ら⁶⁾が示した浮体－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う．具体的には，有限要素解析にて係留鎖間に作用する張力や摺動角をパラメータとした摩耗量推定式を算出し，浮体－係留系の全体応答解析にて算出したそのパラメータを適用することにより摩耗量の推定を行う．本手法によれば，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．

本研究では，浮体式洋上風力発電施設への本手法の適用に向け，まずは1点弛緩係留された観測ブイに対して本手法を適用し，摩耗量推定値と摩耗量実測値との比較から本提案手法の有用性の確認を行った．

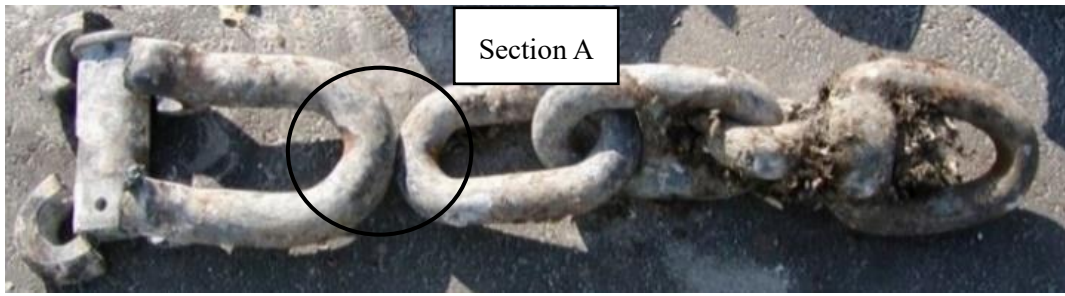
2.2 解析対象諸元

設置海域の異なる2つの摩耗ケースについて摩耗量推定を行った．Table 2.1 に摩耗量推定を実施した浮体－係留系の諸元を示す．Fig. 2.1 は各ケースについてブイ直下の摩耗状況の一部を示している．

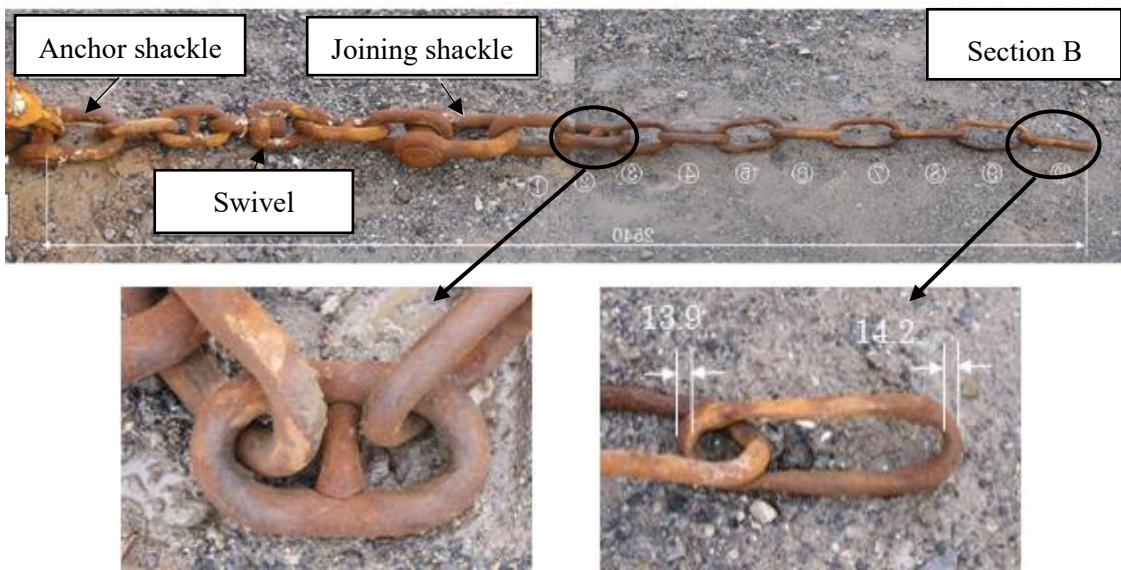
Case 1 では Fig. 2.1 (a) に示す水深の浅い個所よりも水深の深い個所において摩耗が顕著であり、より詳細な実測データが得られたため、そちらについて検討を行った。また、Case 2 では Case 1 よりも設置期間が短いにもかかわらず Section B にて破断した。Fig. 2.1 (b) に示すように Case 2 では一部スタッドが欠落し、リンク全体がやせ細るような異常な摩耗を生じている。これは設置海域の水深が漂砂によって数メートル変化するような非常に厳しい海域であることから、漂砂による影響が強く考えられるが、本検討では水深は一定とし設計値を使用した。また、本手法では係留鎖間の摺動にて生じるリンク円環部内側の摩耗のみを評価対象として考慮する。

Table 2.1 Specification of wear case.

	Case 1	Case 2
Total height for buoy [m]	7.4	2.22
Max diameter for buoy [m]	2.5	1.2
Total mass for buoy [kg]	3,660	420
Total length of mooring chain [m]	180	15
Mooring component	φ32 Stud-link chain, φ60 Fiber-rope	φ32 Stud-link chain
Chain grade	JIS Grade 3	JIS Grade 2
Rope material	Tetron-S-tahure	—
Water depth [m]	90	5
Installation period	3 years	1 year and 3 months
Wear condition	0.9 mm/yr. (One side of section A)	Broken (Section B)



(a) Case 1.



(b) Case 2.

Fig. 2.1 Wear condition of each case.

2.3 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.Marc2016³³⁾ 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 (2.5) が用いられている。

$$\dot{W} = \frac{K}{H} \sigma V_{rel} \quad (2.5)$$

ここで,

W : 単位面積・時間当たりの摩耗量 [mm/s], K : 摩耗係数 [-], H : 硬度 [N/mm²],
 σ : 垂直応力 [N/mm²], V_{rel} : 相対すべり速度 [mm/s]

2.3.1 スタッドリンクにおける物性値

式 (2.5) に示す摩耗量評価式のパラメータについて, スタッドリンクの硬度及び摩耗係数をそれぞれ以下に示す.

(1) 硬度

解析対象である JIS F 3303³⁴⁾ で規定される JIS3 種及び JIS2 種の係留鎖 (φ32 mm) にて, ビッカース硬度試験を実施した. また, Yaghin ら²⁰⁾ の腐食による係留鎖間摩耗への影響が軽微であるという報告から, 係留鎖の物性値の経年変化はないものとして同等品を使用した. 今回用いたビッカース硬度試験機は, 微小硬度計 MVK-H0 (明石製作所製) であり, 試験片及び計測点を Fig. 2.2, 試験結果を Table 2.2 にそれぞれ示す. 今回の試験では, 係留鎖を Fig. 2.2 のように平面部で硬度試験が実施できるよう加工し, 熱処理部である表面に極力近い箇所での計測を行った. 係留鎖間の摩耗現象であることを考慮し, ビッカース硬度として係留鎖内側の平均値を採用した.

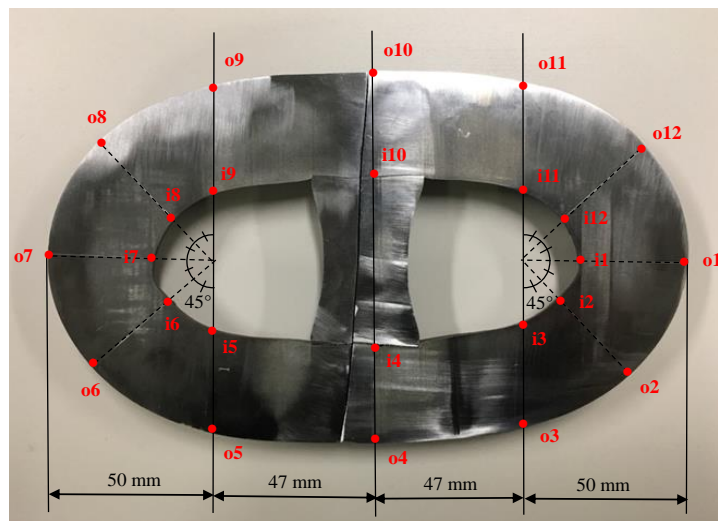


Fig. 2.2 Chain specimen and measured points.

Table 2.2 Vicker's hardness of $\phi 32$ mm stud-chain, H [N / mm²].

Measured point	JIS Grade 3	JIS Grade 2
Average (i1~12)	2816	1738
Average (o1~12)	2763	1660
Overall average	2790	1699

(2) 摩耗係数

摩耗係数については、後藤ら³⁰⁾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 2.3 に示す。ABS 規格²³⁾ Grade R3 及び R3S のスタッドレスリンクについて試験が行われており、今回機械的性質がより近い Grade R3 の摩耗係数を JIS2 種及び JIS3 種の摩耗係数として採用した。また、Table 2.3 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²⁶⁾。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 2.3 Wear coefficient and its statistic ($\times 10^{-4}$), K ³⁰⁾.

	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 sample	40	24	28	12

2.3.2 解析モデル及び解析条件

スタッドリンクの寸法を Fig. 2.3 に、解析モデルを Fig. 2.4 に示す。解析モデルにおいてスタッドの形状は考慮していないが、Fig. 2.4 に示す断面 A・B にて各断面のリンク間の変位を拘束することでスタッドリンクとしてのモデル化を行った。規格化されていないスタッドリンクの形状に関しては ISO³⁶⁾ に示されたリンク内径の寸法を参照した。リンク端部の内側を直径が $1.3 \times$ (リンク径) の円とした。Fig. 2.3 に示すように、リンク端部は直径 41.6 mm と 105.6 mm の円形から成り、それに外接する楕円にて構成されている。

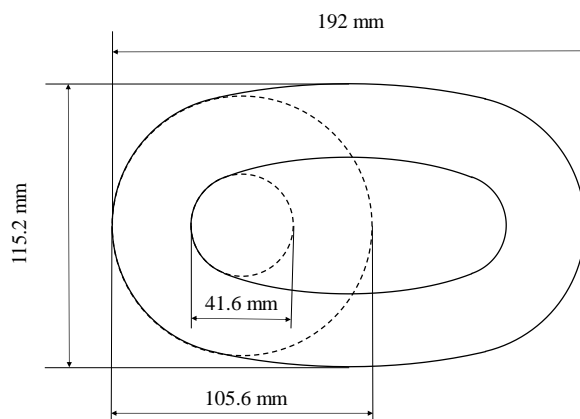


Fig. 2.3 Dimensions of stud-link ($\phi 32$ mm).

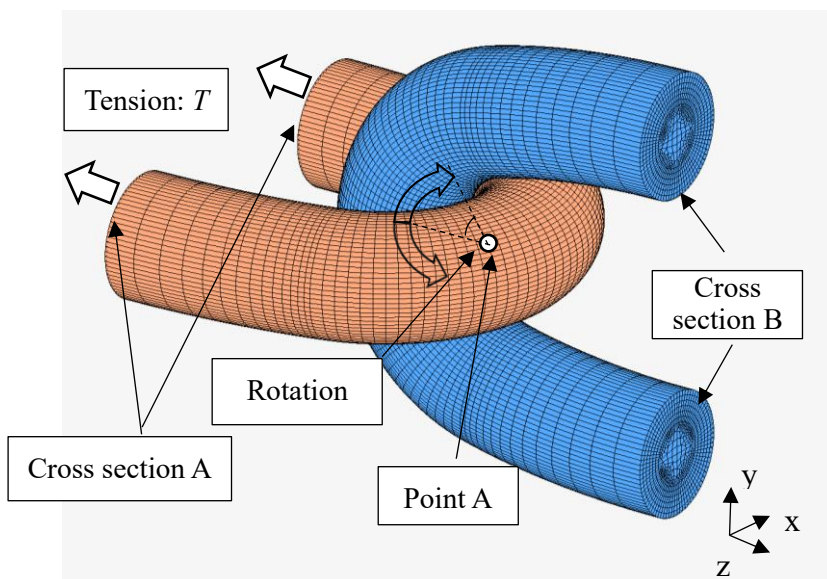


Fig. 2.4 Classification of each cross section.

解析条件の概要を Table 2.4 に示す. 材料特性及び寸法等は JIS 規格値³⁴⁾を使用した. また, JIS3 種及び JIS2 種の応力ひずみ曲線としてバイリニアな形状を仮定し, 引張り強さ時におけるひずみをそれぞれ 0.157, 0.199 とした.

Table 2.4 Analysis conditions.

	JIS Grade 3	JIS Grade 2
Boundary conditions	<ul style="list-style-type: none"> • 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 2.5) Cross section B: enforced displacement for rotation angle θ [deg.] (Table 2.5) 	
Elastic modulus: E [MPa]	206,000	
Poisson's ratio: ν	0.3	
Yield stress: σ_Y [MPa]	410	295
Tensile strength: σ_b [MPa]	690	490
Wear coefficient: K [-]	1.5×10^{-4}	
Vicker's hardness: H [N/mm ²]	2816	1738

摩耗量に影響を与える主な要因として, 摩擦係数・摺動角・張力の3つが考えられたため, Table 2.5 に示す解析条件にて摩耗解析をそれぞれの鎖規格について行った. 式 (2.5) に示すように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, 摺動角速度を 0.5 deg./s とした. ここで, 摺動角はリンク端部円形部の中心 (Fig. 2.3, 2.4 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 0.6 mm とした。

Table 2.5 Simulation conditions.

No.	Friction coefficient: F_s	Sliding angle: θ [deg.]	Tension: T [$\times 10^3$ N]
1	0.25	± 5	5
2	0.5	± 5	5
3	0.75	± 5	5
4	0.5	± 0.5	5
5	0.5	± 1	5
6	0.5	± 2.5	5
7	0.5	± 10	5
8	0.5	± 5	1
9	0.5	± 5	2.5
10	0.5	± 5	10
11	0.5	± 5	20

2.3.3 解析結果

(1) 摩擦係数 F_s への依存性

Table 2.5 における解析番号 1~3 の解析結果から、累積摺動角と摩耗量との関係を Fig. 2.5 に示す。ここで、摩耗量はリンク一方での摩耗量とし、2 リンクから得られるものの平均とした（以降、当節における「摩耗量」も同様）。式 (2.5) に従い、摩耗量が滑り距離、つまり累積摺動角にほぼ比例することが確認できる。また、摩擦係数による摩耗量への影響が顕著ではないことも確認できる。

Table 2.6 は、Fig. 2.5 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を示す。Table 2.6 から摩擦係数による摩耗量への影響は小さいことが分かる。ここで、Bowden らの示した潤滑下の鉄同士の摩擦係数が 0.1~0.5 という実験結果³⁷⁾ と Jayasinghe らが海水中係留鎖を不十分な潤滑状態としている³⁾ ことから、最大値

($F_s = 0.5$) を海水中係留鎖の摩擦係数と仮定し以降の解析を行った。

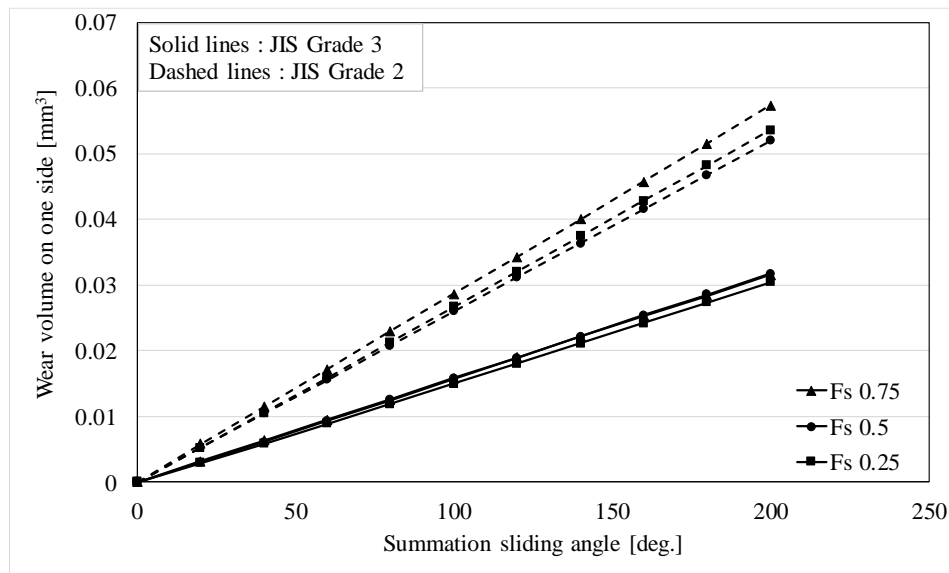


Fig. 2.5 Wear volume by varying friction coefficient, F_s .

Table 2.6 Change rate of wear volume to summation sliding angle.

Friction coefficient: F_s		0.25	0.5	0.75
Change rate of wear volume $\times 10^{-4}$ [mm ³ /deg.]	JIS3	1.51	1.58	1.58
	JIS2	2.68	2.60	2.86
Difference compared with $F_s = 0.5$ [%]	JIS3	-4.43	—	-0.00
	JIS2	3.08	—	10.2

(2) 摺動角 θ への依存性

Table 2.5 における解析番号 2, 4~7 の解析結果から、累積摺動角と摩耗量との関係を Fig. 2.6 に示す。大まかな傾向として摺動角の増加に伴い総摩耗量が増加しているが、その影響は顕著ではないことが確認できる。Fig. 2.6にて上述と同様な線形近似を行い、算出した摩耗量変化率について Table 2.7 及び Fig. 2.7 に示す。摩耗量変化率が摺動角の大きさによらずほぼ一定であり、摺動角の大きさによる摩耗量への影響は小さいことが分かる。

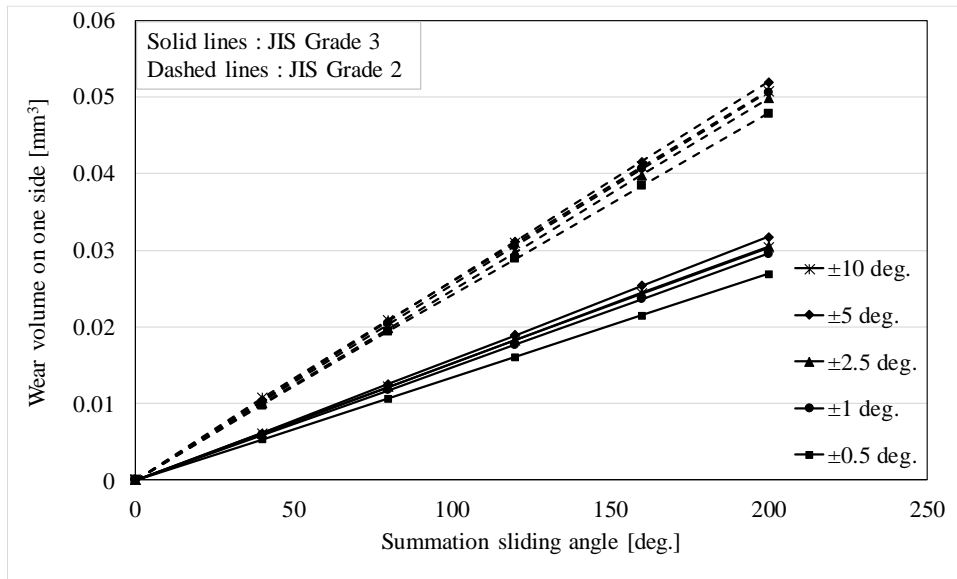


Fig. 2.6 Wear volume by varying sliding angle, θ .

Table 2.7 Change rate of wear volume to summation sliding angle.

Sliding angle: θ [deg.]		±0.5	±1	±2.5	±5	±10
Change rate of wear volume $\times 10^{-4}$ [mm ³ /deg.]	JIS3	1.35	1.48	1.53	1.58	1.52
	JIS2	2.40	2.54	2.49	2.60	2.56

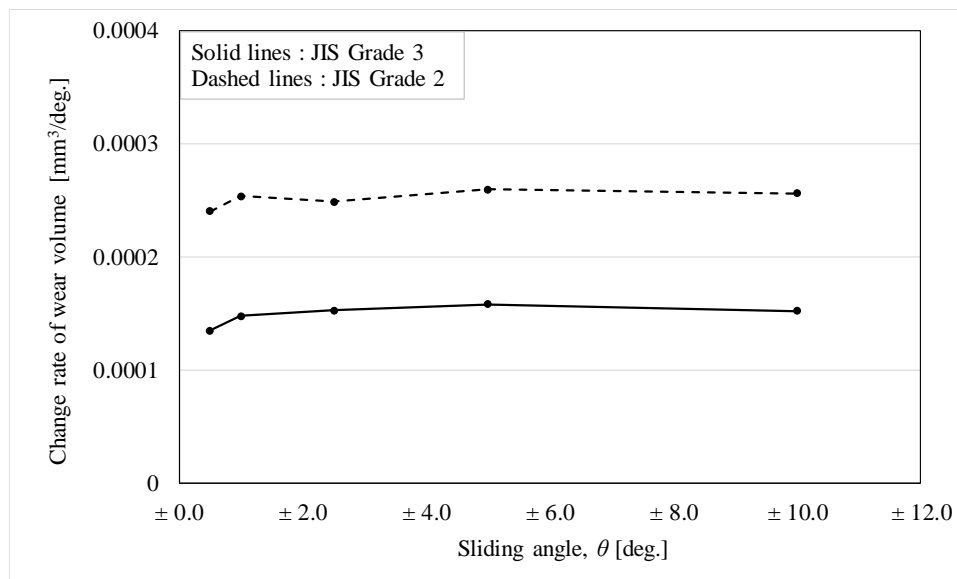


Fig. 2.7 Change rate of wear volume to summation sliding angle.

(3) 張力 T への依存性

Table 2.5 における解析番号 2, 8~11 の解析結果から、累積摺動角と摩耗量との関係を Fig. 2.8 に示す。張力の増加に伴い総摩耗量が増加していることが確認できる。Fig. 2.8 にて上述と同様な線形近似を行い、算出した摩耗量変化率について Table 2.8 及び Fig. 2.9 に示す。Fig. 2.9 より、摩耗量変化率が張力にほぼ比例していることが確認できる。

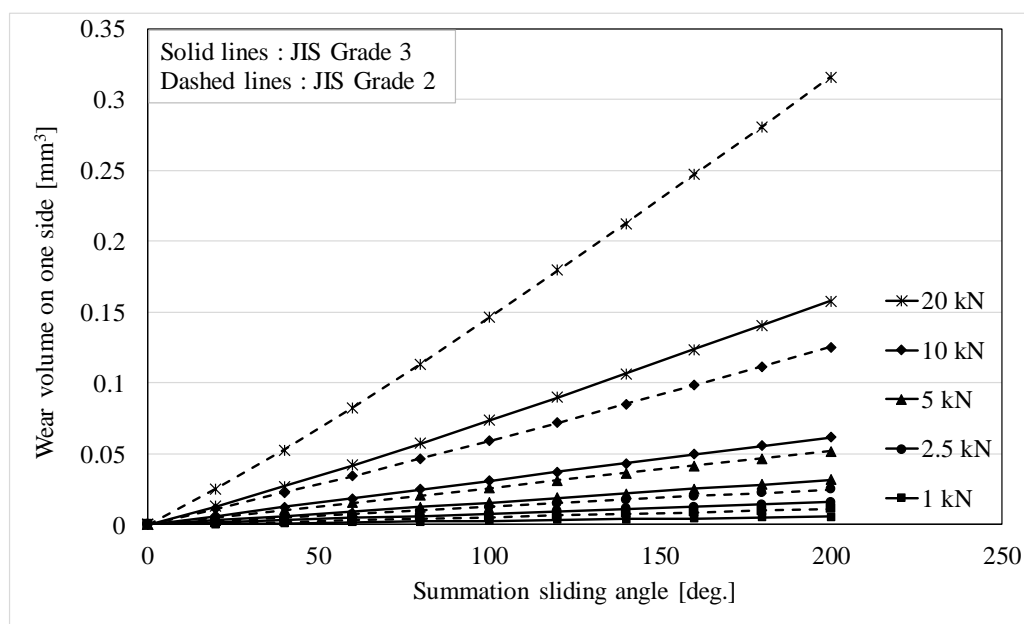


Fig. 2.8 Wear volume by varying tension, T .

Table 2.8 Change rate of wear volume to summation sliding angle.

Tension: T [$\times 10^3$ N]		1	2.5	5	10	20
Change rate of wear volume $\times 10^{-4}$ [$\text{mm}^3/\text{deg.}$]	JIS3	0.285	0.79	1.58	3.10	7.67
	JIS2	0.550	1.26	2.60	6.12	15.3

Fig. 2.9 にて最小自乗法により原点を通るような線形近似を行い、その比例係数から Fig. 2.8 に示す摩耗量を式 (2.6) で表すことができ、この式 (2.6) を用いて実海域における係留鎖摩耗量の推定を行う。また、式 (2.6) 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 (2.7) が得られる. 式 (2.7) から分かるように, 各規格における摩耗推定式の比例定数が近い値となっており, 物性値による影響があまり見られない.

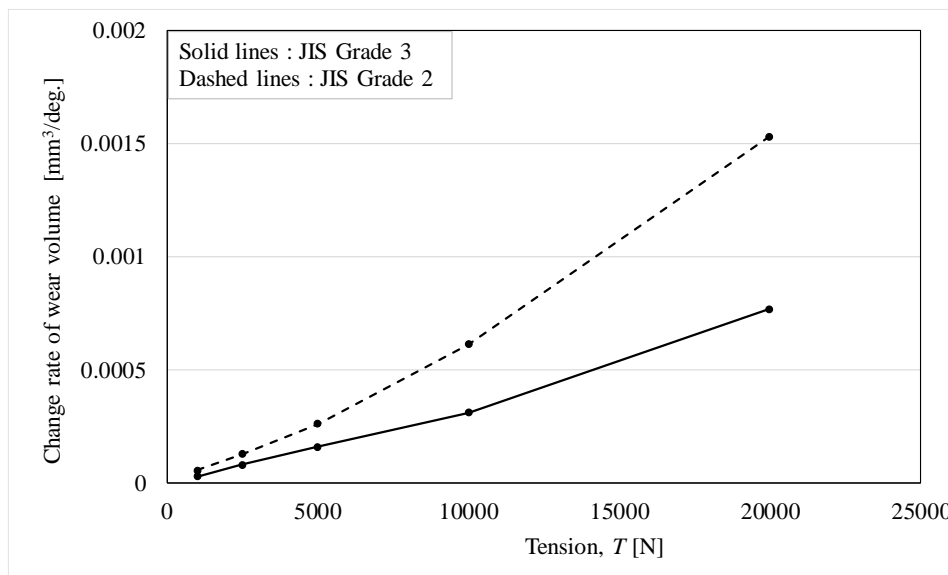


Fig. 2.9 Change rate of wear volume to summation sliding angle.

$$\begin{aligned} \text{JIS Grade 3:} & \quad W = 3.65 \times 10^{-8} \cdot T \cdot d\theta \\ \text{JIS Grade 2:} & \quad W = 7.21 \times 10^{-8} \cdot T \cdot d\theta \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} \text{JIS Grade 3:} & \quad W = 2.46 \cdot \frac{K}{H} \cdot T \cdot R \cdot d\theta' \\ \text{JIS Grade 2:} & \quad W = 2.99 \cdot \frac{K}{H} \cdot T \cdot R \cdot d\theta' \end{aligned} \quad (2.7)$$

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.]

2.4 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－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2つの摩耗ケースについて、海洋構造物動的解析コード OrcaFlex³⁸⁾ を用いて全体応答解析を行った。ただし、本論文では基礎検討として浮体－係留系に作用する主要な外力であり、またチェーンの摩耗に最も大きな影響を及ぼすと思われる波についてのみ検討を行った。

OrcaFlex 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ている。この手法は、節点間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。この要素分割法を用いた規則波中の浮体－係留系の動的解析と実験結果を比較した小田ら³⁹⁾ や中嶋ら⁴⁰⁾ の報告では、良好な結果の一致からその有用性を示している。

2.4.1 解析モデル

Fig. 2.10 及び Fig. 2.11 は、それぞれ2つの事例における浮体－係留系のモデルであり、その諸元は Table 2.1 にて前述した。

Table 2.9 に解析モデルで用いる係留系の構成、Table 2.10 に係留ラインの要素諸元を示す。Table 2.10 において合成繊維索の伸び剛性は引張強さ（859 kN）の20倍の値を使用し、その他の係留鎖及び合成繊維索の各係数については OrcaFlex の推奨値を使用した。また、海底との摩擦も考慮しており、前節と同様に摩擦係数を0.5と仮定した。

2.4.2 解析条件

Brown ら⁶⁾ は、規則波による全体応答解析から定常状態での係留鎖間の張力と摺動角を算出し摩耗量を推定するという手法を紹介している。そこで、初めに規則波中での応答による摩耗量推定を実施した。また、OrcaFlex では外力のない状態での釣り合い位置から解析が始まるため、過渡応答として解析初期の応答は摩耗量推定に使用していない。

規則波作用時の全体応答解析結果を式 (2.7) に適用する方法について、Case1 を例に

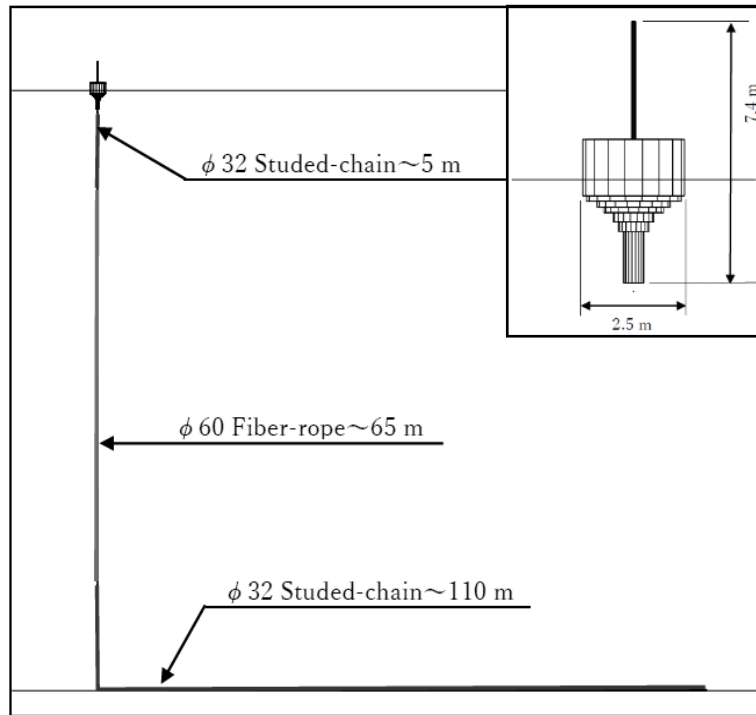


Fig. 2.10 Analysis model for case 1.

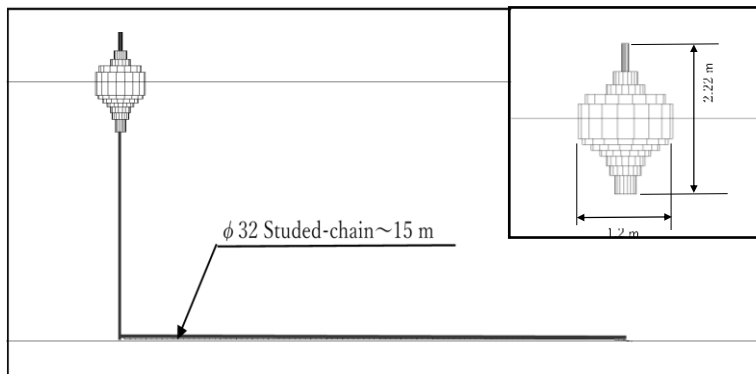


Fig. 2.11 Analysis model for case 2.

Table 2.9 Mooring system components.

Case No.	Floating body side	In between	Anchor side
1	Stud-link chain (JIS Grade 3, $\phi 32$ mm) 5.0 m	Fiber-rope (Polyester, $\phi 60$ mm) 65.0 m	Stud-link chain (JIS Grade 3, $\phi 32$ mm) 110.0 m
2	Stud-link chain (JIS Grade 2, $\phi 32$ mm) 15.0 m		

Table 2.10 Mooring line element specifications for analysis.

Line elements	Weight [kg/m]	LG. stiffness [MN]	Drag coefficient (TR., LG.)	Added mass coefficient (TR., LG.)
φ32 mm Stud-link	22.4	103.4	2.6, 1.4	1.0, 0.5
φ60 mm Fiber-rope	3.0	17.2	1.2, 0.008	1.0, 0.0

*TR: Transverse, LG: Longitudinal

以下に示す．規則波による摩耗量推定では，摩耗量が規則波中での定常応答下で摩耗量の累積により表せるという仮定に基づき推定を行う．まず，ナウファス⁴¹⁾にて20分毎に観測された波浪データ Table 2.11 を基に作成した規則波における波浪頻度分布を Table 2.12 に示す．しかし，ここで示す波浪データは Case1 設置期間のものが得られなかったため，2014年1/1~12/31間の1年間のものを使用し，Case2についても同様とした．また，規則波における波浪頻度分布の作成にあたり，修正ブレットシュナイダー・光易型スペクトル⁴²⁾に対してエネルギー等分割された成分波を重ね合わせることで不

Table 2.11 Scatter diagram of irregular wave (annual), case 1.

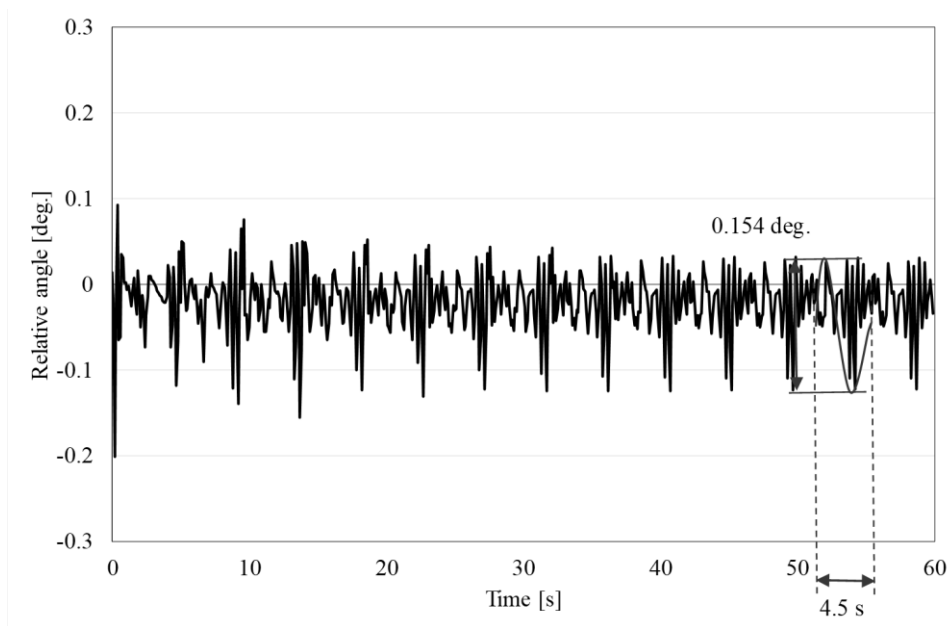
		Significant Wave Period [s]																Sum		
		0.5	1.5	2.5	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	13.5	14.5	15.5		16.5	
Significant Wave Height [m]	0.125						5	1	1											7
	0.5				101	637	1658	2211	1876	1128	361	62	2							8036
	1			36	2525	2264	1924	1505	772	433	141	44	12	18					9674	
	1.5				573	1114	714	611	256	309	220	66	6	15	3				3887	
	2				5	194	467	301	225	165	145	109	48	18	4				1681	
	2.5					9	125	157	167	96	121	101	180	32					988	
	3						16	51	72	104	73	29	65	59	2				471	
	3.5						3	42	63	43	29	13	27	21	1				242	
	4							9	43	36	27	5	4	2	2				128	
	4.5								20	37	30	11		1					99	
	5								2	11	30	17	2						62	
	5.5									4	19	12	3						38	
	6										5	7	1						13	
6.5										2	1	1						4		
7										1	2	1						4		
7.5											1							1		
8														1				1		
8.5												1	1					2		
9																		0		
9.5														1				1		
10												1						1		
10.5														1	1	1	1	3		
11																		0		
11.5															1			1		
12																		0		
Sum		0	0	0	137	3740	5239	5465	4553	2749	1599	905	422	351	169	14	1	0	25344	

Table 2.12 Scatter diagram of regular wave (annual), case 1.

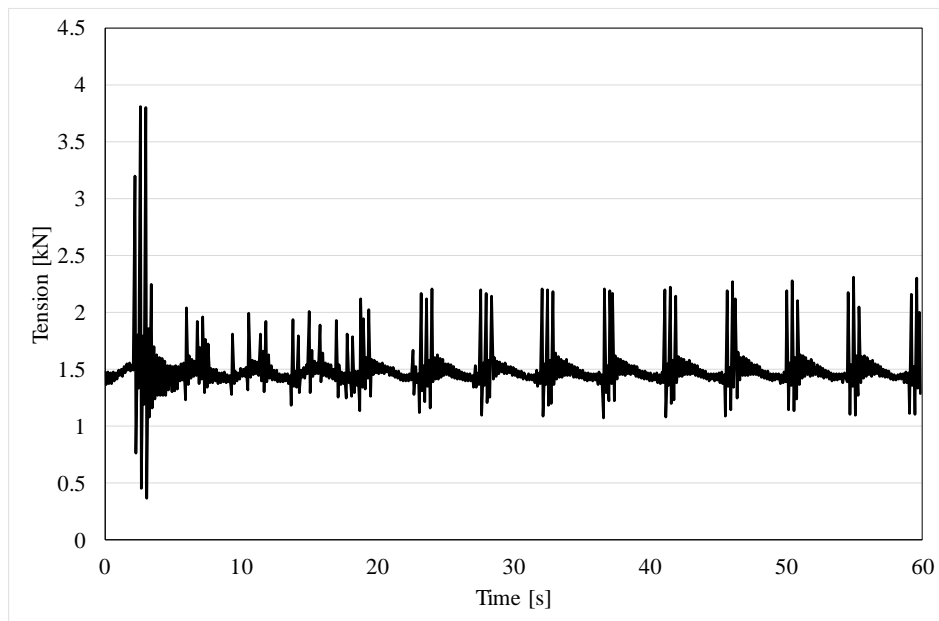
		Wave Period (s)																		Sum		
		0.5	1.5	2.5	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5		18.5	19.5
Wave Height (m)	0.125	2042	78659	191899	238326	102074	66027	44684	20987	13148	6143	2515	2442	2001								770947
	0.5		3428	198258	415673	516077	399435	311449	268640	176338	115838	66577	32237	22448	7573	3299	3458	597				2541328
	1			10664	105934	223172	263572	213377	164824	102816	50379	38559	21128	13645	7947	4825	1885	1009				1223736
	1.5				14829	65767	82422	90101	47076	47607	26723	18843	13323	10470	6235	3754	2309	1206	1574			432238
	2				2232	19113	26621	26424	29901	20251	13003	11072	6973	7308	3973	3127	1714	978		814		173503
	2.5					1913	9588	11561	12100	10042	8322	8285	4959	4261	2493	2218	1041	935	742	558		79019
	3						2934	3737	5797	6226	3967	3799	2394	2227	1929	1512	1044	532				36097
	3.5								1192	2546	3067	2652	2344	1744	1266	599	1211					16622
	4								1213	1350	1147	1301	1604	1117	944	594						9269
	4.5								693	773	922	959	725									4073
	5									658	660	714										2032
	5.5																					0
6																					0	
Sum		2042	82088	400821	776994	928117	850600	702524	553778	382276	229756	154967	87530	64742	31694	20540	11451	5257	2316	1372	0	5288864

規則波を生成し、その不規則波に対してゼロダウンクロス法にて数え上げた波高と周期を規則波における波浪頻度とした。

Table 2.12 にて最も発生頻度の多い波高 0.5 m, 周期 4.5 s の組み合わせにおける解析結果を Fig. 2.12 に示す。ここで注目するのは、ブイと係留鎖の接合点から 79.2 m の位置についてである。このとき、係留鎖間の相対変動角幅は 0.154 deg., 平均張力は 1.50 kN であった。ここで、動揺が定常的となった際の係留鎖間における相対変動角を、Fig. 2.12 (a) に示すように相対変動角幅を両振幅とした往復摺動と仮定した。即ち、式 (2.7) に適用する摺動角は近似的に入射規則波の 1 周期当たりに生じる相対変動角幅の 2 倍 (0.308 deg.) とした。また、Fig. 2.12 にて確認できる高周波の変動は、係留索の上下変動に伴ったタッチダウンポイントでの質点の持ち上げにより生じるスナップ荷重に起因するものと推察される。ここで、比較のためにタッチダウンポイント (ブイと係留鎖の接合点から 87.2 m の位置) における相対角と張力の結果を Fig. 2.13 に示す。上述のスナップ荷重が Fig. 2.13 (b)にて確認できる。また、この摺動角の算出方法は摩耗量推定を行う点すべてに適用しており、Fig. 2.13 (a)に示すように大きな相対角の生じるタッチダウンポイントにおいてもその相対変動角と平均張力から摩耗量推定を行った。

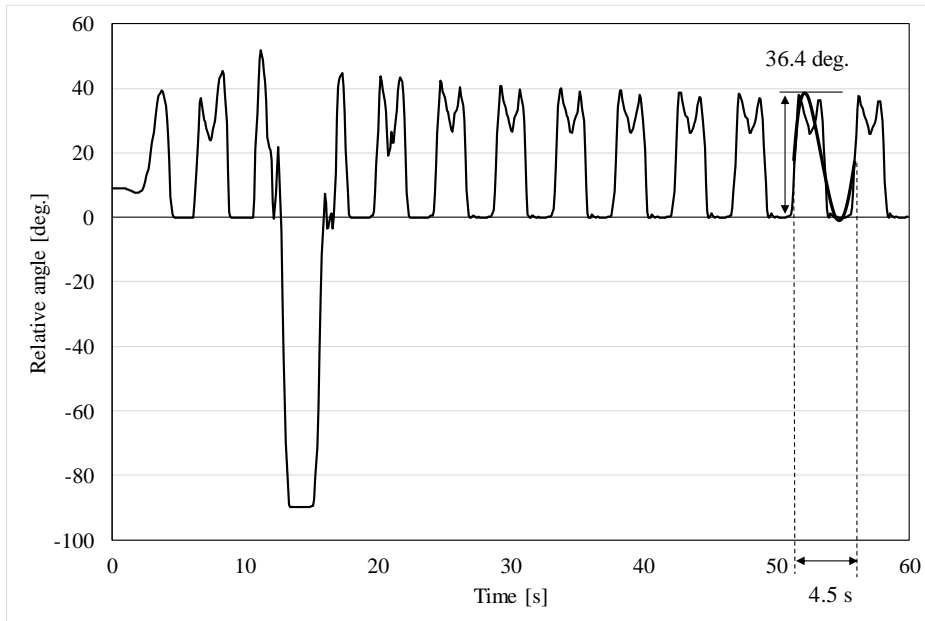


(a) Relative angle [deg.].

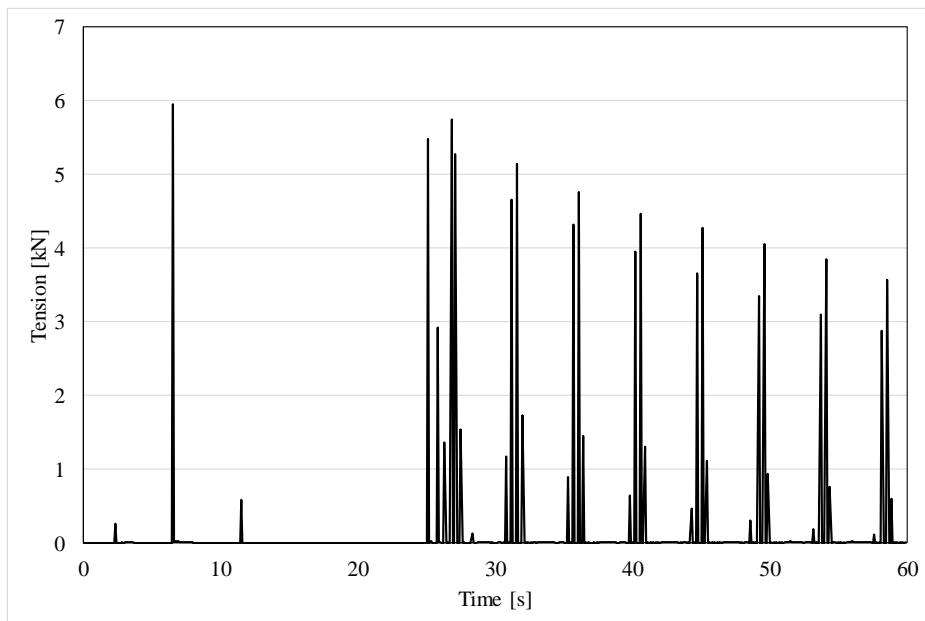


(b) Tension [kN].

Fig. 2.12 Response results at 79.2 m ($H = 0.5$ m, $T = 4.5$ s, case 1).



(a) Relative angle [deg.].



(b) Tension [kN].

Fig. 2.13 Response results at 87.2 m ($H = 0.5$ m, $T = 4.5$ s, case 1).

Table 2.12 の全ての波高と周期の組み合わせについて行った応答解析から、定常状態における係留鎖間の平均張力及び撓動角を、Table 2.13, 2.14 にそれぞれ示す。ここで示した Table 2.12 ~ 2.14 では、解析数の問題から頻度合計と比較して 0.01%未満の波高と周期の組み合わせについては省いており、計算上考慮していない。Table 2.13, 2.14 を式 (2.7) に適用し、Table 2.12 の発生頻度を考慮することで年間摩耗量が算出可能となる。

Table 2.13 Angle change at 79.2 m, θ [deg.], case 1 of regular wave.

		Wave Period (s)																				
		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	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5	18.5	19.5	
Wave Height (m)	0.125	0.07	0.51	0.56	0.44	0.26	0.11	0.05	0.04	0.06	0.10	0.09	0.08	0.06								
	0.5		0.32	1.69	0.27	0.31	0.56	0.33	0.46	0.38	0.28	0.24	0.26	0.22	0.19	0.16	0.15	0.13				
	1			0.15	0.76	0.46	1.07	0.79	0.48	0.43	0.52	0.34	0.31	0.29	0.23	0.24	0.24	0.19				
	1.5				1.56	0.61	0.58	1.46	1.36	0.47	0.64	0.43	0.48	0.43	0.37	0.36	0.35	0.20	0.54			
	2				0.90	1.42	0.46	1.83	1.41	1.14	0.77	0.45	0.49	0.47	0.41	0.51	0.54	0.63			0.35	
	2.5					2.51	0.56	1.99	1.65	1.69	0.81	0.61	0.61	0.56	0.51	0.70	0.59	0.75	0.42	0.35		
	3						1.01	0.90	1.80	2.06	1.33	1.17	0.65	0.86	0.85	0.90	0.89	0.63				
	3.5							0.56	1.47	1.94	1.72	1.26	1.03	1.13	1.09	1.12						
	4								0.87	1.74	2.11	1.63	1.21	1.45	1.19	1.47						
	4.5								0.50	1.65	1.96	2.17	1.67									
	5									0.68	2.01	2.11										
	5.5																					
6																						

Table 2.14 Mean tension at 79.2 m, T [kN], case 1 of regular wave.

		Wave Period (s)																				
		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	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5	18.5	19.5	
Wave Height (m)	0.125	2.60	1.51	1.61	1.49	1.48	1.47	1.46	1.46	1.46	1.46	1.46	1.46	1.46	1.46	1.46	1.46	1.46	1.46	1.46	1.46	
	0.5		2.60	2.44	1.56	1.50	1.55	1.48	1.50	1.50	1.50	1.49	1.48	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47
	1			10.65	1.75	1.58	1.60	1.63	1.62	1.64	1.56	1.54	1.52	1.50	1.48	1.48	1.48	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47
	1.5				2.26	1.76	1.58	1.85	1.65	1.71	1.64	1.58	1.57	1.53	1.51	1.51	1.49	1.53	1.53	1.53	1.53	1.53
	2				3.42	2.09	1.67	1.93	1.74	1.78	1.73	1.66	1.62	1.59	1.56	1.53	1.52	1.59	1.59	1.59	1.59	1.63
	2.5					2.68	1.85	1.76	1.90	1.81	1.79	1.77	1.67	1.62	1.59	1.57	1.58	1.69	1.69	1.70	1.69	1.69
	3						2.20	1.90	1.86	1.88	1.85	1.78	1.70	1.67	1.59	1.60	1.69	1.74	1.74	1.74	1.74	1.74
	3.5							2.06	1.99	1.94	1.88	1.82	1.75	1.67	1.64	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68
	4								2.08	2.02	1.92	1.89	1.78	1.70	1.68	1.70	1.70	1.70	1.70	1.70	1.70	1.70
	4.5								2.25	2.18	2.02	1.93	1.83	1.83	1.83	1.83	1.83	1.83	1.83	1.83	1.83	1.83
	5									2.22	2.13	2.02	2.02	2.02	2.02	2.02	2.02	2.02	2.02	2.02	2.02	2.02
	5.5																					
6																						

また、Table 2.14 における平均張力を最小破断荷重 (MBL: 833kN) で無次元化したものと、Table 2.13 における変動角との関係を Fig. 2.14 に示す。MBL にて無次元化した平均張力と変動角の間には低い正の相関 (相関係数 $R = 0.094$) が認められた。Fig. 2.14 における外れ値は、Table 2.13 の周期 0.5 ~ 4.5 s 間における波高が高い条件で生じた高張力により算出された結果である。高張力が生じる原因について、次節にて行った不規則

波での解析からパワースペクトルでの検討を別途行い、この区間において浮体一係留系の固有周期による応答の顕著な増加が確認された。また、波高の増加に伴い波の水粒子速度も増加することも上記波高と周期の条件にて高張力を生じた要因として推察される。

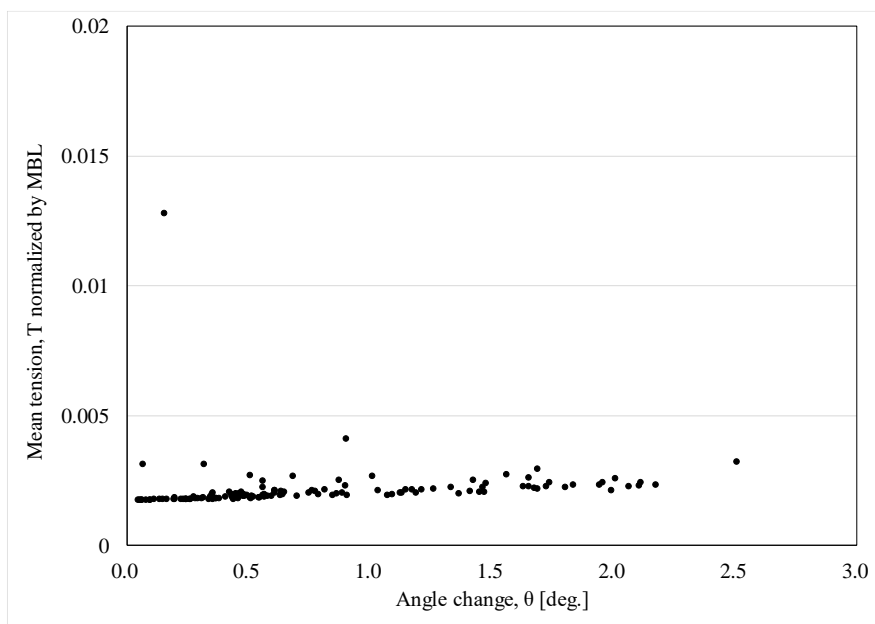


Fig. 2.14 Relationships between T normalized by MBL and θ at 79.2 m, case 1.

2.5 摩耗量推定

摩耗量推定に際して、摩耗係数のばらつきを勘案し、Table 2.3 に示す摩耗係数の最大値・最小値・平均値それぞれについて推定を行い、その結果を示す。また、摩耗量はそれぞれリンク片側について示している。

摩耗量の算出は Mooring Integrity Joint Industry Project Phase 2 の報告書²⁹⁾にて紹介されている算出方法を基に行った。摩耗量算出に使用したリンク端部頂点における摩耗深さを Table 2.15 に示す。摩耗深さの計測位置は、係留索と浮体の接合点からの係留索の長さにて表している。

Table 2.15 Wear depth at link crown.

Case 1		Case 2	
Measured point [m]	Wear depth [mm/yr.]	Measured point [m]	Wear depth [mm/yr.]
79.2	2.13	1.41	8.00
80.2	2.07	1.53	10.6
81.2	2.41	1.66	13.9
82.2	2.77	1.79	14.9
83.2	2.52	1.92	17.4
84.2	1.83	2.05	20.5
85.2	1.52	2.17	19.5
86.2	1.46	2.30	22.2
87.2	1.52		
88.2	1.00		
89.2	0.94		
90.2	0.84		
91.2	0.66		
92.2	0.49		
93.2	0.57		
94.2	0.50		
95.2	0.28		
96.2	0.28		

2.5.1 規則波による摩耗量推定結果

規則波作用下における応答解析から実施した摩耗量推定値と摩耗量実測値との比較をそれぞれの事例について示す。

(1) Case 1

Table 2.15 に示す実測値の得られた位置について摩耗量推定を行い、Case 1 における実測摩耗量との比較を Fig. 2.15 に示す。

多くは実測値に対して過小な推定となっているが、摩耗係数の最大値を使用した場合は 85 m 以浅の位置で、最小値を使用した場合はピーク位置において実測値と近い値となっていることが確認できる。摩耗量推定値では 87.2 m の位置においてピークが立っており、係留索のタッチダウンポイントであると考えられる。タッチダウンポイントでは、海底に係留鎖が接触するためにチェーンリンク間の相対変動角が大きくなり、摩耗量が大きく推定される。また、実測値においては 82.2 m の位置にて実測摩耗量が最大となっている。このピーク位置の違いは、設置海域の水深が実際には設計水深の 90 m ではないことや、潮汐・潮流等の影響が考えられる。次項の不規則波による摩耗量推定において、潮汐についてのみピーク位置に及ぼす影響の検討を行った。また、このようにタッチダウンポイントに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), 43), 44)}。推定値と実測値との類似点として、それぞれのピーク点から離れるほど摩耗量が減少する傾向が挙げられる。

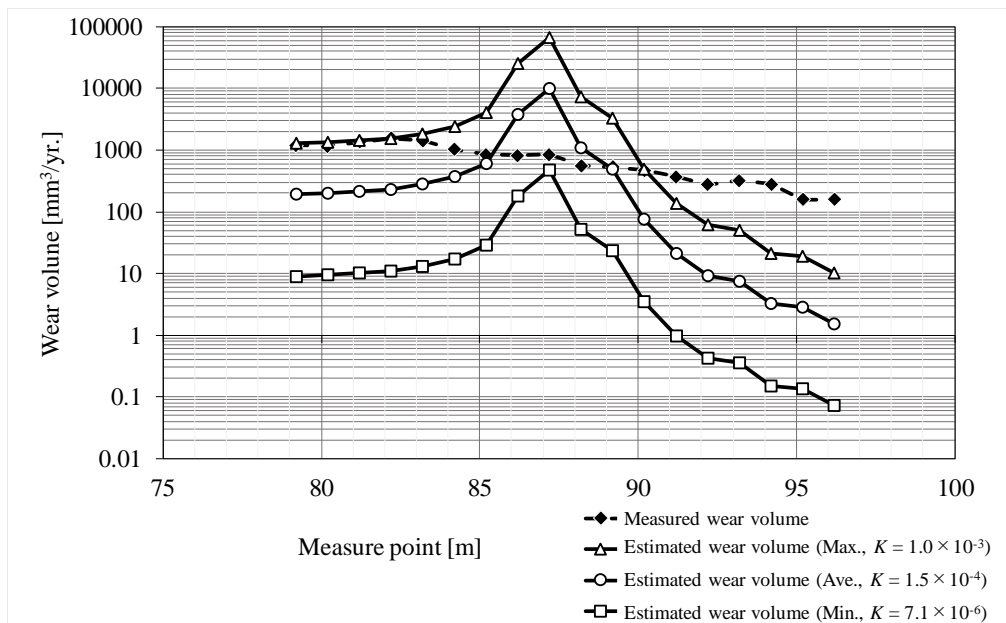


Fig. 2.15 Comparison of wear volume in regular waves, case 1.

(2) Case 2

Case 2 における実測摩耗量と推定摩耗量との比較を Fig. 2.16 に示す. 摩耗係数の平均値・最小値を使用した場合は実測値に対して過小な推定となっているが, 最大値を使用した場合は実測値に近い値が得られている. Case 2 ではタッチダウンポイントにおける摩耗量のピークは見られない. これは計測位置が浅くタッチダウンポイントがこの範囲に含まれていないためだと推察される. また, 推定値と実測値との類似点として, 計測点が深くなるほど摩耗量が増加する傾向が挙げられる.

水深が大きく異なるが, Case 1 の結果も考慮するとタッチダウンポイントに向け摩耗量は増加し, タッチダウンポイントからアンカーポイントに向けて摩耗量が減少する傾向にあることが推察される. そして, 規則波による摩耗量推定ではこの傾向を良く表せている.

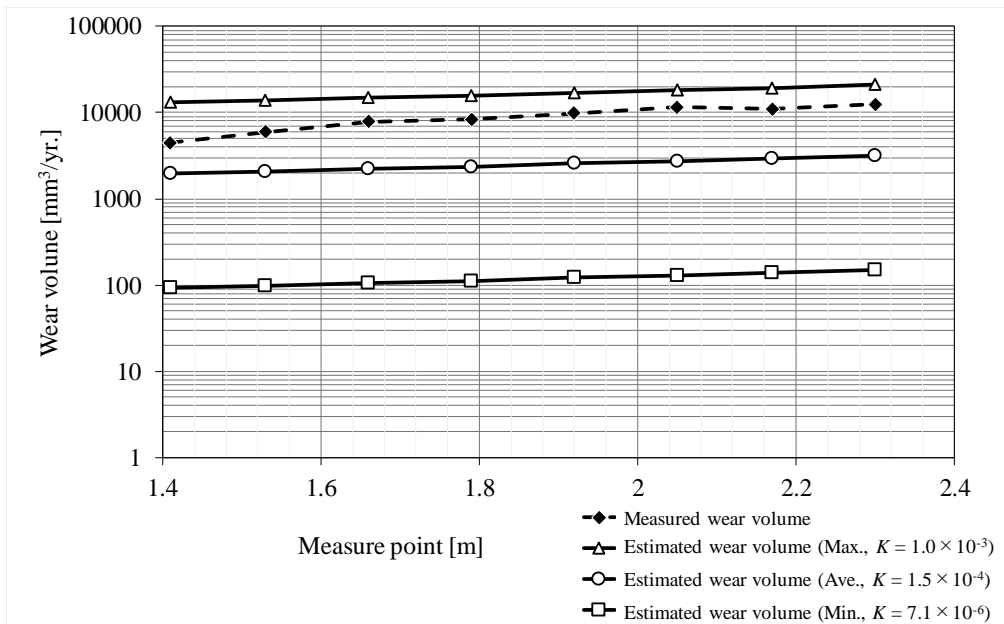


Fig. 2.16 Comparison of wear volume in regular waves, case 2.

2.5.2 不規則波による摩耗量推定結果

実海域における波は規則波ではなく不規則波であり、不規則波によるブイの動揺はより複雑で規則波のものとは大きく異なるものと考えられる。そこで、より実現象に近い摩耗状況の再現として、不規則波中における浮体一係留系の全体応答解析を実施し、摩耗量推定を行った。

不規則波作用下における応答解析結果を式 (2.7) に適用する方法について、Case1 を例に以下に示す。Case 1 では解析条件として、不規則波における波浪頻度分布表 Table 2.11 を使用し、それぞれの有義波高と有義波周期の組み合わせについて観測周期の 20 分間での解析を行い、発生頻度を考慮した年間摩耗量を算出した。また、解析対象の弛緩係留では不規則波作用下の応答は複雑なものとなることが推測されるため、前項の規則波による摩耗量推定の場合のように係留鎖の応答を定常と考え近似することは適切ではない。そこで、不規則波による摩耗量推定では 0.1 秒間隔の応答の変化から摩耗量の算出を行った。以下に摩耗量推定結果と摩耗量実測値との比較をそれぞれの事例について示す。

(1) Case 1

Case 1 における実測摩耗量と推定摩耗量との比較を Fig. 2.17 に示す。規則波作用下における摩耗量推定値よりも大きな推定となることが確認できる。摩耗係数の平均値を使用した場合は 85 m 以浅の位置で、最小値を使用した場合はピーク位置において実測値と近い値となっていることが確認できる。不規則波による推定結果においても規則波による場合と同様な実測値との類似点が見られ、ピーク位置にも差が確認できる。Case1 では潮位差が 1.4 m 程度であり、最大・最小・平均それぞれの潮位において行った不規則波での解析から、潮汐の影響を考慮した場合の摩耗量推定を行い、その結果を Fig. 2.18 に示す。Fig. 2.18 より、潮汐の影響を考慮しても推定摩耗量には大きな変化はないことが確認できる。ここで、摩耗係数は平均の値についてのみ示しており、潮汐の頻度については潮位を最大・最小・平均の 3 つに分割し、それぞれの頻度から総摩耗量を算出した。また、潮流については設置海域でのデータが得られなかったため、検討を行っていない。

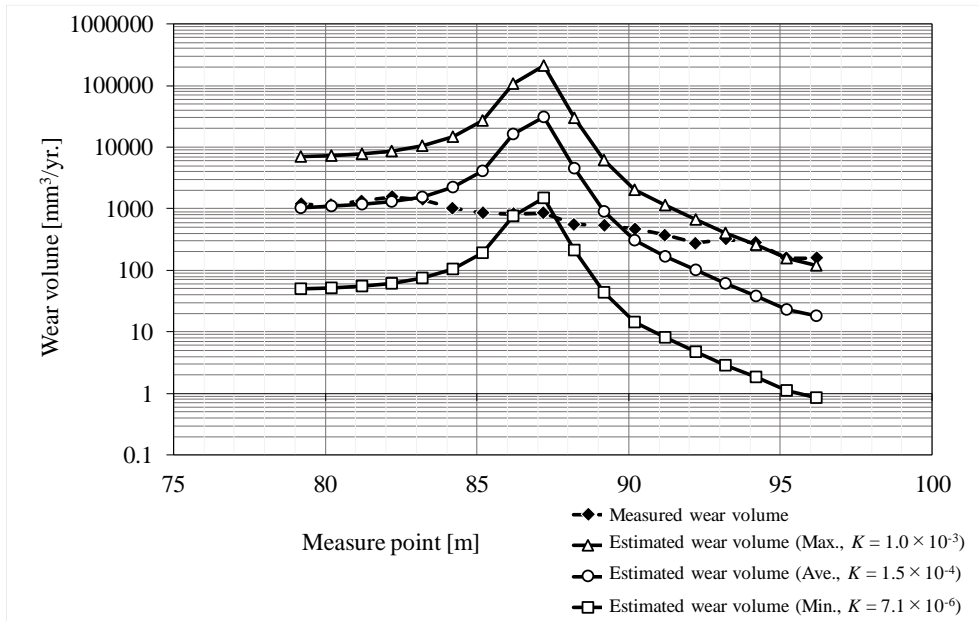


Fig. 2.17 Comparison of wear volume in irregular waves, case 1.

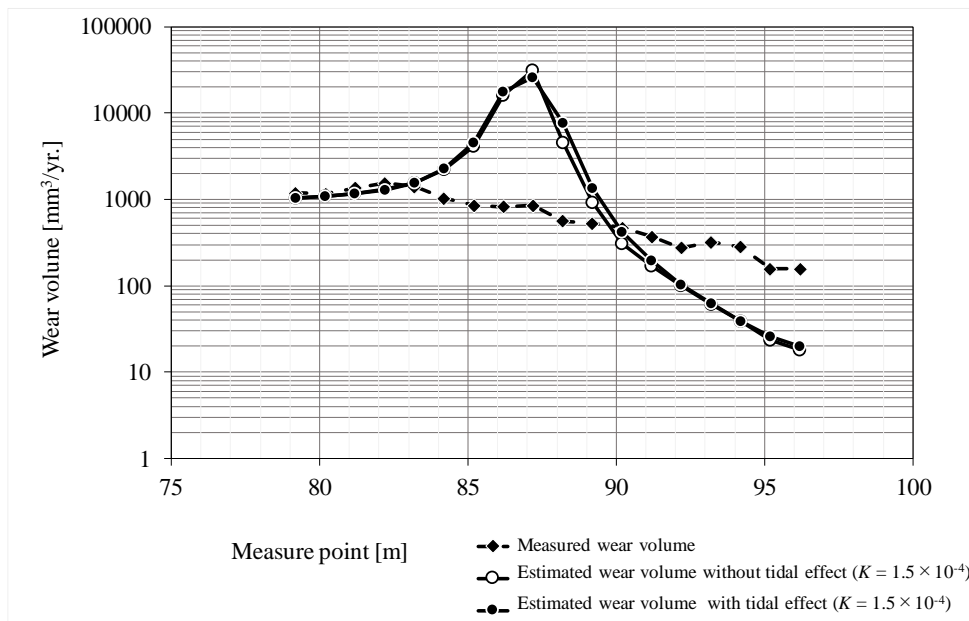


Fig. 2.18 Comparison of wear volume in the case of irregular waves and tide, case 1.

(2) Case 2

Case 2における実測摩耗量と推定摩耗量との比較を Fig. 2.19 に示す。Case 2においても規則波による摩耗量推定値よりも大きな推定値となり、同様な実測値との類似性を示すことが確認できる。

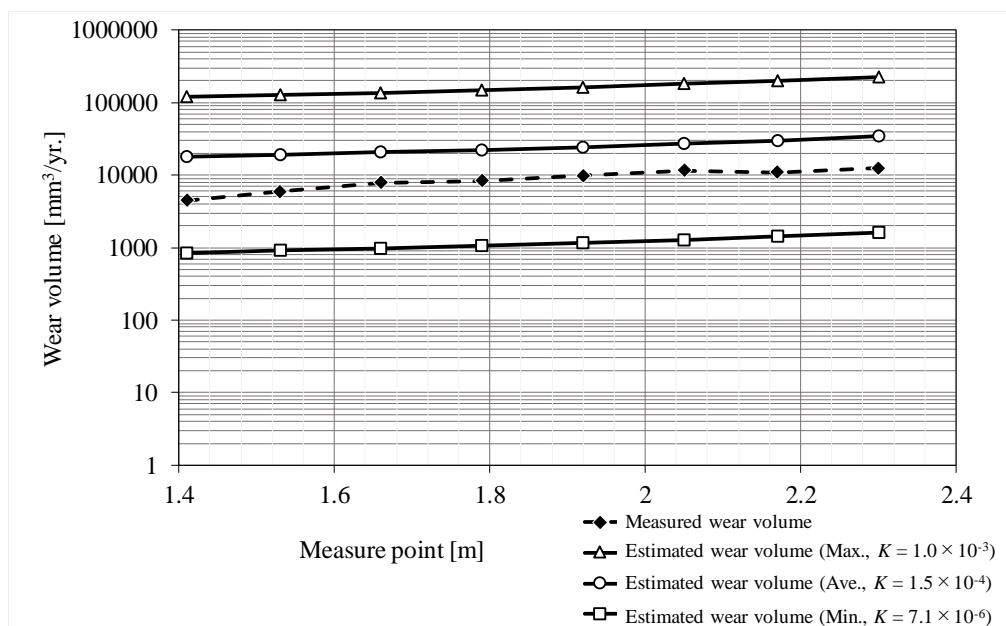


Fig. 2.19 Comparison of wear volume in irregular waves, case 2.

2.5.3 考察

規則波による摩耗量推定では、摩耗係数の最大値を使用した場合において実測値と近い推定となる個所も確認でき、実測摩耗量の傾向を良く表せていることが確認できた。実海域の再現性向上に向けて行った不規則波による摩耗量推定では、規則波によるものと同様な傾向を示したが値は大きくなり、全体的な傾向としては実測値により近づいた。推定値が増加した理由として、不規則波では規則波における推定では考慮していない高周波数変動を含めた推定を行っていることが挙げられる。

しかし、現時点において、本手法ではタッチダウンポイントにおいて実測値と推定値との間に大きな乖離を生じている。その原因として、スナップ荷重の影響、潮汐・潮流・風等の影響、係留鎖の弾性変形及び係留鎖間の摩擦力や転がり・滑りを考慮していない

こと等が挙げられる。今後これらの検討を行い、本手法の推定精度を向上させることが課題となる。また、1点弛緩係留における係留鎖の運動は多点係留方式と比べて複雑かつ変化が大きいことから、本手法を多点係留される浮体一係留系にも適用し、本手法の適用性の確認を行う必要がある。

2.6 結言

本章では、係留鎖の定量的な摩耗量評価手法確立のために、Gotoh ら²²⁾による係留鎖間有限要素解析と浮体一係留系の全体応答解析を組み合わせた摩耗量推定手法の提案を行った。規則波と不規則波それぞれについて摩耗量推定を実施し、実現象の再現性や安全側の設計となる点から不規則波による推定手法の有用性が確認された。

現在、本手法ではタッチダウンポイントにおいて推定値と実測値との乖離が生じている。その要因として考えられるスナッフ荷重の影響、潮汐・潮流・風等の影響、係留鎖の弾性変形及び係留鎖間の摩擦力や転がり・滑りの未考慮の解決が今後の課題である。また、本手法の適用性の拡大に向け、多点係留される浮体一係留系での検討もを行い、推定精度の向上を図る。

第3章 3点カテナリー係留されたスパー型浮体における摩耗量推定

3.1 緒言

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²⁹⁾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³²⁾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²⁸⁾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⁴⁵⁾として、Gotohら²²⁾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-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 及び摺動角 $d\theta'$ を与え、式 (3.1) を用いることで摩耗量の推定が可能である。

$$W = \alpha \cdot \frac{K}{H} \cdot T \cdot R \cdot d\theta' \quad (3.1)$$

ここで、

W : 片部材摩耗量 [mm^3], α : 比例定数, K : 摩耗係数 [—], H : 硬度 [N/mm^2],
 T : 張力 [N], R : リンク半径 [mm], $d\theta'$: 摺動角 [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。

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テ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も、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点カテ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。

3.2 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. 3.1 に示す。解析に使用した係留系の構成は Table 3.1 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。

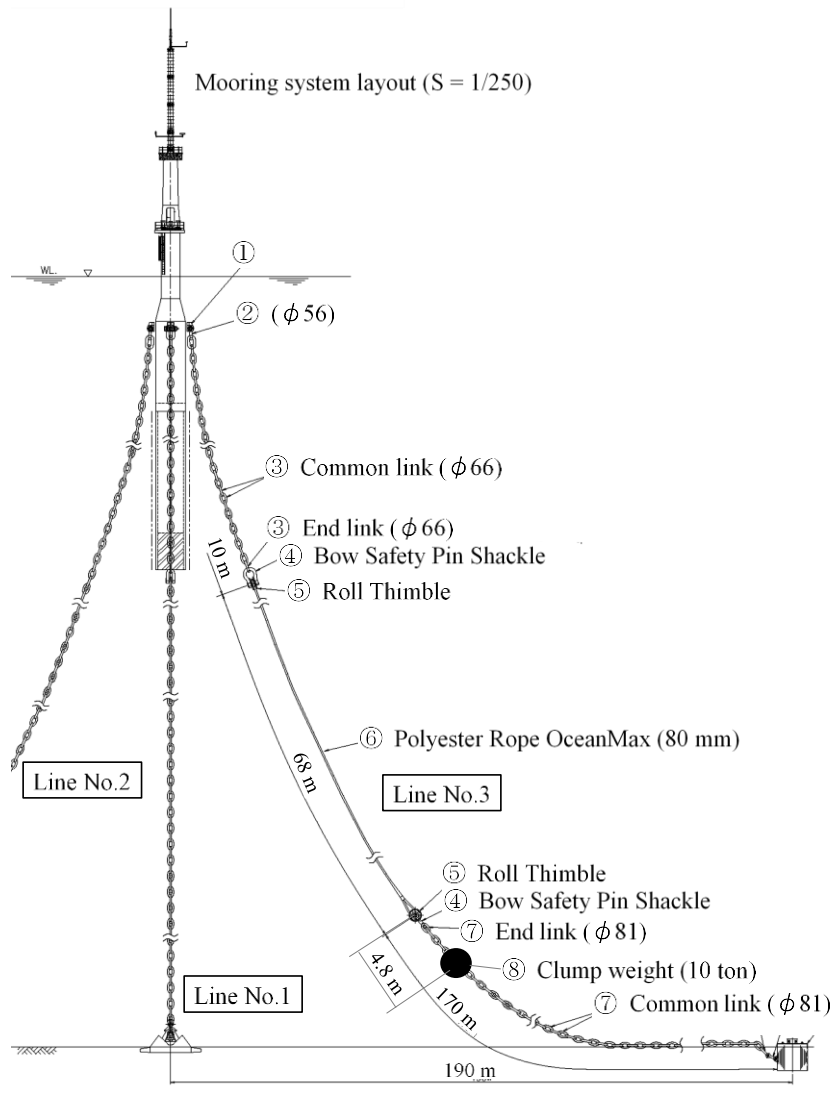


Fig. 3.1 Floating structure model ⁴⁶⁾.

Table 3.1 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

3.3 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.Marc2016³³⁾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(3.2)が用いられている。

$$\dot{W} = \frac{K}{H} \sigma V_{rel} \quad (3.2)$$

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]

3.3.1 係留鎖物性値

式 (3.2) 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²³⁾ 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

硬度については後藤ら³⁰⁾ 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 3.2 に示す。Table 3.2 より、対象の規格 Grade R3 の平均値 2579 N/mm² を使用した。

Table 3.2 Vickers hardness, $H^{30)}$.

	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	

(2) 摩耗係数

摩耗係数については、後藤ら³⁰⁾ 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、その試験結果はすでに Table 2.3 に示した。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。

3.3.2 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. 3.2 に、解析モデルを Fig. 3.3 に示す。解析条件の概要を Table 3.3 に示す。材料特性及び寸法等は ABS 規格値²³⁾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 ABS²³⁾ 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. 3.2 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で構成される。

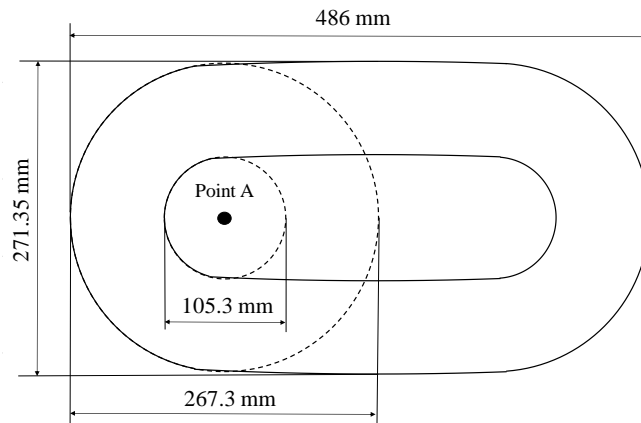


Fig. 3.2 Dimensions of studless link ($\phi 81$ mm).

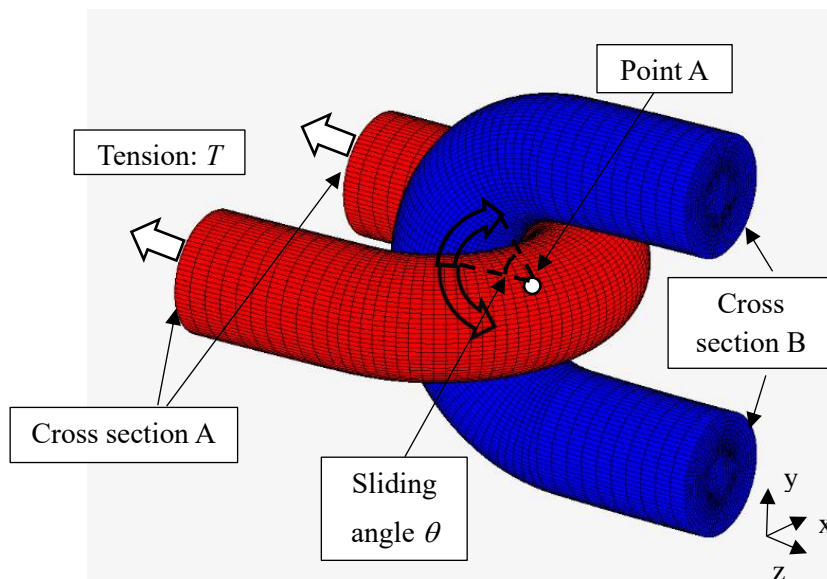


Fig. 3.3 Analysis model.

摩耗量に影響を与える主な要因として、摩擦係数・摺動角振幅・張力の3つが考えられるが、先行研究⁴⁵⁾において摩擦係数と摺動角振幅の大きさによる摩耗量（式(3.1)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 3.4に示すように張力についてのみ検討を行った。

式(3.2)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、摺動角速度を0.5 deg./sとした。ここで、摺動角はリンク端部円形部の中心（Fig. 3.2, Fig. 3.3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。

Table 3.3 Analysis conditions.

Boundary conditions	<ul style="list-style-type: none"> • 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 3.4) Cross section B: enforced displacement for sliding angle θ [deg.] (Table 3.4)
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 3.4 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

3.3.3 解析結果

累積変動角と摩耗量との関係を Fig. 3.4 に示す。式 (3.2) 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. 3.4 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 3.5 及び Fig. 3.5 に示す。

Fig. 3.5 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. 3.4 に示す摩耗量を式 (3.3) で表すことができる。また、式 (3.3) 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 (3.4) が本解析対象について得られる。この式 (3.4) を用いて実海域における係留鎖摩耗量の推定を行った。

$$W = 1.01 \times 10^{-7} \cdot T \cdot d\theta \quad (3.3)$$

$$W = 2.47 \cdot \frac{K}{H} \cdot T \cdot R \cdot d\theta' \quad (3.4)$$

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.]

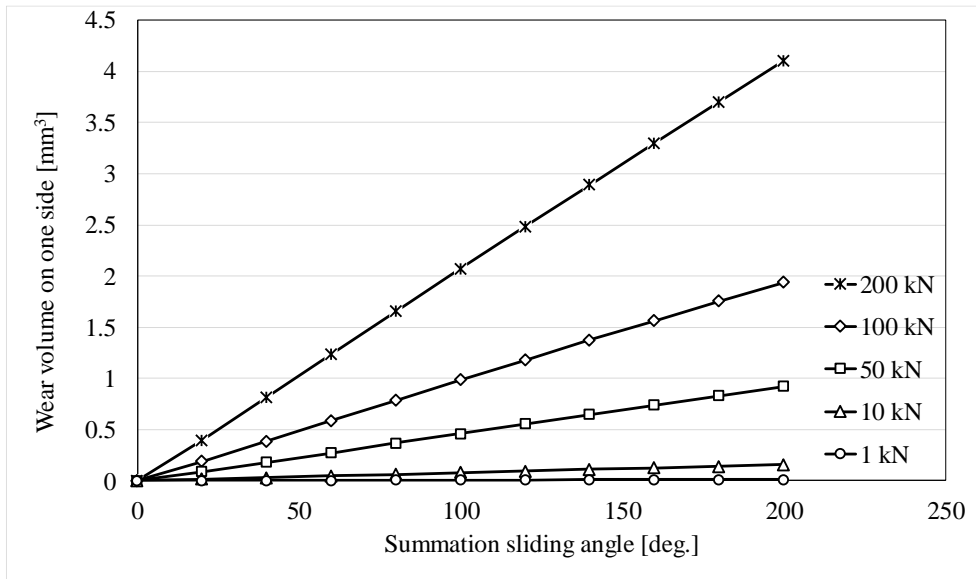


Fig. 3.4 Wear volume by varying tension, T .

Table 3.5 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

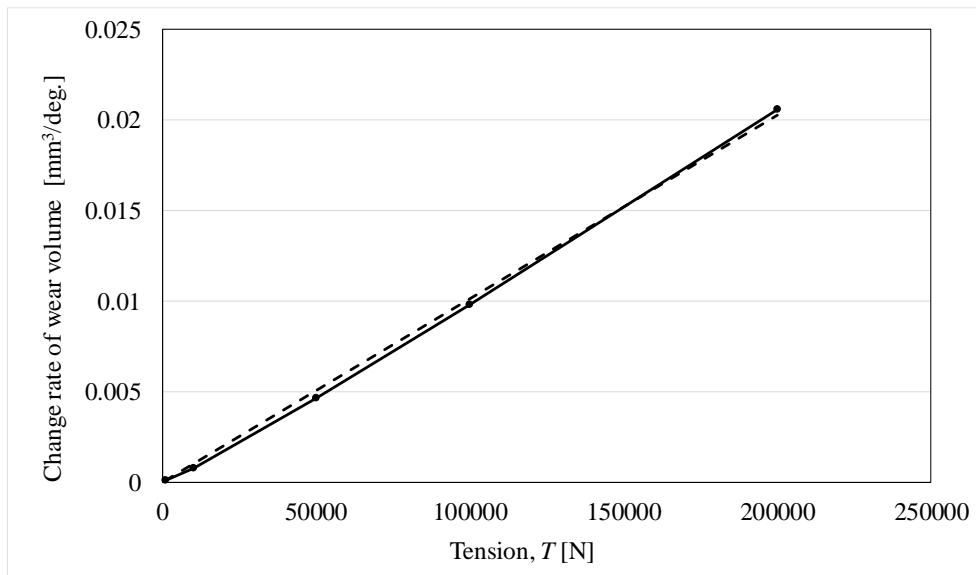


Fig. 3.5 Change rate of wear volume to summation sliding angle.

3.4 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－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（多体力学）に基づく汎用機構解析ソフトウェア Adams⁴⁷⁾ 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、Utsunomiya ら^{48),49)} 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、節点間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－係留系の動的解析と実験結果を比較した小田ら³⁹⁾ や中嶋ら⁴⁰⁾ の報告では、その良好な結果の一致を示している。

3.4.1 解析モデル

本研究では、Utsunomiya ら⁵⁰⁾ が観測タワー改修時に強度照査を行った際の解析モデルを主に使用している。Fig. 3.6 に Adams 解析モデル、Fig. 3.7 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。

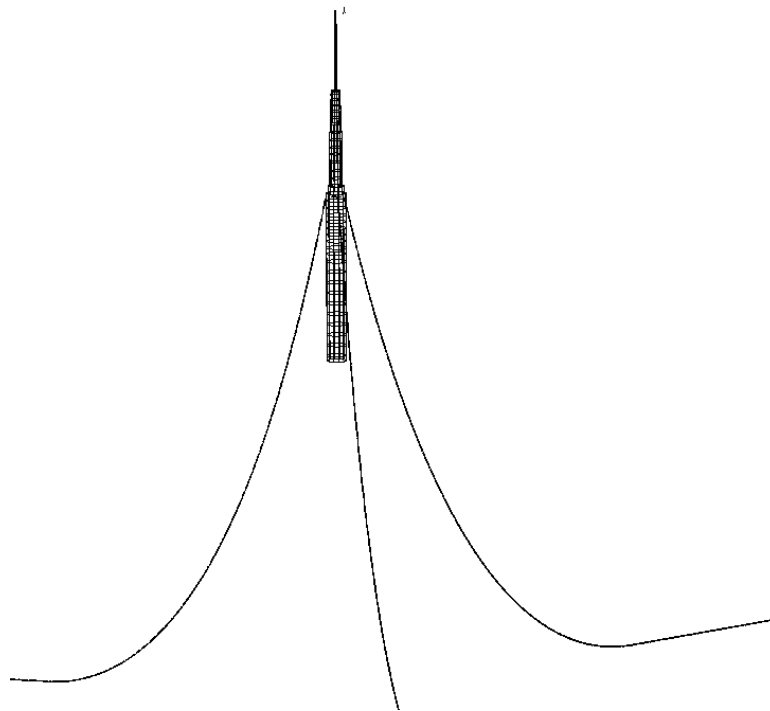


Fig. 3.6 Model for response analysis.

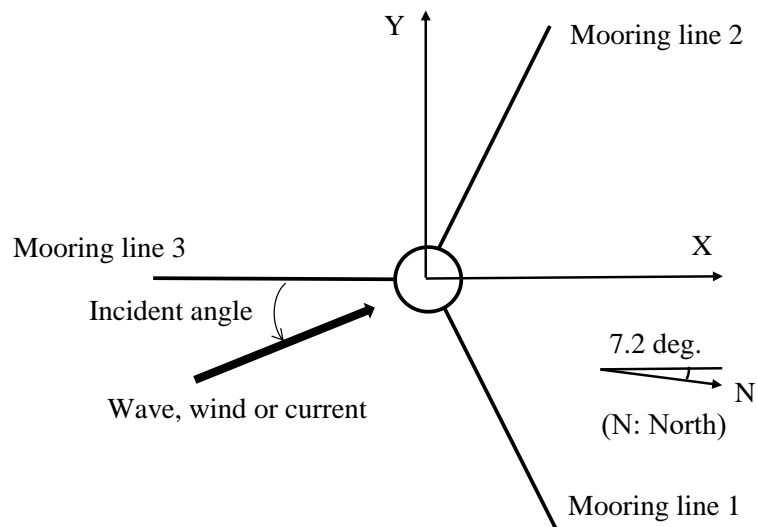


Fig. 3.7 Definition of coordinate system and incident angle.

Table 3.6 に係留索の要素諸元を示す. Table 3.6 において係留鎖の伸び剛性については DNV OS E301⁹⁾ 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 18692⁵¹⁾ を参照し一定値とした. ISO 18692⁵¹⁾ 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、Utsumomiya ら⁴⁶⁾ 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 年間の使用後では 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 3.7 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 3.7 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 E301⁹⁾ を参照し、付加質量係数については BV NR 493⁵²⁾ を参照し等価直径を考慮した値としている。

Table 3.6 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 3.7 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

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(3.5)，式(3.6)に示す修正モリソン式^{53), 54)}により与えている．また，Wheeler のストレッチ理論⁵⁵⁾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．

波及び流れによる荷重（部材軸直交方向成分）：

$$\vec{F}_N(t) = -\rho C_A \frac{\pi}{4} D_C^2 \ddot{\vec{r}}_N + \rho C_M \frac{\pi}{4} D_C^2 \ddot{\vec{U}}_N + \frac{1}{2} \rho C_D' D_C |\vec{v}_{rN}| \vec{v}_{rN} \quad (3.5)$$

波及び流れによる荷重（部材軸方向成分）：

$$\vec{F}_V(t) = -A p \vec{n}_V + \rho C_{AV} V \ddot{\vec{r}}_V + \frac{1}{2} \rho C_{DV} A |\vec{v}_{rV}| \vec{v}_{rV} \quad (3.6)$$

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 [m²]，

V ：底面及び段付き面の付加質量算定の基準体積[m³]，

\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]，

$\ddot{\vec{r}}_N, \ddot{\vec{r}}_V$ ：節点加速度 [m/s²]， $\ddot{\vec{U}}_N$ ：水粒子加速度 [m/s²]， p ：動水圧 [N/m²]，

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

また，解析コードの検証は上述したように Utsunomiya ら^{48), 49)}により既に行われているが，本解析対象においても浮体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 3.8 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（KG = 15.59 m）まわりの各運動方向の平均値と標準偏差の比較を

Table 3.9 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 3.9 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. 3.7 から明らかなおお、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 3.9(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。

Table 3.8 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 3.9 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

3.4.2 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 3.10 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、摩耗量推定を行う解析時間1800sには含めていない。

Table 3.10 Overview of analysis conditions.

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

(1) Analysis No. 1

Table 3.11 に 30 分間観測データの波浪頻度分布を示す。ここで、係留系設置期間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%）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⁴²⁾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。

Table 3.11 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

(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 3.11 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つたため、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 3.12 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 3.13 に示す。変動風パラメータとして Table 3.13 に示す風速や風向き、乱れの平均値を使用した。

Table 3.12 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 3.13 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

3.5 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 (3.4) に浮体－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 2²⁹⁾ 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 mm^3 とし、摩耗量を 0 mm^3 とした。

Table 3.10 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 3.14 に示す。また、これらをまとめた比較を Fig. 3.8 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 2.3 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 (3.4) より摩耗量推定値を算出し、実測値との比較を Fig. 3.9 に示す。Fig. 3.9 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 $0.5 \sim 2.0$ 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. 3.9 は片対数グラフとしたため実測摩耗量 0 mm^3 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 3.14 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. 3.8, Fig. 3.9 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

Table 3.14 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

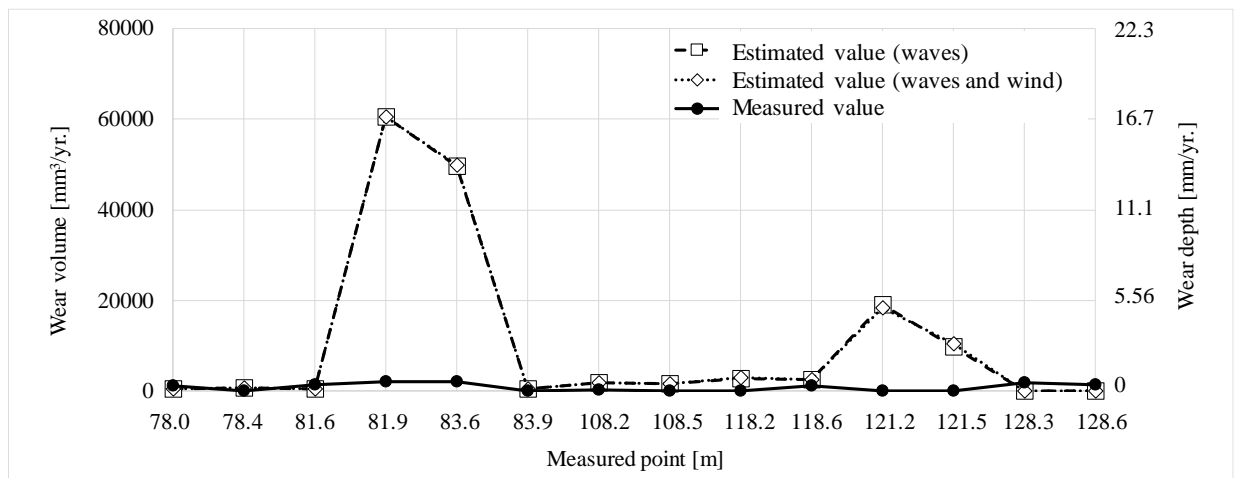


Fig. 3.8 Comparison between estimated wear volume and measured one.

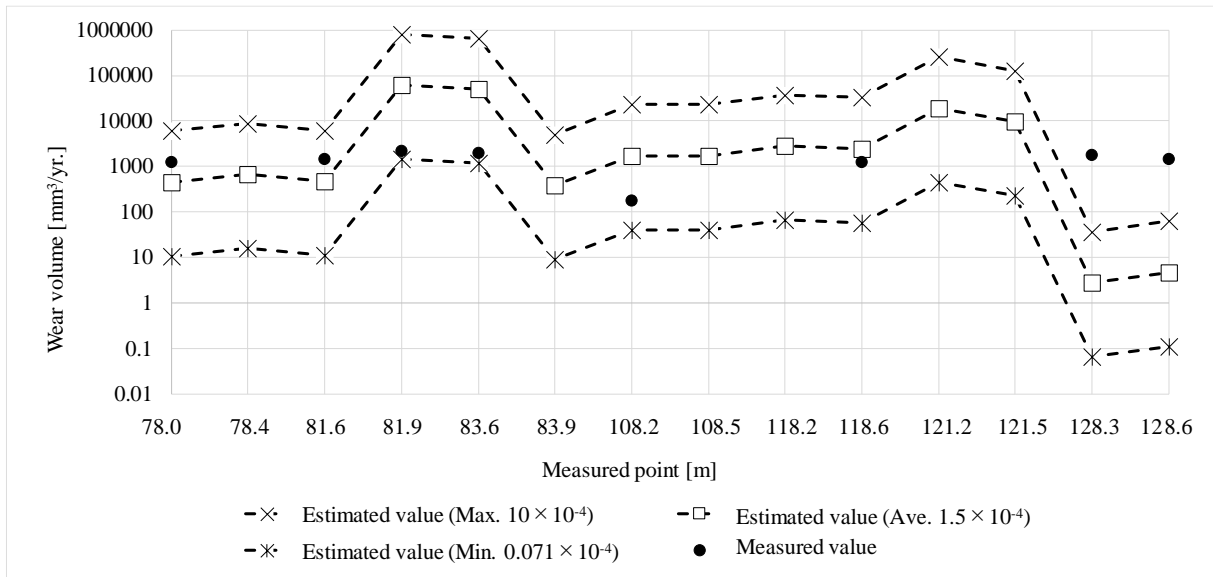
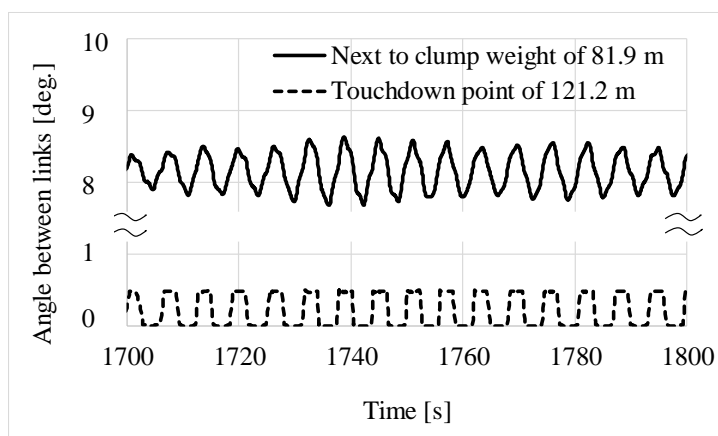


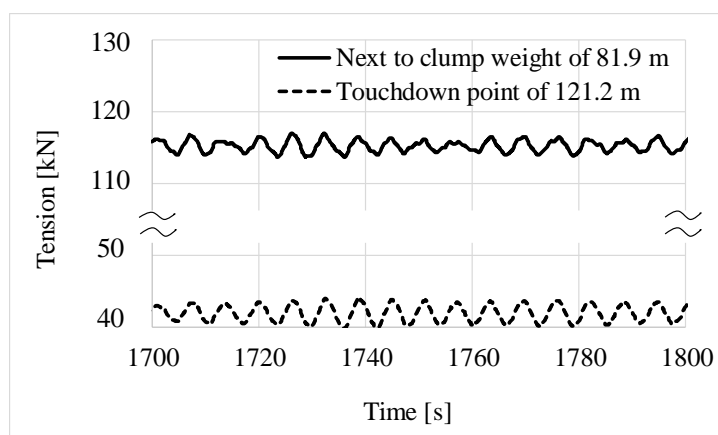
Fig. 3.9 Comparison between estimated wear volume and measured one by varying wear coefficient in the case of analysis No.1.

Fig. 3.10 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、大きな摺動角が生じていることが確認できる。Fig. 3.10 に示した過大な推定となった箇所隣接する評価点の係留鎖応答を、Fig. 3.11 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. 3.10 と比較すると摺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、ほとんど摺動角は生じていない。中間ウェイト設置位置では Fig. 3.10 (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摺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間に相対角を生じることで、大きな摺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), 28), 43), 44)}。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. 3.12 に示す。Fig. 3.12 より中間ウェイトの前後で張力に大

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. 3.10 と Fig. 3.11 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. 3.10 に示すような大きな摺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 3.12 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ーク型構造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。

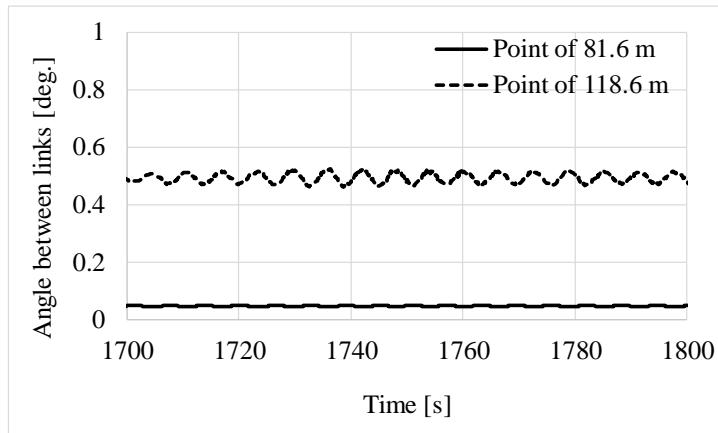


(a) Sliding angle.

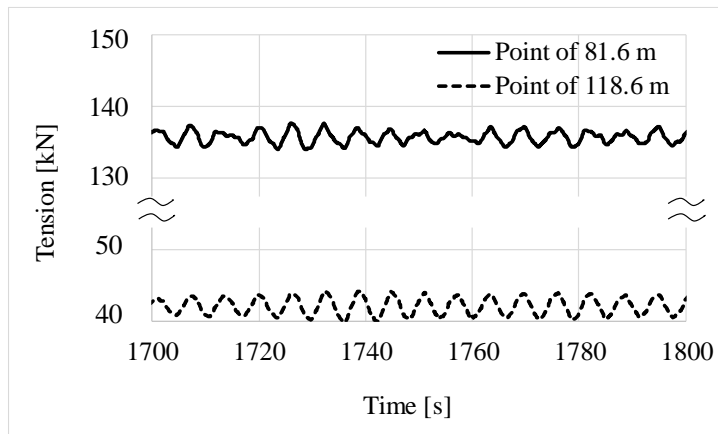


(b) Tension.

Fig. 3.10 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. 3.11 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).

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 2.3 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. 3.9 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。

3.6 結言

本章では、2章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。

第4章 3次元係留鎖モデルを用いた摩耗量推定手法の改善

4.1 緒言

浮体構造物係留鎖の動的解析法としてランプドマス法が一般的であり、そこから得られる係留鎖運動や張力変動の妥当性は多くの研究者が示している³⁹⁾⁴⁰⁾。その利点として、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とがあげられる。これまで、ランプドマス法において係留鎖間の摩耗を考える場合、3つの節点間の相対角を係留鎖間に生じる変位として扱ってきたが、転がりと滑りの混在する係留鎖間の運動を詳細に把握することは困難である。Mooring Integrity Joint Industry Project Phase 2の報告書²⁹⁾では、リンク間の接触を2次元での理想的な状態（円環の剛体間での接触）と仮定することで、転がりと滑りを区別した摩耗量推定を実施している。彼らの手法では摩擦力と接線方向の力との関係から得られる転がりの臨界角を算出し、それを節点間の相対角が越えなければすべて転がりが生じたものとして扱っている。しかし、実際には摩擦力により生じる転がりと滑りが混在しており、特に係留鎖が海底に接触するタッチダウンポイントでは複雑な接触が生じることが推察されるため、摩耗量推定の確立に向けてより詳細な係留鎖の動的運動の把握が必要不可欠である。

本研究ではこれまで、従来のランプドマス法を用いた定量的な摩耗量推定手法の提案を行ってきたが、3点カテナリー係留されたスパー型浮体への適用において中間ウェイト前後位置やタッチダウンポイントにおいて実測値よりも過大に推定する結果となっている⁵⁶⁾。中間ウェイト前後位置では、その大質量により生じた係留ラインの折れ曲がりにおいて張力変動により大きな変動角が生じ、タッチダウンポイントでは係留鎖の引き上げと引き下げの繰り返しにより大きな変動角を生じている。これらの変動角をすべて係留鎖間に生じる滑りとして摩耗量推定を行ったことが、過大な推定となった大きな要因であると推察される。転がりにより生じる摩耗は疲労摩耗として知られているように、滑りによるものに比べて摩耗距離あたりの摩耗量が非常に小さく、実用上におい

でも係留鎖間に転がりが生じることで摩擦を抑制している．このような実摩擦現象を再現することにより本提案手法の推定精度の向上が期待できる．

そこで本章では，係留鎖間に生じる転がりも考慮するため，係留鎖の形状および摩擦力を考慮した 3 次元係留鎖モデルでのマルチボディダイナミクスを用いた応答解析を実施し，従来手法から得られた推定摩擦量及び実測摩擦量との比較から推定精度の検証を行った．

4.2 3次元係留鎖モデルを用いた解析モデル

本研究における解析対象である 3 点カテナリー係留された観測タワーの概要を Fig. 4.1 に示す．解析コードの検証及びこの観測タワーに対する提案手法の検証から，その有用性を確認している⁵⁶⁾．係留索のモデル化はランプドマス法を用いた係留索全長の質点-ばねへの置換が一般的であるが，このようなモデルでは係留鎖間に生じる転がりの影響を考慮することができない．そこで，係留鎖間の実測値に比べて過大な推定となった中間ウェイト前後位置およびタッチダウンポイントにおいて，3次元係留鎖モデルを使用し，ランプドマス法と組み合わせた解析を行った．係留索モデルの一部を Fig. 4.2 に示す．実測データに合わせてそれぞれ 4 箇所接触が生じるように 3次元係留鎖モデルを配置した．ここで，3次元係留鎖モデルは **B-rep** (境界表現法) を用いたが，これは独立した複数の面 (サーフェイス) を縫い合わせることで形状を表現する手法であり，係留鎖間の接触を解析的に算出することが可能である．**B-rep** の利点として，離散的な要素表現モデルと異なり，表面分割数に依らないことが挙げられる．

Fig. 4.2 に示した係留索モデルにおいて拘束条件を Table 4.1 に示す．拘束条件において，中間ウェイト前後位置については中間ウェイト装着によってリンク C-3 から C-4 までの回転が拘束されており，タッチダウンポイントについては拘束条件は課していない．

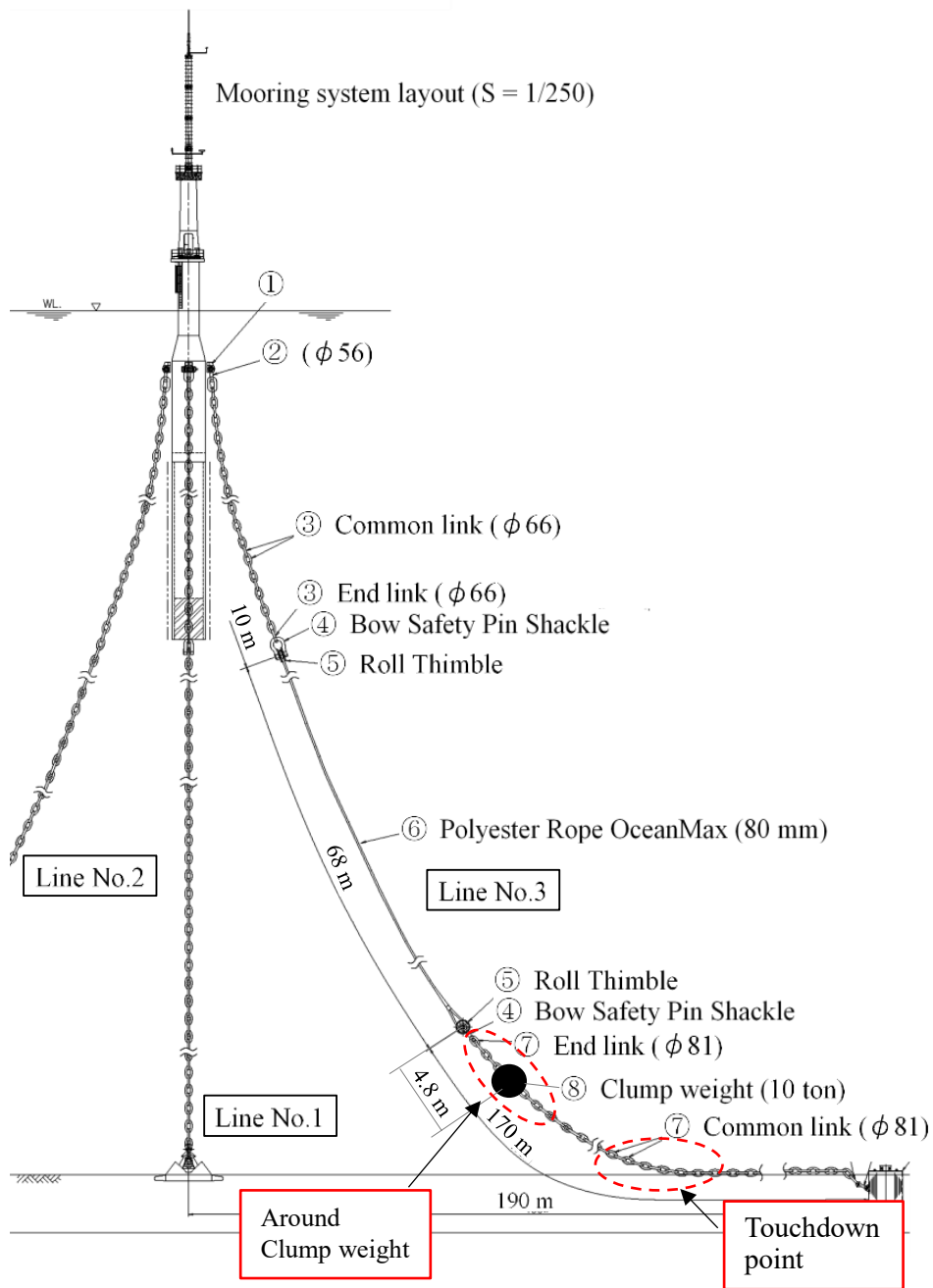
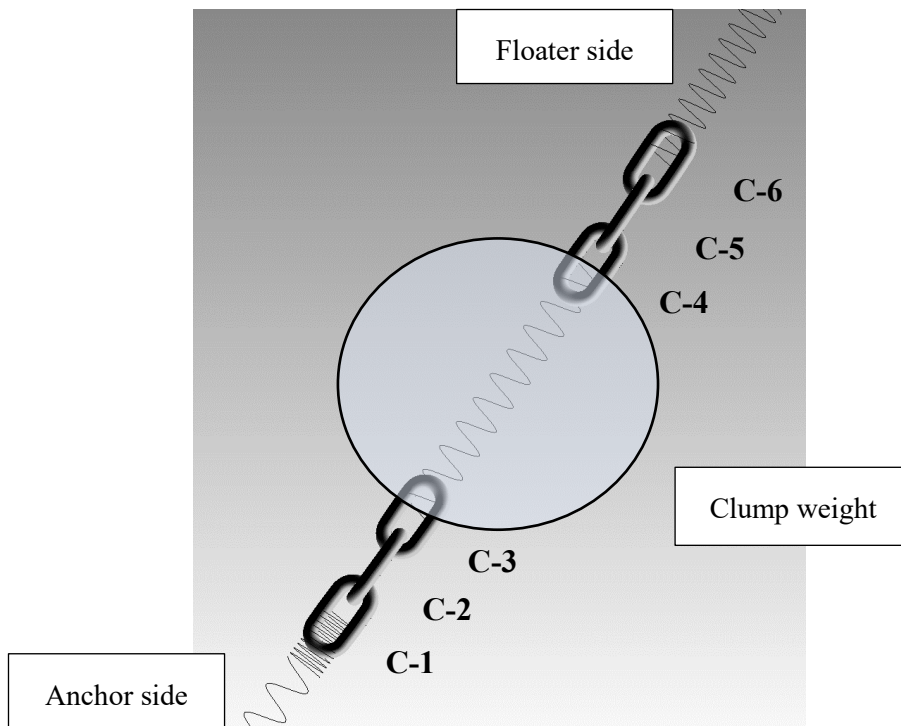
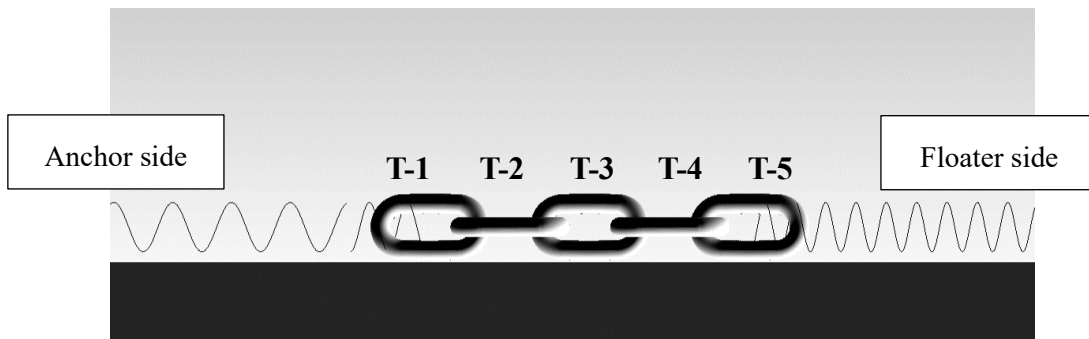


Fig. 4.1 Floating structure model ⁴⁶⁾.



(a) Around clump weight



(b) Touchdown point

Fig. 4.2 Overview of combination of 3D mooring link model and lumped mass method.

Table 4.1 Analysis conditions for 3D link model.

Boundary conditions	<p>(a) Around clump weight:</p> $\theta_{x,y,z}^{C-3} = \theta_{x,y,z}^{C-4}$ <p>(b) Touchdown point:</p> <p style="text-align: center;">No constraint</p>
---------------------	--

4.2.1 接触パラメータの算定

接触解析において使用した係留鎖の物性値を Table 4.2 に示す。リンク間の接触力の算出は、MSC.Adams⁴⁷⁾ の接触解析機能である IMPACT 法を使用した。IMPACT 法において法線方向接触力は式 (4.1) によって表される。ここで、Step 関数は式 (4.2) に示す 3 次式多項式による近似関数であり、式 (4.1) においてはモデル間の貫通距離に応じた減衰係数が与えられる。また、摩擦力についてはクーロン摩擦理論から滑り速度に応じた摩擦係数を式 (4.3) のように与えている。ここで、Sign 関数は変数の符号を与える。滑り速度による摩擦係数の変化を Fig. 4.3 に示す。加えて、MSC.Adams では Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers⁵⁷⁾ をもとに、式 (4.4) に示す摩擦により生じる摩擦トルクを考慮している。

Table 4.2 Physical properties for contact analysis between mooring links.

	Symbol	Value	Unit
Contact Stiffness	k_c	4.0×10^{10}	N/m
Exponent	e	1.5	—
Maximum damping coefficient	c_{max}	4.0×10^6	N s/m
Boundary penetration to apply the maximum damping coefficient	d_{max}	1.0×10^{-5}	m
Static friction coefficient	μ_s	0.389	—
Dynamic friction coefficient	μ_d	0.389	—
Static transition velocity	v_s	1.0×10^{-3}	m/s
Dynamic transition velocity	v_d	1.0×10^{-2}	m/s

$$F_n = k_c g^e + \text{Step}(g, 0, 0, d_{max}, c_{max}) \dot{x} \quad (4.1)$$

$$\text{Step}(x, x_0, h_0, x_1, h_1)$$

$$= \left\{ \begin{array}{ll} h_0 & : x \leq x_0 \\ h_0 + (h_1 - h_0) \cdot \left(\frac{x - x_0}{x_1 - x_0} \right)^2 \left[3 - 2 \cdot \frac{x - x_0}{x_1 - x_0} \right] & : x_0 < x < x_1 \\ h_1 & : x \geq x_1 \end{array} \right\} \quad (4.2)$$

$$\mu(v) = \left\{ \begin{array}{ll} -\text{Sign}(v) \cdot \mu_d & : |v| \geq v_d \\ -\text{Step}(|v|, v_s, \mu_s, v_d, \mu_d) \cdot \text{sign}(v) & : v_s < |v| < v_d \\ \text{Step}(v, -v_s, \mu_s, v_s, -\mu_s) & : |v| \leq v_s \end{array} \right\} \quad (4.3)$$

$$T_{friction} = \frac{2}{3} R_{friction} \cdot \{F_n \cdot \mu(v)\} \quad (4.4)$$

ここで,

F_n : 法線方向の接触力 [N], g : 接触体間のめり込み距離 [m],

x : 独立変数, x_0 : x の始点, x_1 : x の終点, h_0 : x_0 における関数の値,

h_1 : x_1 における関数の値,

$T_{friction}$: 摩擦トルク, $R_{friction}$: 接触面積を円で仮定した場合の接触半径

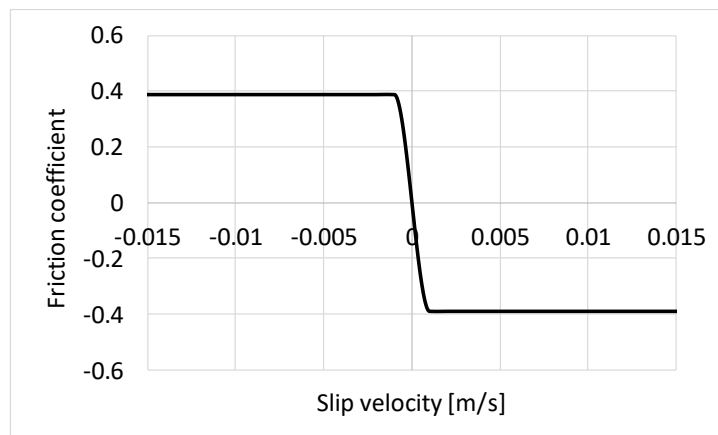


Fig. 4.3 Friction coefficient by Eq. (4.3).

接触解析における係留鎖物性値の算出方法について以下に示す。まず、摩擦係数については、後藤ら³⁰⁾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、そこで得られた摩擦係数から算出を行った。今回対象とする Grade R3 材を用いた人工海水環境下での試験結果を Table 4.3 に示す。Table 4.3 より、試験 No.1~11 における動摩擦係数の平均値 0.389 を採用した。静摩擦係数については、滑り距離に比例する摩耗量の観点から安全側の推定となるように動摩擦係数と同じ値 0.389 とした。Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers⁵⁷⁾ では、気中における軟鋼間の静摩擦係数を 0.78、動摩擦係数を 0.42 と示しており、Table 4.3 に示す動摩擦係数はこれに近い値となっていることが確認できる。また、静摩擦係数と動摩擦係数とを隔てる相対速度 v_s , v_d は MSC. Adams における初期値を参照し決定した。

Table 4.3 Results of Pin-on-disc test.

No.	Pressure [MPa]	Linear velocity [m/s]	Period [s]	Dynamic friction coefficient [-]	
				Ave.	Std.
1	0.999	0.245	4800	0.348	0.030
2	0.999	0.163	7200	0.355	0.083
3	0.999	0.163	7200	0.299	0.032
4	0.999	0.163	7200	0.392	0.052
5	0.999	0.136	7200	0.352	0.037
6	0.999	0.082	14400	0.376	0.070
7	0.499	0.163	7200	0.425	0.080
8	0.499	0.163	7200	0.380	0.087
9	0.250	0.163	7200	0.436	0.031
10	0.250	0.163	7200	0.470	0.038
11	0.250	0.163	7200	0.451	0.031
Ave.	—	—	—	0.389	0.052

IMPACT 法では、接触体の形状と剛性の組み合わせを考慮した接触剛性 k_c を求める必要がある。そこで、MSC.Adams にて一般的に用いられる Hertzian 接触理論⁵⁸⁾ から接触剛性の算出を行い、その際 ESDU の提供する技術資料⁵⁹⁾ を参照した。前提条件として、Hertzian 接触理論では弾性変形のみを扱っており、係留鎖の接触においては直交したリンク間に円状の接触痕が生じるものと仮定する。これにより、接触体間の座標系及び主曲率の関係を図 4.4 のように定義すると、接触により生じる接触痕の半径 r_{Hertz} は式 (4.5) により、リンク間の接近距離 δ_{Hertz} は式 (4.6) によって与えられる。

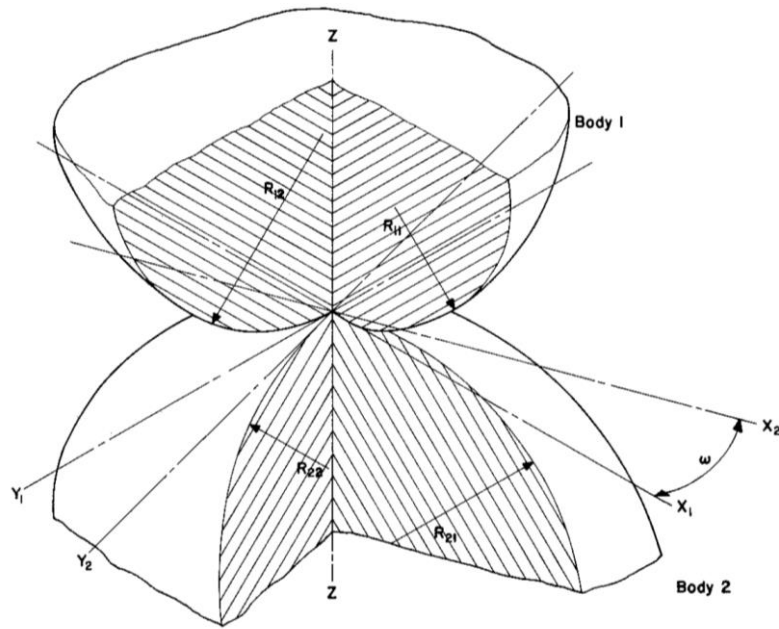


Fig. 4.4 The principal curvature radii of bodies 1 and 2⁵⁹⁾.

$$r_{Hertz} = \left[\left[\frac{3P\pi}{4} (k_1 + k_2) \right] \left(\frac{R_{11} + R_{21}}{R_{11}R_{21}} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.5)$$

$$\delta_{Hertz} = \left[\left[\frac{3P\pi}{4} (k_1 + k_2) \right]^2 \left(\frac{R_{11} + R_{21}}{R_{11}R_{21}} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.6)$$

$$\equiv 0.75 \frac{P\pi}{r_{Hertz}} (k_1 + k_2)$$

ここで,

r_{Hertz} :接触面の半径 [m], δ_{Hertz} :接触体の接近距離 [m], P :法線方向荷重 [N],
 $k = (1 - \sigma^2)/(\pi E)$:接触体物性値より得られる定数 [m²/N], R :主曲率半径 [m]

MSC.Marc³³⁾ を用いた FEM 解析によりリンク間の接近距離を計測し, Hertzian 接触理論との比較を行った. ここで, 解析モデルは 3 章にて摩耗推定式の算出を行ったモデルと同等であるが, 張力の作用する係留鎖モデルの引っ張り方向についてのみ自由度を対称断面に与えている. Hertzian 接触理論及び FEM 解析結果の比較を Table 4.4 に示す. FEM 解析結果において, Fig. 4.5 に示すようにリンク間の接近距離はリンク断面円筒部の変形前後を測定し算出した. また, 接触痕の半径においては接触痕端の節点間直線距離のうち最も長い対角直線距離を測定した. Table 4.4 から, FEM 解析結果と比べて Hertzian 接触理論では変形量を過小に推定していることが確認できる. これは Hertzian 接触理論が弾性域のみを取り扱うのに比べて, FEM 解析では塑性変形も生じていることが原因として考えられる. 張力ごとの接触痕の変化を Fig. 4.6 に示す. 両リンクにおいて対称な接触痕を生じていたため, 片リンクについてのみ示す. Fig. 4.6 より, Hertzian 接触理論での仮定と同じく接触痕が円形であることが確認できる.

Table 4.4 Comparison between Hertzian contact theory and FEM analysis results.

Normal load [kN]	Decrease between contact bodies [mm]		Radius of contact mark [mm]	
	Hertzian	FEM	Hertzian	FEM
1	0.008	0.015	0.780	1.76
10	0.039	0.078	1.681	4.26
50	0.115	0.271	2.874	8.11
100	0.183	0.446	3.621	10.95
200	0.291	0.728	4.562	14.18

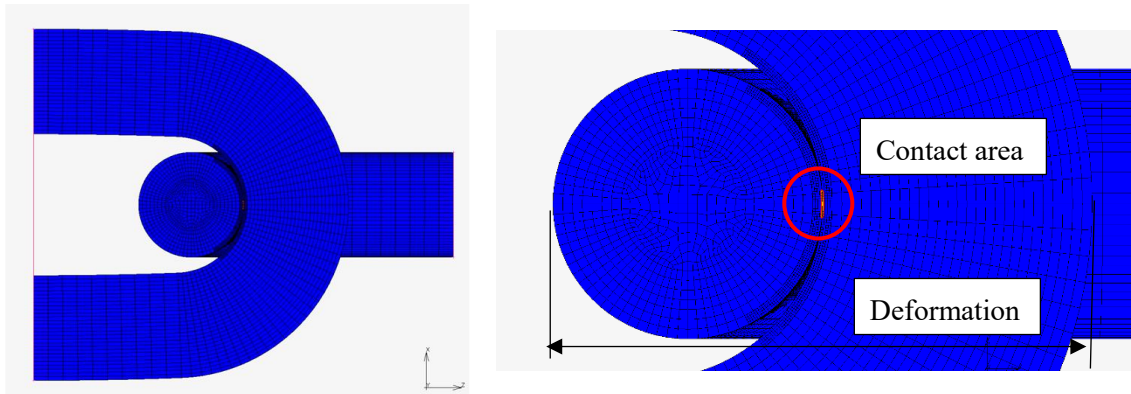
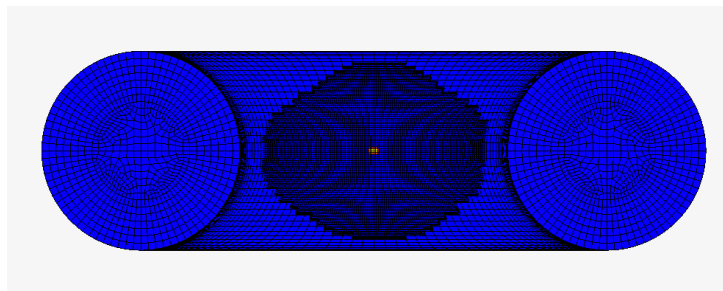
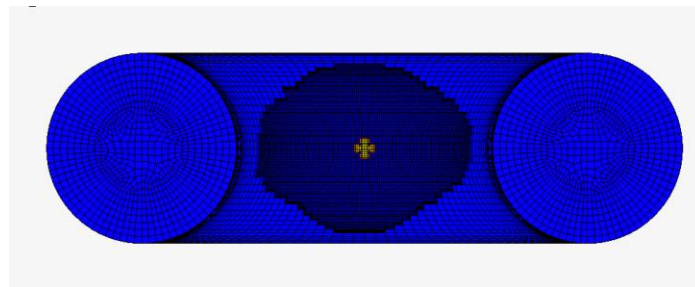


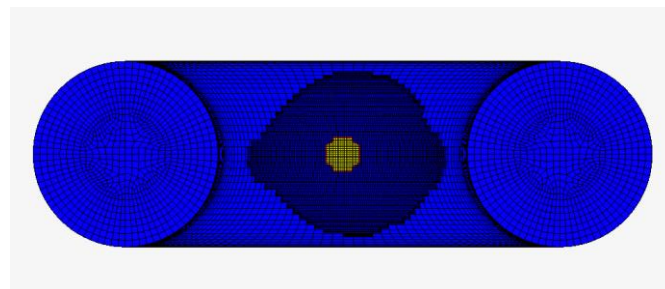
Fig. 4.5 Overview of the way to measure the decrease between contact bodies and radius of contact mark (Normal load 10 kN).



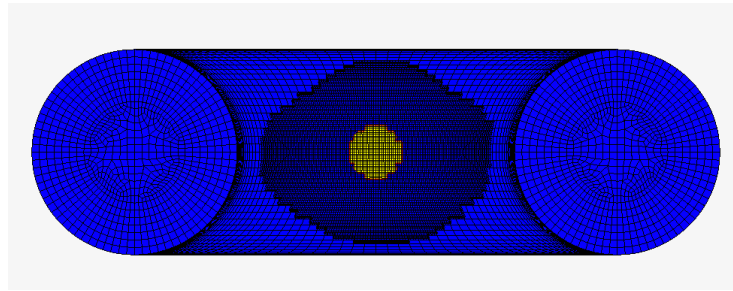
(a) 1kN



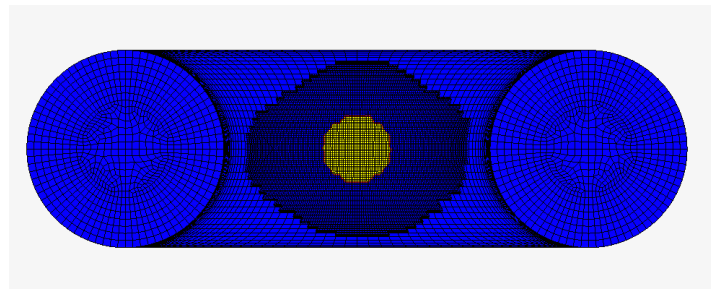
(b) 10 kN



(c) 50 kN



(d) 100 kN



(e) 200 kN

Fig. 4.6 Comparison of contact area and normal load.

Table 4.4 に示した荷重と接触体の接近距離の関係から，式 (4.1) に示す接触剛性と接触体間のめり込み距離を底とした指数の算出を行った．Hertzian 接触理論と FEM 解析結果について，Fig. 4.7 に示すようにそれぞれ累乗近似を行った．また，減衰係数を接触剛性の 0.01% とすることで，法線方向接触力は式 (4.7), (4.8) のようにそれぞれ与えられる．最大減衰係数を与える境界距離 d_{max} は Adams Solver User's Guide⁶⁰⁾ における推奨値 0.01 mm を使用した．

Hertzian contact theory :

$$F_n = 4.0 \times 10^{10} \cdot g^{1.50} + \text{Step}(g, 0, 0, d_{max}, 4.0 \times 10^6) \dot{x} \quad (4.7)$$

FEM analysis :

$$F_n = 3.3 \times 10^9 \cdot g^{1.35} + \text{Step}(g, 0, 0, d_{max}, 3.3 \times 10^5) \dot{x} \quad (4.8)$$

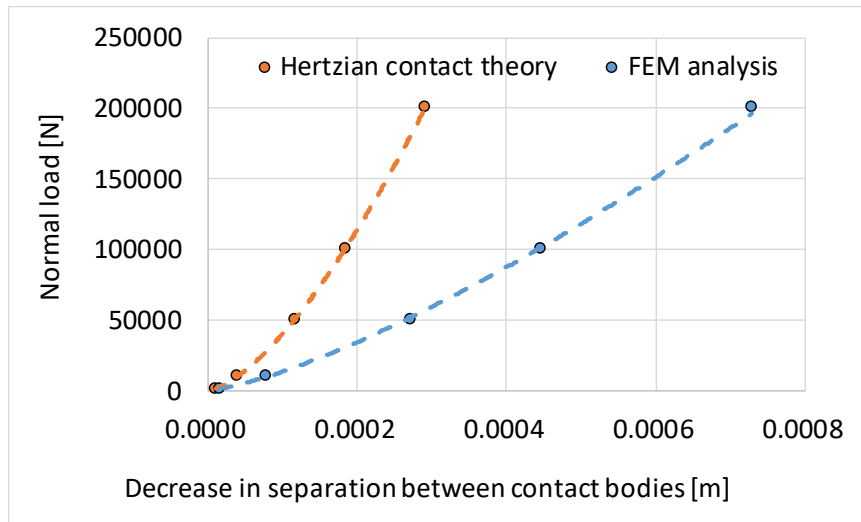


Fig. 4.7 Relationship between normal load and decrease in separation between contact bodies.

MSC. Adams における接触剛性は同定の難しいパラメータであり，実現象に合うように物理実験や解析の繰り返し等から決めることが推奨されている．解析の安定性も考慮する必要があるため，本研究では式 (4.7), (4.8) において試解析を実施し，その比較を行った．リンク間接触点の変動を比較するために，接触点のリンク表面上における位置を把握する必要がある．そこで，リンク円端部における表面座標を Fig. 4.8 のように設定し，リンク表面を媒介変数 θ, φ を用いて式 (4.9) のように表した．ここで，原点を Fig. 4.8 に示すリンク端部円形部の中心 (Point A) とし，リンク曲面が円弧によって書き表せると仮定している．MSC. Adams における接触解析では，接触点の位置はリンクの中心から見たベクトルとして得られるため，式 (4.9) を用いることで後節にて述べるリンク表面に沿った接触点移動距離の算出が可能となる．

Hertzian 接触理論と FEM 解析それぞれから得られた接触剛性を用いた動的解析における接触点変動の比較を Fig. 4.9 に示す．解析条件として，波高 5.0 m，周期 7.0 s，Fig. 4.1 において係留索 3 に沿って (波向き 0 deg.) 入射する規則波を与え，300 s 間の解析を中間ウェイト前後位置について行った．Fig. 4.9 から，FEM 解析から算出した式 (4.8) を用いた解析では，特に (a-3) リンク C-4, C-5 間において接触点の不連続な個所が確認できる．一方，Hertzian 接触理論から算出した式 (4.7) を用いた解析では接触点の連続した滑らかな変化が得られている．Adams における接触解析では，大きな貫通を生じる

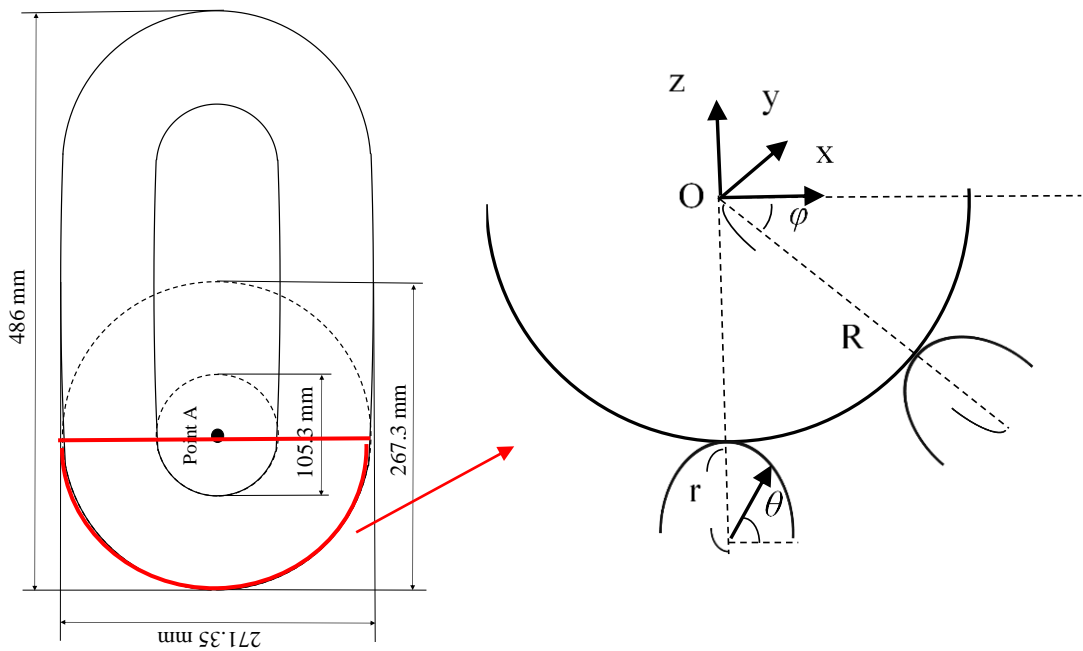


Fig. 4.8 Coordinate system on the mooring link surface.

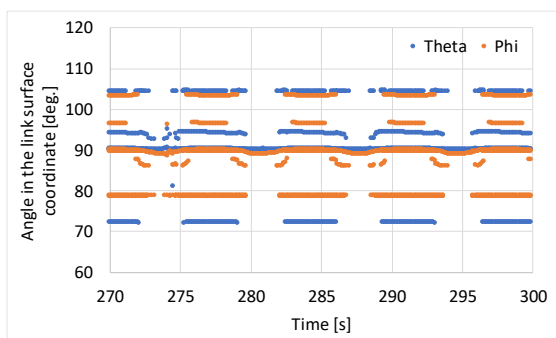
$$\begin{aligned}
 \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} &= R_y \begin{pmatrix} 0 \\ r \cos \theta \\ r \sin \theta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} R \cos \varphi \\ 0 \\ -R \sin \varphi \end{pmatrix} \\
 &= \begin{pmatrix} \cos(\varphi - 90) & 0 & \sin(\varphi - 90) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\varphi - 90) & 0 & \cos(\varphi - 90) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ r \cos \theta \\ r \sin \theta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} R \cos \varphi \\ 0 \\ -R \sin \varphi \end{pmatrix} \\
 &= \begin{pmatrix} (-r \sin \theta + R) \cos \varphi \\ r \cos \theta \\ (r \sin \theta - R) \sin \varphi \end{pmatrix} \tag{4.9}
 \end{aligned}$$

ここで,

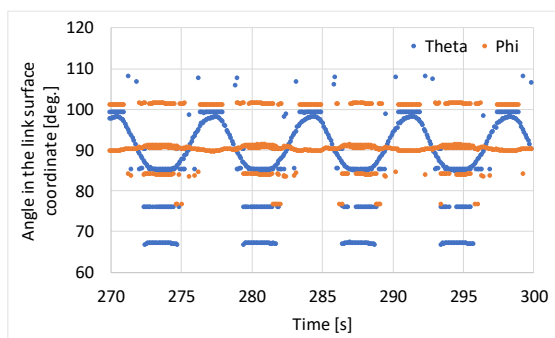
r :係留鎖における円環の半径, R :円環中心の回転半径 ($= 1.15 \times r$),

θ, φ :媒介変数, R_y : y 軸周りの回転行列

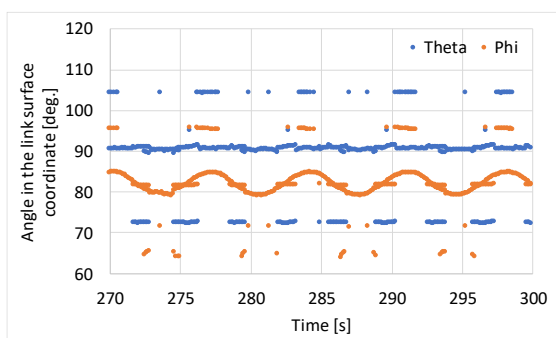
ような不十分な剛性や、数値的問題を引き起こすほどの高い剛性は好ましくないとされており、今回 FEM 解析から算出した接触パラメータは剛性が不十分であることが推察される。また、今回は考慮していないが実際には **proof load test** により生じる加工硬化の影響も考えられるため、式 (4.8) よりも大きな接触剛性となることが考えられる。また、摩耗量を算出する際には接触点を追跡する必要があるため安定した接触が望ましく、解析時間の長さも考慮すると Hertzian 接触理論から算出した式 (4.7) の使用が実用的であるため、Table 4.2 に示すように Hertzian 接触理論から算出した接触パラメータを以降の解析では使用した。この接触パラメータと実現象との比較は、必要に応じて係留鎖の機構レベルでの実験を行い検証していく必要があるが、本研究は基礎的検討であるため実施せず、今後の課題とした。



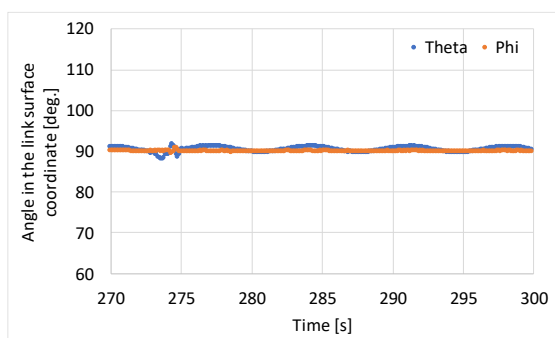
(a-1) Between link C-1 and C-2.



(a-2) Between link C-2 and C-3.



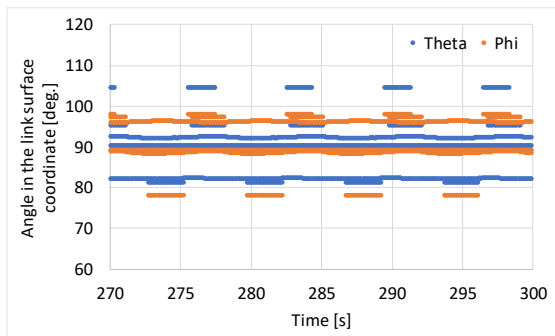
(a-3) Between link C-4 and C-5.



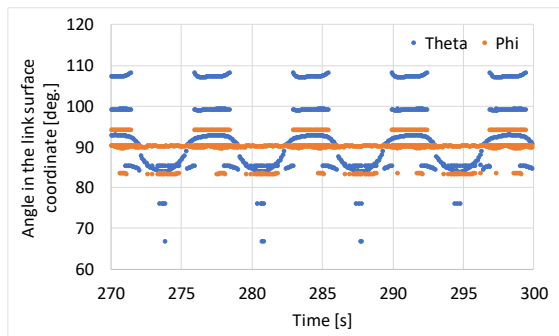
(a-4) Between link C-5 and C-6.

(a) Analysis by the contact properties calculated by FEM analysis

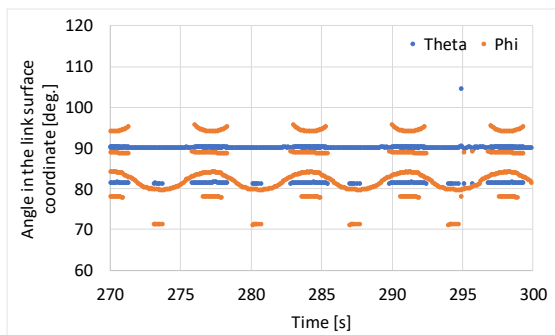
(CPU time used = 26857 s).



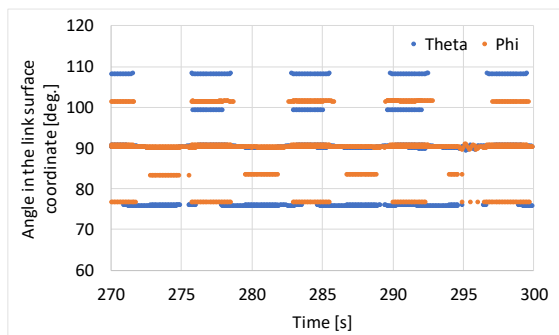
(b-1) Between link C-1 and C-2.



(b-2) Between link C-2 and C-3.



(b-3) Between link C-4 and C-5.



(b-4) Between link C-5 and C-6.

(b) Analysis by the contact properties calculated by Hertzian contact theory

(CPU time used = 11430 s).

Fig. 4.9 Motion of contact points caused between links.

4.2.2 リンク表面に沿った接触点移動距離の算出

上述したように、接触点の位置はリンクの中心から見たベクトルとして得られるため、その移動距離を把握するためにはリンク表面の曲面に沿った移動距離の算出を行う必要がある。リンク曲面は式 (4.9) のように得られているため、この曲面に沿った曲線の長さの算出を行った。

曲面を $\mathbf{p} = \mathbf{p}(u^1, u^2)$ のように表すと、曲線は一つのパラメータにより表すことができ、その曲線を $\mathbf{x}(t) = \mathbf{p}(u^1(t), u^2(t))$ のように定義できる。このとき、曲線の長さは式 (4.10) のように表され、合成関数の微分則より式 (4.11) となる。

$$s = \int_{\alpha}^{\beta} \left| \frac{dx}{dt} \right| dt \quad (4.10)$$

$$s = \int_{\alpha}^{\beta} \sqrt{\left(\frac{\partial \mathbf{p}}{\partial u^1} \right)^2 \left(\frac{du^1}{dt} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial \mathbf{p}}{\partial u^1} \cdot \frac{\partial \mathbf{p}}{\partial u^2} \right) \frac{du^1}{dt} \frac{du^2}{dt} + \left(\frac{\partial \mathbf{p}}{\partial u^2} \right)^2 \left(\frac{du^2}{dt} \right)^2} dt \quad (4.11)$$

式 (4.9) における角度 θ 及び φ が線形変化すると仮定すると、定数 a, b を用いて $(\theta(t), \varphi(t)) = (at + b, t)$ と表され、式 (4.11) に式 (4.9) を代入することで式 (4.12) が得られる。式 (4.12) はこれ以上計算ができないため、接触点データの出力間隔毎に数値積分を行い、接触点のリンク表面の曲面に沿った移動距離の算出を行う。ここで、数値積分はシンプソン則を用い、0.1 s 間隔出力を 5 分割している。

$$s = \int_{\alpha}^{\beta} ar \sqrt{1 + \frac{b^2}{a^2} \left(\sin \theta(t) - \frac{R}{r} \right)^2} dt \quad (4.12)$$

4.2.3 転がりと滑りの判定方法

係留鎖間の運動には転がりと滑りが混在しているが、摩耗の主要因である滑りを扱うためにはこれらを判別する必要がある。ここで、転がりは接触点間に相対速度を生じない運動、滑りは相対速度を生じる運動として定義する。純粋な滑り運動のみを係留鎖間の動的接触解析から算出することで、その滑りから生じる摩耗量の算出を行う。

まず、2次元接触体での転がりと滑りについて考える。直線と円の2次元接触を考え、円が直線上を転がるまたは、滑るものとする。このとき、転がりと滑りの向きによって Fig. 4.10 のような状況が考えられる。Fig. 4.10 (a) では同方向に滑りと転がりが生じており、滑り距離 d_s は直線上に生じた接触点の移動距離 d_l から転がり距離 d_r を減じた距離となっている。また、Fig. 4.10 (b) では逆方向に滑りと転がりが生じており、滑り距離 d_s と転がり距離 d_r の大小関係により 2 つの場合が考えられる。 $d_s < d_r$ の場合、円に生じる接触点を直線上に射影した直線移動方向と直線上の接触点の移動方向は同じであり、 $d_s > d_r$ の場合、これらの移動方向は逆となる。このとき、 $d_s < d_r$ においては直線上に

生じた接触点の移動距離 d_l と転がり距離 d_r の差が、 $d_s > d_r$ においてはこれらの和が、滑り距離の大きさとなっている。Fig. 4.10 における(a)と(b)いずれの場合においても、転がり距離 d_r を除いた純粋な滑り距離 d_s はその方向も考慮して式 (4.13) のように容易に表せる。ここで、ベクトルの向きは正射影ベクトルを考え、ベクトルの大きさはそれぞれの接触体に生じた接触点の移動距離としている。

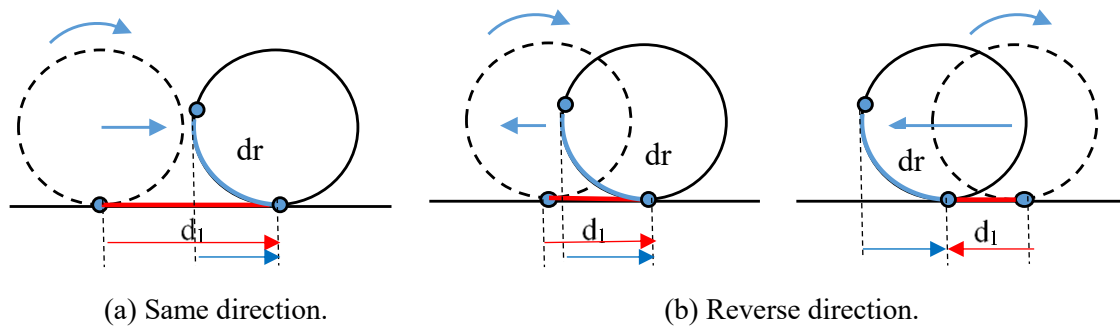


Fig. 4.10 Contact situation between line and circle.

$$\vec{d}_s = \vec{d}_l - \vec{d}_r \quad (4.13)$$

リンク間の接触点においても同様に、接触点の移動ベクトルの正射影の成す角から転がりと滑りの方向を判定し、スカラーとして算出した曲面上の移動距離から滑り距離の算出を行った。ここで算出例として、Fig. 4.9 (b-1) に示したリンク C-1,C-2 間の主要な接触点の一つについて、接触点の移動ベクトルの正射影の成す角を Fig. 4.11 に、転がり距離と滑り距離の関係を Fig. 4.12 に示す。Fig. 4.12 について、縦軸は 0.1 s 毎に出力される接触点の移動距離の変動を表している。解析条件は、波高 5.0 m, 周期 7.0 s, 波向き 0 deg. の規則波, 解析時間 300 s とした。Fig. 4.11 から、この解析では転がりと滑りがほとんど同じ方向に生じており、滑り距離は両リンクに生じる接触点の移動距離の差から求めることができることが分かる。また、Fig. 4.12 から両リンクに生じる接触点の移動距離が打ち消されることで、算出された滑り距離に周期的な変動が生じていることが確認できる。

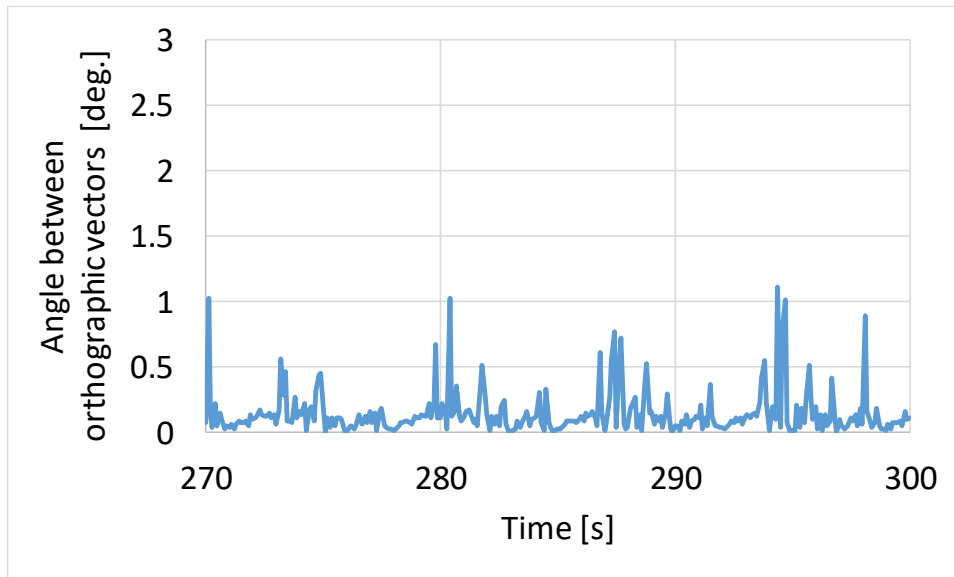


Fig. 4.11 Angle between orthographic vectors caused by contact points traveled.

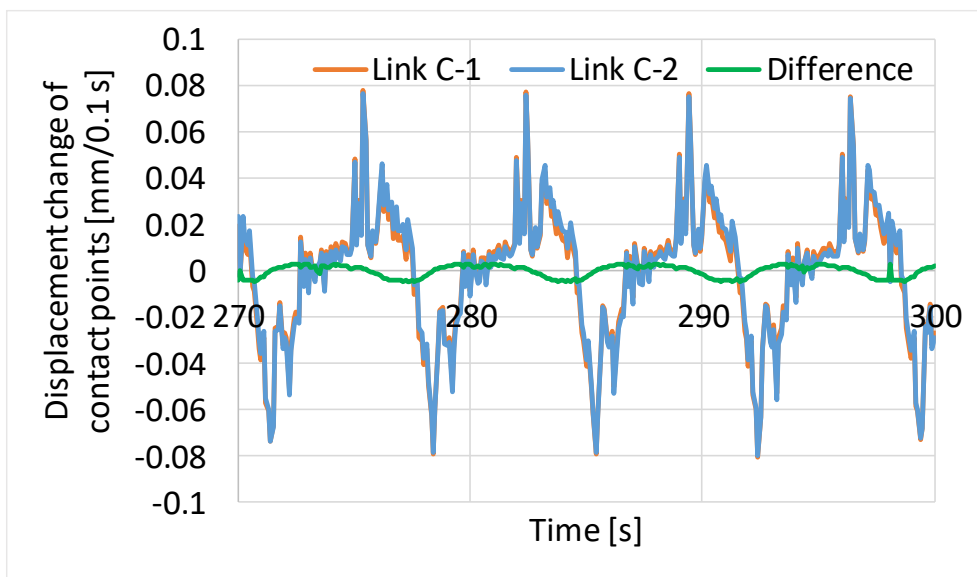


Fig. 4.12 Displacement change of contact points between link C-1 and C-2.

4.2.4 転がりを分離した摩耗量推定手法

係留鎖間の3次元接触解析では複数の接触点が生じており、各時刻の出力における接触点間の距離を評価することで、接触点の追跡を行った。ここで、接触点の移動速度には閾値（50 mm/s）を設け、0.1 s 間隔出力において連続な接触点すべてについて摩耗量の推定を行うものとする。また、本検討においては転がりにより生じる摩耗量は微小で

あるとし、滑りのみから生じる摩耗量についてのみ算出を行った。

3次元形状を考慮した係留鎖間の接触においては、転がり滑りはそれぞれリンク曲面に沿った距離として得られるが、3章にて算出した摩耗量推定式は摺動角を変数としていたため、式(4.14)に摺動角を滑り距離に換算した摩耗量推定式を示す。ここで、 d_s は滑り距離[mm]を表す。係留鎖物性値については、後藤ら³⁰⁾の行った試験結果からそれぞれ平均値である硬度 2579 N/mm^2 、摩耗係数 1.5×10^{-4} を用いて摩耗量推定を行った。

$$W = 2.27 \cdot \frac{K}{H} \cdot T \cdot d_s \quad (4.14)$$

4.2.5 接触解析の精度検証

接触解析に影響を与えるものとして、Table 4.5 に示す4つが考えられる。リンクモデルについては、上述したように境界表現法による B-rep モデルを使用しているため、通常考慮すべき要素分割数による収束性を確認する必要はない。また、接触剛性等のプロパティについては、先述したように解析の安定性から Hertzian 接触理論による推定値を使用するが、実現象との比較が未実施なため推定値をそのまま使用した。そのため、Table 4.5 に示す接触解析に影響を及ぼし得る要因のうち積分器と Error 値による推定摩耗量の収束の確認を行い、本解析のパラメータを設定した。

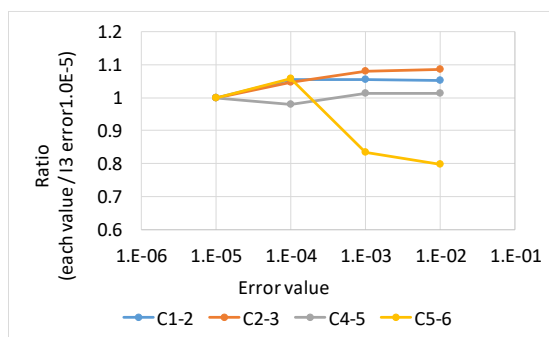
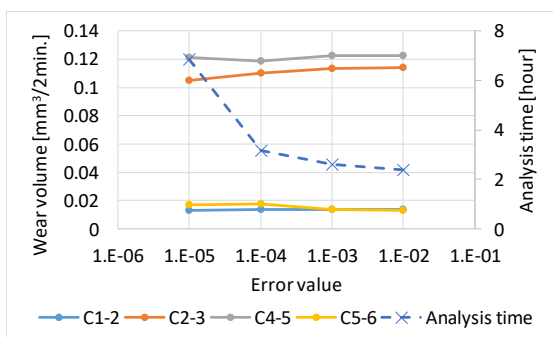
Table 4.5 Factors affecting contact analysis between links.

No.	Factor	Notes
1	Link model	B-rep model doesn't have number of element divisions.
2	Contact properties	Contact properties are calculated by Hertzian contact theory, don't have experimental data.
3	Integrator	Following integrators are used for contact analysis, I3: High speed and high accurate displacement SI2 : Low speed but high accurate velocity and acceleration
4	Error value	Error value for SI2 has approximately 100 higher accuracy than that for I3

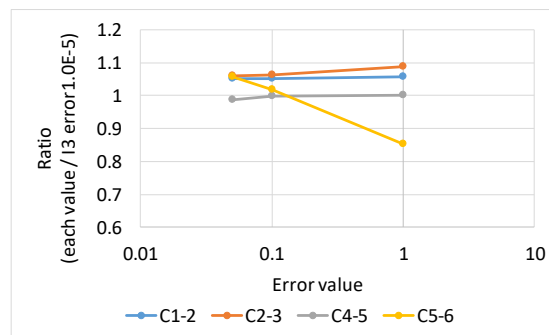
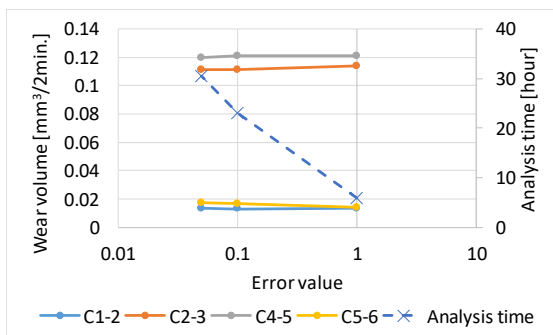
波高 5.0 m, 周期 7.0 s の規則波における解析 (300s のうち 180~300s を摩耗量推定に使用) について比較を行った. Table 4.6 に Error 値と積分器の解析条件を示しているが, 積分器により異なる Error 値は SI2 が I3 に比べて 100 倍程度精度が高いことを勘案して選択した. Fig. 4.13 に摩耗量の比較と I3, error 値 0.00001 の解析条件における摩耗量を基準とした比を示す. Fig. 4.13 より, リンク間 C1-2, 2-3, 4-5 については error 値を小さくするにつれて減少する傾向, リンク間 C5-6 については増加する傾向が確認できる. また, 解析所要時間が指数関数的に増加することも確認できる. 以上のことから解析時間も考慮して, 積分器 I3, error 値 0.00001 を解析条件として選択した. また, 積分器や error 値による接触位置の違いはほとんどみられなかった.

Table 4.6 Analysis condition for error value and integrator.

I3	0.01	0.001	0.0001	0.00001
SI2	1.0	0.1	0.05	



(a) Integrator : I3



(b) Integrator : SI2

Fig. 4.13 Comparison of wear volume by varying error value and integrator.

4.3 転がりを考慮した摩耗量推定と比較

中間ウェイト位置及びタッチダウンポイントのそれぞれについて応答解析を行い、3次元リンク形状を考慮した年間摩耗量の推定と、従来手法及び実測値との比較を行った。従来手法である質点-ばねモデルによる摩耗量推定を行った3章から、変動風による摩耗量への影響はほとんどないことを確認しており、外力として不規則波についてのみ検討し摩耗量推定を行った。このとき、解析条件等は3章に示したとおりである。また、リンク間接触の不安定さから解析時間0～500sは過渡状態であるとし、摩耗量推定を行う解析時間1800sには含めていない。

(1) 中間ウェイト前後位置

中間ウェイト前後位置について、従来の質点-ばねモデルでの推定摩耗量及び実測値との比較をTable 4.7及びFig. 4.14に示す。加えて、Table 4.7にはMooring Integrity Joint Industry Project Phase 2²⁹⁾の報告書を基に算出したリンク頂部の摩耗深さを示している。また、Fig. 4.14は片対数グラフとしたため実測摩耗量0mm³の箇所のプロットは行っていない。比較結果から、質点-ばねモデルでの推定摩耗量及び実測値と同じ傾向を示すとともに、すべての位置において実測値に近づく結果となったことが確認できる。

推定摩耗量の多いリンクC-4,5間の接触について、応答解析から得られた接触位置の変動等(Hs = 0.5 m, Ts = 5.5 s, Nowind)をFig. 4.15に示す。リンクC-4,5間では接触点が1つのみであった。Fig. 4.15(c)から接触点の変動のほとんどは転がりによるものであり、その転がりを滑りから分離することで実際に係留鎖間に生じる滑りは非常に小さいことが確認できる。また、推定摩耗量が増加傾向を示したリンクC-5,6間の接触についても応答の確認を行ったが、ほかのリンク間の接触と同様に係留鎖間に生じる滑りは非常に小さく、実測摩耗量との比較からもこの位置においては質点-ばねモデルでの摩耗量推定が過小評価であったことが確認できる。

Table 4.7 Comparison of wear volume and wear depth at the clump weight point.

Link location	Mass-spring model		3D link model		Measurements		Line length [m]
	[mm ³ /yr.]	[mm/yr.]	[mm ³ /yr.]	[mm/yr.]	[mm ³ /yr.]	[mm/yr.]	
C-5, 6	471	0.13	601	0.17	1438	0.40	81.6
C-4, 5	60509	16.8	4733	1.32	2157	0.60	81.9
C-2, 3	49743	13.8	1823	0.51	1978	0.55	83.6
C-1, 2	376	0.11	245	0.07	0	0.00	83.9

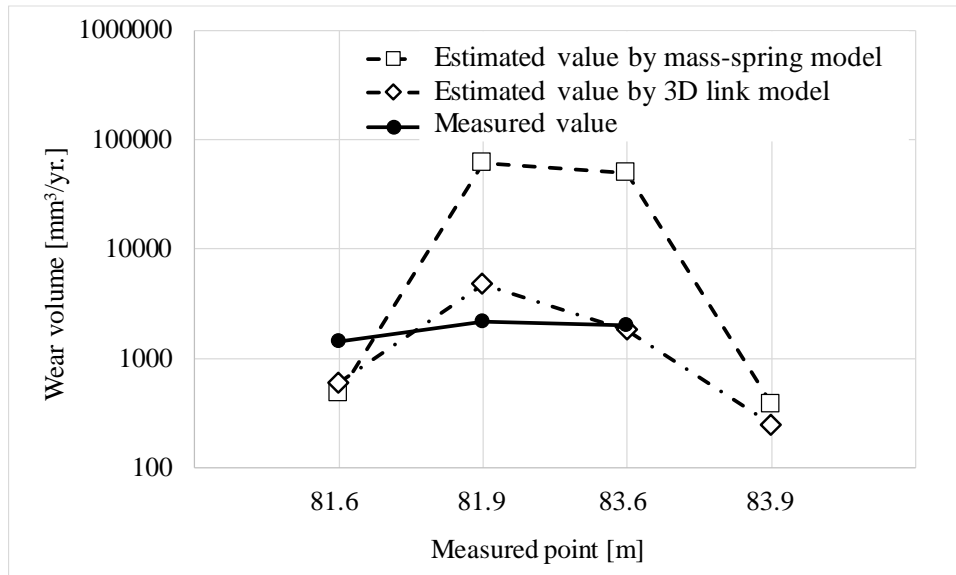
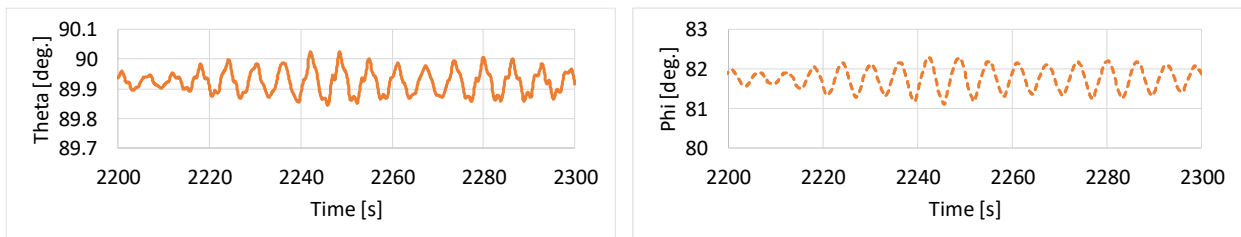
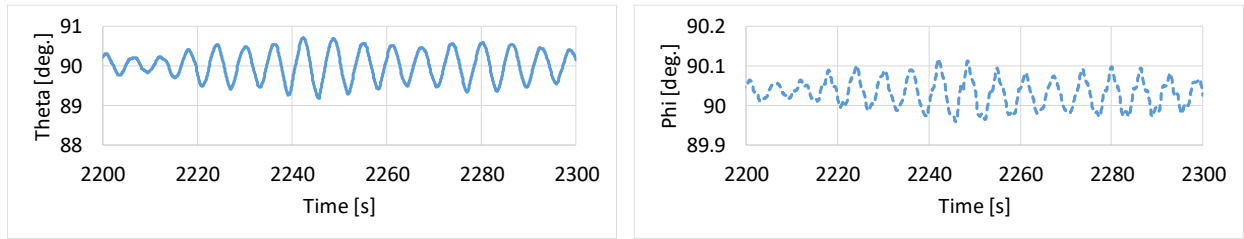


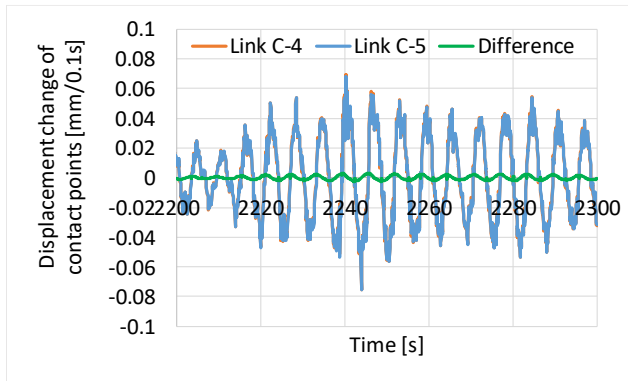
Fig. 4.14 Comparison of wear volume at the clump weight point.



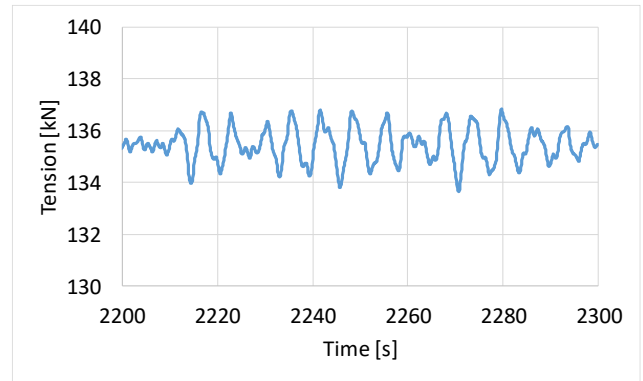
(a) Coordinates of contact point on the link C-4.



(b) Coordinates of contact point on the link C-5.



(c) Displacement change of contact point.



(d) Normal force.

Fig. 4.15 Coordinates, displacement and normal force about contact point between link C-4, 5.

(2) タッチダウンポイント

タッチダウンポイントについて、従来の質点-ばねモデルでの推定摩耗量及び実測値との比較を Table 4.8 及び Fig. 4.16 に示す。中間ウェイト前後位置と同様に、Table 4.8 にはリンク頂部の摩耗深さを併せて示し、Fig. 4.16 は片対数グラフとし実測摩耗量 0 mm^3 の箇所のプロットは行っていない。また、比較位置の実測摩耗量が 0 mm^3 となっているため、その前後の実測値も示している。結果、タッチダウンポイントにおいても実測値に近づく結果となったことが確認できる。

推定摩耗量の多いリンク T-3, 4 間について、応答解析から得られた接触位置の変動等 ($H_s = 0.5 \text{ m}$, $T_s = 5.5 \text{ s}$, Nowind) を Fig. 4.17 に示す。リンク T-3, 4 間では接触点が 3 つであった。接触点の変動について中間ウェイト前後位置の結果と比較すると、タッチダウンポイントでは海底への接触に起因すると思われる急激な変化が見られ、滑りの生じる割合が多いことが確認できる。

Table 4.8 Comparison of wear volume at the touchdown point.

Link location	Mass-spring model		3D link model		Measurements		Line length [m]
	[mm ³ /yr.]	[mm/yr.]	[mm ³ /yr.]	[mm/yr.]	[mm ³ /yr.]	[mm/yr.]	
—	2841	0.79	—	—	0	0.00	118.2
—	2465	0.69	—	—	1258	0.35	118.6
T-4, 5	—	—	4372	1.22	—	—	—
T-3, 4	19086	5.31	3955	1.10	0	0.00	121.2
T-2, 3	9685	2.69	3793	1.05	0	0.00	121.5
T-1, 2	—	—	995	0.28	—	—	—
—	3	0.00	—	—	1798	0.50	128.3
—	5	0.00	—	—	1438	0.40	128.6

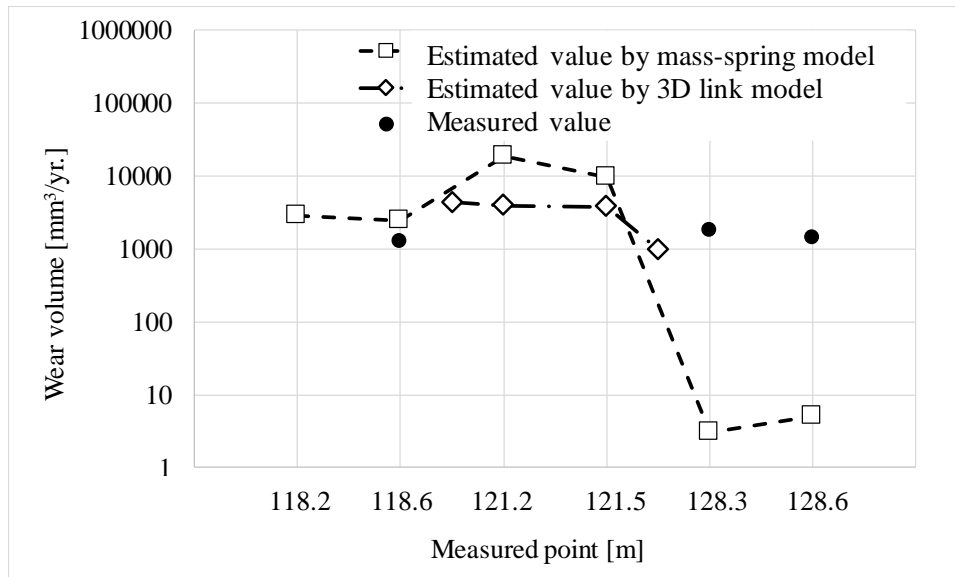
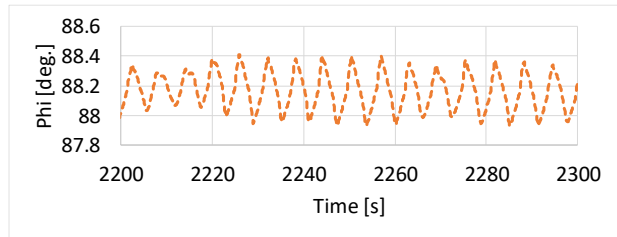
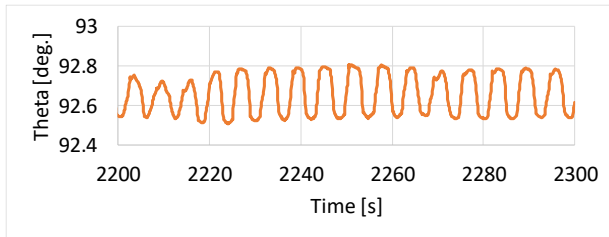
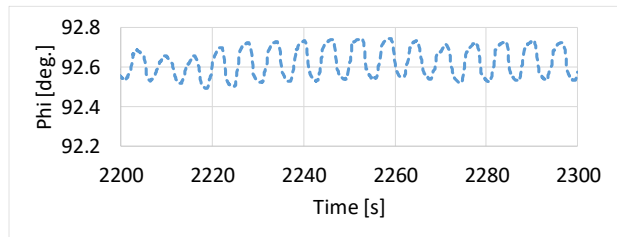
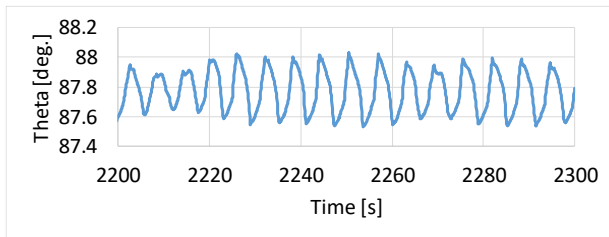


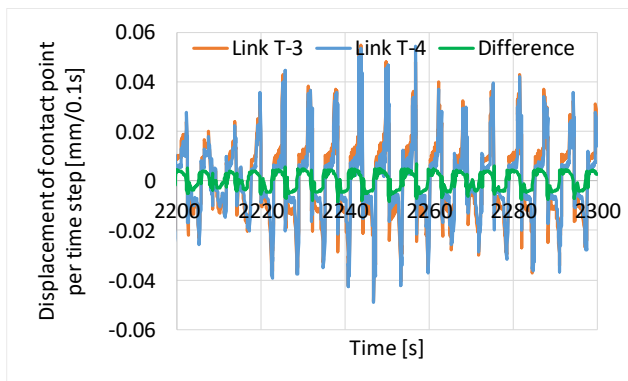
Fig. 4.16 Comparison of wear volume at the touchdown point.



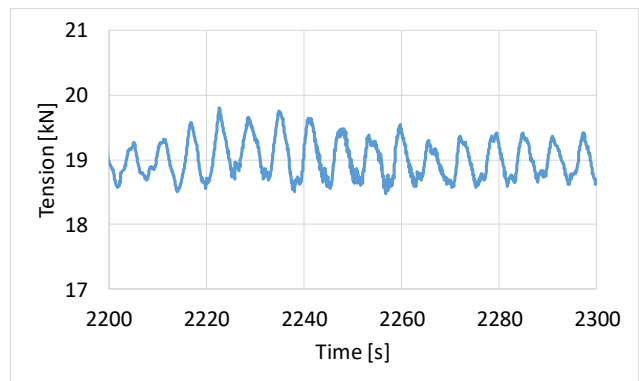
(a) Coordinates of contact point on the link T-3.



(b) Coordinates of contact point on the link T-4.

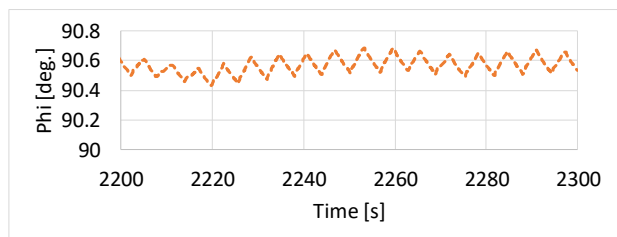
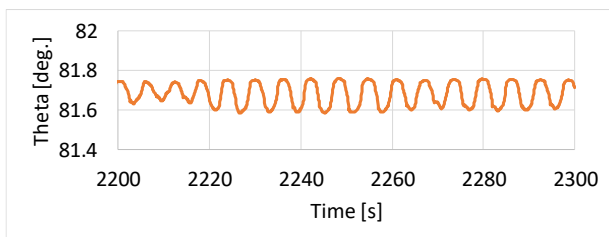


(c) Displacement change of contact point.

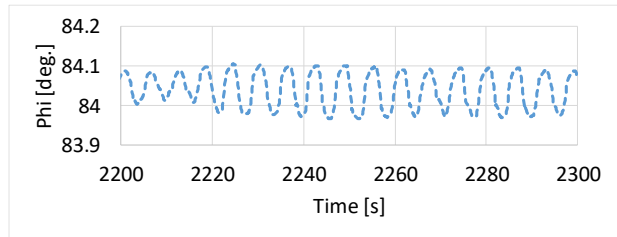
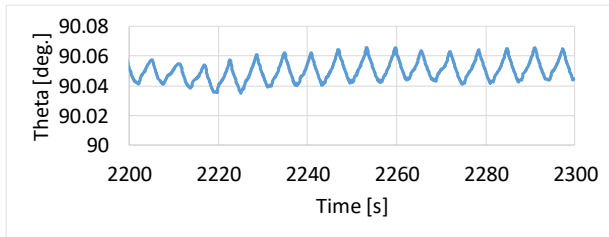


(d) Normal force.

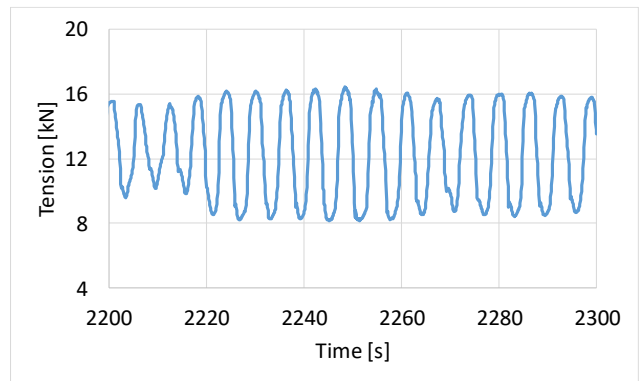
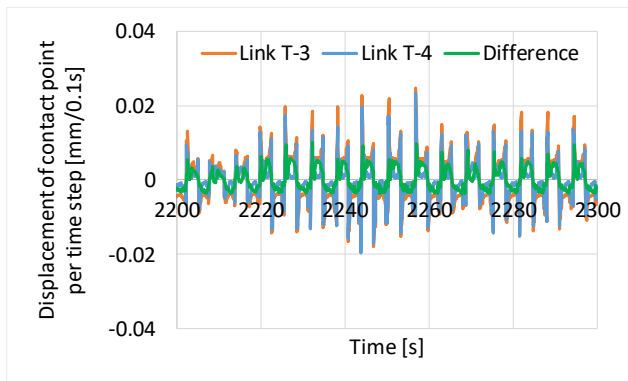
(1) Contact No.1



(a) Coordinates of contact point on the link T-3.



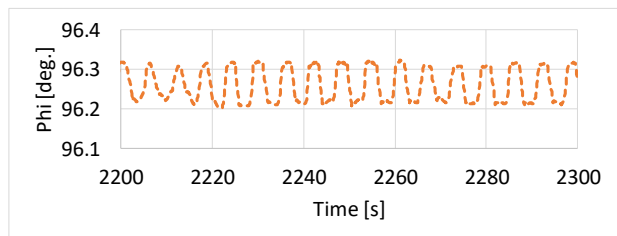
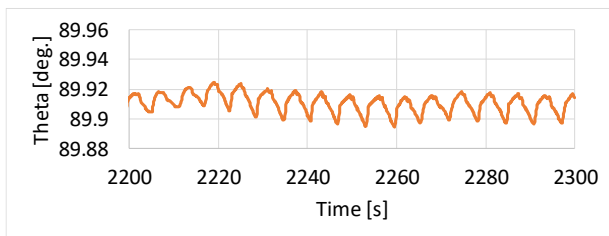
(b) Coordinates of contact point on the link T-4.



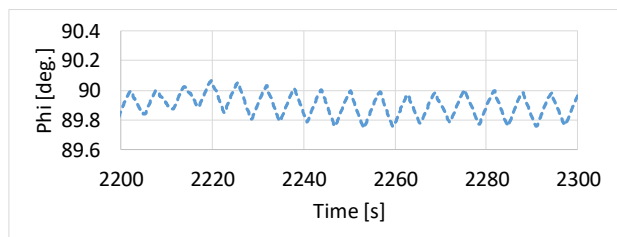
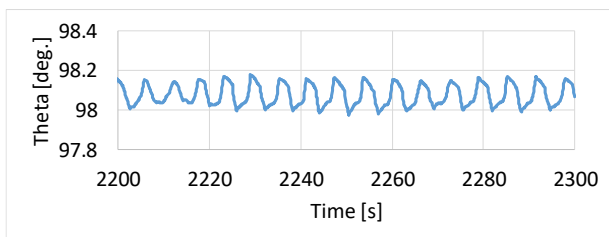
(c) Displacement change of contact point.

(d) Normal force.

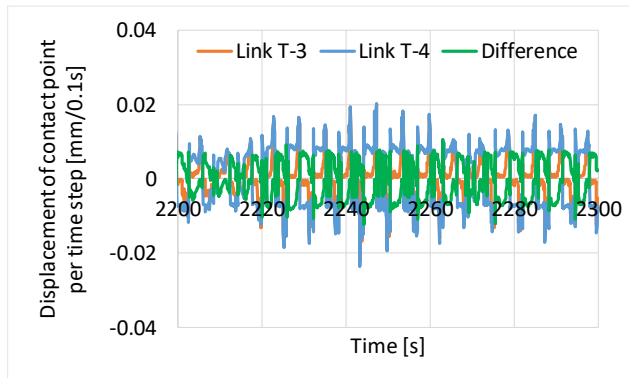
(2) Contact No.2



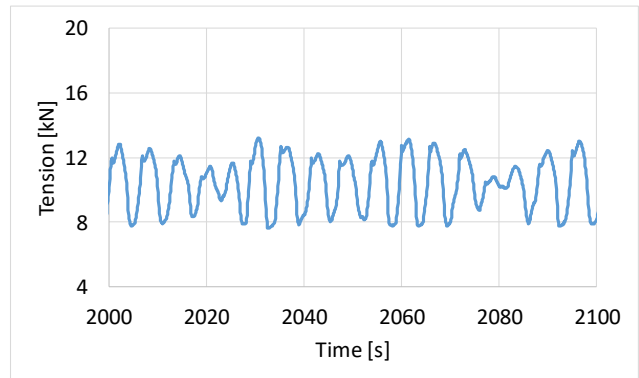
(a) Coordinates of contact point on the link T-3.



(b) Coordinates of contact point on the link T-4.



(c) Displacement change of contact point.



(d) Normal force.

(3) Contact No.3

Fig. 4.17 Coordinates, displacement and normal force about contact point between link T-3, 4.

4.4 結言

本章では、第3章にて確認された中間ウェイト前後位置やタッチダウンポイントにおける推定摩耗量と実測値との乖離を受けて、係留鎖の3次元形状と係留鎖間の摩擦力を考慮したマルチボディダイナミクスによる応答解析を実施した。また、3次元係留鎖間における接触解析に必要な接触パラメータにおいて、Hertzian 接触理論と FE 解析により係留鎖間の接触剛性を算出し、それぞれについて浮体-係留系の応答解析を行うことで接触パラメータの検討を行った。3次元係留鎖間に生じる接触点の運動から転がりと滑りの判別方法を示し、これまで未考慮であった係留鎖間に生じる転がりの影響を分離した上で滑りから生じる摩耗量を算出し、改めて実測摩耗量との比較を行った結果、実測値に近い推定結果が得られた。また、中間ウェイト前後位置とタッチダウンポイントでの係留鎖間の運動を比較すると、タッチダウンポイントでは滑りが生じる割合が高いことが確認でき、これがタッチダウンポイントにて大きな摩耗量を生じる要因であると考えられる。中間ウェイト前後位置では滑りの割合は小さいが、中間ウェイトの質量により生じる係留鎖間の大きな接触力に比例して大きな摩耗量を生じていることが分かる。

今後、Proof load test により生じる圧痕による係留鎖間運動への影響や係留鎖間の弾性変形による影響の検討を行い、更なる本提案手法の推定精度向上が求められる。

第5章 結論

本研究は、有限要素解析を用いて係留鎖間摩擦に適した摩耗量推定式の算出を行い、これに浮体－係留系の応答解析から得られる係留鎖間における相対角変化や張力を適用し、事前に係留鎖の物性値を材料試験により取得することで、係留鎖諸元や浮体施設、環境外力等によらない定量的な係留鎖摩耗量の推定手法の提案を行った。そして、実際に設置された浮体構造物係留鎖の実測摩耗量と推定摩耗量を比較することで、提案手法の妥当性の検証を行った。第2章では1点弛緩係留された観測ブイに対して、第3章では3点カタナリー係留されたスパー型浮体に対して提案手法により摩耗量推定を行い、その妥当性の検証を行った。第4章では、係留鎖運動の簡易計算法として一般的なランプドマス法と、詳細な係留鎖間運動の把握が可能な係留鎖の3次元形状と係留鎖間の摩擦力を考慮した3次元モデルを組み合わせた解析モデルによる提案手法の検討を行い、実測値との比較から推定精度の検証を行った。

以下に結論を述べる。

- 1点弛緩係留された観測ブイへの本提案手法の適用から、規則波を外力とした摩耗量推定と比べて実現象の再現性や安全側の設計となる点から不規則波による推定手法の有用性と従来知見との整合性を確認したものの、タッチダウンポイントにおいて推定値と実測値との乖離が生じており、更なる検証が必要であることを確認した。
- 3点カタナリー係留されたスパー型浮体への本提案手法の適用から改めてその有用性を確認するとともに、未考慮事項であった変動風による摩耗量への影響が解析対象ではほとんど無視できること明らかにし、多くの摩耗量測定位置において実測値に近い推定結果が得られたものの、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ることを確認した。
- 3点カタナリー係留されたスパー型浮体係留鎖における摩耗量推定精度の向上に向け、係留鎖の形状および摩擦力を考慮した3次元係留鎖モデルでのマルチボディダ

イナミクスを用いた応答解析を実施することで係留鎖間に生じる転がりの影響を分離した上で滑りから生じる摩耗量を算出が可能であることを確認した。さらに、中間ウェイト前後位置での折れ曲がりやタッチダウンポイントでの海底との接触により大きな相対角変動を生じる係留鎖間においては、その多くが転がりによるものであることを明らかにし、滑りのみから摩耗量推定を行うことで推定値が大きく実測値に近づくことを確認した。

以上の結果より、本研究において提案した、有限要素解析と応答解析を組み合わせた定量的な摩耗量推定手法は多点カテナリー係留において、係留鎖間に生じる転がりを考慮することで良好な摩耗量推定を行うことができると考えられる。今後、実現象の再現と提案手法の更なる検証を行うにあたり、応答解析においては Proof load test による圧痕による係留鎖間運動への影響や係留鎖間の弾性変形により生じる固着の影響の検討、潮流を考慮した応答解析の実施が望まれる。有限要素解析を用いた摩耗量推定式の算出においては、現在円筒にてモデル化を行っている係留鎖において製造過程で生じる扁平変形の考慮や、マイルド摩耗遷移として知られる摺動距離と摩耗量の非線形性の影響の考慮などが挙げられる。また、係留鎖の損耗に影響を与える要因として腐食だけでなくバイオフィームの影響も考えられることから更なる実験的検証が求められるとともに、係留鎖間摩耗試験による摩耗現象の解明と摩耗係数のばらつきを低減することのできる信頼性の高い係留鎖物性値の取得方法の開発が望まれる。

本研究の目的とする摩耗量推定手法の確立においては、その推定精度の向上だけでなく実際に浮体構造物係留鎖の設計において高度な技術を必要とせず容易に適用可能な推定手法の確立が求められている。現在の推定手法では、精度よく摩耗量推定を行うために係留鎖間の有限要素解析と 3 次元係留鎖モデルによる転がりを考慮した応答解析を行う必要があるが、推定手法の簡略化に向けたそれぞれの今後の展望について以下に述べる。

まず、係留鎖間の有限要素解析による摩耗量推定式の算出においては、係留鎖の規格に応じて摩耗量に相関のある因子とその影響を明らかにすることで、摩耗量推定式の簡略化が可能となる。現在、摩耗量に影響を及ぼす因子として降伏応力が挙げられる。こ

れは係留鎖間の接触において局所的に塑性変形を生じることからも容易に想像できる。また、係留鎖物性値についてはデータベース化を達成することで材料試験を行うことなく、係留鎖設計時に摩耗量に関する健全性の検討を容易に行うことができる。これにより、係留索設計者は係留鎖の規格と寸法を選択することでその係留鎖に適した摩耗量推定式を得ることができる。

次に、浮体－係留系の応答解析については、現在推定精度の向上が確認された3次元係留鎖モデルによる転がりや滑りを考慮した応答解析において、係留鎖間に生じる転がりや滑りを質点－ばねモデルから推定できるような解析手法を確立することで、応答解析にかかる技術的な困難さや解析コストを緩和することが可能となる。その方法として、Mooring Integrity Joint Industry Project Phase 2 の報告書²⁹⁾にて検討された理想的な2次元係留鎖接触から転がりや滑りを判別する手法を3次元に拡張するものや、質点－ばねモデルを用いた応答解析において3次元係留鎖の形状や摩擦力により生じる減衰を考慮した解析モデルの開発などが考えられる。また、係留鎖摩耗に関しては浮体構造物の疲労や強度照査に求められるような解析環境条件等が定められていないのが現状であり、係留鎖設計の効率化を図るためには同様なシステムを構築する必要がある。

以上のような摩耗量推定式の簡略化や簡易応答解析モデルの開発により、これらを一連の摩耗量推定システムとして構築することが可能となる。これにより、波浪や風況の観測データを用いたリアルタイムでの摩耗量推定によるモニタリングが可能となり、メンテナンスの頻度の削減や最終的にはメンテナンスフリー化につながることを期待される。これらの達成により、摩耗量推定手法の確立が今後浮体式洋上風力発電施設のファーム化が期待される日本において、係留鎖健全性の確保やメンテナンスコスト削減に大きく貢献する重要な技術となることが考えられ、更なる発展が望まれる。

参考文献

- 1) International Energy Agency.: Offshore Wind Outlook 2019,
<https://webstore.iea.org/offshore-wind-outlook-2019-world-energy-outlook-special-report>,
(accessed on 13th December 2019)..
- 2) 日本海事協会：浮体式洋上風力発電設備に関するガイドライン 初版，2012.
- 3) Jayasinghe, K., Potts, A., Kilner, A. and Melchers, R.: Mooring Chain Wear Experiments and Findings, *Proceedings of the OTC*, OTC-28737-MS, 2018.
- 4) Melchers, R., E.: Transition from Marine Immersion to Coastal Atmospheric Corrosion for Structural Steels, *Corrosion*, Vol. 63, pp. 500–514, 2007.
- 5) Melchers, R., E.: Modeling of Marine Immersion Corrosion for Mild and Low-Alloy Steels—Part 1: Phenomenological Model, *Corrosion*, Vol. 59, pp. 319–334, 2003.
- 6) Brown, M. G., Comley, A. P, Eriksen, M., Williamns, I., Smedley, P. and Bhattacharjee, S.: Phase 2 Mooring integrity JIP-Summary of Findings, *Proceedings of the OTC*, OTC 20613, 2010.
- 7) American Petroleum Institute: API RP 2SK - Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures, 2005.
- 8) International Standards: ISO 19901-7:2013—Petroleum and natural gas industries - Specific requirements for offshore structures - Part7: Stationkeeping systems for floating offshore structures and mobile offshore units, 2013.
- 9) Det Norske Veritas: Offshore Standard DNV-OS-E301 Position Mooring, 2010.
- 10) Lloyd's Register: Rules and Regulations for the Classification of Offshore Units, 2019.
- 11) 笹田直：摩耗，養賢堂，ISBN 13 : 9784842504339，2008.
- 12) 長谷安蘭：摩耗メカニズムの研究事例と動向，表面技術，65 卷，pp.556-561，2014.
- 13) Meng, C. H., Ludema, C. K.: Wear models and predictive equations: their form and content, *Wear*, Vol. 181-183 Part 2, pp 443-457, 1995.
- 14) Holm, R.: Electrical Contacts 1st ed, *Gerber*, Stockholm, 1946.

- 15) Rabinowicz, E.: The Nature of the Static and Kinematic Coefficient of Friction, *Journal of Applied Physics*, Vol. 22, pp. 1373-1379, 1951.
- 16) Archard, J. F.: Contact and Rubbing of Flat Surfaces, *Journal of Applied Physics*, Vol. 24, pp. 981-988, 1953.
- 17) Shoup, J. G., Mueller, A. R.: Failure Analysis of a Calm Buoy Anchor Chain System, *Proceedings of the OTC*, OTC-4764-MS, 1984.
- 18) Rabinowicz, E.: The dependence of the adhesive wear coefficient on the surface energy of adhesion, *Proceeding of the international conference on Wear of Material*, pp. 36-46, 1977.
- 19) Rabinowicz, E.: The Wear Coefficient - Magnitude, Scatter, Uses, *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 103, pp. 188-193, 1981.
- 20) Yaghin, L. A., Melchers, E. R.: Long-term inter-link wear of model mooring chains, *Marine Structures*, Vol. 44, pp. 61-84, 2015.
- 21) Lim, S. C., Ashby, M. F., Brunton, J. H.: Wear-rate transitions and their relationship to wear mechanisms, *Acta Metallurgica*, Vol. 35, pp. 1343–1348, 1987.
- 22) 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.
- 23) American Bureau of Shipping: Guide for the Certification of Offshore Mooring Chain, 2009.
- 24) Gotoh, K., Nakagawa, M., Murakami, K., and Utsunomiya, T.: Effect of tensile force wear performance of mooring chain, *Proceedings of the OMAE*, OMAE2018-77960, 2018.
- 25) Gotoh, K., Ueda, T., Murakami, K., and Utsunomiya, T.: Wear performance of mooring chain in wet environment with substitute ocean water, *Proceedings of the OMAE*, OMAE2019-95822, 2019.
- 26) 肥田昭：腐食摩耗について，潤滑，第30巻，第7号，pp.467-471，1985.
- 27) Lim, S. C., Ashby, M. F., Brunton, J. H.: The effects of sliding conditions on the dry friction of metals, *Acta Metallurgica*, Vol. 37, pp. 767–772, 1989.
- 28) 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.

- 29) 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).
- 30) 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.
- 31) JIS Z 2244:2009, ビッカース硬さー試験方法, 2009.
- 32) 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.
- 33) <http://www.mssoftware.com/ja/product/marc>, (accessed on 8th June 2018).
- 34) JIS F 3303:2010, フラッシュバット溶接アンカーチェーン, 2010.
- 35) Yaghin, L. A., Melchers, E. R.: Long-term inter-link wear of model mooring chains, *Marine Structures*, Vol. 44, pp. 61-84, 2015.
- 36) ISO 1704:2008(E), Ships and marine technology – Stud-link anchor chains.
- 37) Bowden, P. F., Tabor, D.: *The Friction and Lubrication of Solids*, Clarendon, Oxford, pp. 324, 1950.
- 38) <https://www.orcina.com/SoftwareProducts/OrcaFlex/>, (accessed on 8th June 2018).
- 39) 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.
- 40) 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.
- 41) ナウファス – 国土交通省港湾局 全国港湾海洋波浪情報網 –, <http://www.mlit.go.jp/kowan/nowphas/>, (accessed on 8th June 2018).
- 42) 合田良實: 耐波工学ー港湾・海岸構造物の耐波設計, 鹿島出版会, 2008.
- 43) 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ー, 2013.
- 44) Nobel Denton Europe Ltd.: *Floating Production System - JIP FPS Mooring Integrity (Health and Safety Executive No. 444)*, 2006.

- 45) 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.
- 46) 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.
- 47) <http://www.mscsoftware.com/ja/product/adams>, (accessed on 8th June 2018).
- 48) 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.
- 49) 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.
- 50) 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.
- 51) Technical Committee ISO/TC 38 Textiles: ISO 18692:2007 Fibre ropes for offshore stationkeeping – Polyester, 2007.
- 52) Bureau Veritas: Classification of Mooring Systems for Permanent and Mobile Offshore Units, Rule Note NR 493 DT R03 E, 2015.
- 53) Newman, J.N.: Marine Hydrodynamics, The MIT Press, 1977.
- 54) Sarpkaya, T. and Isaacson, M.: Mechanics of Wave Forces on Offshore Structures, *Van Nostrand Reinhold Company*, 1981.
- 55) 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.
- 56) 武内崇晃, 宇都宮智昭, 後藤浩二, 佐藤郁: 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, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 30 号, 2019.
- 57) Avallone, E. A., Baumeister, T.: Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers 10th edition, McGraw-Hill Professional, 1996.

- 58) Hertz, H.: On the contact of solids. On the contact of rigid elastic solids and on hardness, *Miscellaneous papers*, pp. 146-183, 1896.
- 59) IHS ESDU.: Contact phenomena. I: stresses, deflections and contact dimensions for normally-loaded unlubricated elastic components, *ESDU 78035*.
- 60) MSC Software: Adams Solver User's Guide, Adams 2019,
https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC12042&cat=ADAMSDOC_2019&actp=LIST, (accessed on 26th December 2019).

付章 A 緊張係留されたスパーク型ブイにおける 摩耗量推定の実施

緊張係留では弛緩係留に比べて、係留鎖に作用する張力が大きいことや浮体動揺により係留索支点に集中して撓動角を生じ得ることから係留鎖摩耗に関してシビアであることが考えられる。本章では、緊張係留された風況観測用ブイにおいて異常摩耗を生じた実例を受け、本論文にて提案した係留鎖間有限要素解析と浮体-係留系の全体応答解析を組み合わせた定量的な摩耗量推定手法^{A1)}を適用することで、異常摩耗の原因について調査を行うとともに、提案手法の緊張係留への有用性の検討を行った。

A.1 解析対象諸元

平成 28・29 年度環境省「CO₂ 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業（洋上風況の観測システム及び推定に関する技術開発・実証事業）」において、比較的動揺の小さい浮体式スパーク型洋上ブイと風向風速計ドップラーライダーを組み合わせた洋上風況観測システムの開発が行われた^{A2)}。その中で開発の行われた低動揺型スパークブイは姿勢安定装置としてリング形状のフィンを有しており、その姿勢安定性能は Katayama^{A3)}の実施した模型試験により確認されている。低動揺型スパークブイの概要を Fig. A.1 及び Table A.1 に示す。ここで、解析対象は 2 つであり、リングフィン・アームの寸法や係留索諸元等が異なっている。Case A-1 に比べて Case A-2 では、係留索長さが短くリングフィン直径が小さいことが分かる。また、Case A-1 においても大きな摩耗が生じていることが確認できるが、特に Case A-2 においてはわずか設置期間 52 日において設置期間 320 日の Case A-1 を超える摩耗を生じており、異常な摩耗スピードであることが分かる。Table A.1 に示す最も摩耗の生じた場所は、両解析対象において浮体や海底と係留鎖を接続する係留環であり、これは係留鎖材料 SBC690 と比べ材料強度の低い SM490 や SS400 が係留環に用いられたことによるものだと考えられた。しかし、材料の違いだけでは説明できない摩耗状況が確認されたため、その原因の究明が求められている。

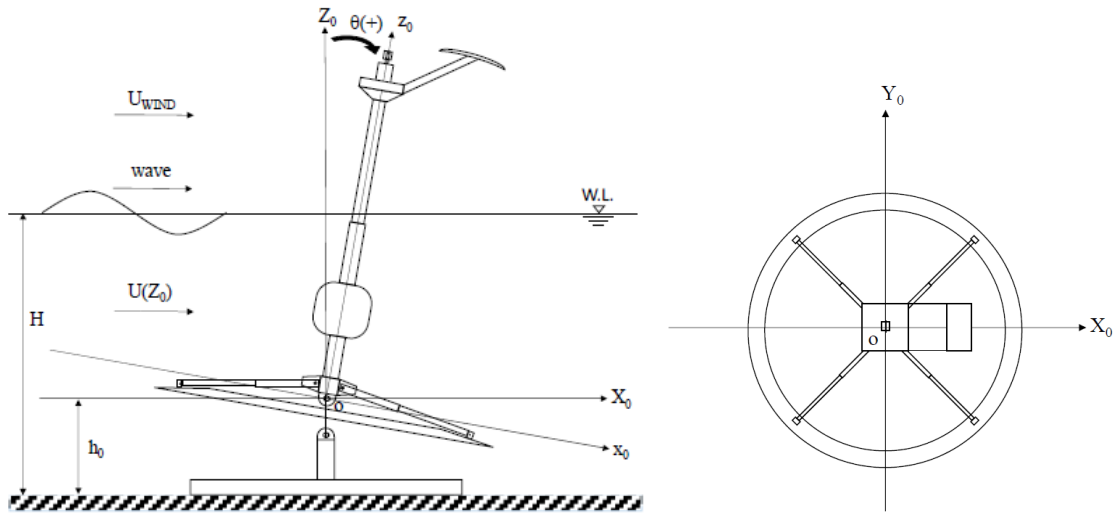


Fig. A.1 Schematic views of the buoy with the motion stabilizer ^{A.3)}.

Table A.1 Specification of wear case.

	Case A-1	Case A-2
Total height for buoy [m]	29.0	29.7
Maximum diameter for buoy without ring-fin and arm [m]	3.2	
Diameter of ring-fin [m]	9.0	7.5
Total mass for buoy [ton]	33.7	41.4
Total length of mooring chain [m]	3.49	1.57
Mooring component with nominal diameter	φ81 Studless link chain, φ81 Anchor shackle, φ85 special shackle, Bearing swivel (TKA-75)	φ108 Studless link chain, φ100 End shackle
Chain grade	JIS Grade 3	JIS Grade 3
Water depth [m]	19.84	
Installation period	320 days	52 days
Maximum wear depth on one side [mm]	71.1 (At Mooring ring on the seafloor side)	108.0 (At Mooring ring on the floater side)

係留システムの概略図を Fig. A.2 に示す。ここで、係留鎖間位置を浮体側から順番に番号を付けている。また、Case A-2 において最も摩耗の進んだ摩耗箇所 No. 1 (Case A-2) の外観を Fig. A.3 に示す。設置期間の短さからわかるように Fig. A.3 において顕著な腐食は確認できない。このことから、今回生じた係留索における損耗は摩擦による機械的な摩耗が主要因であることが考えられたため、摩耗量推定手法の適用を行った。

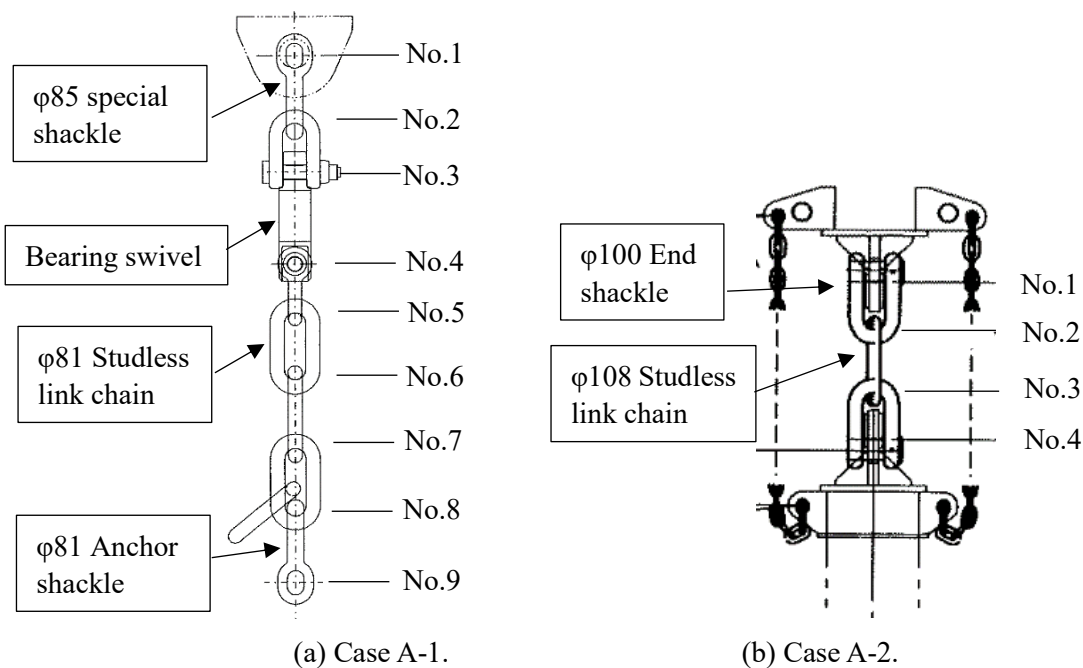


Fig. A.2 Schematic views of the mooring systems.



(a) Floater side mooring ring.



(b) Seafloor side mooring chain.

Fig. A.3 Appearance of wear location No. 1 in Case A-2.

Fig. A.2 に示した位置について実測摩耗深さを Table A.2 に示す. Case A-1 において, ベアリングスイベルの用いられた接触位置 No. 3, 4 においては実測摩耗量が得られていない. Table A.2 から運動の支点となる係留索端点 (Case A-1: No.1,9 / Case A-2: No. 1,4) において摩耗が非常に多く生じていることや, 係留環においてシャックルの倍近く摩耗深さを生じていることが確認できる. しかし, Case A-2: No. 1 の係留鎖においては係留環と同程度の摩耗深さを生じており, Case A-1 ではその傾向が見られないことからその原因の検討も実施する.

Table A.2 Wear depth at each part of mooring chain [mm].

Location No.	Case A-1			Case A-2		
	Floater side	Seafloor side	Total	Floater side	Seafloor side	Total
1	44.8	24.2	69.0	108.0	103.2	211.2
2	15.5	11.9	37.4	4.6	10.8	15.4
3	—	—	—	12.4	10.2	22.6
4	—	—	—	29.9	55.9	85.8
5	4.3	2.0	6.3			
6	1.2	1.6	2.8			
7	3.8	3.9	7.7			
8	19.2	15.5	34.7			
9	33.8	71.1	104.9			

A. 2 解析モデル

海洋構造物動的解析コード OrcaFlex^{A.4)}を用いた全体応答解析を行うにあたり、Fig. A.4に示すような解析モデルを作成した。解析モデルの概要をTable A.3に示す。実機においてリングフィン形状がCase A-1では円形、Case A-2では12角形となっているが、今回はその違いを考慮せず、Katayamaら^{A.3)}により与えられた円形リングフィンに関する流体力係数を使用した。ここで、入射角 30° 以降の流体力係数については与えられていないため、Fig. A.5に示すように揚力係数及び縦揺れモーメント係数は入射角 90° においてそれぞれ0となるものと仮定し、抗力係数は入射角に従い増加することが推察されたため入射角 90° において1.5となるものとして仮定を行った。また、Fig. A.1に示すように観測ブイ上部には翼が取り付けられており、Katayamaらは定常風環境下における模型試験において翼による浮体のピッチ方向傾斜角の減少を確認しているが、水面下に作用する流体力と比べてその影響が小さいものとして本検討では風による流体力を考慮していない。Case A-1においては設置から166日経過後にリングフィンの一部

の脱落が確認されたが、本検討ではこの影響を考慮していない。

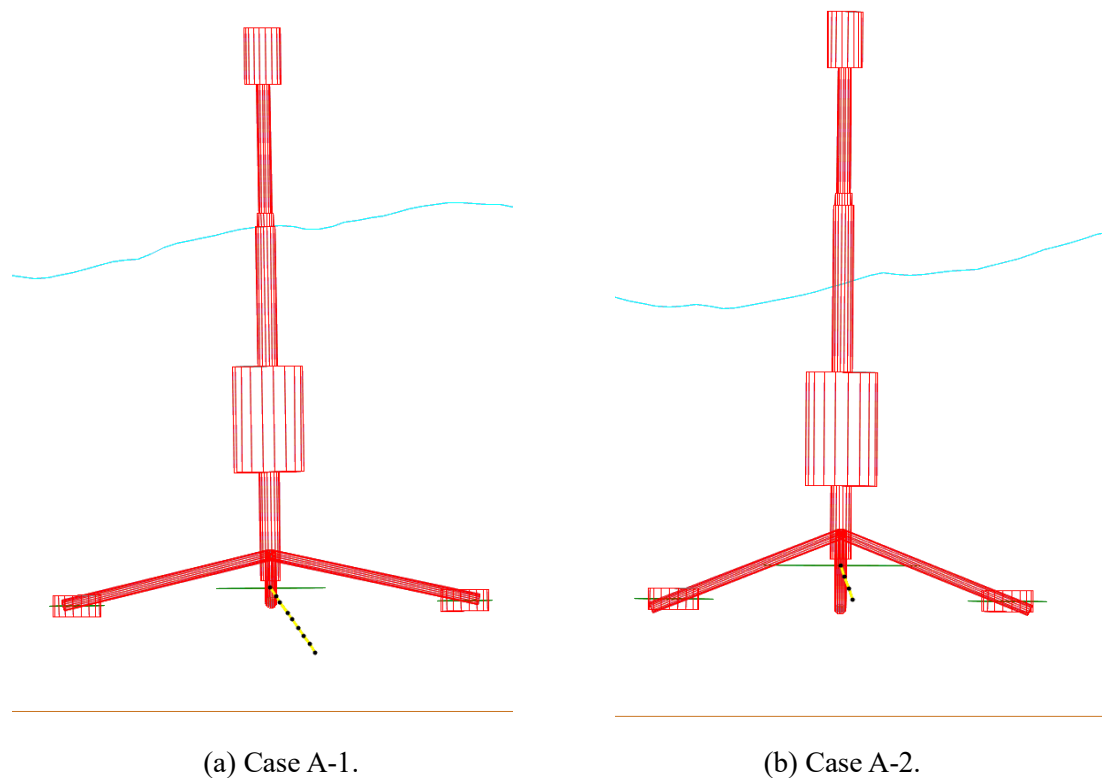


Fig. A.4 Analysis model.

Table A.3 Summary of analysis model.

Center pipe and arm	<ul style="list-style-type: none"> • Modeled as rigid circular column. • Drag coefficient and added mass coefficient are 1.0 at all components.
Ring-fin	<ul style="list-style-type: none"> • Hydrodynamic coefficient is given by Katayama et al. shown in Fig. A.5 • Drag and lift force are concentrated at the end of arm along wave direction. • Pitching moment is concentrated at the mooring ring.
Mooring line	<ul style="list-style-type: none"> • Modeled as mass-spring with the length of mooring components.
Sinkers	<ul style="list-style-type: none"> • Only height of mooring point is considered.

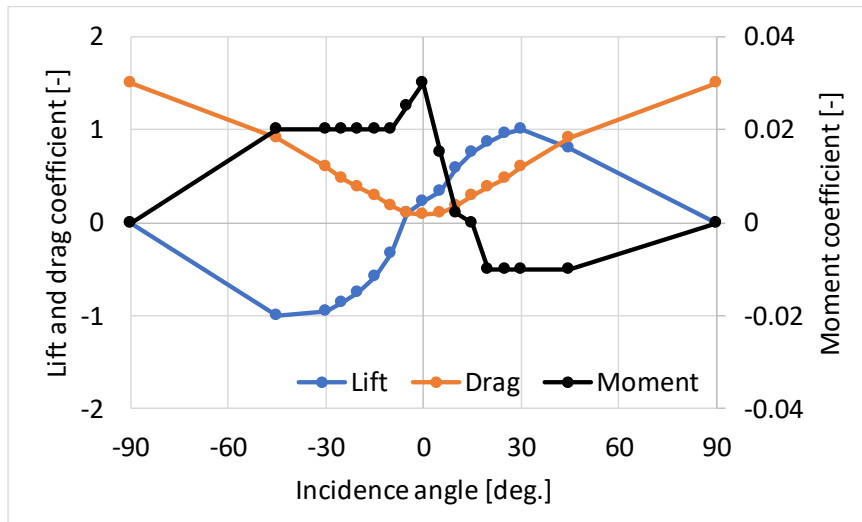


Fig. A.5 Hydrodynamic force assumed by model test results Katayama et al.^{A.3)} performed.

Table A.4 に今回使用した係留索の要素諸元を示す。係留鎖の各係数については OrcaFlex の推奨値を使用した。

Table A.4 Mooring line element specifications for analysis.

Line elements	Segment length [m]	Weight [ton/m]	Longitudinal stiffness [MN]
φ81 Studless link chain	0.470	0.188	1583
φ81 Anchor shackle	0.466	0.236	2127
φ85 special shackle	0.340	0.353	1886
Bearing swivel	0.635	0.315	2640
φ108 Studless link chain	0.626	0.212	2069
φ100 End shackle	0.550	0.636	2709

A. 3 解析条件

本検討における環境外力は、実測値の得られた波についてのみ検討を行った。まず、ナウファス^{A.5)}より山形沖における1時間観測データから作成した波浪頻度分布をTable A.5に示す。波浪頻度分布はCase A-2設置期間(2018/09/17 19:00~2018/11/08 06:00)に相当するデータを使用し、Case A-1においてもCase A-2との比較検討のために同じ波浪頻度分布での解析及び摩耗量推定を実施した。ただし、欠測26時間分のデータはTable A.5に含まれていない。

また、ブイ設置位置とナウファス山形沖データ位置は直線距離で約2.15km離れ、水深もそれぞれブイ設置位置では約20m、ナウファス山形沖データでは104mと異なり、浅水変形や砕波等の影響が懸念されたため確認を行った。合田^{A.6)}に倣い浅水変形を考慮した結果をTable A.6に示す。Table A.5, A.6を比較すると、大きく変化することはなかったが、一部砕波も見られたためTable A.6に示す波浪頻度分布を解析では使用した。

Table A.5 Scatter diagram unconsidering wave shoaling.

		Significant Wave Period [s]										Sum			
		3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5		13.5		
Significant Wave Height [m]	0.125		32	16											48
	0.5		282	178	13										473
	1		128	213	22										363
	1.5		20	36	19	11	5	2							93
	2		2	16	14	17	1								50
	2.5			3	26	27	6								62
	3			2	11	12	8	1							34
	3.5				2	22	8	3							35
	4					6	7	10							23
	4.5					1	5	2	1	1					10
	5						3	7							10
	5.5						1	1	1	1					4
	6														0
	6.5								1						1
	7											1			1
	7.5										1				1
8														0	
8.5										2				2	
9														0	
Sum		0	464	464	107	96	44	27	2	5	1	0		1210	

Table A.6 Scatter diagram considering wave shoaling.

		Significant Wave Period [s]										Sum			
		3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5		13.5		
Significant Wave Height [m]	0.125		32	16											48
	0.5		293	192	13										498
	1		117	205	27	2	2								353
	1.5		20	32	16	11	4	2							85
	2		2	15	21	18	2								58
	2.5			3	21	30	8								62
	3			1	8	17	11	2							39
	3.5				1	15	7	11							34
	4					3	6	3	1	1					14
	4.5						3	6							9
	5							1	2	1	1				5
	5.5														0
	6								1						1
	6.5											1			1
	7										1				1
	7.5										2				2
8														0	
8.5														0	
9														0	
Sum		0	464	464	107	96	44	27	2	5	1	0		1210	

全国港湾海洋波浪観測 30 か年統計にて報告された 3 年間（1997 年~1999 年）の統計値によると、観測ブイ設置位置に近い観測地点：酒田において N~NNW の波向きが卓越していることが確認できる。このように波向きが狭い範囲に集中していることや、解析対象の対称性も考慮して、本検討では不規則波を一方向のみから作用させることとした。また、不規則波は Table A.6 に示す有義波高と有義波周期の組み合わせそれぞれについて、修正ブレットシュナイダー・光易型スペクトル^{A.6)} に対してエネルギー等分割された成分波を重ね合わせることで与えている。

A. 4 摩耗量推定及び実測値との比較

摩耗量推定を行うに当たり、係留鎖間における有限要素解析から摩耗量推定式を算出する必要があるが、本検討では、摩耗量と係留鎖リンク半径が比例関係にあるとして、φ81 mm スタッドレスチェーン（Grade R3）にて算出した摩耗量推定式^{A.8)} (A.1) を適用した。また、物性値は後藤ら^{A.10)} により取得された平均値である $K = 0.00015$ 、 $H =$

2570 N/mm² を使用した.

$$W = 2.47 \cdot \frac{K}{H} \cdot T \cdot R \cdot d\theta' \quad (\text{A.1})$$

ここで,

W : リンク一方での摩耗量 [mm³], K : 摩耗係数 [-], H : 硬度 [N/mm²],

T : 張力 [N], R : リンク半径 [mm], $d\theta'$: 摺動角 [rad.]

実測摩耗深さとの比較にあたっては、摩耗量から摩耗深さを算出する必要があるが、係留鎖同士の摩耗については Mooring Integrity Joint Industry Project Phase 2 の報告書を基に行い、異常な摩耗を生じた係留索端点 (Case A-1: No.1,9 / Case A-2: No. 1,4) については Fig. A.3 に示す摩耗後係留鎖外観から Fig. A.6 に示すように摩耗痕形状を直方体と仮定し算出を行った。摩耗量推定結果を Table A.7 に示す。ここで、(a) Case A-1 に示した実測摩耗量は設置期間の比 (52/320) を乗じることで簡易的に比較を行っている。また、Table A.7 では摩耗係数の平均値 1.5×10^{-4} を用いた推定結果を示したが、摩耗係数がばらつきを生じることからその最大値 10×10^{-4} 及び最小値 0.071×10^{-4} を用いた推定摩耗量も合わせた実測摩耗量との比較を Fig. A.7 に示す。

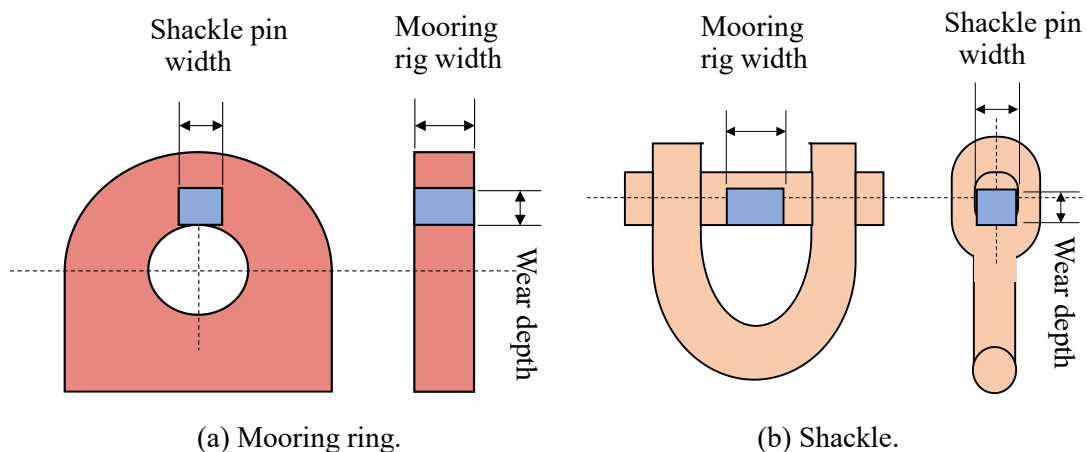


Fig. A.6 Assumption of worn shape.

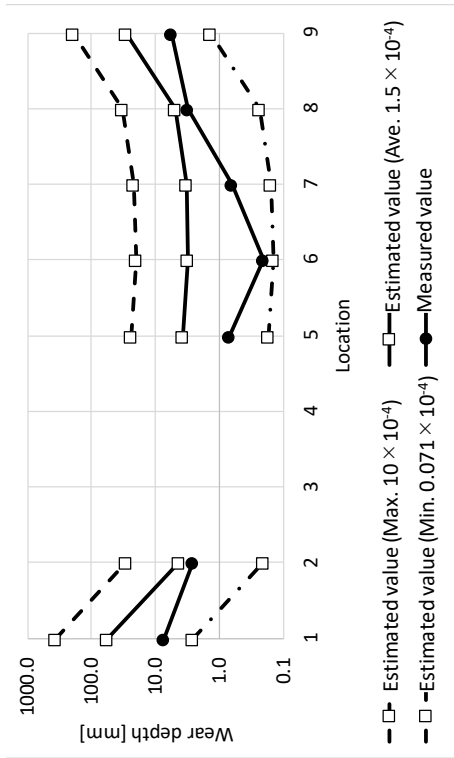
Table A.7 Wear estimation results at each part of mooring chain.

(a) Case A-1

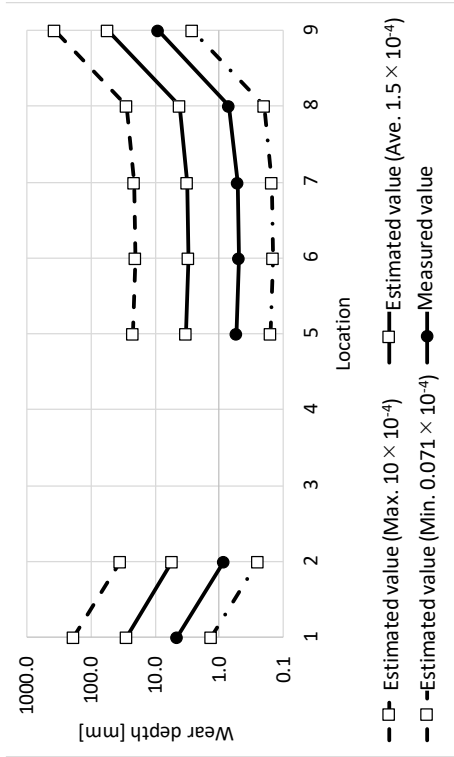
Location No.	Floater side			Seafloor side		
	Estimated		Measured	Estimated		Measured
	Wear volume [mm ³]	Wear depth [mm]	Wear depth [mm]	Wear volume [mm ³]	Wear depth [mm]	Wear depth [mm]
1	9.35×10 ⁵	55.0	7.28	4.82×10 ⁵	28.3	4.60
2	2.98×10 ⁴	4.22	2.52	2.36×10 ⁴	5.32	0.86
3	—	—	—	—	—	—
4	—	—	—	—	—	—
5	1.60×10 ⁴	3.61	0.70	1.73×10 ⁴	3.34	0.54
6	1.56×10 ⁴	3.02	0.20	1.56×10 ⁴	3.02	0.49
7	1.66×10 ⁴	3.21	0.62	1.66×10 ⁴	3.21	0.52
8	2.55×10 ⁴	4.93	3.12	2.98×10 ⁴	4.22	0.69
9	4.90×10 ⁵	28.8	5.49	9.51×10 ⁵	55.9	9.08

(b) Case A-2

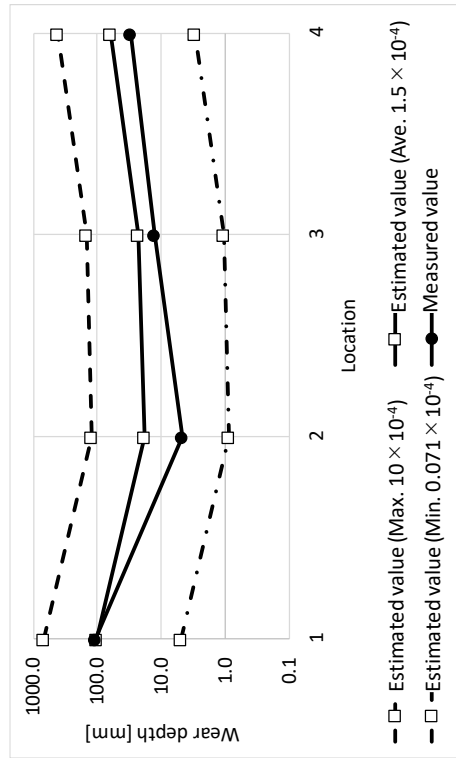
Location No.	Floater side			Seafloor side		
	Estimated		Measured	Estimated		Measured
	Wear volume [mm ³]	Wear depth [mm]	Wear depth [mm]	Wear volume [mm ³]	Wear depth [mm]	Wear depth [mm]
1	2.53×10 ⁶	102.7	108.0	1.48×10 ⁶	59.9	103.2
2	1.95×10 ⁵	18.1	4.6	1.81×10 ⁵	19.5	10.8
3	2.06×10 ⁵	22.3	12.4	2.22×10 ⁵	20.7	10.2
4	1.50×10 ⁶	60.9	29.9	2.57×10 ⁶	104.3	55.9



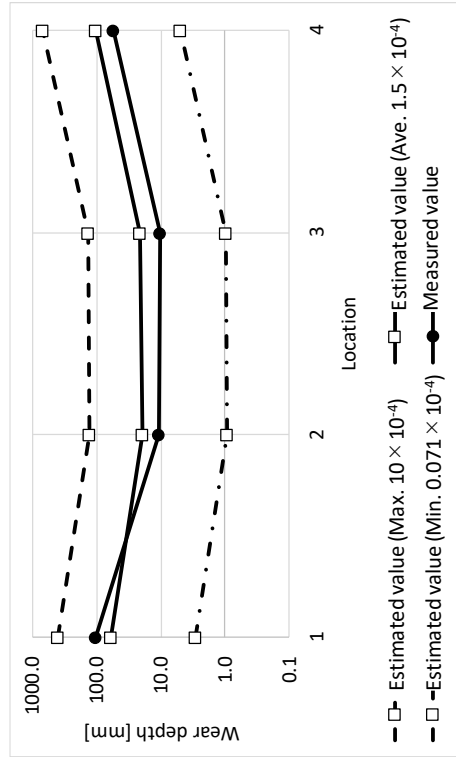
(a) Floater side for Case A-1.



(b) Seafloor side for Case A-1.



(c) Floater side for Case A-2.



(d) Seafloor side for Case A-2.

Fig. A.7 Comparison of wear depth by varying wear coefficient.

摩耗係数の平均値を用いた Table A.7 での比較から，Case A-1 ではすべての位置で実測値と比べて過大な推定となり，Case A-2 では浮体と係留鎖の接合部（Case A-2: No.1）において過小な推定となっているもののそれ以外の位置では過大な推定となっていることが確認できる．また，摩耗係数の最大値と最小値を用いた推定摩耗量と実測値との比較を示した Fig. A.7 から，実測値が摩耗係数のばらつきの中に納まっており，摩耗係数の平均値を用いた推定が実測値を比較的良好に表していることが確認できる．上記にて摩耗量と係留鎖リンク半径が比例関係にあると仮定して摩耗量推定を行ったが，係留索端点においてはその仮定に従い係留環側の摩耗量が多く推定されており，その傾向が実測値においてもほとんどの位置で確認できる．しかし，Case A-2: No.1 においては海底側のシャックルにも係留環と同程度の摩耗が生じている．ここで，係留位置 No.1 に作用する張力について，Table A.6 に示す全解析から得られる 0.1 s 間隔の張力データからその発生頻度を算出し，その結果を Table. A.8 に示す．Table. A.8 から，Case A-2 では Case A-1 に比べて非常に大きなスナップ荷重とみられる衝撃荷重が比較的高い頻度で作用していることが確認できる．このことから，Case A-2 では機械的な摩耗以外の損耗を生じる現象が生じていたことが考えられる．

Table. A.8 Comparison of tension between Case A-1 and Case A-2 at location No.1.

Tension range [kN]	Case A-1		Case A-2	
	Frequency [-]	Percentage [%]	Frequency [-]	Percentage [%]
0-1	884	0.05	79	0.004
1-100	19694	1.12	120617	6.84
100-500	1737391	98.5	1623601	92.0
500-1000	5666	0.32	13839	0.78
1000-5000	377	0.02	4771	0.27
5000-10000	32	0.002	806	0.05
10000-50000	5	0.0003	334	0.02
50000-100000	0	0.0000	2	0.0001

A. 5 考察

本章では、緊張係留されたスパー型ブイに対して摩耗量推定手法を適用し、その有用性の確認と、異常摩耗を生じた原因について検証を行った。本解析対象では係留鎖間の有限要素解析の実施から摩耗量推定式の算出を行っていないものの、摩耗量と係留鎖リンク半径が比例関係にあると仮定して摩耗量推定を行うことで比較的良好に実測摩耗量の傾向を表すことができることを確認した。さらに、今回の検討では摩耗係数の平均値を用いることで多くの位置で実測値に対して過大な推定となったが、摩耗係数のばらつきを考慮するとそのばらつきの範囲内に実測摩耗量が収まっていることから、摩耗量推定手法の緊張係留への有用性を確認できた。係留索長の短い Case A-2 において、特に浮体と係留索の結合部に異常な摩耗を生じており、その原因の調査を行った結果、非常に大きなスナップ荷重が生じていることが確認でき、摩擦による摩耗とは異なる損耗メカニズムが生じていることが推察された。

今後の課題として、より実現象に即した摩耗量推定を行うために、係留鎖間の有限要素解析による摩耗量推定式の算出や応答解析の精度検証などを行う必要がある。また、スナップ荷重により生じる塑性変形が係留鎖損耗に与える影響を明らかにすることで、摩耗量推定手法の汎用性の拡大が期待される。

A. 4 参考文献

- A.1) 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.
- A.2) 大西健二, 上原謙太郎, 井上実, 田中裕樹, 大井信明, 渋谷早苗, 小玉亮: 洋上風況の観測システムおよび推定に関する技術開発と実証, 風力エネルギー利用シンポジウム, 39 巻, pp. 241-244, 2017.
- A.3) Katayama, T., Hashimoto, K., Asou, H., Komori, S.: Development of a Motion Stabilizer for a Shallow-Sea-Area Spar Buoy in Wind, Tidal Current and Waves, Journal of Ocean and Wind Energy, Vol. 2, No. 3, pp. 182-192, 2015.

- A.4) <https://www.orcina.com/SoftwareProducts/OrcaFlex/>, (accessed on 8th June 2018).
- A.5) ナウファス – 国土交通省港湾局 全国港湾海洋波浪情報網 –, <http://www.mlit.go.jp/kowan/nowphas/>, (accessed on 29th December 2019).
- A.6) 合田良實：耐波工学—港湾・海岸構造物の耐波設計，鹿島出版会，2008.
- A.7) 永井紀彦：全国港湾海洋波浪観測 30 か年統計（NOWPHAS 1970-1999），港湾空港技術研究所資料，No. 1035，pp. 97-101，2002，
https://www.pari.go.jp/report_search/detail.php?id=200212103501，(accessed on 29th December 2019).
- A.8) 武内崇晃，宇都宮智昭，後藤浩二，佐藤郁：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，日本船舶海洋工学会論文集，第 30 号，2019.
- A.9) Mooring Integrity Joint Industry Project Phase 2: Practical method for calculating mooring chain wear for floating offshore installations, *Health and Safety Executive Research Report RRI092*, 2017.
<http://www.hse.gov.uk/research/rrhtm/rr1092.htm>, (accessed on 29th December 2019).
- A.10) 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.

謝辞

本研究は、九州大学大学院工学研究院海洋システム工学部門教授 宇都宮智昭 博士のご指導のもと行われたものである。終始丁寧かつ熱心なご指導・御鞭撻を頂きましたことに厚く御礼申し上げます。

本論文の審査にあたり、有益な御教示・御討論を賜りました九州大学大学院工学研究院海洋システム工学部門教授 後藤浩二 博士、九州大学応用力学研究所新エネルギー力学部門教授 胡長洪 博士に謹んで御礼申し上げます。

東京大学大学院新領域創成科学研究科海洋技術環境学専攻助教（当時、九州大学大学院工学研究院海洋システム工学部門特任助教） 藤公博 博士には研究室配属当時から研究・生活両面で折にふれて有益な御助言を賜りました。また、事務員 大高美和 さんには研究室配属時から多大な援助を頂きました。心より御礼申し上げます。

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。加えて、本研究の一部は造船学術研究推進機構の助成を受けて実施したものである。ここに記して御礼申し上げます。

本研究にて使用した係留鎖摩耗実測データに関しては、第 2 章・付章 A では（株）ゼニライトブイに提供頂き、第 3 章・第 4 章では戸田建設（株）に提供頂いた。関係各位に厚く御礼申し上げます。

本研究の遂行にあたっては、九州大学院工学府海洋システム工学専攻海洋エネルギー資源工学研究室の卒業生・修了生ならびに在学生の皆様には日頃から多大な協力を頂きました。特に平成 29 年卒（現戸田建設株式会社）中川将孝 氏は本研究における摩耗量推定の前身となる基礎的な理論を構築され、在学当時には懇切丁寧な御指導を頂きました。謹んで御礼申し上げます。その他にも多くの先輩方に研究のみに留まらず様々な事を御指導いただきました。深く感謝申し上げます。また、研究室 1 期生として共に苦楽を共にした同輩の佐伯康太 氏、本村将平 氏に深く感謝申し上げます。諸氏との楽しい日々があったからこそ、長い学生生活をやり遂げることができました。

最後に、進学を後押しし、私の学生生活を遠くから見守ってくれた家族に心より感謝申し上げます。