

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

2020 年度

修士論文

ひずみ場補間を用いた iFEM の  
船体構造モニタリングへの適用検討

Study of hull monitoring system  
by inverse FEM with strain interpolation

2021 年 1 月 22 日提出  
指導教員 村山 英晶 教授



三上 航平



# 目次

第 1 章 序論.....	- 1 -
1.1 研究の背景.....	- 1 -
1.2 本論文の目的と構成.....	- 5 -
第 2 章 構造物のモニタリング.....	- 7 -
2.1 構造物におけるモニタリングの必要性.....	- 7 -
2.1.1 橋梁.....	- 7 -
2.1.2 建築構造物.....	- 8 -
2.1.3 トンネル.....	- 8 -
2.1.4 航空機.....	- 8 -
2.1.5 船舶.....	- 9 -
2.2 構造ヘルスマニタリング.....	- 10 -
2.2.1 構造ヘルスマニタリングの意義.....	- 10 -
2.2.2 構造ヘルスマニタリングの適用例.....	- 11 -
2.2.3 デジタルツイン.....	- 12 -
2.3 構造ヘルスマニタリングに用いられる計測とセンサ.....	- 13 -
2.4 健全性評価に用いられる状態量.....	- 15 -
2.4.1 変位.....	- 15 -
2.4.2 応力.....	- 15 -
2.5 第 2 章のまとめ.....	- 16 -
第 3 章 船体構造ヘルスマニタリングシステム.....	- 17 -
3.1 船体構造ヘルスマニタリングシステム.....	- 17 -
3.1.1 船体構造ヘルスマニタリングの目的と意義.....	- 17 -
3.1.2 既存の船体構造ヘルスマニタリングシステム.....	- 18 -
3.2 次世代船体構造ヘルスマニタリングシステム.....	- 20 -
3.2.1 次世代船体構造ヘルスマニタリングシステムの目的と要件.....	- 20 -
3.2.2 提案する船体構造ヘルスマニタリングシステム.....	- 20 -
3.3 第 3 章のまとめ.....	- 22 -
第 4 章 変位同定と応力再構成の手法.....	- 23 -
4.1 ひずみを用いた変位同定.....	- 23 -
4.2 逆有限要素法.....	- 26 -

4.2.1	両面のひずみを用いた逆有限要素法の定式化.....	- 26 -
4.2.2	逆有限要素法を用いた船舶の変位同定.....	- 30 -
4.3	本研究における逆有限要素法.....	- 31 -
4.3.1	片面のひずみを用いた逆有限要素法の定式化.....	- 31 -
4.3.2	本研究における逆有限要素法を用いた変位同定.....	- 32 -
4.4	再構築された変位を用いた応力の再構成.....	- 36 -
4.5	複雑な構造・境界条件への適用.....	- 38 -
4.6	第4章のまとめ.....	- 42 -
<b>第5章 ひずみ場の補間手法.....</b>		<b>- 43 -</b>
5.1	平面における物理量の補間手法.....	- 43 -
5.1.1	既往の研究.....	- 43 -
5.1.2	従来手法の課題.....	- 43 -
5.2	拡張 RBF 補間.....	- 45 -
5.2.1	RBF 補間.....	- 45 -
5.2.2	有限要素モデルへの拡張.....	- 46 -
5.2.2	拡張 RBF 補間によるひずみ場の補間.....	- 46 -
5.3	第5章のまとめ.....	- 49 -
<b>第6章 シミュレーションによる検証.....</b>		<b>- 50 -</b>
6.1	検証の目的.....	- 50 -
6.2	双子実験の概要.....	- 51 -
6.3	ばら積み貨物船を用いた変位同定手法の検証.....	- 52 -
6.3.1	シミュレーションの概要.....	- 52 -
6.3.2	解析ケースとひずみセンサ配置.....	- 53 -
6.3.3	変位同定結果・考察.....	- 55 -
6.4	ばら積み貨物船を用いた応力再構成手法の検証.....	- 63 -
6.4.1	シミュレーションの概要.....	- 63 -
6.4.2	応力再構成結果・考察.....	- 63 -
6.5	第6章のまとめ.....	- 69 -
<b>第7章 実験による検証.....</b>		<b>- 70 -</b>
7.1	水槽試験.....	- 71 -
7.1.1	水槽試験の背景・目的.....	- 71 -
7.1.2	弾性模型船の設計.....	- 72 -
7.1.3	模型船の波浪中解析.....	- 75 -

7.2 実船計測.....	- 77 -
7.2.1 実船計測の目的 .....	- 77 -
7.2.2 センサ配置の検討.....	- 77 -
7.3 第7章のまとめ.....	- 81 -
<b>第8章 結論.....</b>	<b>- 82 -</b>
<b>謝辞 .....</b>	<b>- 86 -</b>
<b>参考文献.....</b>	<b>- 87 -</b>
<b>付録1 コンテナ船を用いた提案手法の検証 .....</b>	<b>- 92 -</b>
A1.1 変位同定手法の検証.....	- 92 -
A1.1.1 シミュレーションの概要 .....	- 92 -
A1.1.2 解析ケースとひずみセンサ配置 .....	- 94 -
A1.1.3 変位同定結果・考察 .....	- 95 -
A1.2 応力再構成手法の検証 .....	- 99 -
A1.2.1 シミュレーションの概要 .....	- 99 -
A1.2.2 応力再構成結果・考察 .....	- 99 -
A1.3 付録1のまとめ .....	- 104 -



---

---

# 第 1 章 序論

---

---

## 1.1 研究の背景

船の IoT 化や無人運航などの近未来の海上輸送システムの実現を目指し、2018 年より船体構造を対象としたデジタルツインの研究開発が行われている[1]。船体構造のデジタルツインとは、フィジカル空間における船体構造の状態や応答をサイバー空間に再現し、現在の状態を用いた分析やシミュレーションの結果を健全性評価や意思決定にフィードバックするものである。デジタルツインによって個船ごとの環境状態や経年劣化を常時モニタリングし、最新の情報に基づいた分析を行うことで、安全かつ経済的な運航・保守管理・設計を可能にする技術として注目されている。

例えば、デジタルツインは、船舶の安全な運航や保守管理を支援する。四方を海に囲まれ資源に乏しい我が国は、原材料の多くを輸入に頼っている。その中でも船舶による海上輸送は日本の輸出入の 99%以上を担っており[2]、我々の生活にとって不可欠な存在である。さらに世界の海上荷動量は増加傾向にあり (Fig. 1.1) [3]、世界経済の成長に伴って今後も増えていくと予想される。そのような情勢の中で、大量輸送によって距離・重量あたりの運航コストや CO2 排出量を削減するために、船舶の大型化が進んでいる[4]。例えばコンテナ船では、直近の 50 年で積載量が 10 倍以上増加しており (Fig. 1.2)、2017 年には日本初となる 20,000 TEU 型コンテナ船 MOL Truth が竣工した[5]。そのような大型コンテナ船では、船橋の視界を確保するために居住区を船体中央部に配置した Two-islander と呼ばれる方式が採用されている [6]。現在の運航では、乗組員が波や船体の揺れといった目視や体感によって得られる情報をもとに、船体構造が危険な状態にならないように経験的に操船を行っている状況にある[7]。しかし前述のような新しい構造様式が採用された場合に、それまでの経験とは感覚が異なるために船体構造の状態が乗組員の想定から乖離する可能性がある。そ

のような状況において、船体に設置されたセンサから得られる情報に基づき船体の健全性を客観的に判断するシステムは、安全な運航を支援する。また健全性評価の結果を蓄積、分析することで、損傷推定や適切な保守計画の立案が可能になる。

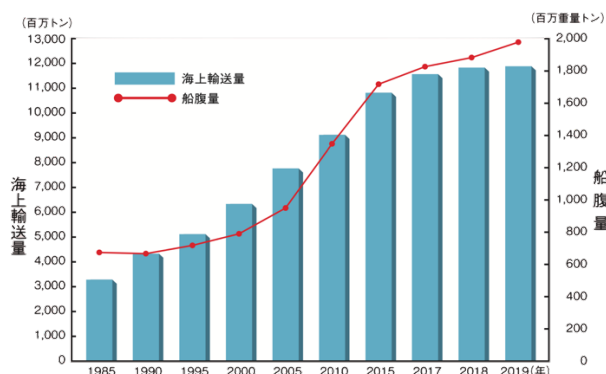


Fig. 1.1 世界の海上輸送量の変化[2]

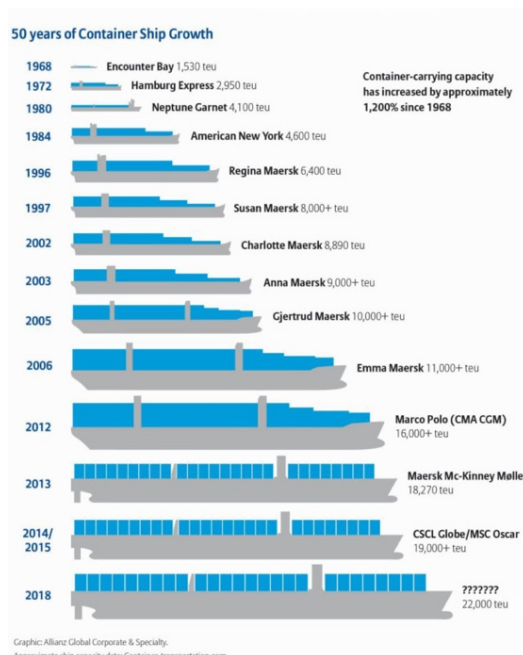


Fig. 1.2 過去 50 年におけるコンテナ船の大型化[4]

また、デジタルツインによって設計へのフィードバックが期待できる。2013 年 6 月にインド洋沖で 8,110 TEU コンテナ船 MOL COMFORT が船体中央部から折損、沈没した[8] (Fig. 1.3)。事故後の報告書[9]では、原因として、設計や規則において考慮されていなかったホイッピングの影響で荷重が増大し、横荷重の影響で強度が低下した結果、強度を荷重が上回り破壊に至ったと指摘された。船舶が荒天時の波浪中を航行している場合、船体運動に伴って露出した船底やフレア部が波面に没水する際に衝撃力を受けるスラミング現象を起こす。

またスラミングは、その衝撃力によって船体に生じる過渡的な弾性振動であるホイッピングを引き起こし、静水および波浪による縦曲げモーメントにホイッピングによる縦曲げモーメントが重畳することで、船体が大きな縦曲げモーメントを受ける可能性がある。事故後の解析では、船底や船側に作用する水圧によって二重底に発生する横荷重により、船体が崩壊に至る強度が低下することが明らかになった。このように設計時に想定される荷重や強度には不確実性が含まれるため、想定外の荷重によって損傷が発生する可能性がある。そこで、モニタリングによって想定と現実の差を小さくすることで、事故を未然に防ぐことや安全率を減らして過剰な強度を排した競争力の高い船舶の実現が可能になる。よって船体構造のデジタルツインが船舶の安全な運航や設計の合理化に寄与する。



Fig. 1.3 MOL COMFORT の折損事故[8]

さらにデジタルツインは、次世代の船舶の実現を支援する。国際海事機関（International Maritime Organization, IMO）が2018年に採択した温室効果ガス（GreenHouse Gas, GHG）削減戦略では、21世紀中にGHGのゼロ排出を実現する目標が定められた。これを受けて国土交通省は、GHGを排出しない「ゼロ・エミッション船」の2028年までの商業運航を目標とする、国際海運のGHGゼロ排出に向けたロードマップを策定した（Fig. 1.4）。ゼロ・エミッション船や無人運航船のように、今までにない様式やシステムを導入する場合には、知見が少なく大きな不確実性が含まれるため、運航に際するリスクが大きくなる。そこで船体構造モニタリングによって挙動を把握することで、リスクを見積もることが可能になるため、新様式導入の障壁を下げることができる。またモニタリングによって得られた知見は、設計や規則にフィードバックされ、先進的な船舶の普及に寄与すると考えられる。



Fig. 1.4 ゼロ・エミッション船[10]

前述の通り，船体構造のデジタルツインによって，安全で効率的な運航，保守，設計，規則などを実現することができる可能性がある．デジタルツインを実現するためには，船体の状態を把握するために，船体に設置されたセンサなどによって得られる情報から船体構造の状態を監視する船体構造モニタリングシステムが必要となる．現在，製品化されている一般的な船体構造モニタリングシステムは，デッキの船体長手方向中央および船長方向の 1/4, 3/4 にあたる箇所にハルガーダー応力を計測するためのひずみセンサおよび船首にスラミングを検知するための加速度センサを持つ (Fig. 1.5)．測定されたひずみは，計測点において縦曲げモーメントに変換され，閾値を用いた健全性評価および警告が行われる．このようなシステムではセンサ点における状態のみをモニタリングの対象としているが，デジタルツインのように船体構造の状態を全て再現するためには，非計測箇所を含む船体全体における状態を把握する必要がある．そこで，センサ点における測定値から船体全体の状態を推定する船体構造モニタリングシステムの開発が望まれている．

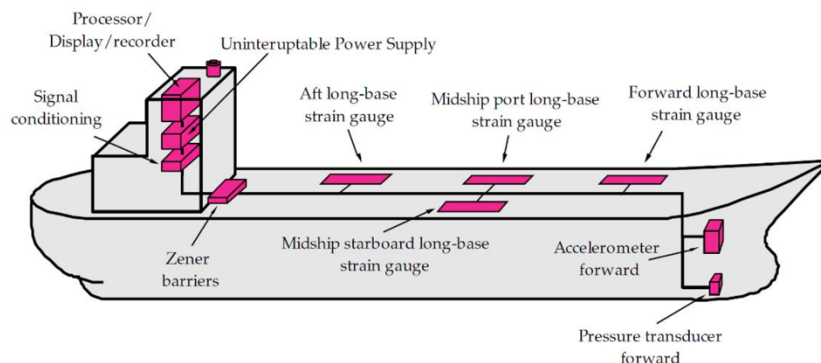


Fig. 1.5 典型的な船体構造ヘルスマニタリングシステム[11]

## 1.2 本論文の目的と構成

安全で効率的な船舶および運航を実現するためには、運航、荷役中の船舶全体の状態を正確に把握することが必要である。前節で述べた背景を踏まえ、本研究では、「船体全体における構造健全性を評価するための船体構造ヘルスマニタリングシステムを提案・検証すること」を目的とする。そのために具体的には、以下の事項を実施する。

- 船体に設置したセンサから計測されるひずみ情報をもとに船体に生じる変形、応力を推定し、健全性評価を行うシステムを提案、開発する
- 実船モデルによるシミュレーションを用いて提案、開発する変位、応力推定手法の検証を行う
- 実験による検証の準備として、水槽模型船の設計および実船計測でのセンサ配置の検討を行う

以下に本論文の構成を示す。

第2章「構造物のモニタリング」では、いくつかの構造物における損傷事例を通してモニタリングの必要性を述べた後、構造モニタリングについて、またその意義や適用例について紹介する。次に、構造モニタリングで用いられる計測量とセンサについて説明する。そして本研究の課題である、変形同定について意義と推定に用いられる計測量およびセンサについて述べる。

第3章「船体構造ヘルスマニタリングシステム」では、船体構造ヘルスマニタリングシステムの目的について述べ、既往の研究および船舶への適用例を紹介する。それらを踏まえて次世代の船体構造ヘルスマニタリングシステムの目的と求められる性能について述べ、最後に本研究で提案する、ひずみから変位や応力を推定し船体構造の健全性を評価するシステムについて説明する。

第4章「変位同定と応力再構成の手法」では、まずひずみから変位を求める代表的な推定手法について述べ、その中で逆有限要素法の定式化や船体構造への適用例を詳しく紹介する。そして本研究で用いる逆有限要素法の定式化および逆有限要素法によって推定された変位を用いた応力再構成手法について述べる。さらにそれらの変位、応力推定手法について、適用性および推定精度をシミュレーションで検証する。

第5章「ひずみ場の補間手法」では、まず平面における補間手法について紹介する。次に、構造物におけるひずみを補間する際の従来手法での課題を述べ、本研究で提案するRBF補間を有限要素モデルに拡張した拡張RBF補間について説明する。さらに拡張RBF補間のひずみ場補間精度をシミュレーションで検証する。

第6章「シミュレーションによる検証」では、提案する船体構造ヘルスマニタリングシステムにおける測定されたひずみから船体全体の変位、応力を同定する手法の検証を行う。ま

ず検証手法である双子実験について説明する。次にばら積み貨物船やコンテナ船を対象に、シミュレーションによって計算されたひずみから提案手法を用いて船体の変位を推定し、精度検証を行う。また応力についても同様に検証を実施する。

第7章「実験による検証」では、本研究で提案する船体構造ヘルスマニタリングシステムを実験によって検証するための水槽試験および実船計測の準備について述べる。

第8章「結論」では、本研究で得られた結論をまとめ、今後の研究における課題と展望を述べる。

---

---

## 第 2 章 構造物のモニタリング

---

---

### 2.1 構造物におけるモニタリングの必要性

構造物は我々の生活を豊かにする一方で，常に風や波といった外力を受け，損傷のリスクを抱えている．そして一度構造物に損傷が発生すると環境や人間にとって甚大な被害をもたらす可能性をはらんでいる．本節では，橋梁，建築構造物，トンネル，航空機，船舶と構造物ごとに起こりうる損傷と過去の事故例を通して，構造物の損傷がどのように甚大な被害をもたらすかを述べる．またそのような事故を未然に防ぐために構造物のモニタリングがどのように寄与するかを述べる．

#### 2.1.1 橋梁

橋梁は，地震や風といった外力や通行する車両による交通荷重を受ける．橋梁は大きく分けて，車両が通行する部分にあたる上部構造とそれを支える下部構造からなる構造物と考えることができる．橋梁の上部構造の損傷としては，鋼材の腐食や疲労による亀裂，コンクリートのひび割れや劣化などがある．また下部構造の損傷としては，橋脚周りの土砂が水の流れによって侵食を受ける洗掘，鋼杭の腐食，コンクリート橋脚の劣化などが挙げられ，いずれの損傷も橋梁の構造物としての耐荷性の低下を引き起こす．有名な橋梁の事故としては，1940 年にアメリカ合衆国ワシントン州に開通した旧タコマナローズ橋が挙げられる．旧タコマナローズ橋は，当時世界第 3 位の中央スパン長 853 m を持っており当時の最新理論に基づいて設計された．しかし建設中から風によって大きく揺れを生じ，開通から 4 ヶ月後に 17-18 m/s の横風を受けたことでねじれ振動を引き起こして中央スパンから崩壊・落橋した[12]．また，2007 年にはアメリカ合衆国ミネソタ州のミネアポリスでミシシッピ川に架かる高速道路上の橋梁が突然崩壊し，多数の死傷者が出る事故が発生した．本事例では設計

の不備が崩壊の原因の可能性があるとされている[13]。上記のような事故を防ぐためには、モニタリングによって設計における想定と実際の構造の差異を確認することが有効であると考えられる。また、モニタリングによって構造全体の挙動の変化を監視することで、崩壊に至る前に損傷箇所の補修を行うことが可能になる。

### 2.1.2 建築構造物

建築構造物は、柱や梁などの構造部材と天井や間仕切り壁などの非構造部材で構成され、地震や風による外力を受ける。構造部材の損傷および破壊は建物の倒壊等を引き起こす恐れがある。また、例えば外壁の落下は通行人に当たることで死亡事故に繋がる可能性があるなど、非構造部材の劣化も深刻な被害をもたらす。2014年の調査[14]では、公共建築のうち築30年を超える施設が床面積比で約45%以上を占めるとされているが、構造モニタリングによってこのような建築の状態を把握し、必要な補修を行うことで老朽化対策および長寿命化寄与する可能性がある。また地震の頻発する我が国において、モニタリングによって地震後に構造の損傷が生じていないかを判断することで二次災害を防ぐことができる。さらに地震による被災で完全に崩壊には至らない場合にも、その後の継続的な使用に復旧が必要かを判定する応急危険度判定や被災度区分判定の支援を行うことが可能である。

### 2.1.3 トンネル

トンネルは、土圧や地震などの外力を受ける。近年のトンネルに関する事故の一つに、2012年に発生した山梨県にある中央自動車道上り線の笹子トンネル天井板落下事故がある。本事例は、コンクリート製の天井板を吊り下げているアンカーボルトが抜け落ちたことが直接的な原因となり発生したものであるが、事故後の調査[15]では材料、設計、施工、点検方法や実施体制などの要因が複数作用し、累積したことによって事故に至ったとしている。現在、高度経済成長期に建設されたトンネルは老朽化・経年劣化が進んでおり、2023年には日本に約1万1千本存在するトンネルのうち、約27%が建設後50年以上を迎えることになる[16]。そのような状況において、笹子トンネルにおける事例のような重大な事故を防ぐために、構造モニタリングが有効であると考えられる。実際に、1970年に崩落事故を起こした新潟県にある旧日本国有鉄道飯山線の高場山トンネルは、崩落前にトンネルの変形モニタリングを行うことで崩落を予測し、事前に交通規制を行うことで被害を最小限に抑えることができた[17]。

### 2.1.4 航空機

航空機は、エンジンによる推力、空気抵抗による抗力、翼によって生じる揚力、重力が釣り合って飛行している。航空機の事故は自動車事故などに比べて発生件数は少なく、安全な輸送機関とされているが、一度事故が発生すれば甚大な被害となるため高い安全性が求められる。過去の航空機事故の例としては、1953年から54年にかけて発生したイギリスのデ・ハビラント社のジェット旅客機コメットによる連続墜落事故が挙げられる。本事例は、機内の与圧と減圧を繰り返したことに起因する金属疲労が原因で開口部にて亀裂が発生し、

これが成長して空中分解に至ったものである[18]. このように、構造物は運用中に繰り返し荷重を受けることで疲労による亀裂が生じて最終的に破壊に至るが、構造モニタリングによって亀裂の発生を検知し、適切な処置を施すことで疲労破壊を防ぐことが可能となる.

### 2.1.5 船舶

船舶は、静水中において重量分布と浮力分布の差を静水荷重として受け、航行中には静水荷重に加えて波浪による荷重を受ける. また多くの場合、海水中で運用されるため、腐食と腐食による板厚の減少が顕著である. 船舶における事故の例として、1997年にはNakhodka号が日本海で、1999年にはErika号がフランス沖で、2002年にはPrestige号がスペイン沖で (Fig. 2.1) それぞれ折損・沈没し、重油の流出によって海洋環境に深刻な被害を与えた[19, 20]. いずれの船も、当時の設計寿命とされる船齢20年を超えた老朽船であり、腐食などの経年劣化によって船体強度が低下したことに加え、荒天によって厳しい荷重が作用したことが重なって折損に至ったと考えられている. また近年では、2013年に大型コンテナ船MOL COMFORTがインド洋沖を航行中に船体中央部から折損し、漂流の後に沈没した. 事故後の再現解析[21]では、従来の安全基準では十分に考慮されていなかった船体の横方向に作用する横荷重によって船体強度が低下し、さらに静水、波浪荷重に加えてホイッピングによる船体振動が作用したことで、船体強度を作用荷重が上回って折損事故に至ったと推察されている. このように運用中の構造物に作用する荷重を正確に見積もることは困難であるが、モニタリングによって強度や荷重を把握することで事故を未然に防ぐことができる. また構造応答から荷重を逆推定することで、実際の構造に作用する荷重を明らかにできると考えられる.



Fig. 2.1 Prestige 号[20]

## 2.2 構造ヘルスマニタリング

構造ヘルスマニタリング（Structural Health Monitoring, SHM）は、構造物にセンサを設置して物理量を計測し、解析手法を用いて分析を行い、構造物に発生した損傷や劣化の箇所および進行度を診断することで、構造健全性の評価および判断を行うものである。構造ヘルスマニタリングは、①センシング、②システム同定、③判断の手順で構成される。①センシングでは、構造物に設置されたセンサ等を用いて、構造に加わる外力やそれに対する応答に関する物理量を測定する。またセンサによる測定だけではなく目視情報なども含まれる。次に、②システム同定では、センシングによって得られたデータから数理モデルの決定および構造物の状態同定を行う。さらに、システム同定の結果に基づいて③判断することで構造の健全性評価を行う。

### 2.2.1 構造ヘルスマニタリングの意義

構造ヘルスマニタリングによって構造物の状態を知ることができることで、構造物の健全性評価以外にも運用、保守、設計へのフィードバックが可能となる。本項では、構造ヘルスマニタリングが運用、保守、設計へどのように寄与するかについて示す。

#### [1] 運用へのフィードバック

構造物はその運用中に外力を受け、大きな外力による過荷重や繰り返し荷重による疲労は破壊の原因となる。構造ヘルスマニタリングによって運用中の構造物の状態を監視し、その情報を運用者へ適切に可視化することで、負荷の少ない状態を保ったり、疲労寿命を延ばしたりするような運用が可能になる。特に輸送機器の自動運転においては、モニタリングによって運用中の構造物の状態を把握することが意思決定において必要不可欠であると考えられる。またモニタリングによって得られる情報をもとにアクティブな制御が可能になる。以上のように構造ヘルスマニタリングは、構造物の損傷を未然に防ぐとともに、より合理的な制御を行うような運用に寄与する。

#### [2] 保守へのフィードバック

構造物は経年劣化によって性能が低下し、損傷のリスクが高まるため、従来では定期的に点検、補修を行うことで安全性を確保している。構造ヘルスマニタリングでは構造の状態を常時モニタリングするため、構造に生じた異常の早期発見が可能になり、安全性の向上が期待できる。また点検、補修が必要な箇所を必要な時に行うことが可能になるため、効率的かつ経済的な保守が可能になる。

#### [3] 設計へのフィードバック

構造物は運用中に加わる荷重よりも大きな強度を持つように設計することで、安全性を担保している。しかし構造物に関する荷重、強度ともに正確に推定することは困難であり必ず不確実性が含まれるため、想定外力に安全率を乗じた外力に耐えうるような強度を持つ

ように設計されている。ここで安全率は不確実性の大きさなどに基づいて経験的に定められている。構造ヘルスマニタリングによって測定される構造に加わる外力や構造の応答を蓄積することで、設計荷重、強度に含まれる不確実性を小さくすることが可能になり、安全率を科学的根拠に基づいてより適切に決定することができる。これは、現在の安全率によって過剰な強度を持つ構造では軽量化やコストの低減が期待でき、強度が不足している構造ではより安全な設計となることが期待できる。

さらに材料や施工のばらつきなどによって、設計性能と実際の構造物の性能の間には差が生じる。そこで構造ヘルスマニタリングによって構造物の応答を把握することで、設計時に想定した通りの性能が出ているかを確認することが可能になる。

### 2.2.2 構造ヘルスマニタリングの適用例

構造ヘルスマニタリングは、構造物の老朽化対策や客観的な健全性評価システムとして様々な分野で注目されている。本項では構造ヘルスマニタリングの実構造物への適用例を紹介する。

橋梁やトンネルといったインフラ構造物の多くでは老朽化が進んでおり、モニタリングによる安全性の確保やメンテナンスコストの削減が必要とされている。橋梁における構造ヘルスマニタリングの例として、垂井高架橋におけるモニタリング[22]がある。垂井高架橋は、和歌山県において2002年に竣工したが、1年半後には上部構造物にひび割れや設計で想定していない変形が確認されたことから、補修対策がなされた。しかし施工の不確実性が高く、今後さらなる対策が必要になる可能性があるとして、モニタリングによる経過観察が実施されることとなった。本モニタリングシステムでは、①対策効果の持続性の確認、②供用後における想定外の事象に対する備え、③周辺住民に対する安全情報の提供を目的とし、たわみ、ひずみ、亀裂の発生や進展などが計測された。さらに、桁のたわみおよび橋脚付け根におけるウェブ変形については閾値が設定され、超過した場合には警報を発することで管理維持の判断を支援した。また、住宅や高層ビルといった建築構造物では、加速度計による振動特性や層間変形などをモニタリングすることで安全性、耐久性、使用性といった構造性能の評価を支援するシステムを適用する研究が行われている[23, 24]。

航空機や宇宙機では、メンテナンスの最適化、安全性の向上、ミッション完遂支援などを目的として、IVHMシステム(Integrated vehicle health management)[25]が適用されている。IVHMはセンサなどのハードウェアと判断、予測のためのソフトウェアからなり、リアルタイムおよびライフサイクルの健全性を評価することで安全性や信頼性の確保および意思決定の支援を行う。また適切なメンテナンス時期を予測することで構造物のダウンタイムを減らし、不要なメンテナンスを減らすことでコスト削減に繋がる。さらに過去のデータを蓄積して将来受ける応力を推定することで、疲労被害度の推定を行う。

またモニタリングによって得られる情報をアクティブな制御に用いた例としては、橋梁や高層ビルにおけるアクティブ制振[26]や風力発電のブレードにおける除氷制御[27]などが挙げられる。アクティブ制振は、振動子の慣性反力によって振動を打ち消す装置であるアク

ティブマスダンパの振動子をアクチュエータで駆動し、構造物の振動を低減させる手法である。ここで、アクチュエータを適切に制御するために、構造モニタリングシステムによる振動計測が必要となる。また振動計測結果は、制振効果を評価するためにも使用される。Shajjee ら[27]は、寒冷地における風力発電のブレードを対象に光ファイバセンサによってブレードに生じた氷をセンシングし、除氷のためのヒータへフィードバックすることでより少ないエネルギーで氷を除去するシステムを提案した。

以上のように、構造ヘルスマニタリングシステムは多くの分野で注目されており、構造物の運用、保守、設計を改善することを目的とした研究開発が行われている

### 2.2.3 デジタルツイン

構造モニタリングを用いた概念としてデジタルツイン (Digital Twin, DT) がある。デジタルツインは、現実世界における物理的な構造などをサイバー空間に仮想的に再現する概念であり、構造物に設置されたセンサによって得られるフィジカル空間の情報に基づいて分析を行い、その結果をフィードバックすることで制御や意思決定の支援を可能にする技術であるサイバー・フィジカルシステム (Cyber Physical System, CPS) をベースとしている。近年、IoT (Internet of Things) の普及に伴って、個々の構造物ごとの環境状態や経年劣化を常時モニタリングし、最新の情報に基づいた分析を行うことで安全かつ経済的な運用・保守管理・設計を可能にする技術として注目されている。例えば橋梁では、清水ら[28]は、橋梁にデジタルツインを適用するために、既設橋をモデル化し車両荷重による変形をモニタリングしている。また船舶では、藤久保ら[29]が「超高精度船体構造デジタルツインに関する研究開発」として船舶のライフサイクルを通して船体構造の挙動をサイバー空間に再現するための技術開発を行っている。Fig. 2.1 にそれぞれの構造物におけるデジタルツインの概念図を示す。



Fig. 2.2 構造物におけるデジタルツイン (左：阪神高速道路，右：船体構造) [28, 29]

## 2.3 構造ヘルスマニタリングに用いられる計測量とセンサ

構造ヘルスマニタリングにおいて、構造物の健全性評価のために用いられる計測量とセンサを Table 2.1 に示す。

Table 2.1 構造ヘルスマニタリングに用いられる計測量とセンサ

計測量	センサ・手法
変位	トータルステーション ステレオカメラ / モーションキャプチャ デジタル画像相関法 サンプリングモアレ法 GNSS
加速度	圧電型加速度センサ 半導体式加速度センサ ひずみゲージ式加速度センサ サーボ型加速度センサ
ひずみ	電気式ひずみゲージ ピエゾセンサー 光ファイバセンサ
温度	バイメタル サーミスタ 熱電対

### [1] 変位

構造物が外力を受けると変形を生じて力を受け持つ。ある基準点を定めて、変形前後の計測点における基準点からの距離の変化量が変位である。変位計測のためのセンサは、大きく分けて接触式センサーと非接触式センサーに分類できる。接触式センサーは、基準点と構造物間の距離を直接計測するため高精度であるが、計測点と基準点が比較的近い場合のみ計測可能である。一方で非接触式センサーは、構造物に物理的に接触することなく遠距離から変位を計測するため接触式と比べて精度は劣るが長い距離を計測可能である。非接触式センサーには、距離と角度から位置を求めるトータルステーション、複数のカメラによってマーカーの 3 次元座標を求めるステレオカメラ、測定対象の表面にランダムなパターンを付与して変形前後のパターンを画像解析することで変位を計測するデジタル画像相関法 (Digital Image Correlation, DIC)、周期的な模様を付与した測定対象を変形前後で撮影しモアレ縞の位相変化から変位分布を測定するサンプリングモアレ法などがある。さらに近年

では、人工衛星からの信号を用いて絶対位置を決定する GNSS（全球測位衛星システム，Global Navigation Satellite System）による変位計測も行われている．一般に GNSS の測位精度は 1~10 m 程度であるが，GNSS に基準局の位置情報データを組み合わせた RTK（Real-time Kinematic）-GNSS では 1 cm 程度の測位精度で絶対位置をリアルタイム計測することが可能となっている．

## **[2] 加速度**

加速度は位置の時間 2 階微分を表す物理量で，振動計測に多く用いられる．加速度を計測するには，変位のように基準点を定める必要はなく計測箇所に加速度計を設置すれば良い．加速度センサの多くは，内部に設置されたばねと重りに加わる加速度によって生じる変位を計測するものである．変位の測定には，周波数，静電容量，ピエゾ効果による電気抵抗の変化をとらえるものなどがある．また近年では，MEMS（Micro Electro Mechanical Systems）技術を利用した小型で高精度なセンサが開発されている．

## **[3] ひずみ**

ひずみは変位の空間微分を表す物理量で，変形前の元の長さに対する伸びの割合として計算される．鋼構造物におけるひずみ計測ではひずみゲージが用いられる．ひずみゲージは，薄い電気絶縁シートの上に金属線が形成された構造をしており，構造物の伸び縮みに伴って金属線も伸縮し，電気抵抗が変化するためひずみを計測することができる．ひずみゲージは構造が単純で小型であるため，計測対象物の応力状態を乱すことなく多点計測することができる．またひずみゲージ以外にも，圧電素子を用いて電荷を計測するピエゾセンサーや，光ファイバに回折格子を刻んだ FBG（Fiber Bragg Grating）センサによるひずみ計測が行われている．さらに光ファイバの複数箇所に FBG を形成した FBG センサを用いて準分布的や分布的に計測を行う研究[30]もなされている．

## **[4] 温度**

巨大な構造物では，温度による部材の伸縮が性能に影響を及ぼすことがあるため，構造モニタリングに温度計測が必要となる．また，例えば光ファイバセンサなどのように温度によって出力が変化するセンサへの温度変化の影響を取り除く温度補償のために用いられる．温度センサーには，熱膨張率の異なる 2 枚の金属板を貼り合わせてその曲がり方の変化によって温度を計測するバイメタル，温度変化に対して電気抵抗の変化が大きい抵抗体の抵抗値の変化から温度を計測するサーミスタ，2 種類の異種金属を接触させて接合点に発生する熱起電力から温度差を求める熱電対などがある．

## 2.4 健全性評価に用いられる状態量

### 2.4.1 変位

過大な変形は構造物に損傷をもたらすため、構造の損傷を予測する上で構造物に生じる変形を推定することは重要である。また構造物全体の変形を同定することで有限要素解析 (Finite Element Analysis, FEA) などを用いて非計測部におけるひずみや応力の大きさを推定することができる。変位や応力の履歴を蓄積することで、疲労寿命の予測が可能となる。

構造物の変位を推定するために測定される計測量としては、変位、加速度、ひずみが挙げられる。構造物の変位推定は、橋梁を対象にした研究が多くなされている。変位を直接計測した事例として、Cossier ら[31]はトータルステーションを用いて吊り橋の動的変形の測定を行った。また GPS による測位結果と比較し、両者がよく一致することを示した。米山ら[32]は、デジタル画像相関法を用いて鋼橋のたわみ分布を計測した。藤垣ら[33]は、サンプリングモアレ法を用いて鉄道橋の列車通過時における変位計測を行い、その適用可能性を示した。変位の時間 2 階微分である加速度を計測し、2 回積分することで変位を推定する研究も行われている。Park ら[34]は、ハイパスフィルタを適用することで積分の際に蓄積するセンサノイズを除去し、加速度計を用いて橋梁の変位推定を行った。変位の空間微分であるひずみから変位を推定する問題は、変位からひずみが生じるという現象の逆問題である。ひずみを用いた変位同定手法については、第 4 章で詳しく述べる。

### 2.4.2 応力

構造物に外力が作用すると、構造の各部材には内力と呼ばれる力が発生し力を受け持つ。この内力の単位面積当たりの力を応力と呼ぶ。材料は応力に応じてひずみを生じ除荷すると元に戻るが、生じる応力が一定の値を超えると除荷しても元に戻らない塑性変形が生じる。この現象を降伏、降伏が起こる応力を降伏点と呼ぶ。塑性変形が生じるとその部材に損傷が発生する可能性があるため、発生応力と降伏点の関係が健全性の評価基準となり得る。また、応力の発生履歴を蓄積することで、レインフロー法[35]などを用いて応力頻度を計測し、線形被害 (マイナー) 則によって疲労破壊に至るまでの寿命を予測することができる。

応力を直接計測するのは困難であるが、前述の通り降伏に至る前では応力はひずみとほぼ比例するため、測定ひずみから応力を求めることができる。

## 2.5 第2章のまとめ

本章では、様々な構造物における損傷事例を通して構造モニタリングの必要性について述べた。また構造モニタリングの意義について運用、保守、設計のそれぞれの観点から説明し、構造モニタリングや構造モニタリングを発展させた概念であるデジタルツインの実構造物への適用例を紹介した。さらに構造モニタリングに用いられる計測量やセンサを紹介し、それらが変位や応力といった構造物の状態量を推定するためにどのように用いられるかについて説明した。また変位や応力を同定することで、構造物の健全性を評価することが可能であることを示した。

---

---

## 第3章 船体構造ヘルスマニタリングシステム

---

---

### 3.1 船体構造ヘルスマニタリングシステム

1980年代後半からばら積み貨物船の沈没，行方不明事故が多発したことを受け，IMOの海上安全委員会（Maritime Safety Committee, MSC）は1994年に，20,000DWT（載貨重量トン数，Deadweight tonnage）以上のばら積み貨物船への船体構造の応力モニタリングシステムの取り付けの検討を提言した[36]．それを受けて，船体構造ヘルスマニタリングシステム（Hull Monitoring System, HMS）が満たすべき要件は，Lloyd's Register, ABS

（American Bureau of Shipping），DNV-GL（Det Norske Veritas and Germanischer Lloyd）など各国の船級協会によって定められている[37~39]．IMOは提言の附属書の中で，HMSとは船舶が航行および荷役中に受ける荷重や船体に発生するグローバルな応力の情報を船長や乗組員にリアルタイムで提供するシステムであるとしている．また，HMSはあくまで船長の補助的な役割を果たすものであり，船長の判断や責任に取って代わるものではないと述べている．

#### 3.1.1 船体構造ヘルスマニタリングの目的と意義

船舶の事故や沈没は，経済的な損失だけでなく，人命を危険にさらすと共に海洋環境の汚染に繋がる．船舶は運用中に波浪による過荷重や周期的な荷重による疲労に加えて，腐食による板厚の減少を受けるため，常に船体構造の破壊のリスクを抱えている．HMSは，運用中における船体構造の状態を運航者などへリアルタイムに提供することで，甚大な被害に繋がる破壊を未然に防ぐと共に適切な保守管理に寄与するものである．以下に，HMSが支援する対応を短期，中期，長期に分けて示す．

## [1] 短期

短期的な支援では、運航中の船体の状態を船橋の運航者などへ提供することで、破壊のリスクを減らすような船速や針路の調整が期待できる。また、荷役中の構造応答をモニタリングすることで、厳しい荷重条件とならないような貨物の位置調整を支援する。さらに新たな設計や技術などを導入した場合、設計や施工に多くの不確実性が含まれるが、モニタリングによって設計性能との差異を確認することができる。

## [2] 中期

中期的な支援では、荷重や応力の履歴から求められる疲労損傷度を考慮したメンテナンス時期や箇所の計画が可能になり、個船ごとに保守管理を最適化できる。また疲労許容範囲を考慮したルーティングや配船によって、船舶の長寿命化に寄与する。

## [3] 長期

長期的な支援では、短期・中期的な支援で提供された、船舶が運用中に受ける荷重や構造性能の経年劣化についてのデータを蓄積していくことで、設計における荷重や強度の見積もりに含まれる不確実性を減らすことができる。その結果、必要な箇所に必要な強度を配した効率的かつ合理的な構造設計が可能となる。さらに設計の知見を蓄積することで、設計規則へのフィードバックが可能になる。

### 3.1.2 既存の船体構造ヘルスマニタリングシステム

本項では、船体構造ヘルスマニタリングシステムに関する既往研究と既存のシステムについて紹介する。

Torkildsen[40]は、Royal Norwegian Navyの掃海艇に設置されたHMSの概要を述べている。このシステムでは、ひずみと温度を測定するための光ファイバセンサが、サギングやホギングなどのグローバルな応答によって過大な縦曲げモーメントが発生しやすい船体中央部に設置されている。計測されたひずみのうち、グローバルな変形に起因する成分とローカルな振動に起因する成分をそれぞれ推定し、ローカル成分の割合が小さいことで損傷の有無を判断している。また船首部には、波浪場を測定するための波浪レーダーとマイクロ波高度計が設置されている。これらの計測されたデータは分析され、運航中に船体へかかる荷重を低減することを目的とした操船指示や出航制限の計画に使用されている。Van der Cammen[41]は、ひずみ、波浪情報、船体の方位などの測定によって得られる情報から荷重を求め、応力履歴から疲労損傷度を推定する疲労モニタリングシステムを示している。Anderssonら[42]は、繊維強化プラスチック製の船体における損傷検知のために音響振動を入力として用いるモニタリングシステムを提案している。このシステムは、損傷が存在する場合にセンサによって測定される信号には、損傷による非線形性によって単一ではない周波数スペクトルが含まれることを利用して損傷検知を行う。Phelpsら[43]は、海軍船へのHMSの設置とい

う観点から、利用可能な HMS の技術的側面をレビューした。Karvelis ら[44]は、HMS を補完する技術として AE (Acoustic Emission) センサと深層学習器を用いて船体構造に生じる腐食や疲労による亀裂を検出する手法を提案した。

また既存のシステムの例として、ノルウェーの Light Structures AS 社が提供する HMS を紹介する。Fig. 3.1 に本 HMS で設置される最低限のセンサ配置を示す。船首には、スラミングを検出するために加速度計が設置されている。また船体中央部の両舷と長手方向に全長の 1/4, 3/4 にあたる左舷のデッキには、光ファイバによるひずみセンサが取り付けられている。計測されたひずみとあらかじめシミュレーションによって求めておいた応答関数を掛け合わせて荷重が求められる。またひずみから応力を求めることで、縦曲げモーメントや疲労損傷度の推定が可能になる。本システムでは、過大な縦曲げモーメントや荷役、バラスト操作による過荷重、波浪荷重による過荷重、大規模な損傷や浸水の際に警告を発することで、船員および運航会社の判断を支援する。

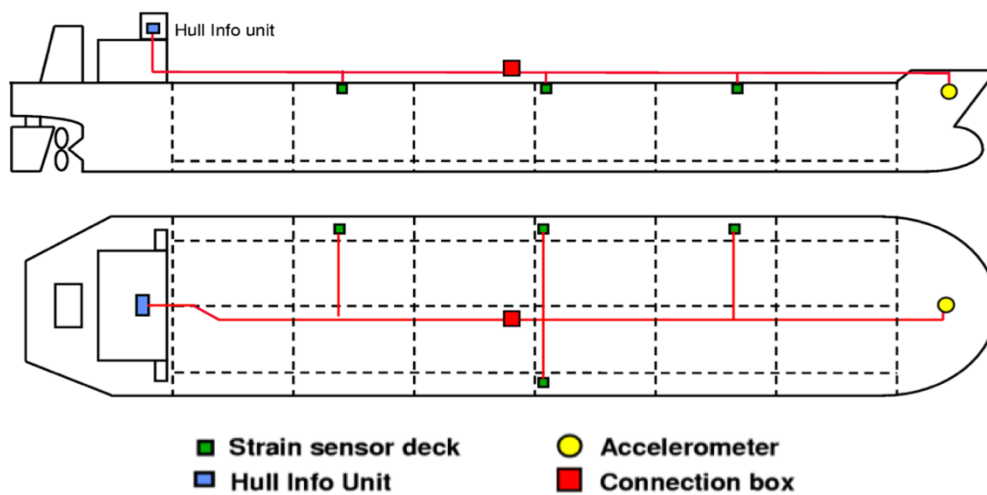


Fig. 3.1 既存の船体構造ヘルスマニタリングシステム[45]

## 3.2 次世代船体構造ヘルスマニタリングシステム

### 3.2.1 次世代船体構造ヘルスマニタリングシステムの目的と要件

自動運航船は、海運業界が抱える課題の解決策となりうるとして実現が期待されている。例えば、海難事故の約 8 割は人為的要因によって発生しているが[46]、自動運航によってこのような事故を防止できる。また世界の海上荷動量の増加に伴い将来的に不安視されている船員不足への直接的な解決策となる。さらに船体構造の中で重量物である船員の居住区が不要になることで船体の軽量化および今までにない設計思想が可能になる。

このように自動運航船は様々な効果が期待できるが、運航を自動化するためには、船体の周囲の状況および機関、構造のあらゆる箇所における状態を「見える化」する必要がある。しかし先述の既存の HMS の多くでは、計測点における健全性のみを対象としており非計測箇所の健全性を評価できない。また解析時間がかかるため、リアルタイムな健全性評価に適していないものも含まれる。つまり、次世代の HMS では、センサの設置されていない非計測箇所を含め、船体の任意の位置における変位や応力といった状態量をリアルタイムで把握できることが必要である。ここで捉えるべき変形モードとして、ハルガーダーとしての縦、水平曲げ、ねじりといったグローバルな変形に加えて、二重底やバルクヘッド間などにおける局所的な変形を捉えられる必要がある。また、浮力分布と重量分布の差異によって生まれる静水荷重と波から受ける波浪荷重のそれぞれによる変位、応力応答を把握する必要がある。

### 3.2.2 提案する船体構造ヘルスマニタリングシステム

自動運航船などの次世代の船舶を実現するためには、前項で述べたような、従来の HMS には含まれない性能が要求される。そこで本項では、計測されたひずみから船体全体の変位および応力場を推定し、船体構造の健全性を評価するシステムを提案する。Fig. 3.2 に本研究で提案する HMS の概念図を示す。

まず、フィジカル空間における船体に離散的に設置されたセンサからリアルタイムなひずみの計測を行う。計測されたひずみを構造物上で補間し、全体のひずみ場を得る。次にひずみ場を入力とする逆有限要素法 (iFEM) を用いて船体全体の変位場を再構築する。さらに再構築された変位を有限要素解析の境界条件として与えることで、推定された変位下で船体構造に生じる応力を船体の任意の場所で求める (Re-FEM)。推定された変位や応力を元に、降伏、疲労基準によるリアルタイムな健全性評価を行う。これらの情報は、GUI (Graphical User Interface) によってサイバー空間上で適切に可視化され、システムの利用者へフィードバックされる。

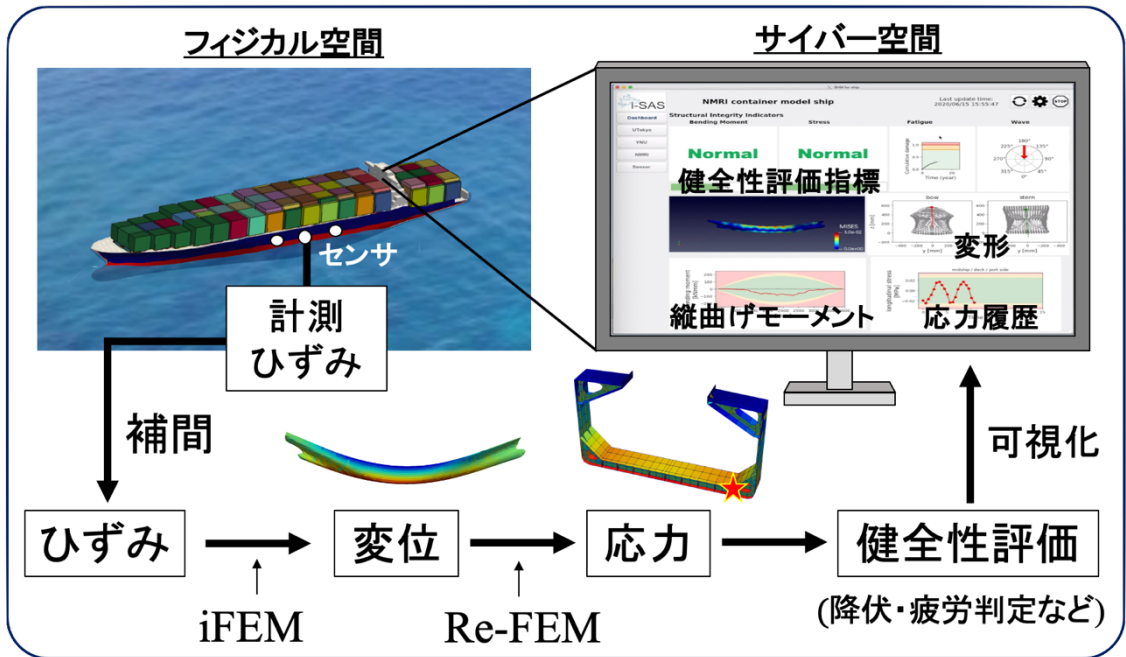


Fig. 3.2 提案する船体構造ヘルスマニタリングシステム

### 3.3 第3章のまとめ

本章では、船体構造ヘルスマニタリングシステムの目的や意義について時間スケールごとに説明した。また既存の船体構造ヘルスマニタリングシステムの構成と役割について述べた。それらを踏まえて、自動運航船などの次世代の船舶を実現するために必要とされる船体構造ヘルスマニタリングシステムの要件を整理し、それらの要件を満たす次世代の船体構造ヘルスマニタリングシステムを提案した。

提案する船体構造ヘルスマニタリングシステムは、船体に設置されたセンサによって計測されたひずみを船体構造上で補間し、補間したひずみ場から iFEM によって船体全体の変位を推定する。さらに推定した変位を用いて Re-FEM によって構造の任意の場所における応力を再構成する。そして推定された変位や応力をもとに降伏や疲労などの健全性評価を行い、結果を GUI によって可視化して運用者へフィードバックすることで運航、保守管理、設計などに寄与するシステムである。

なお離散的なセンサ点において計測されたひずみを構造物上で補間する手法については第5章で、また、補間されたひずみ場から構造全体の変位場を推定する iFEM および推定した変位から応力場を推定する Re-FEM については第4章でそれぞれ詳しく述べる

---

---

## 第 4 章 変位同定と応力再構成の手法

---

---

### 4.1 ひずみを用いた変位同定

構造物に生じるひずみから変位を推定する手法は大きく分けて、初等はり理論、モーダル解析、逆有限要素法の 3 つに分けられる。

#### [1] 初等はり理論

曲げ応力は、曲げモーメント  $M$ 、断面二次モーメント  $I$ 、中立軸からの距離  $y$  を用いて次式のように表される。

$$\sigma = \frac{M}{I} y \quad (4.1)$$

ここでフックの法則より、

$$\sigma = E\varepsilon \quad (4.2)$$

であるから、式(4.1)、(4.2)より曲げモーメントは以下のようにひずみ  $\varepsilon$  を用いて表される。ただし  $E$  はヤング率である。

$$M = \frac{EI}{y} \varepsilon \quad (4.3)$$

ここで、はり理論において曲げモーメントは変位の 2 階積分で求められる。

$$M = -EI \frac{d^2 \delta}{dx^2} \quad (4.4)$$

よって式(4.3), (4.4)より, ひずみとたわみの関係式を次式のように導くことができる.

$$\frac{d^2\delta}{dx^2} = -\frac{\varepsilon}{y} \quad (4.5)$$

式(4.5)によって, 計測ひずみからはり理論を用いて変位を求めることができる.

Kim ら[47]は, はりに取り付けられた FBG センサによって計測されたひずみから変位を推定した. 宝谷ら[48]は, バックボーン型弾性模型船のバックボーンに取り付けられた光ファイバによって分布的に計測されたひずみを用いて変位分布を推定し, ステレオカメラによって計測された変位と比較した.

## [2] モーダル解析

モーダル解析による変位推定では, 構造物の変形が固有振動モードの重ね合わせで表されると仮定し, 計測されたひずみから各モード変位を推定してそれらを足し合わせることで変位を推定する.

Rapp ら[49]は, 平板を対象に事前に各固有振動モードにおけるひずみを計測してひずみ~変位マトリックス求め, 計測されたひずみデータとかけあわせることで変位を推定した. Perisic ら[50]は, カルマンフィルタを用いて計測ひずみから各モード変位を推定し, 洋上風力発電構造の変位推定を行った. また飯島ら[51]は, 同じくカルマンフィルタを用いて弾性模型船の変位を推定した.

## [3] 逆有限要素法

逆有限要素法は, 有限要素法 (Finite Element Method, FEM) の支配方程式の 1 つであるひずみ~変位関係式に最小二乗法を適用し, 変位を最適化することで測定ひずみから変位を求める数値解法である.

Tessler ら[52]は, 逆有限要素法を用いて片持ち板の変形推定をシミュレーション上で行った. また藤森ら[53]は, 平板に FBG センサを曲線状に配置し, 計測されたひずみを用いて平板の変位場を推定した.

以上の手法を船体構造へ適用することを考える. 船舶の変形は大きく分けてハルガーダーとしてグローバルな変形と二重底変形などのローカルな変形に分けることができる. 本研究では, 船舶構造のヘルスマニタリングを目的として, 計測されたひずみから変位を推定することを想定している. そのため, グローバルな変形に加えて局所的な変形の推定が必要である. 船体は両端自由の大きなはりとして捉えることができるため, 初等はり理論を用いてグローバルな変形は推定可能である. しかし初等はり理論には, 適用可能な構造や境界条件に制約があるため, グローバルな変形に局所的な変形が重畳したような複雑な変形モードの推定は難しい. また, モーダル解析は事前に固有振動モードを実験やシミュレーションを用いて解析する必要がある. しかし船舶は運用中に荷役やバラストの積み込みで重量分

布が変わりうるため、これら全てを事前に計算しておくことは困難である。また実船において重量分布を正確に把握することは難しい。一方で、逆有限要素法はひずみ情報と構造物の有限要素モデルのみから3次元変形を推定できる。また複雑な形状や境界条件に適用でき、事前実験の必要がない汎用的な手法である。したがって、本研究ではひずみを用いた変位推定手法として逆有限要素法を用いる。

## 4.2 逆有限要素法

逆有限要素法 (inverse Finite Element Method, iFEM) は、一般に結果から原因を求める逆問題を有限要素に離散化して解くための数値解法を指す。iFEM は様々な分野で逆問題を解くために用いられている。例えば生理学の分野では、異方性かつ非線形性に加えて常に外力が加わっており推定することが困難な血管、筋肉などの物性を、応力、ひずみ、変位などを入力とした iFEM を用いて推定する研究[54]がなされている。また、土木工学の分野においても、土壌の物性を土壌にかかる荷重と変位から推定する研究[55]に iFEM が用いられている。

本研究における iFEM とは、ひずみ~変位関係式に基づいて構造物の表面に生じたひずみから全体の変位を求める手法を指す。2003年に Tessler ら[56]によって開発された iFEM は、構造物をシェル要素からなる有限要素モデルに離散化し、面内、面外ひずみをシェルの表裏面で計測されたひずみを用いて表す。さらに各要素で計測されたひずみに対して、ひずみ~変位関係式を用いて最小二乗法によって節点変位を最適化し、ひずみから変位を求めるという手法である。

本節では、既往の研究における iFEM の定式化と iFEM を船舶の変形同定に適用した例を紹介する。また本研究において用いた iFEM の定式化について述べる。

### 4.2.1 両面のひずみを用いた逆有限要素法の定式化

逆有限要素法では、構造物を有限要素モデルに離散化し、各要素におけるひずみ~変位関係を最適化することでひずみから変位を再構築する。以下に詳しい定式化を述べる。

一次せん断変形理論では、シェル要素の任意の点における変位ベクトルは、以下のように表される。

$$\begin{aligned}u_x(x, y, z) &= u + z \theta_y \\u_y(x, y, z) &= v + z \theta_x \\u_z(x, y, z) &= w\end{aligned}\tag{4.6}$$

ここで、 $u_x, u_y$  は面内変位、 $u_z$  は面外変位を表し、 $u = (x, y), v = v(x, y)$  はシェルの中立面における面内変位、 $w = w(x, y)$  は面外の変位である。また  $\theta_x = (x, y), \theta_y = (x, y)$  はそれぞれ  $x, y$  軸周りの回転角で、 $\theta_x$  は  $x$  の負方向、 $\theta_y$  は  $y$  の正方向に対する法線の回転を表す。

線形弾性力学におけるひずみの定義と式(4.6)を用いて、ひずみ~変位関係式は次式で表される。

$$\begin{aligned}
\varepsilon_{xx} &= \frac{\partial u_x}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial x} + z \frac{\partial \theta_y}{\partial x} \\
\varepsilon_{yy} &= \frac{\partial u_y}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial y} + z \frac{\partial \theta_x}{\partial y} \\
\gamma_{xy} &= \frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} + z \left( \frac{\partial \theta_y}{\partial y} + \frac{\partial \theta_x}{\partial x} \right) \\
\gamma_{xz} &= \frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial y} + \theta_y \\
\gamma_{yz} &= \frac{\partial u_z}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial x} + \theta_x
\end{aligned} \tag{4.7}$$

式(4.7)は、節点変位ベクトルを用いると次式のように表すことができる。

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \end{Bmatrix} + z \begin{Bmatrix} \kappa_{xx} \\ \kappa_{yy} \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} = \mathbf{e}(\mathbf{u}^e) + z\mathbf{k}(\mathbf{u}^e) \tag{4.8}$$

$$\begin{Bmatrix} \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{Bmatrix} = \mathbf{g}(\mathbf{u}^e) \tag{4.9}$$

ここで、 $\mathbf{e}(\mathbf{u}^e)$ は中立面の伸びに伴う軸ひずみ、 $\mathbf{k}(\mathbf{u}^e)$ は面外の曲げによる曲率、 $\mathbf{g}(\mathbf{u}^e)$ は面外せん断ひずみを表す。

以上より、面内の軸ひずみ  $\mathbf{e}(\mathbf{u}^e)$ 、面外の曲げに伴う曲率 $\mathbf{k}(\mathbf{u}^e)$ 、面外せん断ひずみ  $\mathbf{g}(\mathbf{u}^e)$ に関するひずみ~変位関係式はそれぞれ以下のように表される。

$$\mathbf{e}(\mathbf{u}^e) = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \\ \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} \equiv \mathbf{B}^m \mathbf{u}^e \tag{4.10}$$

$$\mathbf{k}(\mathbf{u}^e) = \begin{Bmatrix} \kappa_{x0} \\ \kappa_{y0} \\ \kappa_{xy0} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial y} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \\ \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} \equiv \mathbf{B}^b \mathbf{u}^e \tag{4.11}$$

$$\mathbf{e}(\mathbf{u}^e) = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \\ \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} \equiv \mathbf{B}^s \mathbf{u}^e \tag{4.12}$$

次に、iFEMの入力となる測定ひずみについて考える。以下では要素の表面と裏面でそれぞれ Fig. 4.1 のように計測されたひずみをそれぞれ次のように表す。

$$\begin{aligned}\boldsymbol{\varepsilon}^{top} &= \{\varepsilon_{xx}^{top} \ \varepsilon_{yy}^{top} \ \gamma_{xy}^{top}\} \\ \boldsymbol{\varepsilon}^{bot} &= \{\varepsilon_{xx}^{bot} \ \varepsilon_{yy}^{bot} \ \gamma_{xy}^{bot}\}\end{aligned}\tag{4.13}$$

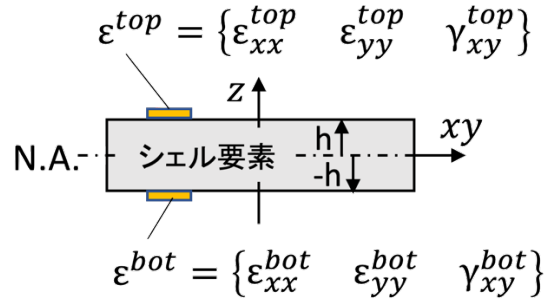


Fig. 4.1 要素の表裏面におけるひずみの計測

$i$ 番目の要素における面内ひずみ $\mathbf{e}(\mathbf{u}^e)$ と曲率 $\mathbf{k}(\mathbf{u}^e)$ に対応する測定値 $\mathbf{e}_i^\varepsilon, \mathbf{k}_i^\varepsilon$ は、式(4.13)を用いて次式で表される。

$$\mathbf{e}_i^\varepsilon = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx}^{top} + \varepsilon_{xx}^{bot} \\ \varepsilon_{yy}^{top} + \varepsilon_{yy}^{bot} \\ \gamma_{xy}^{top} + \gamma_{xy}^{bot} \end{Bmatrix}\tag{4.14}$$

$$\mathbf{k}_i^\varepsilon = \frac{1}{2h} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx}^{top} - \varepsilon_{xx}^{bot} \\ \varepsilon_{yy}^{top} - \varepsilon_{yy}^{bot} \\ \gamma_{xy}^{top} - \gamma_{xy}^{bot} \end{Bmatrix}\tag{4.15}$$

ここで、 $2h$  は板厚である。

上下面の計測では面外せん断ひずみ $\mathbf{g}_i^\varepsilon$ を求めることができないが、薄いシェルの変形では面外せん断ひずみ $\mathbf{g}_i^\varepsilon$ は曲率 $\mathbf{k}_i^\varepsilon$ と比べて小さい値となるため、その影響を無視することができる。

iFEM では、節点の自由度に対して重み付き最小二乗法を適用することで節点変位を最適化する。ここで各要素における目的関数は、面内変形、面外の曲げ変形、面外せん断変形を考慮して次式のように表される。

$$\Phi_e(\mathbf{u}_e) = w_e \|\mathbf{e}(\mathbf{u}^e) - \mathbf{e}^\varepsilon\|^2 + w_k \|\mathbf{k}(\mathbf{u}^e) - \mathbf{k}^\varepsilon\|^2 + w_g \|\mathbf{g}(\mathbf{u}^e) - \mathbf{g}^\varepsilon\|^2\tag{4.16}$$

ここで式(4.16)のノルムの二乗値はそれぞれ以下のように定義される。

$$\begin{aligned}
\|\mathbf{e}(\mathbf{u}^\varepsilon) - \mathbf{e}^\varepsilon\|^2 &= \frac{1}{n} \iint_{A^e} \sum_{i=1}^n (\mathbf{e}(\mathbf{u}^\varepsilon)_i - \mathbf{e}^\varepsilon_i)^2 dx dy \\
\|\mathbf{k}(\mathbf{u}^\varepsilon) - \mathbf{k}^\varepsilon\|^2 &= \frac{(2h)^2}{n} \iint_{A^e} \sum_{i=1}^n (\mathbf{k}(\mathbf{u}^\varepsilon)_i - \mathbf{k}^\varepsilon_i)^2 dx dy \\
\|\mathbf{g}(\mathbf{u}^\varepsilon) - \mathbf{g}^\varepsilon\|^2 &= \frac{1}{n} \iint_{A^e} \sum_{i=1}^n (\mathbf{g}(\mathbf{u}^\varepsilon)_i - \mathbf{g}^\varepsilon_i)^2 dx dy
\end{aligned} \tag{4.17}$$

ここで、 $A^e$ は要素の中立面における面積である。また $w_e, w_k, w_g$ は重み係数であり正の値をとる。測定ひずみが欠損している非計測要素では、重み係数を $w = 10^{-5}$ のように小さい値にすることで全要素においてひずみの計測をしていない場合でも全体の変位を求めることができる。

式(4.16)は凸関数であるため、目的関数が最小値をとるでは微分値が0になる。

$$\frac{\partial \Phi_e(\mathbf{u}_e)}{\partial \mathbf{u}_e} = 0 \tag{4.18}$$

ここで、 $\mathbf{K}^{(e)}, \mathbf{f}^{(e)}$ を次式のように置くことで、

$$\begin{aligned}
\mathbf{K}^{(e)} &= \iint_{A_e} (w_e \mathbf{B}^m \mathbf{T} \mathbf{B}^m + w_k (2h)^2 \mathbf{B}^b \mathbf{T} \mathbf{B}^b + w_g \mathbf{B}^s \mathbf{T} \mathbf{B}^s) dx dy \\
\mathbf{f}^{(e)} &= \frac{1}{n} \iint_{A_e} \sum_{i=1}^n (w_e \mathbf{B}^m \mathbf{T} \mathbf{e}_i^\varepsilon + w_k (2h)^2 \mathbf{B}^b \mathbf{T} \mathbf{k}_i^\varepsilon + w_g \mathbf{B}^s \mathbf{T} \mathbf{g}_i^\varepsilon) dx dy
\end{aligned} \tag{4.19}$$

式(4.18)は、以下のように表される。

$$\mathbf{K}^{(e)} \mathbf{u}_e = \mathbf{f}^{(e)} \tag{4.20}$$

上式が要素座標系で立式されているため、全要素の座標系を全体座標系へ座標変換すると全体の方程式(4.21)が得られる。

$$\mathbf{K} \mathbf{u} = \mathbf{f} \tag{4.21}$$

$\mathbf{K}$ は、剛体運動モードを含んでおり特異行列であるため逆行列を持たないが、適切な変位境界条件を与えることで正定値行列となり、線形方程式を解いて全体の節点変位ベクトル $\mathbf{u}$ を一度に求めることができる。

以上のように、iFEMではひずみと有限要素モデルの情報から節点変位を推定するため、材料物性などを必要としない。また変位の最適化に最小二乗法を用いるため、ノイズに対してロバスト性を持つ。

#### 4.2.2 逆有限要素法を用いた船舶の変位同定

船体構造を対象に、iFEM を用いてひずみから変位を再構築した例を挙げる。Kefal らは、シミュレーションによってあらかじめ計算されたひずみを入力とする iFEM によってコンテナ船、ばら積み貨物船のホールドモデルの変位を推定した[57, 58]。このとき、限定的な要素にセンサが設置されていると仮定し、前項で述べた重み付けを用いることで、限定的な要素のひずみからモデル全体の変位場を推定した。ここで、Fig. 4.2 や 4.3 に示されたセンサが設置されている要素では両面のひずみが既知であると想定し、iFEM による変位推定を行っている。

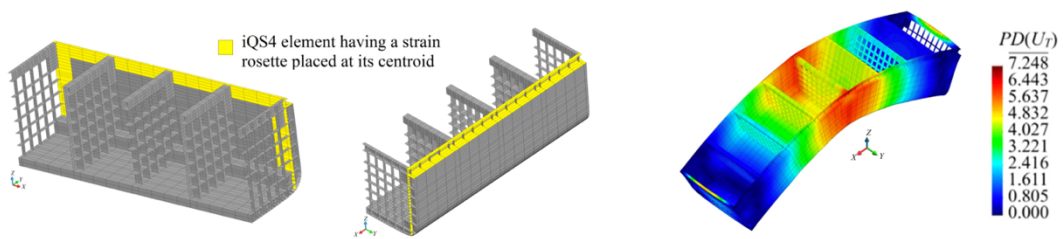


Fig. 4.2 コンテナ船ホールドモデルにおけるセンサ配置と iFEM による変位推定誤差[57]

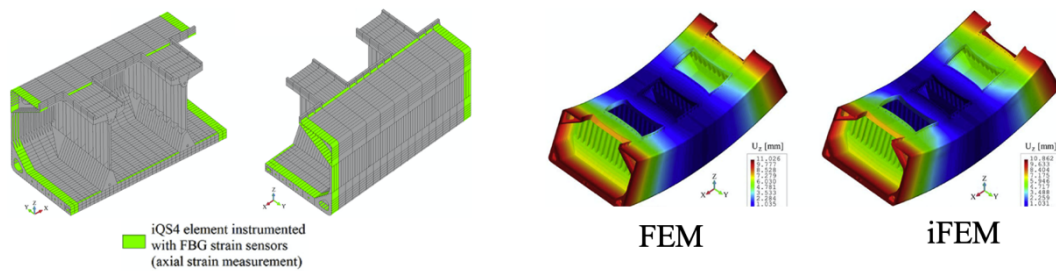


Fig. 4.3 ばら積み貨物船ホールドモデルにおけるセンサ配置と iFEM による変位推定結果 [58]

## 4.3 本研究における逆有限要素法

### 4.3.1 片面のひずみを用いた逆有限要素法の定式化

§4.2.1 で述べた iFEM の定式化では、シェルの両面のひずみを用いることで面内の伸びひずみと面外の曲げひずみに分離し、それぞれの変形を考慮した目的関数によって変位を推定するものであった。本研究では実船への適用を目指しており、実船では貨物倉内部や船体外板での計測は難しく両面のひずみを測定することは困難であると考えられる。そこで本研究では、シェルの片面のみでの計測を想定し、片面のひずみを用いた iFEM を定式化する。

節点変位  $\mathbf{u}_e$  と要素ひずみベクトル  $\boldsymbol{\varepsilon}$  は、ひずみ~変位マトリックス  $\mathbf{B}$  によって以下のように表される。

$$\mathbf{B}\mathbf{u}_e = \boldsymbol{\varepsilon} \quad (4.22)$$

ここでひずみ~変位マトリックスは正方行列ではないため、逆行列を直接求めることはできない。そこで各要素において以下の節点変位に関する目的関数  $\Phi$  を最小化することを考える。

$$\text{minimize } \Phi(\mathbf{u}_e) = \int_{\Omega_e} (\mathbf{B}\mathbf{u}_e - \boldsymbol{\varepsilon}_m)^T \mathbf{W} (\mathbf{B}\mathbf{u}_e - \boldsymbol{\varepsilon}_m) d\Omega \quad (4.23)$$

ここで  $\boldsymbol{\varepsilon}_m$  は要素における測定ひずみベクトル、 $\mathbf{W}$  は重み係数  $w$  によって構成される対角行列であり、非計測要素では重み係数  $w$  は小さな値となる。この目的関数は凸関数であるから、目的関数が最小値をとる節点変位では、微分値が 0 になる。

$$\frac{\partial \Phi(\mathbf{u}_e)}{\partial \mathbf{u}_e} = \int_{\Omega_e} (\mathbf{B}^T \mathbf{W} \mathbf{B} \mathbf{u}_e - \mathbf{B}^T \mathbf{W} \boldsymbol{\varepsilon}_m) d\Omega = 0 \quad (4.24)$$

ここで、

$$\begin{aligned} \mathbf{K}^{(e)} &= \int_{\Omega_e} \mathbf{B}^T \mathbf{W} \mathbf{B} d\Omega \\ \mathbf{f}^{(e)} &= \int_{\Omega_e} \mathbf{B}^T \mathbf{W} \boldsymbol{\varepsilon}_m d\Omega \end{aligned} \quad (4.25)$$

と置くと、式(4.24)は以下のように表すことができる。

$$\mathbf{K}^{(e)} \mathbf{u}_e = \mathbf{f}^{(e)} \quad (4.26)$$

これを全要素について立式し、同一節点における成分を足し合わせることで以下の式を得る。

$$\mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f} \quad (4.27)$$

式(4.27)に、変位に関する境界条件を適用することで $\mathbf{K}$ は正則行列となり、線形方程式を解くことで変位ベクトル $\mathbf{u}$ を一度に求めることができる。

以上のように、片面のみのひずみを用いる定式化では、軸ひずみと曲げひずみを分離できないため全て軸ひずみとして扱う。よって曲げひずみが支配的になる平板の面外曲げのような変形を再構築することができない。しかし、船舶のようなボックス構造の曲げでは、デッキ側と船底側にそれぞれセンサを配することで構造としての両面のひずみを計測していると見なせるため、変形を同定可能であると考えられる。次項では、単純な構造を用いて本定式化による iFEM による変形同定の検証を行う。

#### 4.3.2 本研究における逆有限要素法を用いた変位同定

中空角柱の片持ち梁を対象として、前項で提案した定式化による iFEM を用いた変形同定を実施し、手法の検証を行う。Fig. 4.4 に中空角柱の有限要素モデルを示す。本モデルの寸法は、長さ×幅×高さ×板厚 = 200 × 20 × 10 × 1 mm で、解析に用いた材料物性は、縦弾性係数  $E = 267.5 \text{ MPa}$ 、ポアソン比  $\nu = 0.3$ 、密度  $\rho = 9.9 \text{ g/cm}^3$  である。また 2 mm 四方の 4 角形一次要素で離散化されており、3,000 要素、3,030 節点からなる。

まず、FEM 解析では左端における全節点の並進および回転の全自由度を拘束する。また右端の全節点に鉛直下向き荷重をかけ、汎用構造解析ソルバ Nastran を用いて線型静解析を行う。FEM における境界条件を Fig. 4.5 に示す。次に FEM によって計算されたひずみを用いて iFEM による変形同定を行う。そして FEM によって計算された変位と iFEM に推定された変位を比較することで、提案手法の検証を行う。また変形の一貫性の指標として、式(4.28)で表される二乗平均平方根誤差 (Root Mean Squared Error, RMSE) を用いる。

$$\text{RMSE} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\delta_{\text{FEM}} - \delta_{\text{iFEM}})^2} \quad (4.28)$$

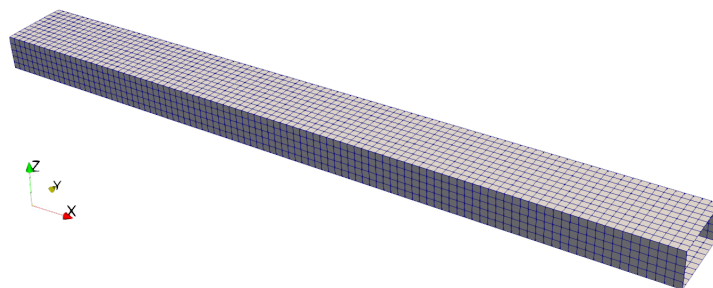


Fig. 4.4 中空角柱の FE モデル

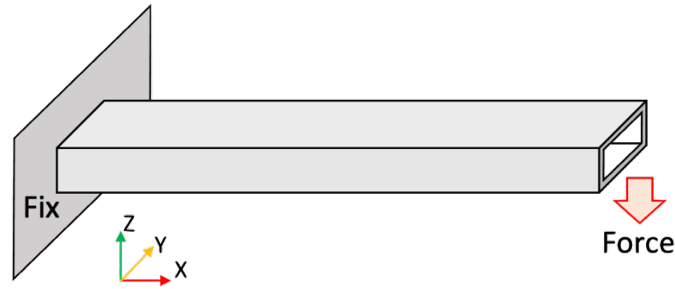


Fig. 4.5 FEM における境界条件

### [1] 全要素のひずみを用いた iFEM

まず全要素の片面ひずみが既知であるとして、本研究で用いる片面のひずみを入力とする iFEM によって変位を推定した。ここで、全ひずみセンサは構造の内側に設置されていると仮定し、対応するシェルの面におけるひずみを測定ひずみとした。また全要素での計測であるため、重み係数は全てである。Fig. 4.6 に FEM による変形と iFEM によって推定された変位による変形の比較を示す。ただし、変位はそれぞれ 10 倍して図示している。

iFEM による推定結果は、FEM による変形よりも小さく推定されている。FEM と iFEM における  $z$  方向並進変位の RMSE = 0.133 mm であった。これは、センサが構造の内側に設置されており、構造としての中立軸からの距離が短い面において計測しているため、シェルの中立面におけるひずみの値よりも引張、圧縮共に絶対値として小さいためと考えられる。Fig. 4.7 にシェルの厚さ方向中央におけるひずみを用いた場合の iFEM による変位推定結果を示す。この時の RMSE = 0.019 mm であり、シェルの厚さ方向中央におけるひずみを用いることで、iFEM によってひずみから精度良く変位を推定可能であることがわかる。本来、シェルの厚さ方向中央におけるひずみはセンサを埋め込んだ場合などを除いて直接計測できないが、表裏面のどちらかで計測したひずみから半板厚分の曲げひずみを補正することで精度良い変位同定が可能になると考えられる。

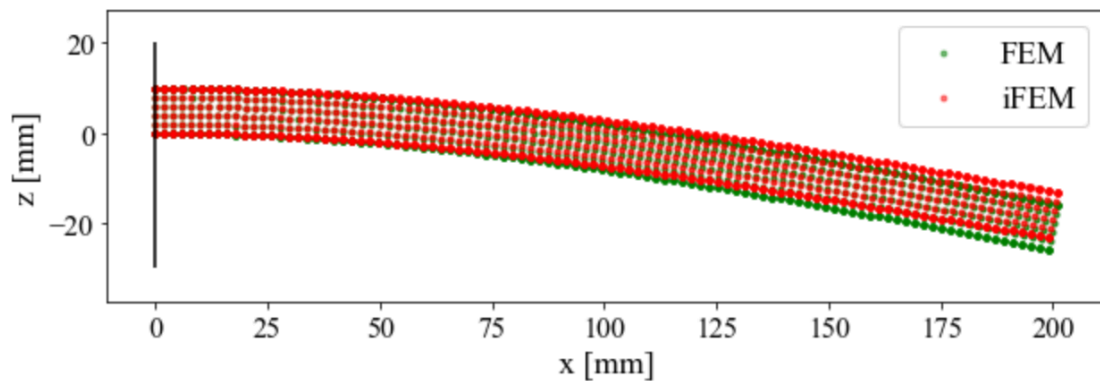


Fig. 4.6 全要素のひずみを用いた iFEM による変形同定結果

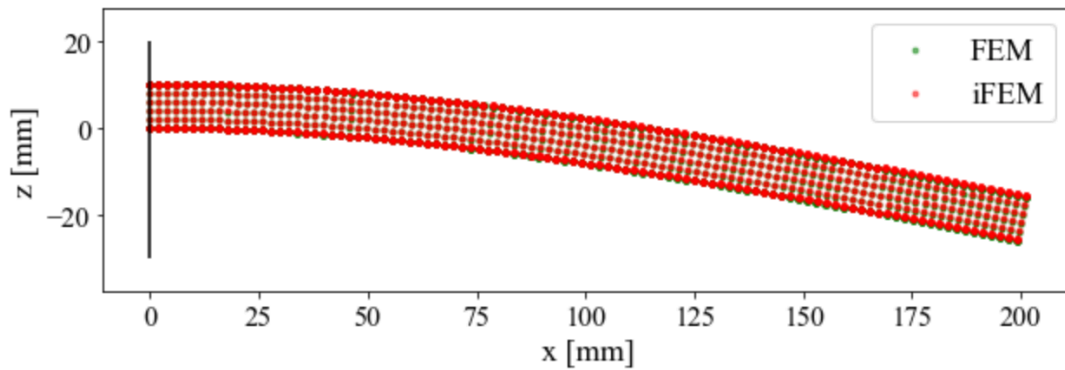


Fig. 4.7 シェルの厚さ方向中央のひずみを用いた全要素のひずみによる iFEM

## [2] センサ点におけるひずみを用いた iFEM

次に、ひずみセンサが離散的に 10 点設置されていると想定し、センサ点におけるひずみ情報とセンサ点が含まれる要素に重みを付ける iFEM によって変位同定を行った。Fig. 4.8 に上下面におけるひずみセンサの配置を示す。図中、赤く示された要素のひずみが既知であるとしている。また要素に重み付けを行う際に、計測要素における重み係数  $w = 1.0$ 、非計測要素における重み係数  $w = 10^{-3}$  とした。

Fig. 4.9 にセンサ点におけるひずみと重み付けによる iFEM によって変位を推定した結果を示す。図より、FEM の変位に対して、iFEM で推定された変位は小さく、ほとんど変形していないことがわかる。このように限定的なひずみ情報を用いた重み付けによる iFEM では、既知のひずみの数が少ない場合に極端に変位が小さく推定される。

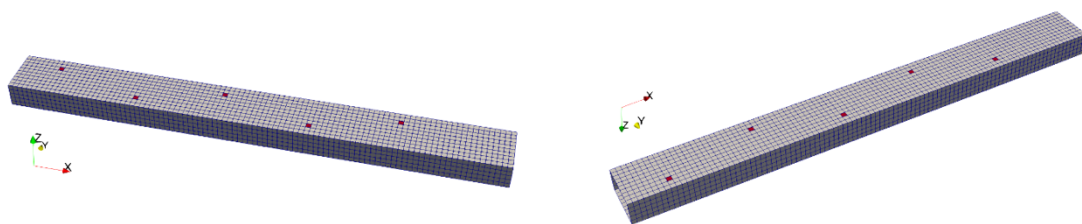


Fig. 4.8 10 点のひずみセンサ配置 (左：上面, 右：下面)

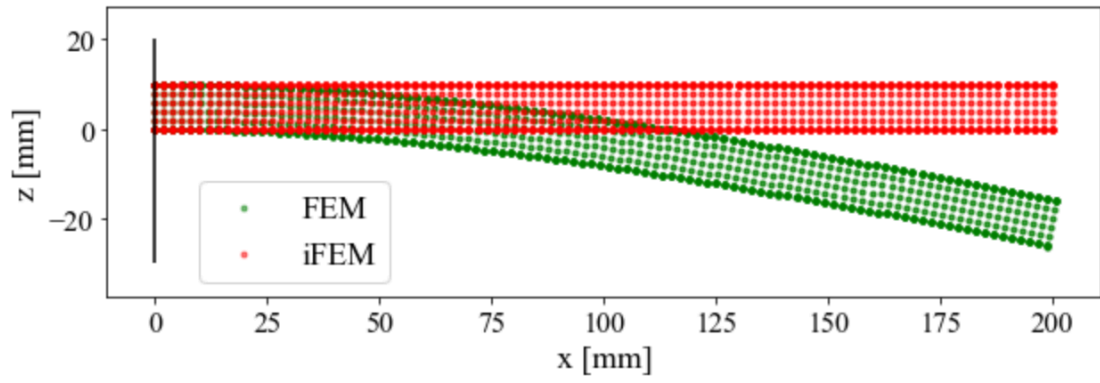


Fig. 4.9 センサ点におけるひずみを用いた iFEM による変形同定結果

#### 4.4 再構築された変位を用いた応力の再構成

船体構造を初めとした構造物の多くでは、通風、通水孔やマンホールなどが数多く存在し、そのような開口部では応力集中が発生する。応力集中は亀裂や破断の原因となり得るため、発生応力の把握が重要である。しかしそのような箇所の全てにセンサを設置することはコストの観点から困難であると考えられる。また応力集中のような局所的な応力状態は、サンブナンの定理より遠方まで及ばない。そのため、離散的なセンサ配置では局所的な物理現象による応力場を捉えることができない。しかし、離散的なセンサ配置によって計測されるひずみから一度全体変位を同定し、推定した変位を、開口部などを再現した FE モデルの変位境界条件として FE 解析することで、構造的な応力集中による応力場を再構成することが可能となる。そのため、本研究では、センサ点において計測されたひずみから構造に生じる応力場を同定するために、iFEM によって推定された全体の変位場を強制変位（変位境界条件）として FE 解析し、構造全体の応力場を求める。この手法を本論文では Re-FEM と呼ぶ。

Re-FEM による応力再構成手法を検証するため、§4.3.2 [1]で iFEM によって推定された変位を用いて応力推定を行った。ここで境界条件近くでは特異的に大きな応力が発生することがあるため、Fig. 4.10 に赤線で示す中空角柱の縁に当たる部分に存在する節点の並進変位を強制変位として入力した。応力の一致指標としては、変位と同じく式(4.28)と同様に求められる RMSE を用いる。

Fig. 4.11 に FEM によって計算されたミーゼス応力と Re-FEM によって変位から再構成された応力のコンター図を示す。さらに、Fig. 4.12 に式(4.29)で計算される誤差のコンター図を示す。

$$\text{Error}(\%) = \frac{\sigma_{FEM} - \sigma_{Re-FEM}}{\sigma_{FEM}} \times 100 \quad (4.29)$$

Fig. 4.12 より、多くの部分で誤差が小さく推定できていることがわかる。この時、RMSE = 18.451 MPaであった。側面高さ方向中央において大きな推定誤差が見られるが、これは曲げの中立軸高さであるため、発生応力が小さいことが理由であると考えられる。また右端側でも誤差が大きくなっているが、これは荷重境界条件の近くであり、平板の曲げに相当する変形が生じているためであると考えられる。

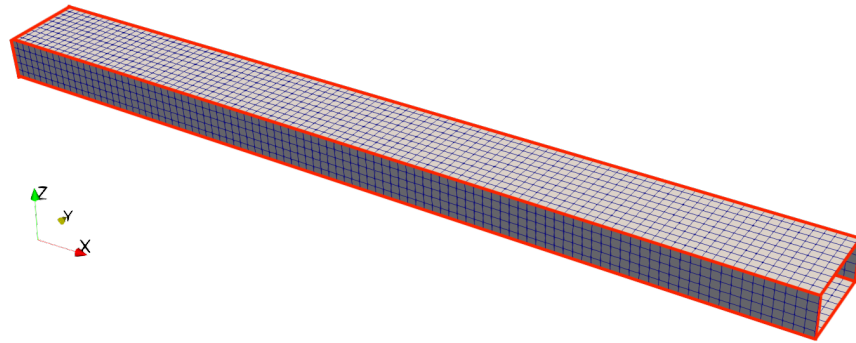


Fig. 4.10 強制変位を与えた節点箇所（赤線）

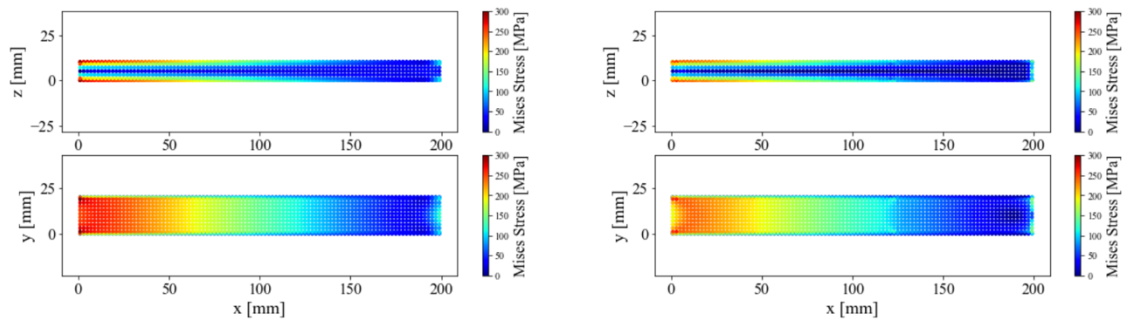


Fig. 4.11 FEM によって計算されたミーゼス応力と Re-FEM による応力再構成結果の比較  
(左：FEM, 右：Re-FEM)

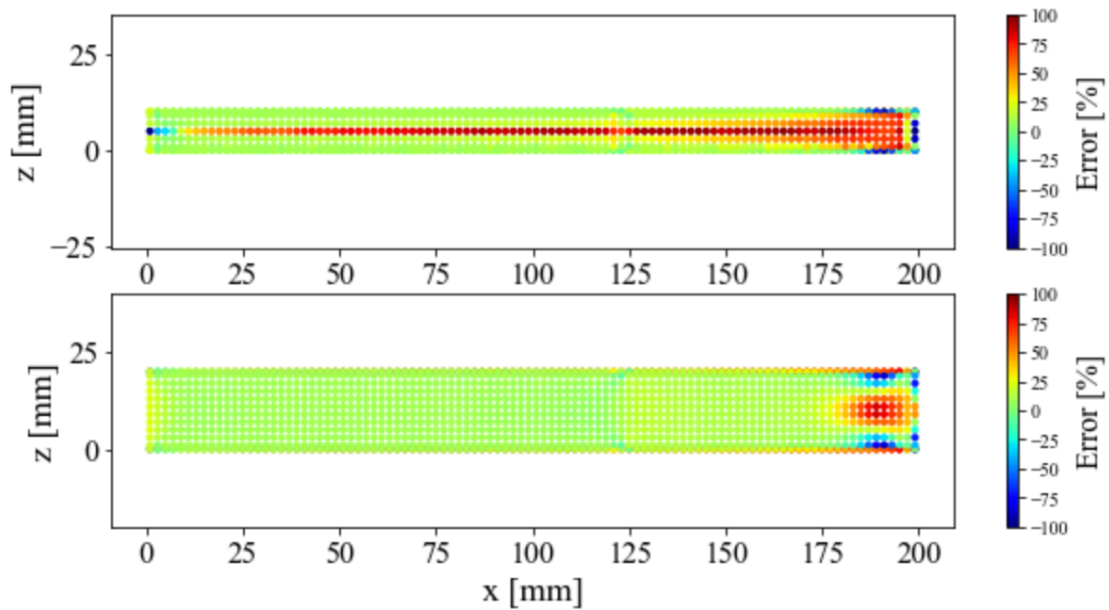


Fig. 4.12 FEM によるミーゼス応力と Re-FEM による再構成結果の誤差

## 4.5 複雑な構造・境界条件への適用

§4.3, §4.4 では、中空角柱を用いて iFEM による変位同定手法および Re-FEM による応力再構成手法の検証を実施した。Re-FEM の検証では、中空角柱の辺にあたる部分の変位から全体の応力を再構成できる可能性を示した。これは、船舶において構造的な応力集中が発生するのは継手などの内部構造であるが、グローバルな変形下において内部構造に生じる応力を再構成する際には、船殻のような外側の構造の変形のみが推定できれば良いということの意味する。よって本節では、内部構造を持つモデルを対象に、まず内部構造以外の構造におけるひずみから iFEM によって変位を推定し、さらに Re-FEM によって内部構造をふくめた全体の応力場を再構成可能であることを示す。また、上記の検証では単純な縦曲げのみの変形であったが、船舶の変形モードとしては縦曲げの他にも水平曲げやねじりなどが考えられる。そこで、曲げにねじりが重畳した荷重条件で iFEM および Re-FEM の検証を行う。以下に本検証で確認する事項を示す。

- 複雑な構造・境界条件で iFEM, Re-FEM による変位、応力推定が可能である
- 内部構造を取り除いたモデルによって iFEM による変形同定が可能である
- 内部構造を取り除いたモデルにおける変位から、Re-FEM によって内部構造を含めた構造全体に生じる応力を再構成できる

まず Fig. 4.4 に示した中空角柱に、Fig. 4.13 に示すように内部に補強材を設置した。ただし Fig. 4.13 は、天板を取り除いて図示している。次に、Fig. 4.14 に示すような境界条件を与え、FEM によって変位、ひずみ、応力を計算した。

iFEM には、内部構造が設置されていない Fig. 4.4 に示されたモデルを使用し、全要素のひずみを用いて変位推定を行った。ここで、全ひずみセンサは構造の内側に設置されていると仮定し、対応するシェル面のひずみを測定ひずみとした。Fig. 4.15 に FEM による変形結果と iFEM による推定結果の比較を示す。この時、 $z$  方向並進変位の RMSE = 0.107 mm であった。§4.3.2[1]と同様に、構造の中立軸からの高さが短い、内側で計測しているため、変形は小さく推定されている。Fig. 4.16 に示す通り、シェルの板厚方向中心でのひずみを用いることで RMSE = 0.011 mm となり、精度良く変位を推定できる。

さらに iFEM で推定された変位から、内部構造を含めた構造全体に生じる応力を Re-FEM によって再構成する。Fig. 4.15 に示された変位のうち、Fig. 4.10 に赤線で示された節点の変位を強制変位として与えた Re-FEM によって応力を求めた。Fig. 4.16 に荷重を境界条件として与えた FEM によるミーゼス応力と Re-FEM によって再構成されたミーゼス応力のコンター図を示す。また式(4.29)によって算出される応力の推定誤差を Fig. 4.18 に示す。この時の RMSE = 21.03 MPa であった。また、全要素における FEM および Re-FEM によるミーゼス応力のヒストグラムを Fig. 4.19 に、内部構造に相当する要素におけるミーゼス応力のヒストグラムを Fig. 4.20 に示す。

トグラムを Fig. 4.20 に示す. 全要素, 内部構造のどちらにおいても Re-FEM によって再構成されたミーゼス応力は FEM によるものよりも小さく推定されており, これは荷重を境界条件とする FEM において荷重境界条件の近くで特異的に発生した応力を Re-FEM では再構成できていないためと考えられるが, Re-FEM によって応力の分布が概ね再現されている. また内部構造におけるミーゼス応力の RMSE = 11.91 MPa であり, この結果から内部構造以外における変位から内部構造の応力を再現可能であることが明らかになった.

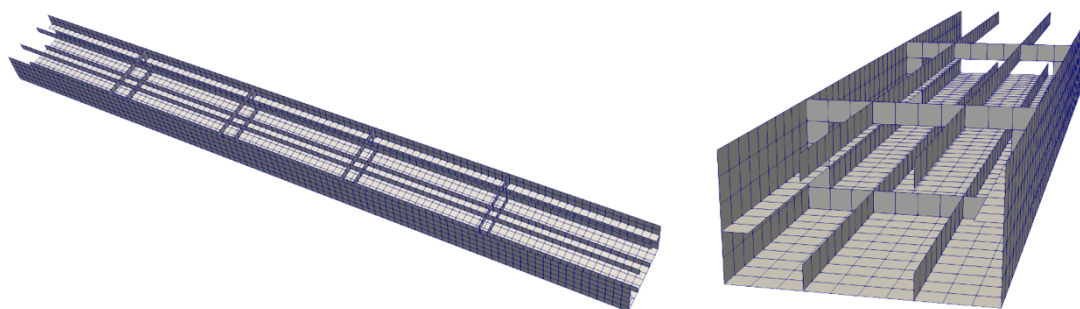


Fig. 4.13 中空角柱の内部構造 (左: 全体図, 右: 拡大図)

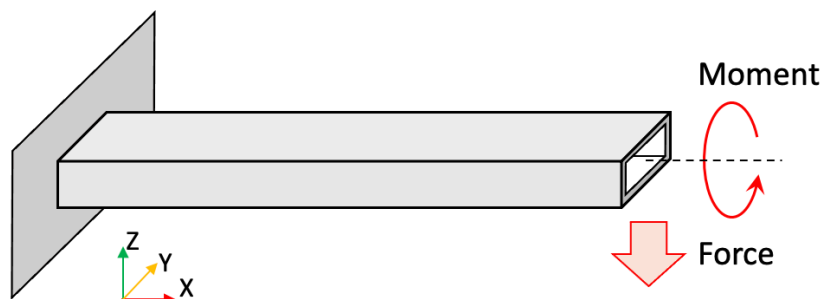


Fig. 4.14 FEM における境界条件

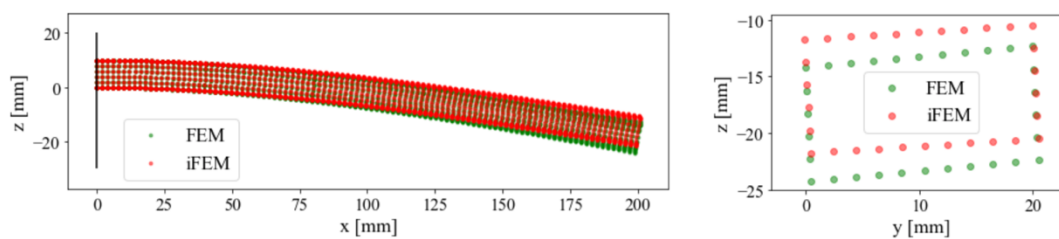


Fig. 4.15 全要素のひずみを用いた iFEM による変位同定結果 (左: 全体, 右: 先端断面)

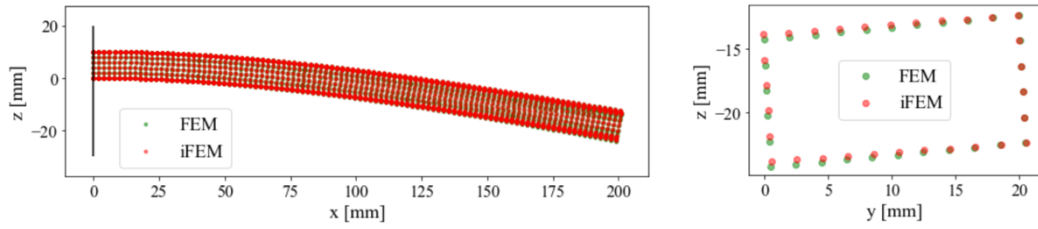


Fig. 4.16 シェルの厚さ方向中央のひずみを用いた全要素のひずみによる iFEM  
(左：全体，右：先端断面)

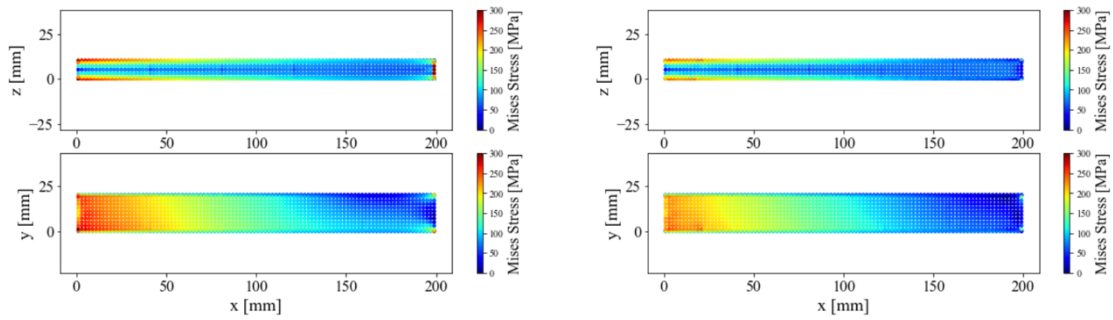


Fig. 4.17 FEM によって計算されたミーゼス応力と Re-FEM による応力再構成結果の比較

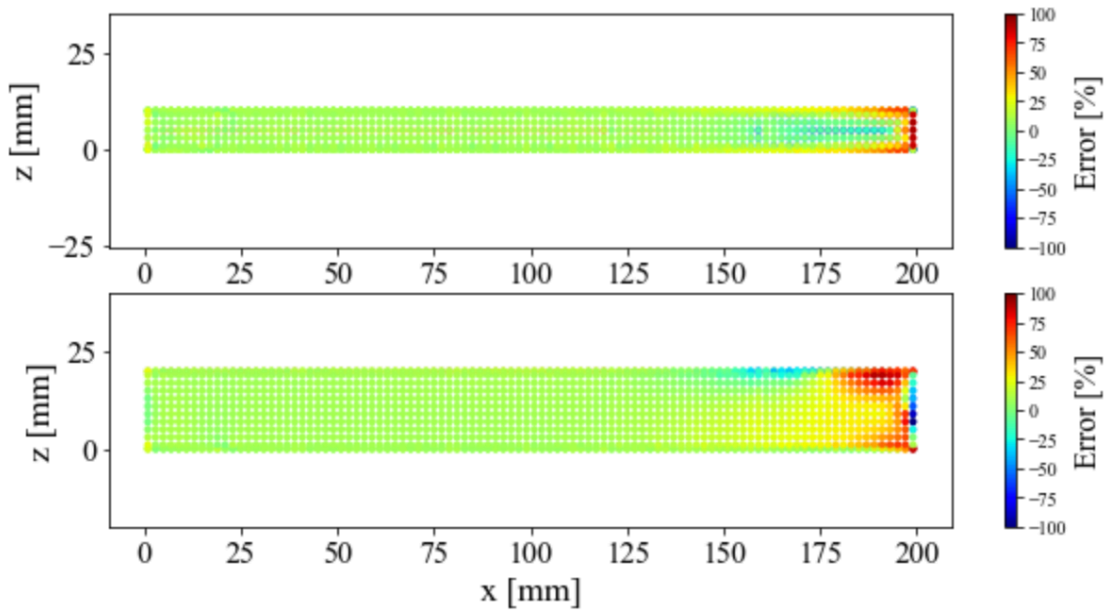


Fig. 4.18 FEM によるミーゼス応力と Re-FEM による再構成結果の誤差

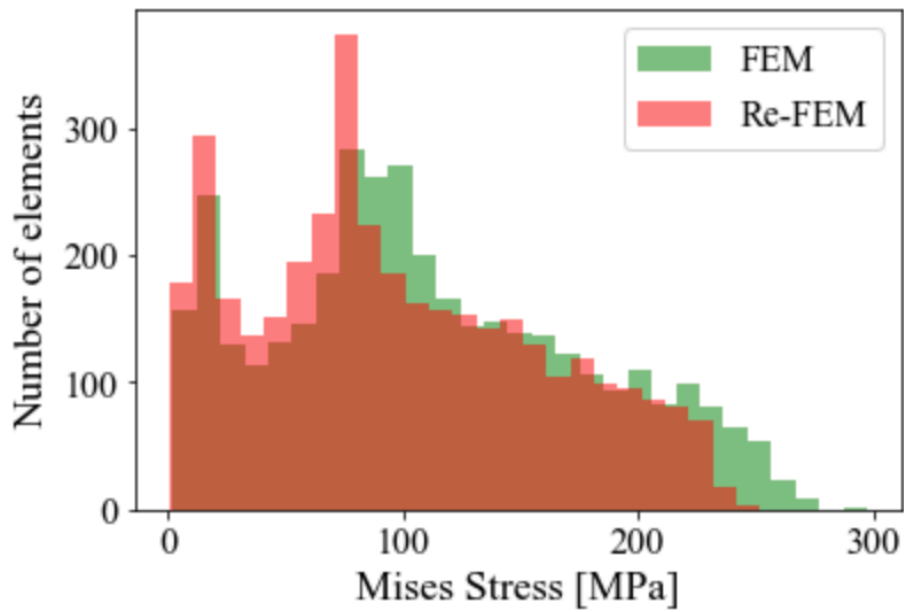


Fig. 4.19 全要素におけるミーゼス応力のヒストグラム

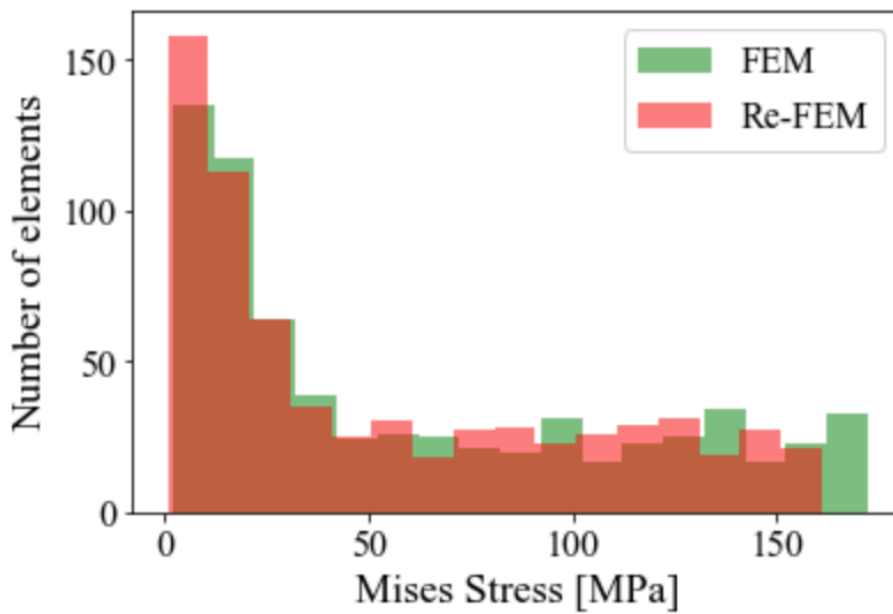


Fig. 4.20 内部構造におけるミーゼス応力のヒストグラム

## 4.6 第4章のまとめ

本章では、ひずみから変位を推定する手法について紹介し、本研究で用いるひずみを用いた変位推定手法である逆有限要素法 (iFEM) について述べた。また従来の定式化では、シェル要素の表裏面での計測を前提としていたが、実船における計測ではセンサ設置可能箇所の制約から片面の計測しかできないことが予想されるため、片面のひずみを用いた iFEM の定式化を行った。さらに定式化した手法の検証として、中空角柱の片持ち梁モデルを用いて FEM によって計算された全要素のひずみから変位推定を実施し、変位が精度良く再構築されることを確認した。10 点のセンサ配置を想定し要素の重み付けによって変位同定を実施した際に変位が極端に小さく推定されることが明らかになった。また、推定された変位を変位境界条件として FE 解析することで構造全体の応力場を同定する Re-FEM と呼ばれる手法を提案した。Re-FEM の検証として、iFEM の検証において推定された変位を強制変位して FE 解析し、荷重を境界条件とした FEM によって計算された応力と比較した。その結果、境界条件の近傍や応力の小さい箇所では推定誤差が大きくなるが、それ以外の場所では精度良く応力を同定できることを確認した。さらに、内部構造を持つ中空角柱を対象に iFEM を用いて内部構造以外の変位を推定し、Re-FEM を用いることで、内部構造における応力の再構成が可能であることを示した。

本研究で提案する船体構造ヘルスマニタリングシステムを実用化するためにはコスト削減が必要となる。特にセンサの個数は、センサ自体や計測器までのケーブルなどにコストが掛かるため減らすことが望ましい。しかし、10 点のセンサ配置を想定した iFEM による変形同定の結果から、センサを減らして既知のひずみが少ない場合に iFEM によってうまく変位を再構築できないことがわかる。ここで、iFEM で要素に重みを付けることで限定的なひずみから変位を推定するのではなく、補間したひずみを iFEM の入力として用いる研究がある。荻野ら[59]は、平板を対象に計測したひずみを補間し、補間したひずみ場から iFEM によって平板全体の変位場を推定した。よって次章では、センサによって計測されたひずみから構造全体のひずみ場を補間するための手法について述べる。

---

---

## 第 5 章 ひずみ場の補間手法

---

---

### 5.1 平面における物理量の補間手法

#### 5.1.1 既往の研究

空間的な数値補間に関する研究は、地球科学の分野に多く見られる。道池ら[60]は、地殻水平ひずみ場を約 20 km 間隔で設置された GNSS 観測点から補間した。この手法では、補間点の近傍にある複数の観測点のデータに補間点と観測点間の距離に応じた重みをかけた値の平均値を補間値として内挿している。また地球統計学の分野では、地質推定などにクリギング（ガウス過程）と呼ばれる空間補間手法が用いられている[61]。これは、線形回帰モデルに距離のみの関数であるカーネル関数を適用することで非線形な回帰を可能にしたものである。Cline[62]は、1次元データの補間に、張力下での3次スプラインを用いる手法を提案した。この手法では、張力を受ける線状弾性体の形状を、張力による伸びのエネルギーとひずみエネルギーからなる関数を最小化することで求める。大西[63]はこれを2次元へ拡張し、潮流の測定データを用いて検証を行った。さらに荻野ら[64]は、これをひずみ場の補間に適用し、サンドイッチパネルに埋め込まれた光ファイバセンサによって測定されたひずみから平板全体のひずみ場を推定した。

#### 5.1.2 従来手法の課題

前項で紹介した補間手法の多くでは、既知の点と補間点のユークリッド距離を用いて補間を行っている。これは、空間が均質なものと仮定しているためである。実際に穴のない平板のような構造は、2次元として考えることができる。しかし、立体構造に生じるひずみ場の補間において、ひずみは構造上で定義されるものであるためこの仮定は不適である。例えば、Fig. 5.1 に示すような H 型鋼について考える。フランジ上の点 AB 間および点 AC 間の

距離は、ユークリッド距離において等距離であるが、点 A にひずみが発生しているときにその影響が大きいのは点 B であると考えられる。これは点 AB 間にはひずみ情報を伝える構造物が存在するのに対して、点 AC 間の直線上には構造が存在せず、ひずみの情報はウェブを介して伝播すると考えられるためである。よって、ひずみ場の補間では、ユークリッド距離ではなく構造上の距離を用いた手法の開発が必要である。

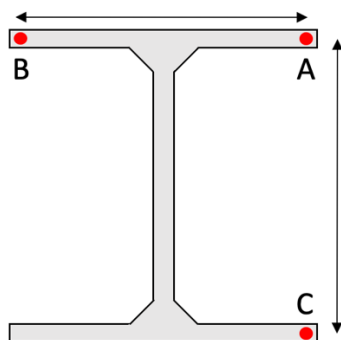


Fig. 5.1 H 型鋼

## 5.2 拡張 RBF 補間

本節では、ユークリッド距離ではなく構造上の距離を特徴量として用いる補間手法の提案をする。まず補間手法として用いる RBF 補間について述べる。次に、構造上の距離を計算する手法について説明する。また提案手法と中空の角柱モデルを用いて、補間手法の検証を行う。

### 5.2.1 RBF 補間

RBF 補間は、原点からの距離のみに依存する実数値関数である放射基底関数 (Radial Basis Function, RBF) を用いて離散的なデータの値を補間する手法である。母集団の分布を仮定しないノンパラメトリックな補間手法で、入力データにおける値を必ず通るように補間される。

$n$ 個の点群 $(x_i, y_i)$  ( $i = 1, \dots, n$ )が与えられたときに、点群を補間する関数 $f: \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}^n$ を求めることを考える。この時、重み $\mathbf{w} = [w_1, \dots, w_n]^T$ を用いて関数 $f$ は次式で表される。

$$f(x) = \sum_{i=1}^n w_i \phi(\|x - x_i\|) \quad (5.1)$$

ここで $(x_j, y_j)$ に関して、補間された関数 $f$ は与えられた点を通るので、重み $\mathbf{w}$ は以下の条件式を満たす。

$$y_j = \sum_{i=1}^n w_i \phi(\|x_j - x_i\|) \quad (5.2)$$

上式を $j = 1, \dots, n$ について考えると次式のようにまとめることができる。

$$\mathbf{y} = \Phi \mathbf{w} \quad (5.3)$$

ただし、 $\mathbf{y}$ ,  $\mathbf{w}$ はそれぞれ以下のように表される。

$$\mathbf{y} = [y_1, \dots, y_n]^T \quad (5.4)$$

$$\Phi = \begin{bmatrix} \phi(\|x_1 - x_1\|) & \cdots & \phi(\|x_1 - x_n\|) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \phi(\|x_n - x_1\|) & \cdots & \phi(\|x_n - x_n\|) \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

式(5.3)を解くことで一度に重み $\mathbf{w}$ を求めることができ、式(3.1)によって未知の $x_{n+1}$ に対する $y_{n+1}$ を補間することができる。

### 5.2.2 有限要素モデルへの拡張

本研究で対象としている構造物上でのひずみ場の補間を考えると、センサ点におけるひずみの相互影響はユークリッド距離ではなく、構造上における距離に影響されると考えられる。

有限要素モデルは節点と要素から構成されるが、これは要素と要素の間を繋ぐ枝からなる重み付き無向グラフとみなすことができる。Fig. 5.2 に有限要素モデルと要素を頂点とするグラフ構造の例を示す。ここで枝の重みは有限要素モデルの要素間ユークリッド距離で求められる。要素間の距離をグラフ構造の最短経路距離とすることで、構造物上の実際の距離を考慮することが可能となる。

一般的に RBF 補間で用いられる放射基底関数のノルムはユークリッド距離で考えられるが、容易に他の距離関数を導入することができる。また先述の通り、RBF 補間では重みを一度の行列計算で求めることができるため、あらかじめ任意の要素間の最短距離を計算しておくことで、新たな入力に対して高速に補間することが可能である。以上の理由から本研究では、ひずみ場の補間に RBF 補間を用いることとする。

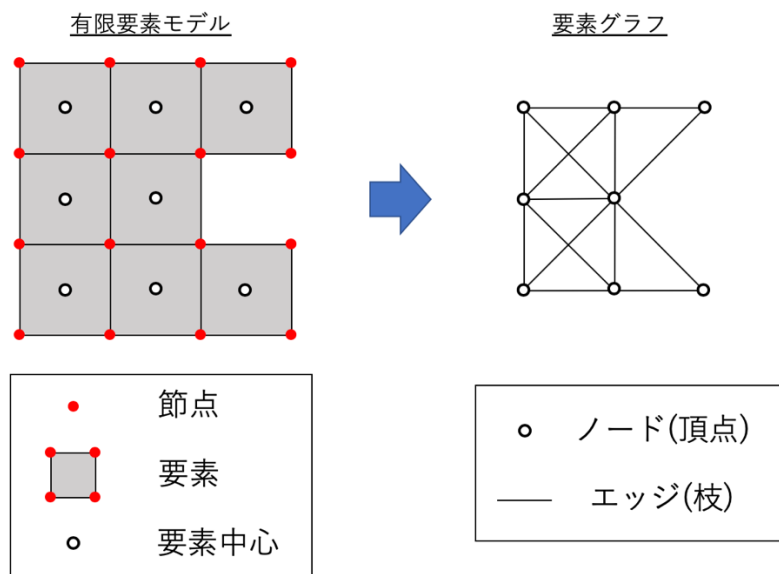


Fig. 5.2 有限要素モデルとグラフ構造

### 5.2.2 拡張 RBF 補間によるひずみ場の補間

開発した補間手法の適用性を検証するために、§ 4.3.2 で用いた中空角柱と 10 点のセンサ配置を対象に、有限要素モデルに拡張した拡張 RBF 補間を用いてひずみ場の補間を行った。

ここで RBF カーネル関数としては、以下に示す式で表されるガウシアンカーネルを用いた。

$$\phi(x) = e^{-\beta x^2} \quad (5.6)$$

ただし、 $\beta$ は分布の標準偏差に関するハイパーパラメータである。本検証では $\beta$ を決定するために、FEMのひずみ場を正解とみなし、式(4.28)と同様にして定義される、二乗平均平方根誤差 (Root Mean Squared Error, RMSE) によって試行錯誤的に最適化を行った。その結果、最も RMSE が小さい値をとる $\beta = 0.002$ とし、その時の RMSE = 73.172  $\mu\epsilon$ であった。

$\beta$ は標準偏差に関するパラメータであるので、センサ間の距離に影響される。よって実際には補間時に正解のひずみ場がわかることはなく $\beta$ の最適化はできないが、補間前にシミュレーションなどによって現実的なひずみ場を求め、一度計算しておくことでセンサ配置が同一であればおおよそその値を推測できる。

Fig. 5.3 に FEM による正解の方向ひずみ場と 10 点のセンサにおけるひずみから補間した方向ひずみ場のコンター図を示す。この時、長手方向ひずみの RMSE = 125.743  $\mu\epsilon$ であった。また Fig. 5.3 に、補間したひずみ場を入力として用いた iFEM の結果を示す。ここで、ひずみは全要素で補間されているため、iFEM で用いる重み係数 $w$ は全て 1.0 とした。§4.3.2 (1) の Fig. 4.4 に示した全要素のひずみを用いた場合の推定結果と比べて、最大変位で約 6.9% 小さい結果となった。この結果から、既知のひずみ情報が少なくなると推定される変位は小さくなるが、センサの数を増やすことで、補間したひずみ場の精度が向上するため iFEM による変位同定の精度も改善すると考えられる。

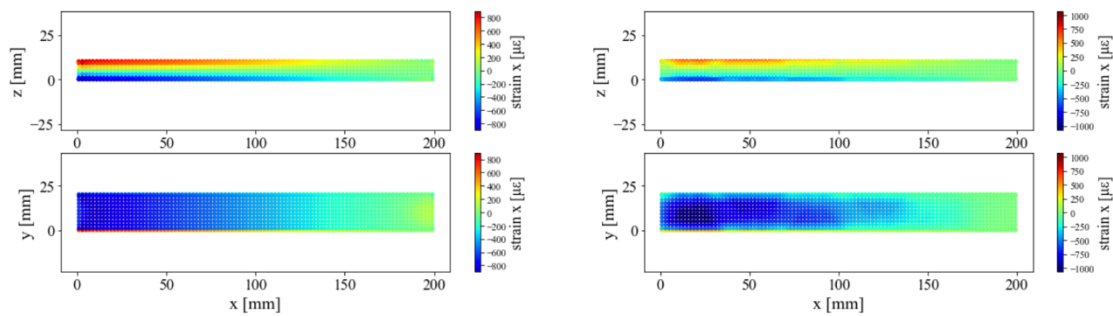


Fig. 5.3 拡張 RBF 補間によるひずみ場の補間結果 (左 : FEM, 右 : 補間)

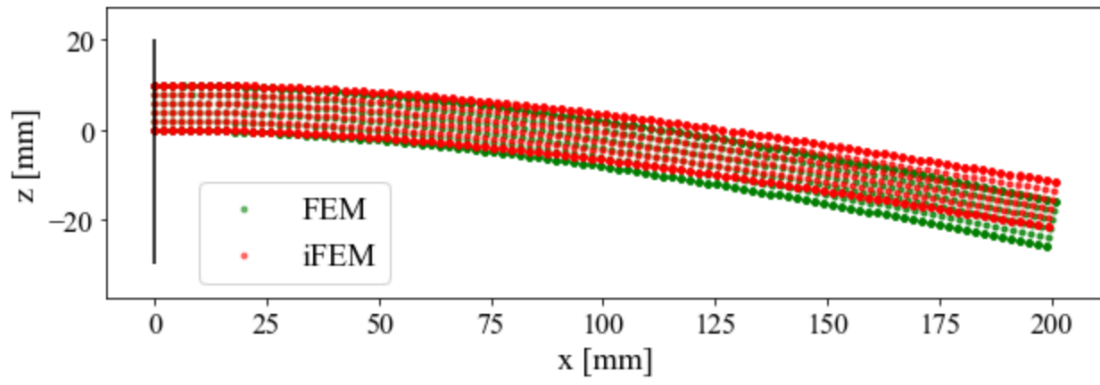


Fig. 5.4 補間したひずみ場を用いた iFEM による変形同定結果

### 5.3 第5章のまとめ

本章では，構造物上でのひずみ場の補間を行うために，拡張 RBF 補間の開発を行った．拡張 RBF 補間では，補間を行う要素とセンサの設置されている要素との距離を，有限要素モデルの要素を頂点，その繋がりを枝とするグラフ構造における最短経路距離と定義することで，構造物上の距離を考慮した補間を可能としている．拡張 RBF 補間の検証として，中空角柱の片持ち梁モデルを対象に，拡張 RBF 補間によるひずみ場の補間を行った．さらに補間されたひずみ場を入力とする iFEM によって変位を推定可能であることが示された．

---

---

## 第6章 シミュレーションによる検証

---

---

### 6.1 検証の目的

本章では、§3.2.2 で提案した船体構造ヘルスマニタリングシステムのうち、§5.2 で提案したひずみ場の補間手法、§4.3 で提案した iFEM による変位同定手法、§4.4 で提案した応力再構成手法の検証を目的として以下の事項を実施する。

- 全要素のひずみを用いて変位、応力推定を行い、提案したシステムの全船モデルへの適用性を検証する
- 離散的に設置されたセンサにおける限定的なひずみを用いて、ひずみ場の補間および変位同定、応力再構成を行い、推定精度の検証を行う
- センサの数を変化させたときに、変位や応力の推定結果にどのような影響が見られるかを明らかにする。
- ノイズを与えたひずみをもとに変位、応力推定を行い、ノイズなしによる結果と比較することで、ひずみに含まれるセンサの測定誤差の影響を明らかにする

まず検証手法として用いた双子実験について概要を説明する。次に、ばら積み貨物船の全船モデルを対象に iFEM による変位推定を行い、その結果を示す。さらに、推定された変位から船体に生じる応力を Re-FEM によって再構成した結果を示す。

## 6.2 双子実験の概要

提案手法の検証には双子実験と呼ばれる手法を用いる。双子実験の概要を Fig. 6.1 に示す。双子実験ではまず、有限要素法 (FEM) に材料特性や拘束、荷重などの境界条件を入力することによって変位、ひずみ、応力を計算する。次に、FE 解析によって得られたひずみをセンサ位置において抜き出す。これは §3.2.2 で提案したシステムにおいて、ひずみの計測に相当する。さらにそれらのひずみから拡張 RBF 補間を用いて全体のひずみ場を補間する。そして補間されたひずみ場を入力として §4.3 で定式化した iFEM による変位同定を行う。ここで、FEM によって計算された変位を真値とみなし、iFEM によって推定された変位と比較することで逆有限要素法 (iFEM) を用いた変位同定手法の精度検証を行う。さらに、iFEM で推定された節点変位をもとに §4.4 で示した Re-FEM による応力の再構成を実施し、計算された応力についてもあらかじめ FEM によって得られた結果と比較することで、本研究における船舶の応力再構成手法の性能評価を行う。

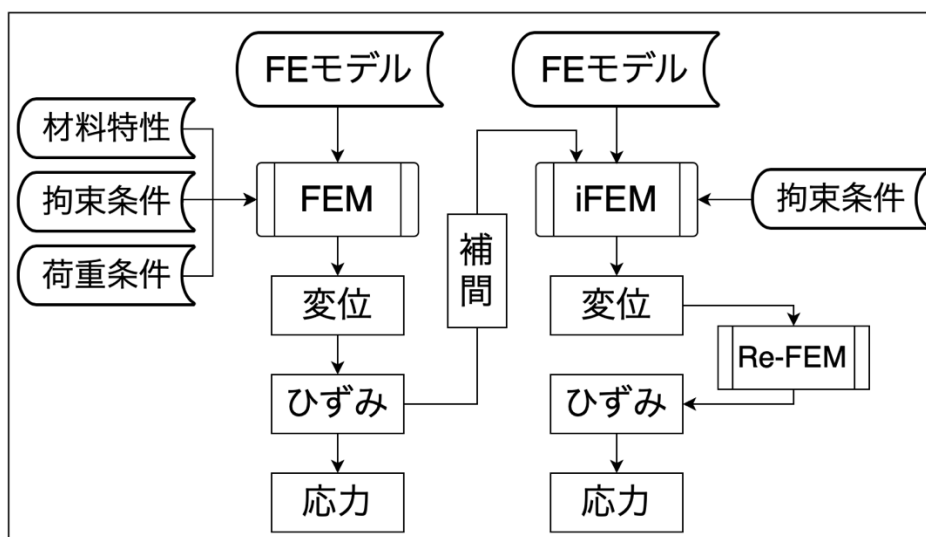


Fig. 6.1 双子実験における解析の流れ

## 6.3 ばら積み貨物船を用いた変位同定手法の検証

### 6.3.1 シミュレーションの概要

本項では、ばら積み貨物船を対象とした双子実験のうち FEM と iFEM におけるそれぞれの解析条件を示す。

#### [1] FEM 解析条件

FEM では、解析対象として Fig. 6.2 に示す実船スケールのケープサイズばら積み貨物船有限要素 (FE) モデルを用いた。このモデルは、国立研究開発法人 海上技術安全研究所において荷重構造一貫解析システム用モデルデータとして作成されたものであり、海技研モデルと呼ばれる。FE モデルは、38,273 要素、25,860 節点からなる。また解析対象としたばら積み貨物船の主要目を Table 6.1 に示す。

解析条件としては、船体が規則波中を 5 knot で航行していることを想定し、海上技術安全研究所によって開発されている全船荷重・構造一貫強度評価システムである DLSA (Direct Load and Structure Analysis) を用いて波浪荷重による船体外板への圧力を計算し、FEM の荷重条件とした。ここで波浪条件としては、国際船級協会連合 (International Association of Classification Societies, IACS) が発表している IACS-Rec34 の北大西洋における短期海象の頻度分布から、発生確率が高い海象の中で船体にとって厳しい条件となる波高 7.5 m とした。また波周期は、対象船型において波長船長比がおおよそ 1 となる 13.5 s とし、波向きは正面向波 (180 deg) と右舷前方から波を受ける斜め向波 (120 deg) の 2 条件とした。

FEM の拘束条件としては、船舶や航空機などの拘束がない構造を解析する際に使用される慣性 (イナーシャ) リリース解析を用いた。慣性リリース解析では、ある一点を拘束して静解析を行い、固定点における拘束反力がなくなるように並進および固定点周りの回転加速度を負荷することで拘束のない線形静解析を行うものである。本 FE 解析では、固定点として長手方向船体中央 (midship) におけるキールライン上の節点を選択した。

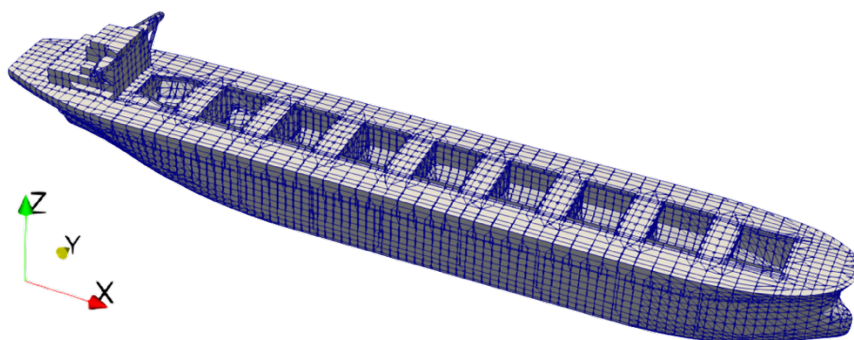


Fig. 6.2 FEM におけるばら積み貨物船 (海技研モデル) FE モデル

Table 6.1 ばら積み貨物船（海技研モデル）の主要目

全長 $L_{OA}$	288.0 m
垂線間長 $L_{PP}$	278.0 m
全幅 $B$	45.0 m
型深さ $D$	26.5 m
満載喫水 $d$	17.5 m

## [2] iFEM 解析条件

iFEM では、FEM で使用した FE モデルから上部構造物、二重底などの内部構造、防撓材を全て取り除いた、船殻外板とデッキのみからなるモデルを用いる。Fig. 6.3 に iFEM で用いる FE モデルを示す。§ 4.5 で示した通り、iFEM では要素ごとにひずみから変位を最適化するため、構造の一部を取り出しても変位推定可能である。船殻とデッキからなるモデルは、8,009 要素、6,487 節点からなる。モデルの要素、節点数を減少することで iFEM の計算量の低下に伴う計算時間の削減を期待できる。また、iFEM における変位境界条件は、FEM で固定された点と同じ船体長手方向中央におけるキールライン上の節点を拘束した。

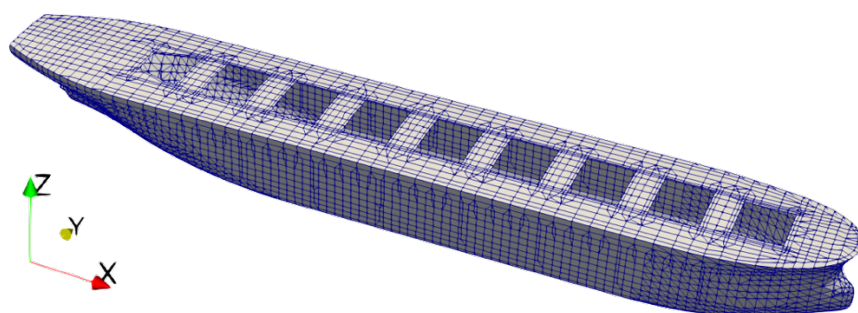


Fig. 6.3 iFEM におけるばら積み貨物船（海技研モデル）FE モデル

### 6.3.2 解析ケースとひずみセンサ配置

本項では、本検証で行った解析ケースと各ケースでのセンサ配置について、その意図と概要を述べる。

#### [1] 全要素（8,009 点）

まず、全要素に iFEM で用いる有限要素モデルのひずみセンサが設置されていると仮定して iFEM による変位推定を行う。ここでひずみセンサは全てロゼットセンサであり、 $x, y, xy$  方向のひずみが得られるとした。全要素でひずみ情報が既知であるため、本検証における最

も良い精度での変位推定結果が得られる。この結果から、船体構造の変位同定への iFEM の適用性を検証する。

## [2] 90 点

次に、90 点のひずみセンサが離散的に設置されていると仮定し、センサ位置におけるひずみを補間したひずみ場を入力とする iFEM によって船体全体の変位を推定する。全要素のひずみを用いた場合の結果と比較することで、補間手法および iFEM の精度検証を行う。Fig. 6.4 に 90 点のセンサ配置を示す。ひずみセンサは、バルクヘッド (BHD) 断面では、デッキ側クロスデッキ近傍、トップサイドタンク下部、ビルジホッパータンク船底側、ホールド中央断面では、デッキ乾舷側、ビルジホッパータンク上部、センターガーダー船底側に設置されている。ただしひずみセンサは全てロゼットセンサである。デッキや船底側のセンサによって、船体のハルガーダーとしてのグローバルな縦曲げによるひずみが計測できる。また船側のタンク内に設置されたセンサは、グローバルなねじりや水平曲げによるひずみの計測を意図している。さらに BHD 断面では、グローバルな変形に起因するひずみが計測されるが、ホールド中央断面では、グローバルな変形に加えて BHD 間のローカルな変形に起因するひずみが計測されることが考えられる。

本研究では、実船での計測を想定しているため、センサを設置できない貨物ホールド内や船外側外板などを避けて配置されている。

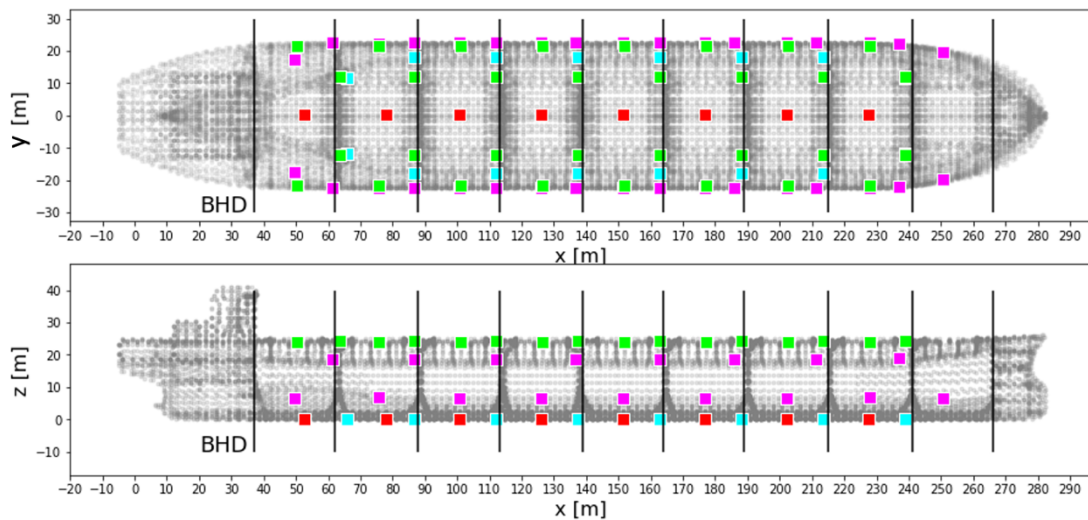


Fig. 6.4 ばら積み貨物船における 90 点のセンサ配置

## [3] 30 点

さらに、30 点のセンサによって計測されるひずみから変位の再構築を行い、90 点のひずみから推定された結果と比較することで、センサの数を減らすことによる影響を明らかに

する. Fig. 6.5 に 30 点のセンサ配置を示す. センサ配置は, 90 点のセンサ配置から密度を減らすように等間隔に配置した.

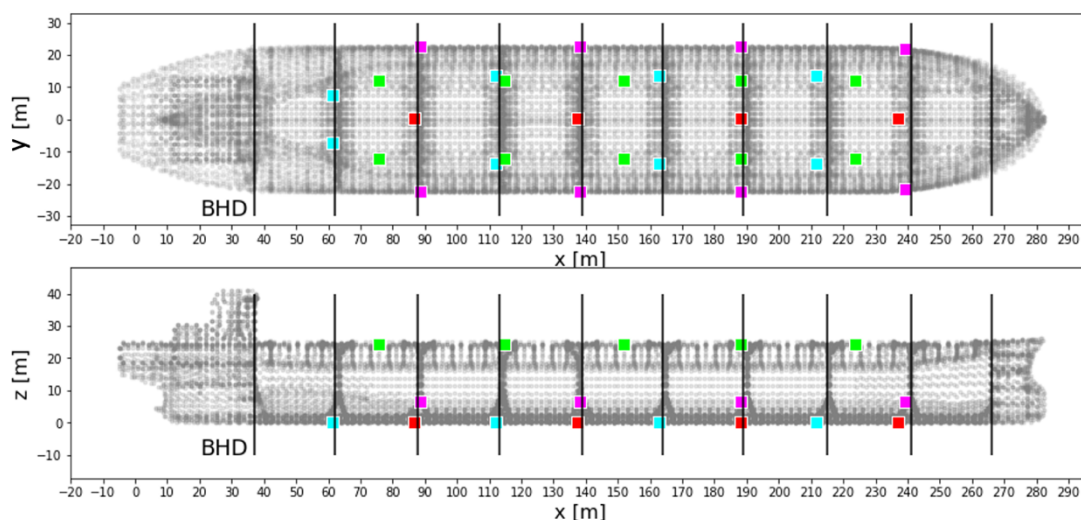


Fig. 6.5 ばら積み貨物船における 30 点のセンサ配置

#### [4] 90 点 (ノイズあり)

iFEM による変位推定手法の入力となるひずみ場にノイズを付与し, ノイズなしの結果と比較することで, 測定ノイズへのロバスト性を検証する. センサ配置として, 解析ケース[2]で用いた 90 点のひずみセンサを想定し, センサ点に相当する要素において得られるひずみに平均 0, 標準偏差  $\sigma = 10 \mu\epsilon$  のガウスノイズを付与した.

### 6.3.3 変位同定結果・考察

本項では, 前項で述べた各解析ケースにおける変位推定結果とその考察について述べる.

#### [1] 全要素 (8,009 点)

全要素にセンサが設置されていると仮定し, 全要素のひずみ情報を用いて iFEM による変位推定を行った. 全要素における全ひずみ情報が既知であるため, iFEM に用いる重み係数  $w$  は全て 1.0 とした.

まず正面向波 (180 deg) の最もサギングが大きくなる位相 0 deg におけるキールラインおよび横断面の変形推定結果を Fig. 6.6 に示す. ここで, 変位は 100 倍に拡大して示している. Fig. 6.6 に示された 4 つの図はそれぞれ, 左上はキールラインを右舷側から, 右上はキールラインを上から, 左下はキールラインとキールラインに含まれる節点のうち一番船首側における点の一周期中の軌跡を正面から, 右下は No.3 ホールドの長手方向中央における横断面を正面から, 見た図を表す. また図中, 緑色の点は FEM によって荷重から計算された変

位, 赤色の点は iFEM によってひずみから再構築された変位を表している. 正面向波中では船体は縦曲げ変形を生じるが, 図より全要素のひずみを用いた iFEM によって, FEM による変位を精度よく再現できていると考えられる. またこの時の,  $z$  方向並進変位に関する RMSE = 110.25 mm であった. また横断面の変形において, FEM による解析ではサイドシェルにおいて船外側に膨らむような変形が見られるが, iFEM ではこれを再現できていない. これは, サイドシェルの変形では, 平板の曲げ変形と同様に曲げひずみが支配的であるため, 片面のひずみを用いる本研究における iFEM によって推定できないためであると考えられる.

次に, 斜面向波 (120deg) についても同様に iFEM による変位推定結果を Fig. 6.7 に示す. この時の,  $z$  方向並進変位に関する RMSE = 123.53 mm であった. 斜面向波中では船体は縦曲げに加えて, 水平曲げやねじり変形を生じるが, キールラインの変形やキールラインの先頭の節点における軌跡から, これらの変形を iFEM によって推定可能であると考えられる.

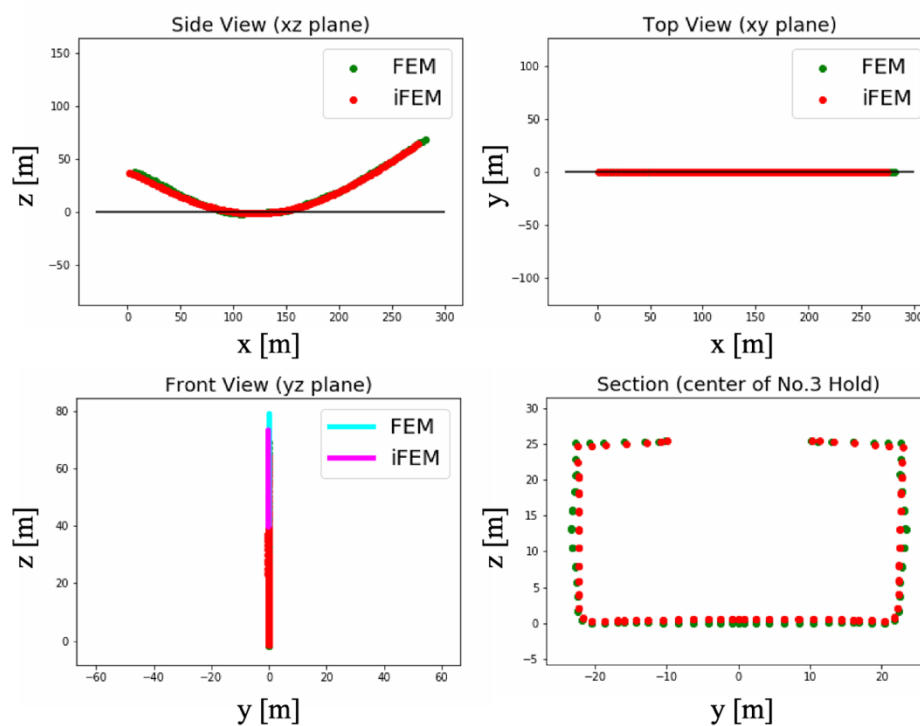


Fig. 6.6 正面向波 (180 deg) における全要素のひずみを用いた iFEM によるキールラインおよび横断面の変位推定結果

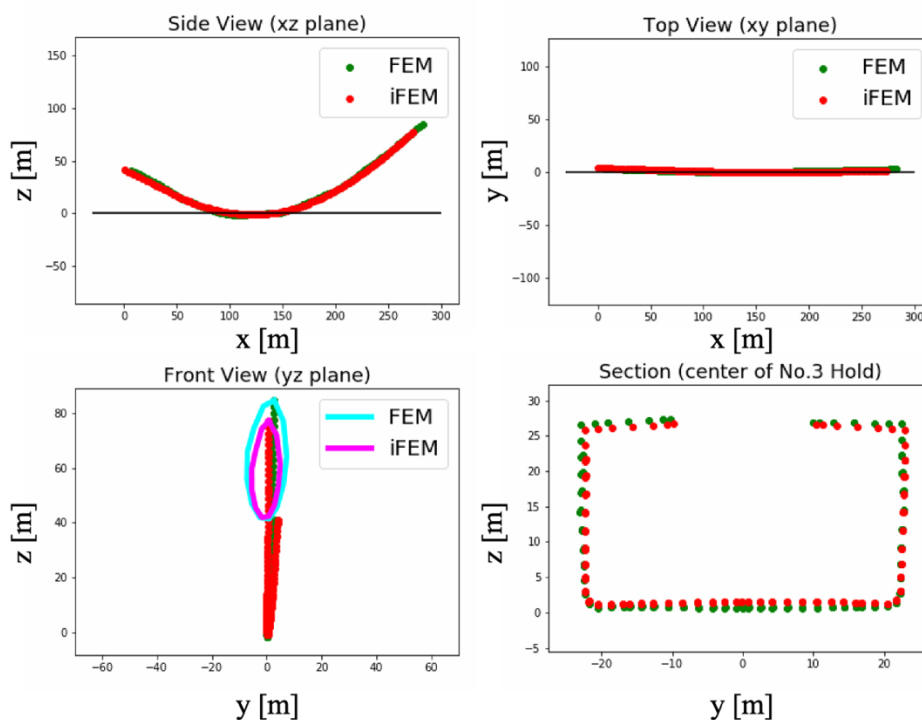


Fig. 6.7 斜め向波（120 deg）における全要素のひずみを用いた iFEM によるキールラインの変位推定結果

## [2] 90 点

船体に、§6.3.2[2]で示したセンサ配置のひずみセンサが 90 点設置されていると想定し、センサ点におけるひずみを用いた iFEM による変位推定を行った。まず、センサ点におけるひずみを iFEM で用いる FE モデル上で補間した。Fig. 6.8 に斜め向波の荷重において FEM によって荷重から計算されたひずみ場と、90 点のセンサ位置におけるひずみ情報から補間された長手方向ひずみ場の補間結果を示す。ここで補間したひずみ場と FEM によって計算されたひずみ場の長手方向ひずみに対する  $RMSE = 188.15 \mu\epsilon$ であった。上段は船体の右舷側、中段はデッキ、下段は船底におけるひずみのコンター図である。ひずみ場の補間によって限定的なひずみをもとに、全体のひずみ分布を再現できている。またハッチ間のクロスデッキでは、本来ひずみはほとんど生じていないが補間したひずみ場ではその他のデッキ部と同等の大きさのひずみが補間されている。これはクロスデッキにセンサが設置されていないために、構造上の距離が近いデッキ部のひずみの影響を受けて補間されたためである。

さらに、補間されたひずみ場を入力とし、iFEM によって変位推定を行った。iFEM の入力として用いられるひずみ場は全要素で補間されているため、iFEM に用いる重み係数  $w$  は、全て 1.0 とした。iFEM によって 90 点のひずみ情報から再構築されたキールラインにおける変形推定結果を Fig. 6.9 に示す。この結果における  $z$  方向並進変位に関する  $RMSE = 132.22 \text{ mm}$  であり、FEM による計算結果や全要素のひずみを用いた変位推定結果と比べると、変

形が船首尾で小さく推定されている。一方で縦曲げ、水平曲げといった変形モードは、90点のひずみ情報でも推定可能であるということが明らかになった。

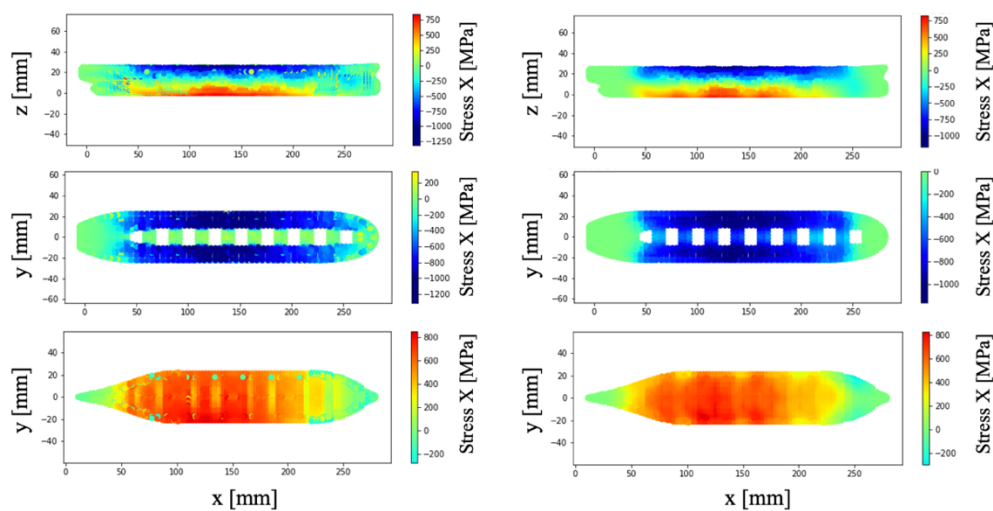


Fig. 6.8 斜め向波 (120 deg) における長手方向ひずみコンター図  
(左 : FEM, 右 : 90 点による補間)

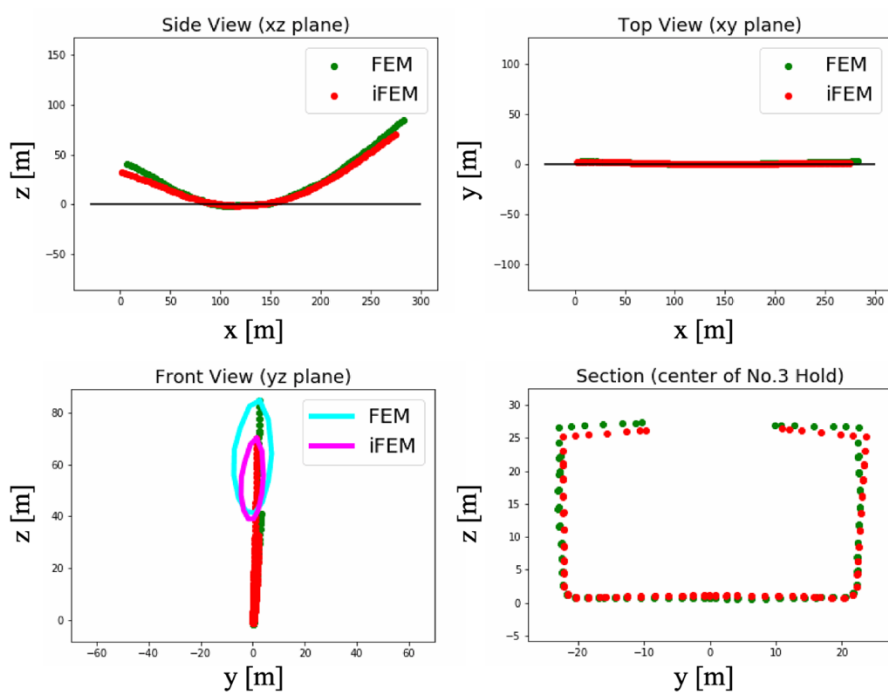


Fig. 6.9 斜め向波 (120 deg) における補間ひずみ (90 点) を用いた iFEM によるキールラインの変位推定結果

### [3] 30点

30点のセンサが設置されていると想定し、§6.2.2[3]に示すセンサ点におけるひずみを船体上で補間した。Fig. 6.10に斜め向波の荷重においてFEMによって荷重から計算されたひずみ場と、90点のセンサ位置におけるひずみ情報から補間された長手方向ひずみ場の補間結果を示す。この時、長手方向ひずみに対するRMSE = 268.16  $\mu\epsilon$ であった。センサ点数が減ったため、90点のひずみ情報を用いて補間した結果と比べて補間精度は落ちている。また特にデッキにおいて船首尾にセンサが設置されていないため、ひずみの値が小さく補間されている。

さらに、補間されたひずみ場を用いてiFEMによる変位推定を行った。変位推定結果をFig. 6.11に示す。30点のひずみ情報からiFEMによって推定された変位は、FEMによって計算された変位と比較して変形量が小さく、z方向並進変位に関するRMSE = 152.69 mmであった。この結果から、センサの密度を減らすと、変位としては小さくなる傾向にあることが明らかになった。一方で、30点のセンサにおけるひずみ情報から縦曲げや水平曲げといった変形モードについて推定可能であるということがわかった。

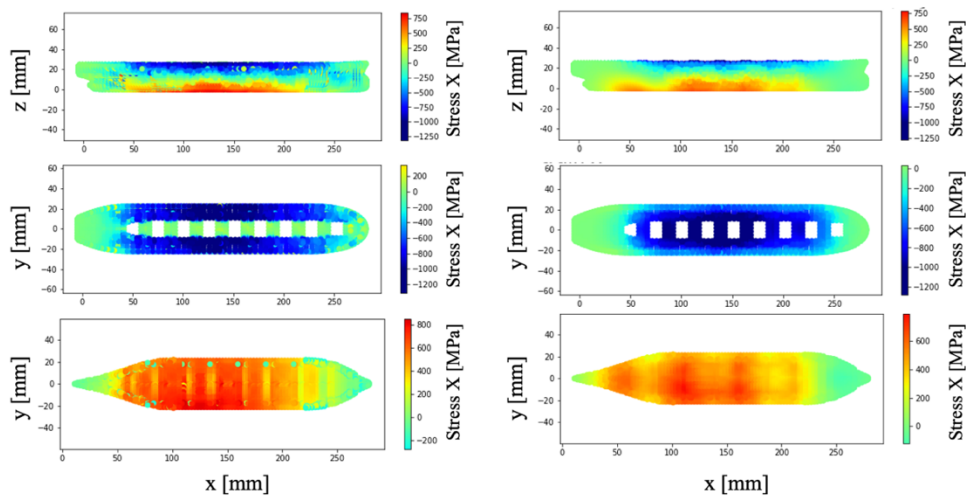


Fig. 6.10 斜め向波 (120 deg) における長手方向ひずみコンター図  
(左 : FEM, 右 : 30点による補間)

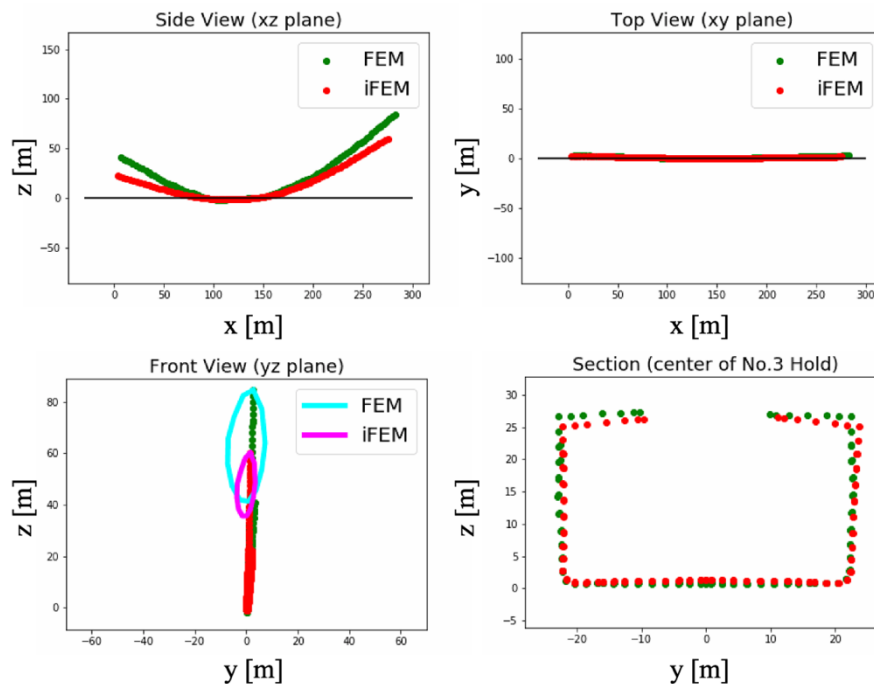


Fig. 6.11 斜め向波（120 deg）における補間ひずみ（30点）を用いた iFEM によるキールラインの変位推定結果

#### [4] 90点（ノイズあり）

まず、センサ点におけるひずみに平均 0、標準偏差  $\sigma = 10 \mu\epsilon$  のガウスノイズを付与し、ひずみ場の補間を行った。Fig. 6.12 に斜め向波の荷重において FEM によって荷重から計算されたひずみ場と、ノイズを付与した 90 点のセンサ位置におけるひずみ情報から補間された長手方向ひずみ場の補間結果を示す。この時、補間したひずみ場の長手方向ひずみに対する  $RMSE = 188.60 \mu\epsilon$  であり、ノイズがない時と比べてほとんど影響がないことが確認された。

さらに、補間されたひずみ場を入力とし、iFEM によって変位推定を行った。iFEM によって 90 点のひずみ情報から再構築されたキールラインにおける変形推定結果を Fig. 6.13 に示す。この時の  $z$  方向並進変位に関する  $RMSE = 132.25 \text{ mm}$  であり、変位推定結果に対してもノイズの影響は小さいことが明らかになった。

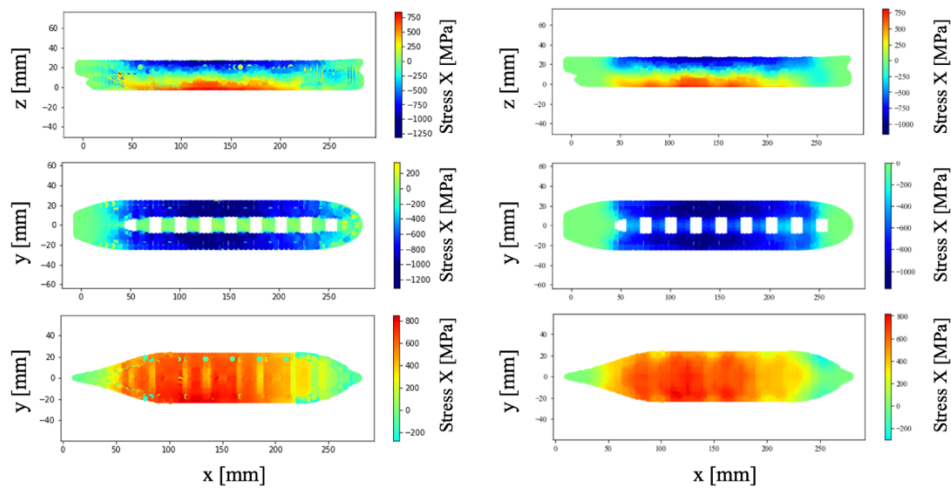


Fig. 6.12 斜め向波（120 deg）における長手方向ひずみコンター図  
（左：FEM，右：90点ノイズありによる補間）

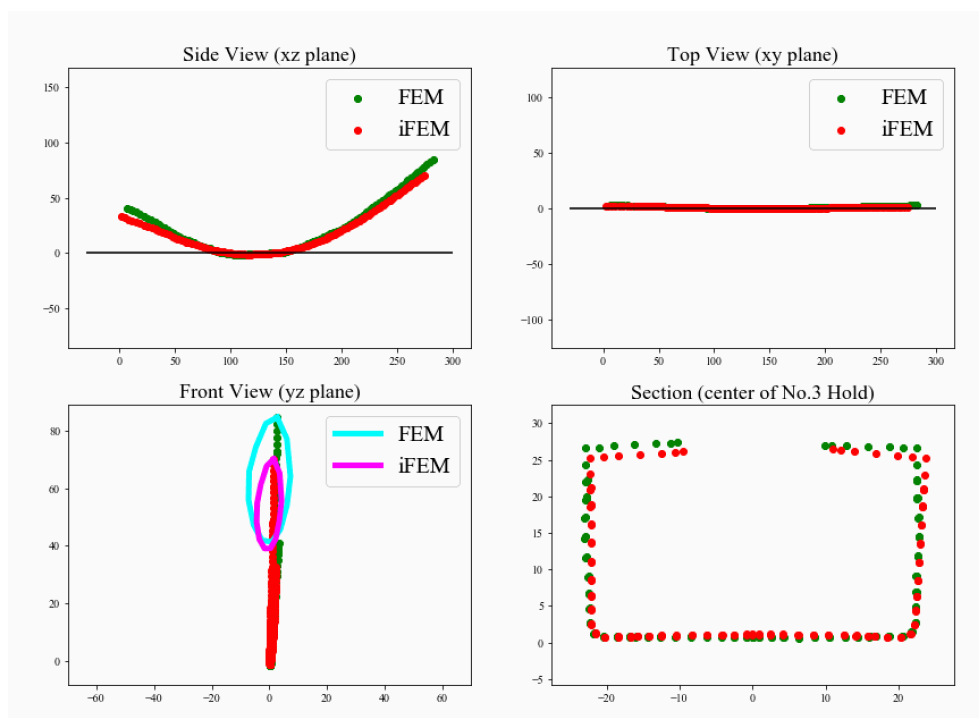


Fig. 6.13 斜め向波（120 deg）における補間ひずみ（90点ノイズあり）を用いたiFEMによるキールラインの変位推定結果

以上の結果より，全要素のひずみを用いることで精度よく船体の変形を推定することができることがわかった．よって本変位同定手法の全船モデルへの適用性が確かめられた．さらに離散的に配置したひずみセンサによって得られるひずみ情報を用いて iFEM による変位推定を実施した結果より，センサの数を減らしていくと推定される変位量は小さくなる

が、船体の変形モードを再現可能であることが明らかになった。センサ数の減少に伴って変位量が小さくなるのは、ひずみ場の正確度が下がっていくためである。そのため、ひずみ場の補間精度を上げ、最適なセンサ配置とすることで、変位推定精度についても改善すると考えられる。さらにセンサ点において計測されるひずみにノイズを付与し、ひずみ場の補間、iFEMによる変形同定を行った結果から、ノイズに対してロバストに変位を推定できる可能性があることを示した。

## 6.4 ばら積み貨物船を用いた応力再構成手法の検証

### 6.4.1 シミュレーションの概要

#### [1] Re-FEM 解析条件

変位同定手法の検証において FEM で用いた、内部構造などを含むばら積み貨物船の有限要素モデル (Fig. 6.2) に、§ 6.3.3 の各解析ケースにおいて iFEM によって推定されたデッキおよび船殻外板における変位を強制変位として与え、FE 解析を行うことで応力を再構成した。応力の一致度の指標としては、変位と同様に式(4.28)で計算される RMSE を用いる。

### 6.4.2 応力再構成結果・考察

#### [1] 全要素 (8,009 点)

§6.3.3[1]において、全要素のひずみから iFEM によって推定された変位を変位境界条件として計算した FEM (Re-FEM) によるミーゼス応力の結果を Fig. 6.14 に示す。Fig. 6.14 のうち、左図が正面向波における荷重を境界条件とした FEM によって計算されたミーゼス応力であり、これを正解値とする。そして右図が iFEM によって推定された変位から推定されたミーゼス応力のコンター図である。両者の比較から、Re-FEM によって推定された応力は、荷重から FEM によって計算された応力とよく一致していることがわかる。特に、船体のグローバルな縦曲げによってデッキに生じる応力だけでなく上部構造物の前方で船体側部に局所的に生じる大きな応力についても推定可能であることが明らかになった。また式 (4.29) で計算される各要素における応力再構成誤差のコンター図を Fig. 6.15 に示す。図より、多くの要素では小さい誤差で応力を再構成できている。一方で、変位境界条件を与えていない上部構造物では推定誤差が大きくなっている。さらに Fig. 6.16 に全要素におけるミーゼス応力のヒストグラム、Fig. 6.17 に強制変位を与えていない内部構造におけるミーゼス応力のヒストグラムを示す。それぞれにおいて  $RMSE = 25.796 \text{ MPa}$ 、 $RMSE = 28.721 \text{ MPa}$  であり、強制変位を与えてない内部構造における応力も再構成できることが明らかになった。

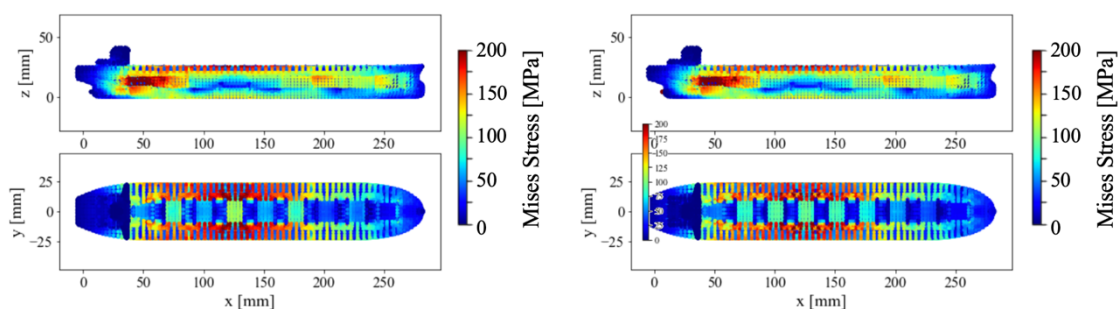


Fig. 6.14 正面向波 (180 deg) における全要素のひずみ情報から再構成されたミーゼス応力コンター図 (左 : FEM, 右 : Re-FEM)

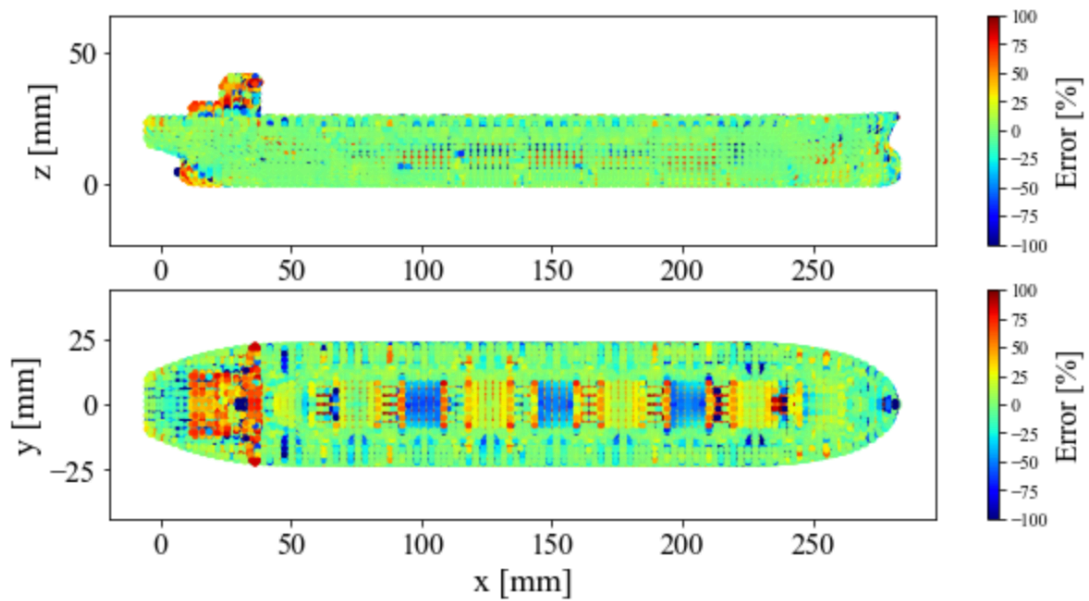


Fig. 6.15 FEMによるミーゼス応力と全要素のひずみ情報を用いた Re-FEMによるミーゼス応力再構成結果の誤差

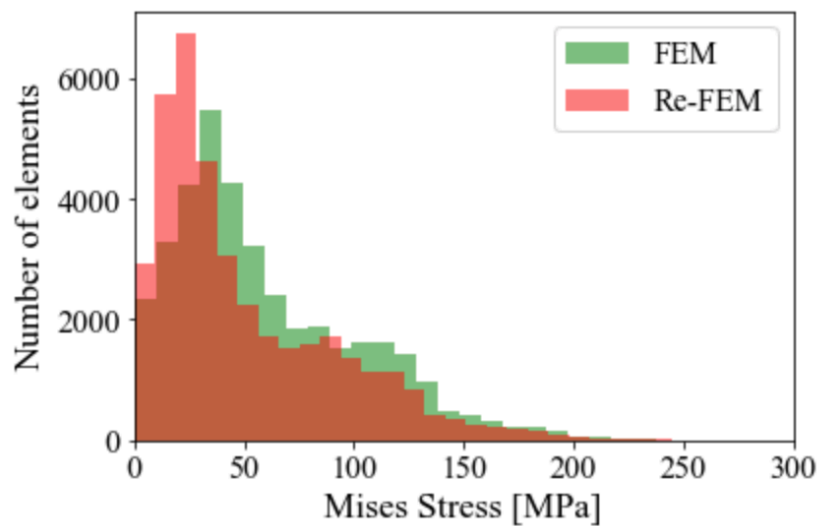


Fig. 6.16 FEMによるミーゼス応力と全要素のひずみ情報を用いた Re-FEMによるミーゼス応力の全要素におけるヒストグラム

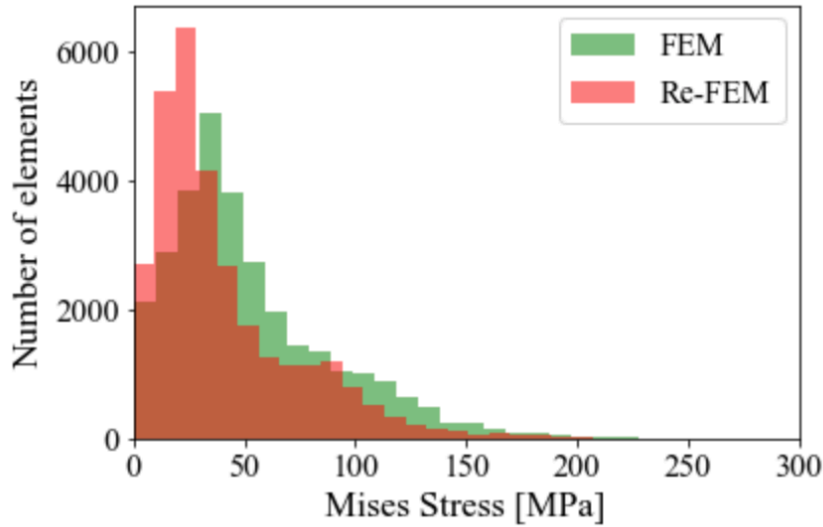


Fig. 6.17 FEM によるミーゼス応力と全要素のひずみ情報を用いた Re-FEM によるミーゼス応力の内部構造におけるヒストグラム

**[2] 90 点**

§6.3.2[2]で示した、90 点のセンサによるひずみ情報から推定された変位を用いて Re-FEM によって応力の再構成を行った。正面向波における荷重を境界条件として FEM によって計算されたミーゼス応力と iFEM によって推定された変位から Re-FEM によって再構成されたミーゼス応力のコンター図を Fig. 6.18 に示す。船体の縦曲げによってデッキや船底側でミーゼス応力が大きくなるという傾向は再現できていることがわかる。また Re-FEM によるミーゼス応力の再構成誤差を Fig. 6.19 示す。この時、全要素のミーゼス応力に対する RMSE=34.902 MPa、強制変位を与えていない内部構造に対する RMSE=33.256 MPa であった。まず船首尾では、大きな推定誤差となっている。これは、船首側や上部構造物よりも船尾側ではセンサが設置されていないため iFEM の推定結果ではほとんど変形しておらず、よって応力も発生していないため、100%に近い誤差が生じていると考えられる。またハッチから見えるホールドの内底板においては、FEM よりも大きな応力を推定してしまっている。本検証においては、センサを船殻外板およびデッキにしか設置していないため、二重底の変形を捉えきれていない。よって荷重を境界条件とした FEM では、グローバルな曲げに二重底の変形が重畳した応力が算出されているが、Re-FEM ではグローバルな変形のみによる応力が計算されているために推定誤差が大きくなったと考えられる。また Fig. 6.20 に全要素におけるミーゼス応力のヒストグラムを示す。全要素のひずみ情報を用いて再構成された Fig. 6.16 と比較すると、小さく推定されている要素が増えていることがわかる。

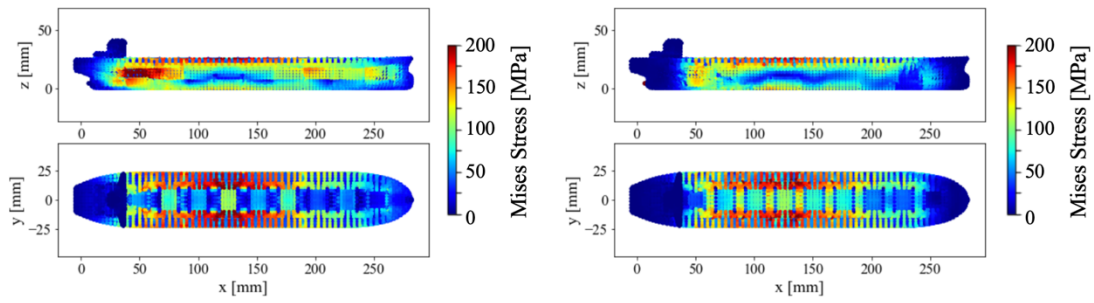


Fig. 6.18 正面向波（180 deg）における90点のひずみ情報から再構成されたミーゼス応力コンター図（左：FEM，右：Re-FEM）

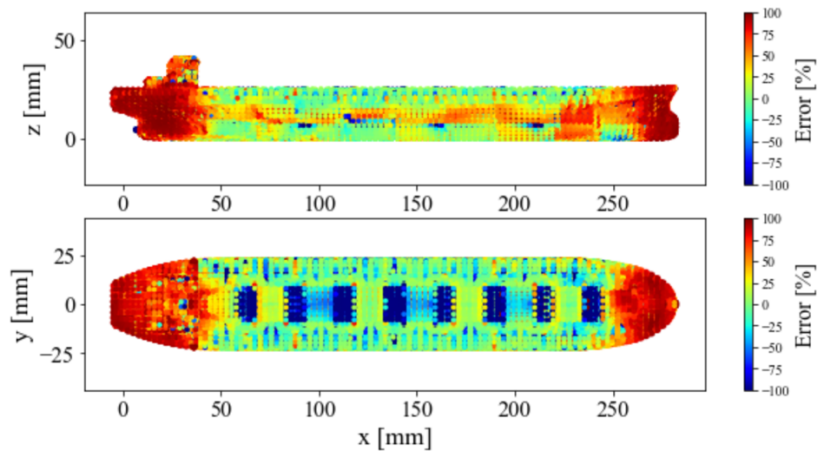


Fig. 6.19 FEMによるミーゼス応力と90点のひずみ情報を用いたRe-FEMによるミーゼス応力再構成結果の誤差

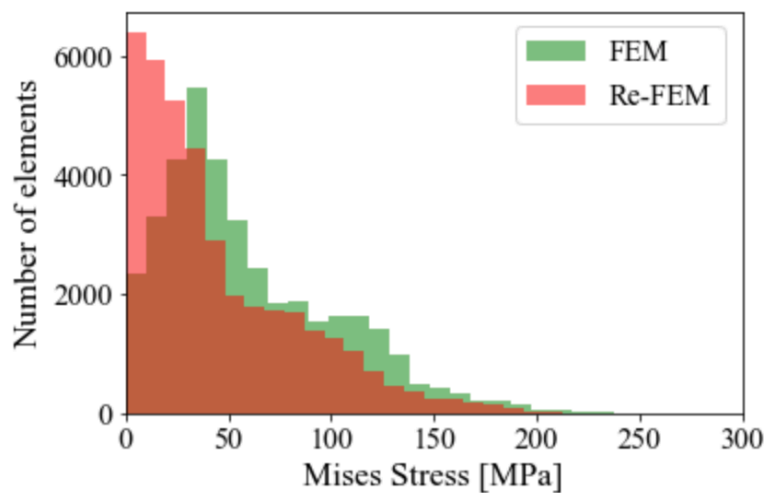


Fig. 6.20 FEMによるミーゼス応力と90点のひずみ情報を用いたRe-FEMによるミーゼス応力の全要素におけるヒストグラム

### [3] 30点

§6.3.2[3]において、30点のセンサから得られるひずみ情報をもとに iFEM によって推定した変位から、Re-FEM によって応力を推定した。Fig. 6.21 にミーゼス応力の推定結果を示す。また、Fig. 6.22 にミーゼス応力推定誤差のコンター図を示す。この時、全要素におけるミーゼス応力に対する  $RMSE = 41.959 \text{ MPa}$ 、内部構造におけるミーゼス応力に対する  $RMSE = 38.502 \text{ MPa}$  であった。iFEM による変位の推定精度が低いため、Re-FEM による応力の推定精度も低くなっている。よって精度良い応力同定を行うためには、iFEM による変形同定精度を改善する必要がある。

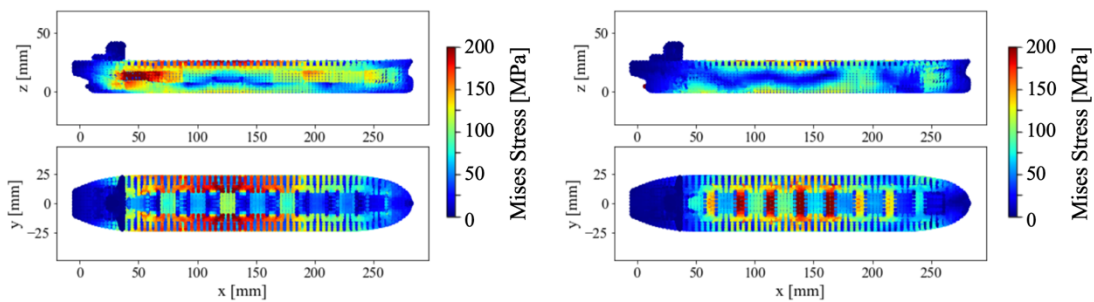


Fig. 6.21 正面向波（180 deg）における30点のひずみ情報から再構成されたミーゼス応力コンター図（左：FEM，右：Re-FEM）

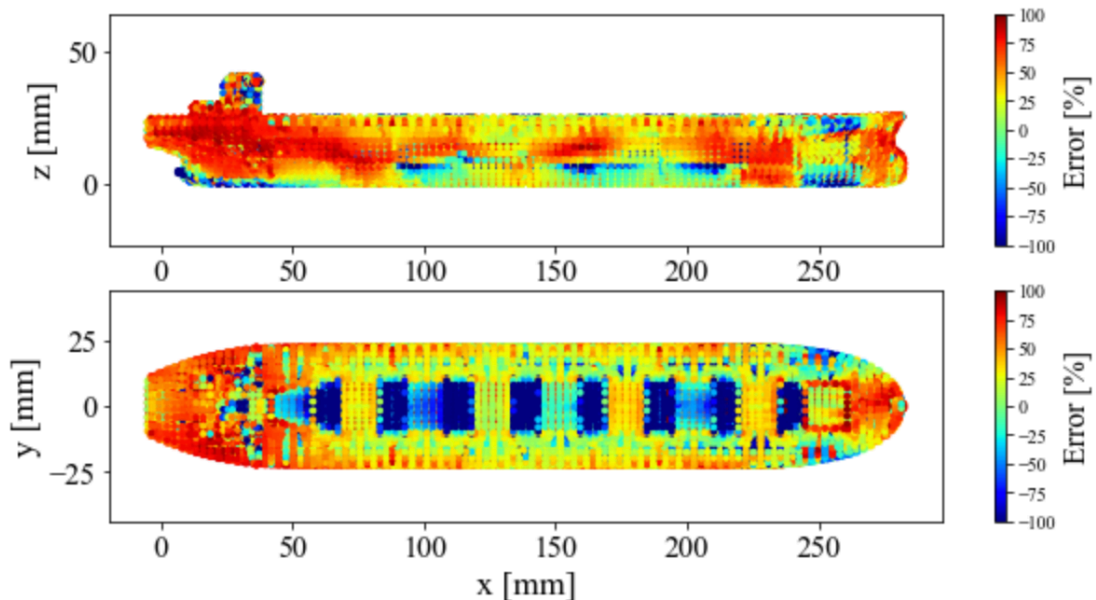


Fig. 6.22 FEM によるミーゼス応力と30点のひずみ情報を用いた Re-FEM によるミーゼス応力再構成結果の誤差

#### [4] 90点 (ノイズあり)

§6.3.2[3]において、ノイズを付与した90点のひずみからiFEMによって推定された変位をもとに、Re-FEMを用いて応力を再構成した。Fig. 6.23に再構成されたミーゼス応力のコンター図を、Fig. 6.24に荷重を境界条件とするFEMによって計算されたミーゼス応力を真値とした時の再構成誤差のコンター図を示す。またこの時、全要素のミーゼス応力に対するRMSE=34.780 MPa、内部構造のミーゼス応力に対するRMSE=33.089 MPaであった。この結果から、Re-FEMにおいてもひずみに付与されたノイズの影響は小さいことが明らかになった。

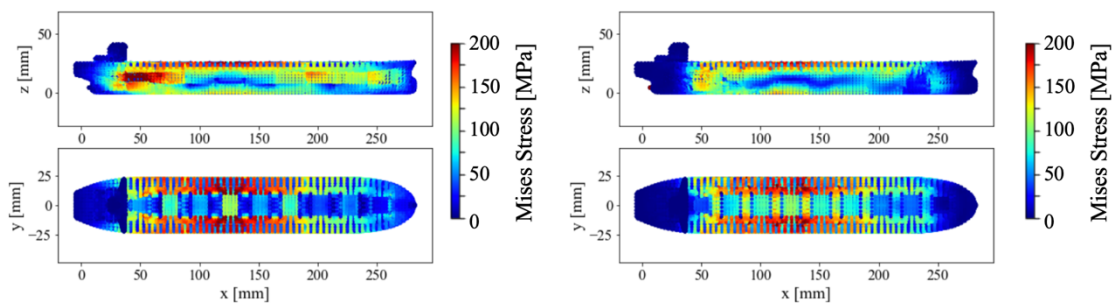


Fig. 6.23 正面向波 (180 deg) におけるノイズを含む90点のひずみ情報から再構成されたミーゼス応力コンター図 (左: FEM, 右: Re-FEM)

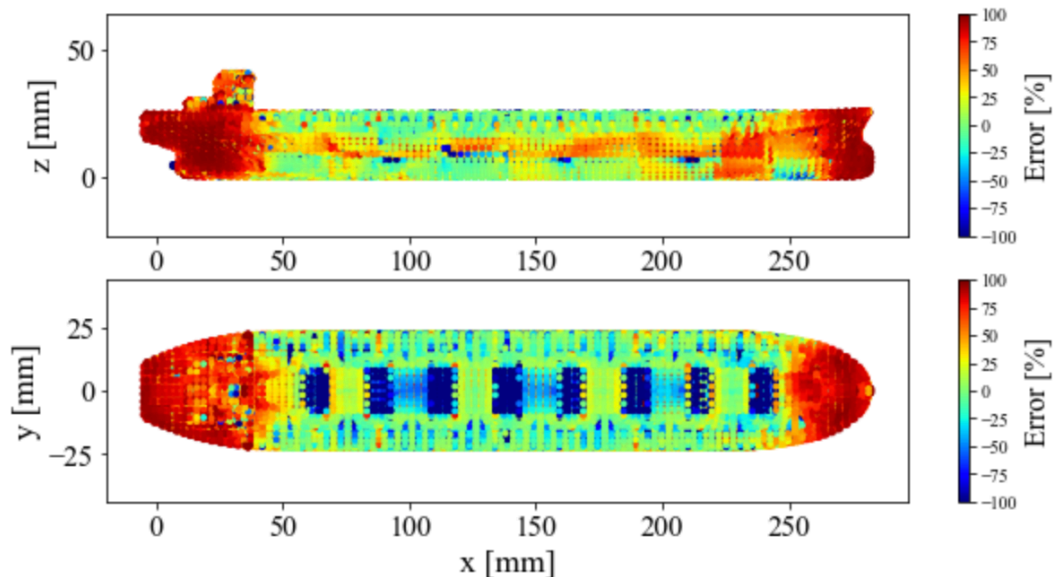


Fig. 6.24 FEMによるミーゼス応力とノイズを含む90点のひずみ情報を用いたRe-FEMによるミーゼス応力再構成結果の誤差

## 6.5 第6章のまとめ

本章では、ばら積み貨物船を対象に FEM と iFEM による双子実験によって本研究で用いる変位推定手法の適用性および精度検証を行った。以下に本章で得られた結論を述べる。

- (1) 全要素のひずみを用いることで、iFEM によって船体のグローバルな縦曲げ、水平曲げといった変形モードを精度良く再現できることが明らかになった。また推定された変位から Re-FEM によって応力を再構成したところ、変位を与えていない上部構造物などを除いた多くの部分で応力を精度良く再構成可能であることが示された。以上の結果より、本研究で提案した iFEM による変位推定手法および Re-FEM による応力推定手法の全船モデルへの適用性が確かめられた。
- (2) 船体に離散的に設置された 90 点のセンサにおけるひずみ情報を補間したひずみ場を用いた iFEM の結果から、拡張 RBF 補間と iFEM を用いることで限定的なひずみ情報から全船モデルの変形モードを再現可能であることが示された。また、推定された変位を用いた Re-FEM の結果から、ひずみ場の補間における内挿範囲では応力を比較的再現できるが、船首尾などの外挿範囲では、推定誤差が大きくなることが明らかになった。
- (3) 90 点のセンサ配置から密度を減らした、30 点のセンサによる iFEM の結果から、センサの数を減らすと補間されるひずみ場の精度が下がり、iFEM によって推定される変位は小さくなっていくことが確認された。少ないセンサ点で精度良く変位、応力を推定するためには、補間手法の改良およびセンサ配置の最適化などによってひずみ場の補間精度を改善することが必要である。
- (4) 90 点のセンサによって得られるひずみを補間したひずみ場を用いた iFEM の結果および、ひずみに測定誤差を模擬したノイズを付与し、補間したひずみ場を用いた iFEM の結果から、検証で用いた波高 7.5 m 相当の波浪中で船体に発生するひずみの応答量に対して平均 0、標準偏差  $\sigma = 10 \mu\epsilon$  のガウスノイズを与えても、ひずみの補間、変位同定、応力再構成のいずれに対しても影響は小さいことが明らかになった。

---

---

## 第 7 章 実験による検証

---

---

第 6 章では、シミュレーションによって計算されたひずみを用いて変位および応力推定手法の検証を実施した。実船での実用の際には、測定に伴う電氣的なノイズ、環境ノイズ、センサ取り付け位置の想定とのずれなどの計測に関する誤差が含まれると考えられる。そこで、実験によって提案する船体構造ヘルスマモニタリングシステムの検証を行う必要がある。

一般財団法人日本船舶技術研究協会による「超高精度船体構造デジタルツインに関する研究開発 Phase2」の一環として、2021 年度中に海上技術安全研究所の実海域再現水槽における弾性模型を用いた水槽試験およびパナマックスばら積み貨物船における実船計測が計画されている。

そこで本章では、水槽試験や実船計測によって本研究で提案する船体構造ヘルスマモニタリングシステムの検証および実証を行うことを目指し、そのための準備について述べる。まず水槽試験の概要を説明し、次に水槽試験で用いるための水槽模型船の設計について述べる。また実船計測の概要およびセンサ配置の検討について述べる。

## 7.1 水槽試験

### 7.1.1 水槽試験の背景・目的

一般財団法人日本船舶技術研究協会による「超高精度船体構造デジタルツインに関する研究開発 Phase1」では、デジタルツインの開発におけるデータ同化技術の検証に用いるデータを取得することを目的とし、2019年度に弾性模型船を用いた水槽試験が行われた[65]。水槽試験に使用された弾性模型船は、ポストパナマックスコンテナ船（海技研モデル）を1/74.7に縮尺した全長L=3.8 mのウレタン製弾性模型であった（Fig. 7.1）。本模型は縦曲げおよびねじり振動特性が実船と相似になるように設計された剛性相似模型である。また、水槽試験は、海上技術安全研究所の実海域再現水槽において実施された。実海域再現水槽は、長さ80 m、幅40 m、水深4.5 mの角形水槽の全周にフラップ型吸収造波機が設置されており実海域波浪場を再現することができる[66]。本水槽試験によって、弾性模型船と実海域再現水槽を使用することで、デジタルツインに関わる要素技術の検証に用いるためのデータが測定可能であることが確かめられた。一方で、弾性模型船の材料に使用されたウレタンは、ひずみゲージよりも柔らかい材質であったため、実際に発生しているひずみよりも小さい値が計測された。そのため試験前に曲げ試験を行い、その結果から各ひずみセンサの較正係数を求めて計測値を補正していた。そこでウレタンよりも硬い材料を用いた弾性模型船によって、ひずみを直接計測し、また材料特性の不確かさを減らすことが望まれた。

以上のような背景を踏まえて、「超高精度船体構造デジタルツインに関する研究開発 Phase2」では2021年の春～夏頃に海上技術安全研究所の実海域再現水槽において、新規弾性模型船を用いた水槽試験が計画されている。本研究では、以下を目的として水槽試験を行う。

- 本論文で提案した変位同定、応力再構成手法の模型船への適用性の確認
- 本論文で提案した変位同定、応力再構成手法の測定ノイズを含む計測データに対する精度検証
- 計測から健全性評価までの一貫したシステムとしての実証

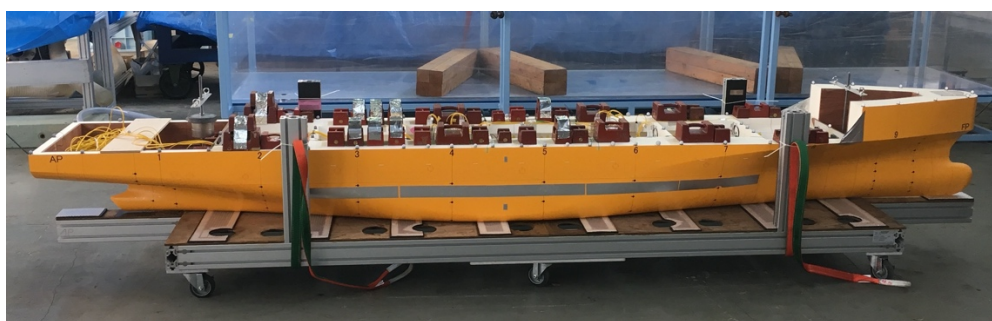


Fig. 7.1 ポストパナマックスコンテナ船ウレタン製弾性模型

## 7.1.2 弾性模型船の設計

本項では、前項で述べた水槽試験の目的を達成するために必要な弾性模型船の設計を行う。ここで水槽試験に用いられる弾性模型船は以下の事項を満たすことが求められる。

- 実海域再現水槽で発生できる波浪中で計測可能かつ検証に十分な変位やひずみの応答量が得られること
- 模型船の船体梁としてのグローバルな応答とバルクヘッド間のローカルな応答の比が実船と近いこと

### [1] 弾性模型船の形式

波浪による船体弾性応答を調べるために、弾性模型船を用いた水槽試験が行われる。弾性模型船は、船の幾何学的な形状、剛性、減衰率、重量分布などを実船と相似にし、実船における弾性的性質を再現するために用いられる。しかし、すべての条件を満足する弾性模型船の製作は不可能であるため、目的に応じて模型船を設計する必要がある。

弾性模型には、大きく分けて①Structural model, ②Segmented model, ③Backbone model といった種類がある[67, 68].

①Structural model は、船体を弾性材料で一体成形し、船体で荷重を受け持つ形式である。荷重を連続的に受け持つことができ、高周波の振動成分まで再現できる可能性が高いが、材料によってはひずみのクリープが発生しやすい、振動の減衰が実船よりも大きいなどのデメリットがある。②Segmented model は、剛体でできた模型船を数個に分割し、それらを検力計（ロードセル）で繋いだ形式である。模型をマス-バネ系として考え、各計測計の固有周波数を決定することで剛性を相似にする。横断面の多分力計測に用いられることがあるが、ロードセルが高価、設置スペースの確保による形状の制約、分割部の防水処理が必要ななどのデメリットがある。③Elastic Backbone model は、剛体模型船を分割し、それぞれを金属などでできたバックボーンによって結合する形式である。荷重を連続的に受け持つ、ひずみのクリープが少ない、剛性の調節が容易、減衰率を実船に近づけられるなどのメリットがある。一方で、分割部の防水処理や、高次の振動を再現できないなどのデメリットがある。

本実験では、船体にセンサを設置してひずみを計測することを目的とするため、分割型の②Segmented model や③Elastic Backbone model は適さない。よって①Structural model のような船体で荷重を受け持つ、一体型の模型が望ましいと考えられる。

また、船型相似を重視し、必ずしも剛性は相似でなくとも、提案手法の検証に十分な応答量を得られることを目的とした。よって、第6章においてシミュレーションにおける提案手法の検証に用いたケープサイズのばら積み貨物船（海技研モデル）を縮尺して船殻外板を取り出し、単板のデッキとバルクヘッドを配置したモデルを模型船として検討を行った。Table 7.1 に模型船の主要目、Fig. 7.2 に模型船の概形を示す。船長は、実海域再現水槽の水槽サイ

ズや曳航装置の制約から，実船の 1/72 スケールである 4 m と設定した．

Table 7.1 検討する模型船の主要目

全長	4.000 m
垂線間長	3.861 m
全幅	0.625 m
型深さ	0.326 m
満載喫水	0.246 m
縮尺	1/72.0

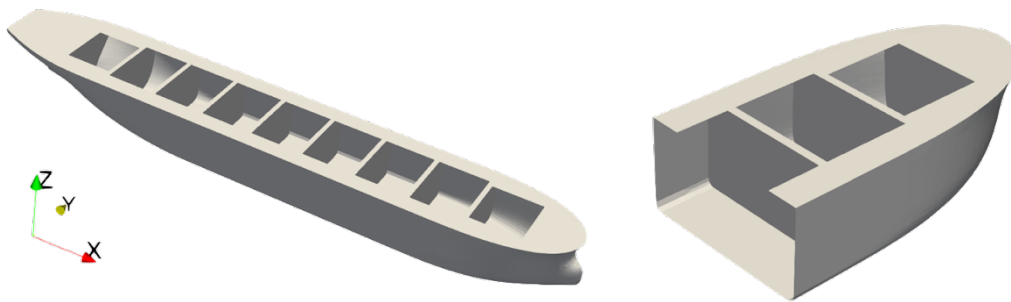


Fig. 7.2 模型船の概形（左：全体図，右：船首部断面図）

## [2] 材料

弾性模型船の材料としては，ウレタンの他にアクリル，ABS 樹脂，GFRP（Glass Fiber Reinforced Plastic，ガラス繊維強化プラスチック），サンドイッチパネル（複合板）などが考えられる．ここで，模型船の構造は単底構造であるため，二重底構造の実船と比較するとグローバルな変形に対してバルクヘッド間のローカルな変形が大きくなることが予想される．単一の材料による構造において，ローカル変形のみを抑えるためには，局所的に板厚を厚くしたり，防撓材を追加したりする必要がある．しかしサンドイッチパネルであればコア材の板厚を変化させることによってグローバルな変形量を変化させずにローカルな変形量のみを容易に調節できる．よって本水槽試験で用いる模型船の材料としては，サンドイッチパネルを用いることとした．

サンドイッチパネルは，Fig. 7.3 に示すように剛性の高いスキン材でコア材をサンドイッチ状に挟んだ積層構造の材料であり，軽量で曲げ剛性が高いという特徴を持つ．またコア材の板厚を厚くすることで，曲げに対して抵抗するスキン材がサンドイッチパネルの中立面から遠くなるため曲げ変形を抑えることができる．本模型船では，Table 7.2 に物性を示すよ

うに、スキン材として板厚 0.5 mm の GFRP 積層板，コア材として板厚 30 mm の硬質ウレタンを用いる。

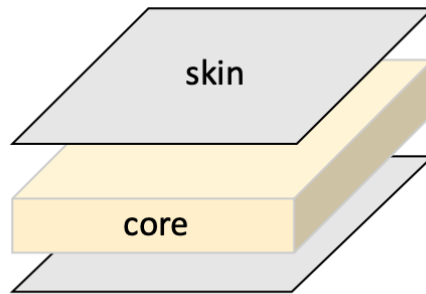


Fig. 7.3 サンドイッチパネルの構造

Table 7.2 スキン材とコア材の材料物性

材料名	縦弾性係数[MPa]	密度[kg/m <sup>3</sup> ]	ポアソン比
GFRP (skin)	18,000	1,850	0.04
硬質ウレタン (core)	30	100	0.3

### [3] 模型船の剛性

既述の構造および材料を用いた模型船について，有限要素 (FE) 解析によって船体を一本の梁とみなした時の剛性を算出し，実船と剛性相似となる値と比較する．ここで，剛性相似となる値は実船の剛性からフルードの相似則[69]を用いて計算した．剛性の解析方法として，縦曲げおよび水平曲げでは，Fig. 7.4 に示すように船首，船尾を単純支持して船体中央にzおよびy方向荷重を負荷し，船体中央における変位量と梁理論から導かれる式(7.1)から曲げ剛性EIを算出した．

$$EI = \frac{Pl^3}{48\delta} \quad (7.1)$$

ここで， $P$ は荷重[N]， $l$ は船首船尾の固定点間距離[m]， $\delta$ は船体中央における変位量[m]を表す．またねじり剛性については，Fig. 7.5 に示すように船体中央を固定して船首船尾に逆向きのx軸回転モーメントを与え，式(7.2)を用いてねじり剛性GJを算出した．

$$GJ = \frac{M_t l}{\varphi} \quad (7.2)$$

ここで， $M_t$ はねじりモーメント[Nm]， $l$ は船首船尾の荷重点間距離[m]， $\varphi$ はねじれ角[rad]で

ある。Table 7.3 に計算された実船および模型船の剛性を示す。この結果より、本模型船は縦曲げ剛性で実船の剛性相似の約 10 倍、ねじり剛性で約 20 倍の剛性を持っていることが明らかになった。

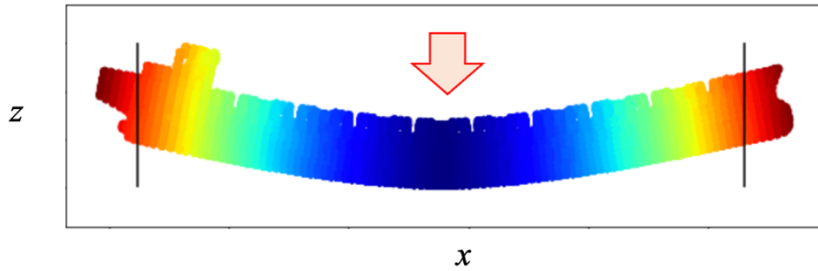


Fig. 7.4 縦・水平曲げ剛性算出における FE 解析

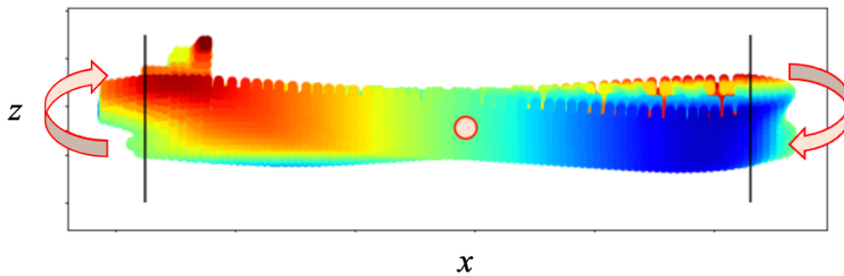


Fig. 7.5 ねじり剛性算出における FE 解析

Table 7.3 実船と模型船における剛性

剛性	実船	剛性相似	模型船	剛性相似との比
EI(縦曲げ) [Nm <sup>2</sup> ]	8.91×10 <sup>13</sup>	4.60×10 <sup>4</sup>	5.37×10 <sup>5</sup>	11.66 倍
EI(水平曲げ) [Nm <sup>2</sup> ]	1.07×10 <sup>15</sup>	5.53×10 <sup>5</sup>	8.95×10 <sup>6</sup>	16.18 倍
GJ(ねじり) [Nm <sup>2</sup> ]	6.58×10 <sup>13</sup>	3.40×10 <sup>4</sup>	7.06×10 <sup>5</sup>	20.76 倍

### 7.1.3 模型船の波浪中解析

本項では、既述の模型船の波浪中における応答解析について述べる。荷重条件としては、模型船が実船相当で波高 7.5 m, 周期 13.5 s の正面向波中を 5 knot で航行していると想定し、船体外板にかかる圧力を模型船スケールに縮尺して FEM の荷重とした。また、満載喫水を保つためのウエイトがホールド内の船底に均一に配置されていると仮定し、浮力と自重の差をホールド床面積で割った値を圧力として負荷した。以上の境界条件のもとで慣性リリーフ解析を行った。波浪 1 周期のうち、船体が下に凸に変形するサギングが最も大きくなる位相 330 deg における変形結果を Fig.7.6 に示す。ここで変形は 1000 倍に拡大して示している。

図より，船体全体のグローバルな縦曲げに，バルクヘッド間のローカルな変形が重畳している様子がわかる．この時，グローバルな縦曲げによる変位とローカルな変形による変位の比はおよそ 10 : 1 であった．また Fig. 7.7 にキールラインにおける長手方向のひずみのうち，グローバルな変形に起因する成分とローカルな変形に起因する成分の長手方向分布を示す．グローバルな変形に起因するひずみは最大で  $86 \mu\epsilon$  であり，ローカルな変形に起因するひずみは最大で  $27 \mu\epsilon$  であった．よってグローバルな縦曲げによるひずみとローカルな変形によるひずみの比はおよそ 3.2 : 1 であった．

同様の解析を実船でも行ったところ，実船ではグローバルな変形とローカルな変形による変位の比が，およそ 50~100 : 1 (500~100 mm : 10 mm) であり，ひずみの比がおよそ 4 : 1 ( $800 \mu\epsilon$  :  $200 \mu\epsilon$ ) であった．よって，解析に用いた模型船は実船と比較して，ローカルな変形による変位は大きい，ひずみの比は概ね同程度の応答となっていることが確認された．またひずみの応答量も数十  $\mu\epsilon$  生じることが確認され，これは十分計測可能であると考えられる．

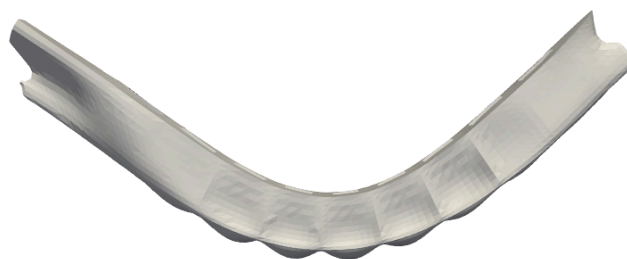


Fig. 7.6 波高 7.5 m 相当の波浪中における模型船の変形図 (変位 1000 倍拡大)

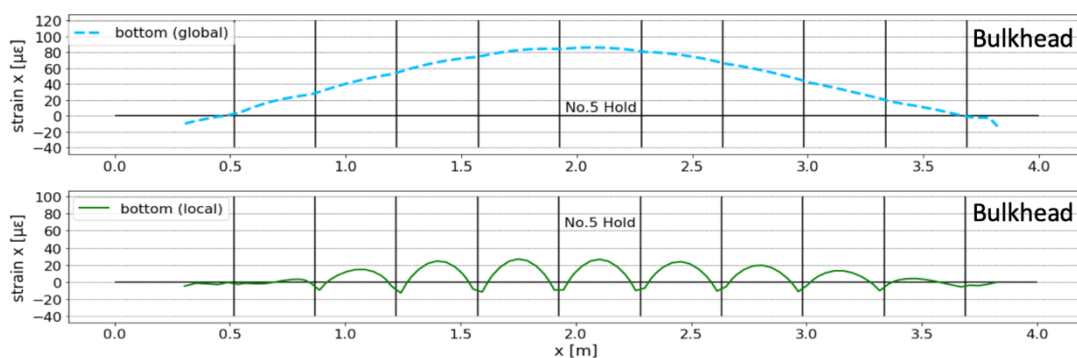


Fig. 7.7 波高 7.5 m 相当の波浪中における模型船のキールラインにおける長手方向ひずみ (上：グローバルな変形によるひずみ，下：ローカルな変形によるひずみ)

## 7.2 実船計測

### 7.2.1 実船計測の目的

前述の「超高精度船体構造デジタルツインに関する研究開発 Phase2」では2021年の夏～秋頃にかけて、パナマックスばら積み貨物船を用いた実船での計測が計画されている。本研究では、実船計測で測定されたデータを用いて以下の事項を実施することを目的とする。

- 本論文で提案した変位同定，応力再構成手法の実船データへの適用性の確認
- 実船データを用いた提案手法の変位同定，応力再構成精度の検証

### 7.2.2 センサ配置の検討

実船での計測を考えると、ひずみセンサを設置できる箇所には制約がある。例えば、船体外板船外側の海水に触れる部分、船倉内、設置の際に人間が入っていけない場所などでは計測ができない。また甲板上や取り付けに足場を組む必要がある場所などは、設置可能であっても断線のリスクや設置コストの観点から、センサの設置が難しいと考えられる。よって、本節では実船計測の準備として、Fig. 6.2 に示したばら積み貨物線を対象として現実的なセンサ配置を検討する。

まずひずみセンサとしては、Fig. 7.8 に示す光ファイバによるFBGセンサを用いる。Fig. 7.9 に示すように、FBGセンサを0, 45, 90°方向に配置することでロゼット解析によって任意の方向のひずみを計測することができる。この時、0°に相当する船体長手(X)方向のひずみは、フェイス材およびプレートで計測し、45, 90°方向ひずみはプレートで計測することを想定している。

試算により§6.3.2で示したような全長に渡って離散的に設置されたセンサ配置では、各センサから船体後方の居住区に設置された測定器までを物理的に繋ぐケーブルの総距離が長くなるため、コストが高くなることが明らかになった。よって計測範囲をFig. 7.10に示す2ホールドに絞って集中的にセンサを設置し、対象ホールドの変形を同定することを目的としたセンサ配置の検討を行った。Fig. 7.11にセンサ配置、Table 7.4に各位置におけるセンサの計測方向および取り付け位置を示す。トップサイドタンク内のデッキ側におけるフェイスまたはプレートにおいて長手(X)方向ひずみを計測する。クロスデッキとその近傍では、ロゼット計測を行う。ビルジホッパータンクの上部は、船体の中立軸に近いいため、ねじりによるひずみの計測を意図し、せん断(XZ)方向にセンサを設置している。また断面の変形を捉えることを目的に、Z方向にもセンサを設置する。二重底内のサイドガーダーでは、縦曲げによるX方向ひずみ、ねじりによるせん断(XY)方向ひずみを測定するためにロゼット計測を行う。センターガーダーでは、バルクヘッド間のローカルな二重底曲げを分離するために、バルクヘッド近傍とホールド中央においてそれぞれ外板側と

内底板側での計測を行う。

さらに、センサ配置によって得られるひずみを用いて iFEM による変形同定を行った。まず §6.3 で計算した斜め向波 (120 deg) の荷重条件において船体に発生するひずみを、センサ点において取り出し、船体全体においてひずみ場の補間を行った。補間されたひずみ場と Fig. 7.12 に示す、対象とした 2 ホールドの船殻外板およびデッキからなる FE モデルを用いて iFEM によって変位を推定した。Fig. 7.13 に 2 ホールドのキールラインにおける変形推定結果を示す。この時の  $z$  方向変位に関する RMSE = 83.422 mm であった。Fig. 7.13 における 4 つの図はそれぞれ、左上はキールラインを右舷側から、右上はキールラインを上から、左下はキールラインとキールラインに含まれる節点のうち一番船首側における点の波一周期の軌跡を正面から、右下は No.4 ホールドの長手方向中央における横断面を正面から、見た図を表す。また図中、緑色の点は FEM によって荷重から計算された変位、赤色の点は iFEM によってひずみから再構築された変位を表している。右下の図より、縦曲げの変形モードについては変形を再現しているが、水平曲げ、ねじりおよび横断面の変形についてはほとんど変位を再現できていないことがわかる。一部のホールドを取り出したモデルに対して、これらの変形を同定することは今後の課題である。

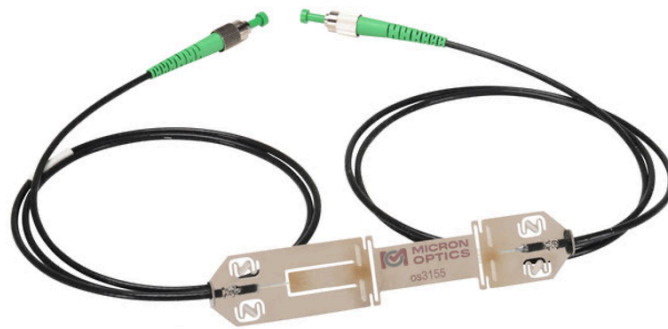


Fig. 7.8 FBG センサ[70]

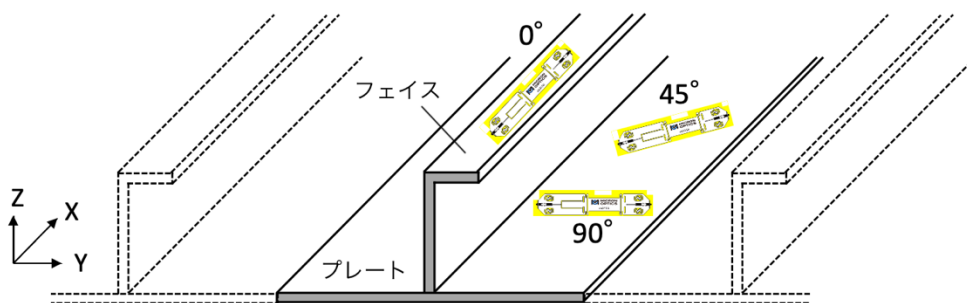


Fig. 7.9 FBG センサによるロゼット計測

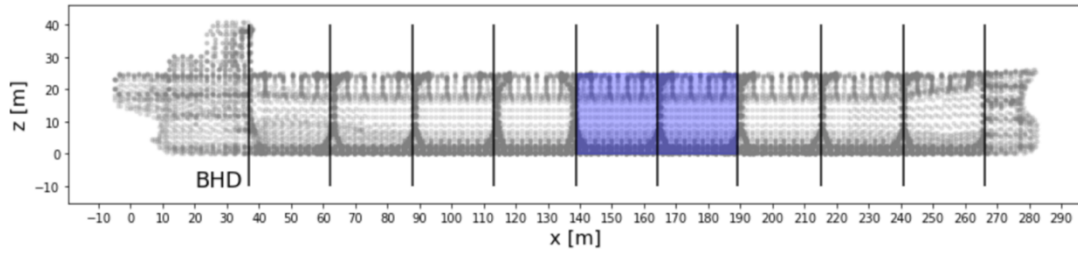


Fig. 7.10 変形同定の対象ホールド（網掛け部）

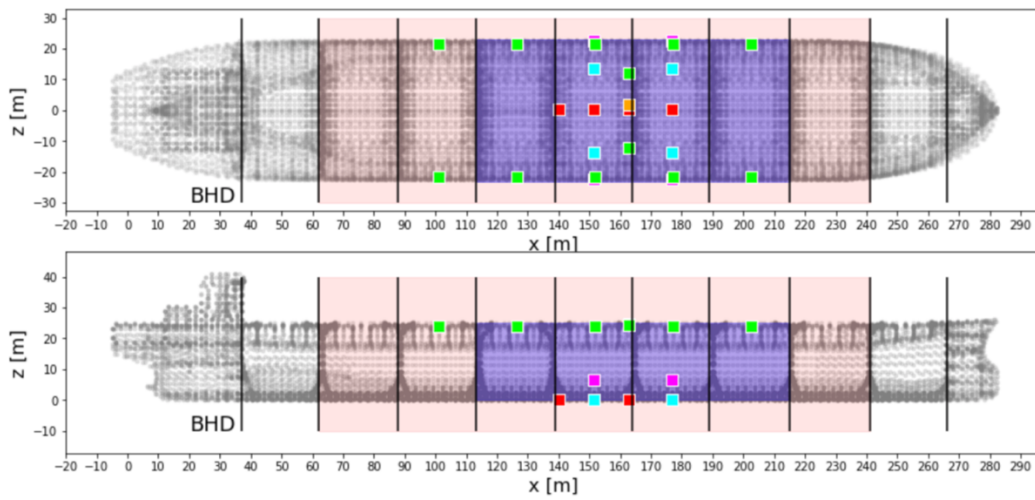


Fig. 7.11 実船における 28 点（46 ch.）のセンサ配置

Table 7.4 センサ取り付け位置・数と計測場所

位置	個数	Ch.	X	Y	Z	XY	YZ	XZ
デッキ（トップ サイドタンク）	10	1	プレート/ フェイス					
デッキ（クロス デッキ近傍）	2	3	プレート/ フェイス	プレート		プレート		
クロスデッキ	1	3	プレート/ フェイス	プレート		プレート		
ビルジホッパー タンク上部	4	2			プレート/ フェイス			プレート
ボトム（サイド ガーダー）	4	3	プレート/ フェイス	プレート		プレート		
ボトム（センタ ーガーダー）	7	1	プレート/ フェイス					

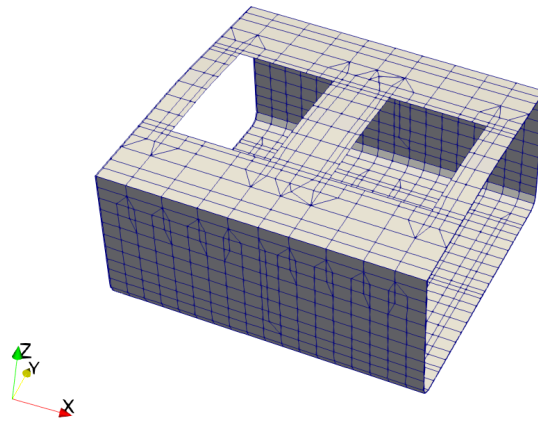


Fig. 7.12 iFEM における 2 ホールドの FE モデル

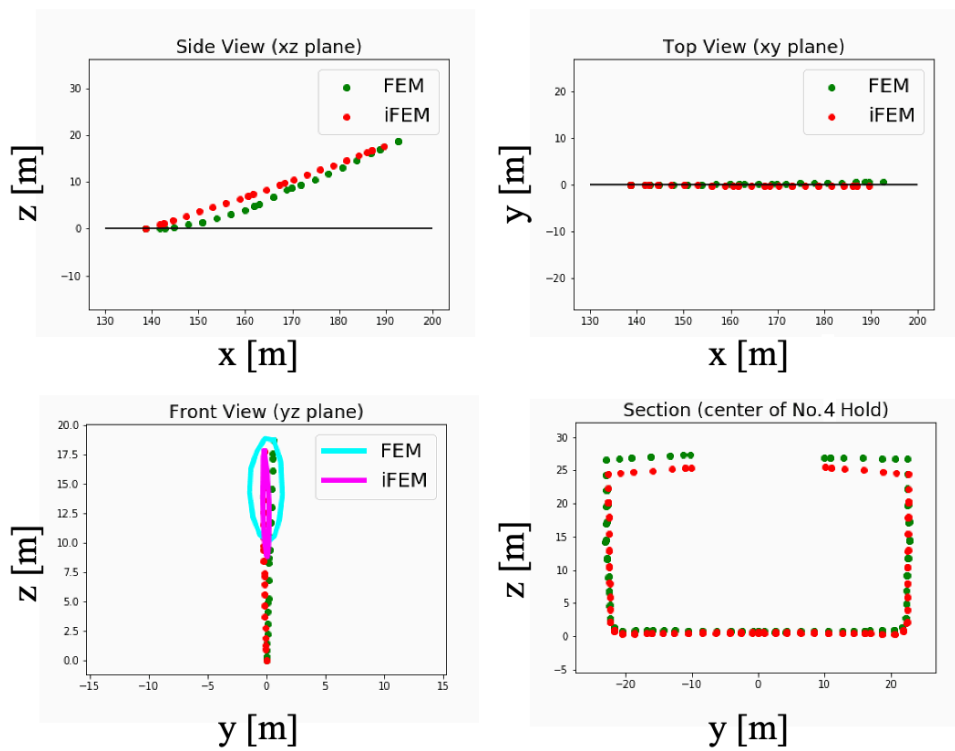


Fig. 7.13 斜め向波 (120 deg) における 28 点 (46 ch.) のひずみを用いた対象 2 ホールドの変位推定結果

### 7.3 第7章のまとめ

本章では、本論文で提案、開発した変位同定手法および応力再構成手法を実験によって検証するための準備を実施した。まず水槽試験の背景と目的を述べ、水槽試験で使用する弾性模型船の設計を行った。設計された弾性模型は、GFRP をスキン材、硬質ウレタンをコア材とするサンドイッチパネルを材料とし、ばら積み貨物船の船型相似である。さらに、この模型船を対象に波浪中における FE 解析を実施し、手法の検証に十分な応答量が得られることを確認した。また、設計要件の一つである、グローバルとローカルな応答の比をひずみにおいて実船と合わせることができた。また実船計測に向けた準備として、実船におけるセンサ設置箇所の制約を考慮し、計測対象を 2 ホールドに絞った現実的なセンサ配置を検討した。提案したセンサ配置によって得られるひずみを用いた推定結果から、縦曲げの変形モードは再現可能であるが、ねじりや横断面の変形が再現できないことがわかった。このような一部の構造を用いた iFEM による変位推定精度の向上は今後の課題である。

---

---

## 第 8 章 結論

---

---

本論文では、船体に設置されたセンサによって計測されるひずみから、船体全体に生じる変位を同定、応力を再構成し、船体の健全性を評価するシステムを提案し、その開発を行った。本章では、各章の内容をまとめ、本論文における結論を述べるとともに、今後の課題を整理する。

第 1 章では、船体構造のデジタルツインが船舶の安全かつ効率的な運航、保守、設計、規則に寄与することを述べた。またデジタルツインの実現には、船体構造における全体の状態を把握することができる船体構造ヘルスマニタリングシステムが必要であるが、既存のシステムではセンサ点における健全性のみを対象としており、非計測箇所の状態はわからないことを述べた。これらの背景を踏まえ、本研究における目的を、船体に設置されたセンサから得られる情報をもとに船体全体の変位や応力といった状態量を推定し、船体構造の健全性を評価するシステムの提案、開発を行うこととした。

第 2 章では、様々な構造物において発生し得る損傷例を通して、構造モニタリングの必要性および構造モニタリングによる寄与を運用、保守、設計の観点から述べた。また構造モニタリングの適用例や構造モニタリングを用いた概念であるデジタルツインを紹介した。さらに構造モニタリングに用いられる計測量やセンサを紹介し、それらが変位や応力といった構造物の状態量を推定するためにどのように用いられるかについて説明するとともに、変位や応力を同定することで、構造物の健全性を評価することが可能であることを示した。

第 3 章では、船体構造モニタリングシステムの目的と意義を短期、中期、長期のタイムスケール別に述べた。また、既存の船体構造モニタリングシステムについて説明し、自動運航船などの次世代の船舶やデジタルツインを実現するために必要な船体構造モニタリングの要件を整理した。さらに、それらの要件を満たす、船体に離散的に設置されたひずみセンサによって得られる情報から船体構造全体に生じる変位を同定し、応力を再構成する船体構

造ヘルスマニタリングシステムを提案した。

第4章では、ひずみを用いて変位を同定する手法について既往の研究を紹介し、その中で逆有限要素法 (iFEM) が船舶の変位同定手法として適していることを示した。iFEM は、従来の研究では有限要素の両面のひずみを用いた定式化がなされているが、実船での計測を考慮に入れると両面での計測が困難であるため、片面のひずみを用いた定式化を行った。片面のひずみによる iFEM は、中空角柱の片持ち梁モデルを用いて検証され、片面のひずみのみを用いた場合では、平板の変形のような要素の曲げひずみが支配的になる変形を同定できないが、構造の曲げ変形は同定可能であることが示された。また、iFEM によって推定された変位を変位境界条件として有限要素解析することで、与えた変位下で構造に生じる任意の位置における応力を再構成する手法 (Re-FEM) を提案した。Re-FEM についても、中空角柱モデルを用いた検証が行い、応力場を再現できる可能性を示した。さらに、中空角柱に内部構造を設置したモデルの曲げねじり変形を対象に、内部構造以外のひずみを用いて iFEM および Re-FEM によって内部構造を含めた構造全体の変位、応力を再現できることを示した。

第5章では、ひずみの補間について、既往の二次元補間手法を紹介し、構造物上におけるひずみの補間への適用に関する課題を述べた。また、それを解決するために、構造物の有限要素モデルをグラフ構造と捉え、グラフ上の最短経路距離を構造上の距離として補間を行う手法を開発した。開発された拡張 RBF 補間は、前述の中空角柱を対象に検証が行われ、10 点のセンサ点によって得られるひずみから全体のひずみ場を補間し、補間されたひずみ場を用いて iFEM によって変位を推定可能であることが示された。

第6章では、実船スケールのばら積み貨物船を対象にシミュレーションによる変位同定、応力再構成手法の検証を行った。まず対象 FE モデルの全要素のひずみを用いた iFEM、Re-FEM の結果から、提案手法の全船モデルへの適用性が確認された。また 90 点の離散的なセンサ配置から得られるひずみから、拡張 RBF 補間によるひずみ場の補間を用いた iFEM によって船体の変形モードを再現可能であることが示された。さらに 30 点のセンサ配置による結果と比較することで、センサの数を減らすと補間されるひずみ場の精度が下がるため、推定される変位が小さくなることが確認された。また、90 点のセンサにおいて得られるひずみに測定誤差を模擬したノイズを付与し、ひずみ場の補間、iFEM による変形同定、Re-FEM による応力再構成を実施したところ、検証に使用した波高 7.5 m の波浪中で船体に発生するひずみの応答量に対して平均 0、標準偏差  $\sigma = 10 \mu\epsilon$  のガウスノイズの影響は小さいことが明らかになった。

第7章では、提案手法の実験での検証として、来年度に予定されている水槽試験に向けた模型船の設計、実船計測に向けたセンサ配置の検討について述べた。水槽試験では、測定結果を用いた検証を実施することでセンサの測定誤差や位置ずれなどのノイズに対するロバスト性を確認するとともに、計測から健全性評価までの一貫したシステムとして実証を行う。また実船計測では、提案手法が実船における実計測データに対して適用可能であること

を確認し、システムの実証とする。

以上の結果より、本論文の目的である、船体構造全体の変位や応力といった状態量を把握し、健全性を評価するシステムの提案、開発は概ね達成された。以下では、今後の課題を述べる。

まずシステムの検証について、本論文ではばら積み貨物船を対象にシミュレーションによる検証を行ったため、その他の船種に対する検証が十分ではない。また計測誤差を模擬したノイズを付与した検証を行ったが、ノイズの平均や標準偏差は1つの値のみであった。さらなる検証としては、船体におけるひずみの応答量とノイズの比（SN比）を変化させた検証を行い、ひずみに含まれるノイズによる変位や応力推定結果への影響を明らかにする必要がある。

また、今後の課題として変位同定精度および応力再構成精度を向上が挙げられる。本論文における検証では、ヒューリスティックに離散的に配置したセンサ配置を用いたが、変位や応力の精度を高めるためには、ひずみ場の補間精度が良くなるようなセンサ配置およびその決定法を明らかにする必要がある。また本研究で用いた拡張 RBF 補間では、以下のような2点の課題が挙げられる。

まず、拡張 RBF 補間では、補間したい要素におけるひずみは、各センサ点に相当する要素からの構造上の距離に応じた影響を受けるとしている。しかし、実際には構造物上で近傍であっても要素間のひずみの相互影響が小さいことがある。例えば Fig. 8.1 左図に示すような穴あき平板の3点曲げについて考える。長手方向の両端を単純支持し、中央に鉛直下向き荷重を与えて線形静解析を行うと、Fig. 8.1 右図のような方向ひずみ分布となる。図中、赤丸で示す箇所では、構造的に連続しているがひずみの変化が大きいことがわかる。よって補間に用いる特徴量としては、構造上の最短経路距離ではなく、力の流れる経路距離とすることが望ましいと考えられるが、これは境界条件やひずみの成分によっても異なる。例えば、前述の穴あき平板に Y 方向の面内引張荷重を与えた場合、Y 方向ひずみは赤丸で示す箇所でも連続的に変化する。よってセンサ点において計測されたひずみ情報をもとに、各要素間の相互影響度を毎回推定する手法が必要である。

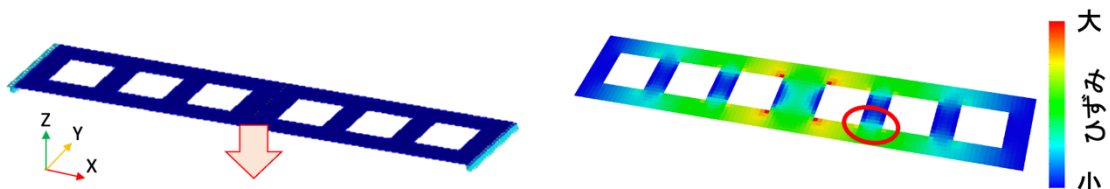


Fig. 8.1 穴あき平板の3点曲げ（左：概形，右：X方向ひずみコンター図）

また、拡張 RBF 補間では、ひずみを成分ごとに補間している。ここで、ひずみはテンソル量であるため基底の選び方によって各成分の大きさが異なる。そのため現在は、有限要素モデルにおけるグローバル座標系を要素の平面に射影した座標系を各要素における基底として補間を行っている。しかし、ある成分のひずみは他の要素における必ずしも同じ成分だけに影響を与えるわけではなく、各成分が相互に影響を与えている。よって、ひずみを成分ごとではなく、テンソルのまま補間する手法が望ましいと考えられる。

これらの拡張 RBF 補間における課題を解決した、ひずみ場の補間手法の開発が必要である。

## 謝辞

本研究の遂行にあたり、指導教官である教授 村山英晶 先生には、研究全般を通して熱心なご指導を賜りました。またコロナ禍という特殊な状況において、安心して研究生活を送れるよう常に気配りをしていただきました。心より感謝申し上げます。海洋技術環境学専攻 助教 藤公博 先生には、研究会やミーティングを通して有益なご助言をいただきました。厚くお礼を申し上げます。

国立研究開発法人 海上技術安全研究所の 岡正義 氏、馬沖 氏、小森山祐輔 氏には、本研究のシミュレーションで用いた波浪荷重データをご提供いただくと共に、弾性模型船の設計や実船におけるセンサ配置の検討において多大なるご助言をいただきました。深く謝意を表します。

東京大学システム創成学専攻 助教 宝谷英貴 先生には、弾性模型船の検討についてご議論いただくと共にご助力いただきました。ここに感謝の意を申し上げます。

東京大学「プロアクティブ環境学国際卓越大学院プログラム」に所属の先生方およびプログラム履修生には、研究発表や勉強会における議論を通して異分野における研究手法や考え方を学ばせていただきました。ありがとうございました。

また、艀装研究室の皆様には感謝を申し上げます。事務員の 石渡真理子 氏には研究に関わる事務および研究生活をサポートしていただきました。先輩である 小林真輝人 氏には、本研究で用いた iFEM の実装を行っていただきました。また活発な議論を通じて研究に対する刺激を大いに受けました。同期の 前田恭輝 氏には、2年間の研究室生活を通じてお世話になりました。

また、ご支援いただきながらここにお名前を記すことができなかった、艀装研究室および海洋技術環境学専攻の皆様には、心より感謝いたします。

最後に、生活面、経済面で支えてくださった家族に深く感謝いたします。どうもありがとうございました。

## 参考文献

- [1] 藤久保昌彦, "船体構造デジタルツインの研究開発", 日本船舶海洋工学会講演論文集, 30, pp.205-208, 2020.
- [2] 一般社団法人 日本船主協会, "SHIPPING NOW 2020-2021", <https://www.jsanet.or.jp/data/pdf/shippingnow2020-2021.pdf> (Retrieved on January 14, 2021).
- [3] 日本造船工業会, "造船関係資料 2020年9月", [https://www.sajn.or.jp/files/view/articles\\_doc/src/684f5de274618ec12674da70a38391ee.pdf](https://www.sajn.or.jp/files/view/articles_doc/src/684f5de274618ec12674da70a38391ee.pdf) (Retrieved on January 14, 2021).
- [4] International Ship Engineering Service Association, "50 years of Container Ship growth", <https://www.isesassociation.com/50-years-of-container-ship-growth/> (Retrieved on January 15, 2021).
- [5] 商船三井, "日本初の 20,000TEU 型コンテナ船 MOL Truth 竣工", <https://www.mol.co.jp/pr/2017/17090.html> (Retrieved on January 14, 2021).
- [6] 戸来直樹, "14,000 TEU コンテナ船「MACKINAC BRIDGE」", 日本船舶海洋工学会誌 KANRIN (咸臨), 66, pp.53-55, 2016.
- [7] 岡正義, 越智宏, 有馬俊朗, "船体構造モニタリングに関する調査研究", 海上技術安全研究所, 19(1), pp.177-186, 2019.
- [8] 国土交通省海事局, "大型コンテナ船折損事故の概要", <https://www.mlit.go.jp/common/001081294.pdf> (Retrieved on January 14, 2021).
- [9] コンテナ運搬船安全対策検討委員会, "コンテナ運搬船安全対策検討委員会 最終報告書", <https://www.mlit.go.jp/common/001081291.pdf> (Retrieved on January 14, 2021).
- [10] 国際海運 GHG ゼロエミッションプロジェクト, "国際海運のゼロエミッションに向けたロードマップ", <https://www.mlit.go.jp/common/001354532.pdf> (Retrieved on January 18, 2021).
- [11] Lloyd's Register, "Ship Right Ship Event Analysis", 2004.
- [12] 松本勝, "タコマ橋落橋の謎と教訓", 日本風工学会誌, 96, pp.3-5, 2003.
- [13] 米国ミネアポリス橋梁崩壊事故に関する技術調査団, "米国ミネアポリス橋梁崩壊事故に関する技術調査報告", [https://www.mlit.go.jp/kisha/kisha07/06/061023\\_2/01.pdf](https://www.mlit.go.jp/kisha/kisha07/06/061023_2/01.pdf) (Retrieved on January 14, 2021).
- [14] 全国営繕主管課長会議, "公共建築物の老朽化対策に係る事例集", [https://www.mlit.go.jp/gobuild/gobuild\\_tk2\\_000012.html](https://www.mlit.go.jp/gobuild/gobuild_tk2_000012.html) (Retrieved on January 14, 2021).
- [15] トンネル天井板の落下事故に関する調査・検討委員会, "トンネル天井板の落下事故に関する調査・検討委員会 報告書", <https://www.mlit.go.jp/common/001001299.pdf> (Retrieved on January 14, 2021)

- [16] 国土交通省, "社会資本の老朽化の現状と将来", [http://www.mlit.go.jp/sogoseisaku/maintenance/02research/02\\_01.html](http://www.mlit.go.jp/sogoseisaku/maintenance/02research/02_01.html) (Retrieved on January 14, 2021) .
- [17] 山田剛二, 小橋澄治, 草野国重, "高場山トンネルの地すべりによる崩壊", 地すべり, 8, 1, pp11-24, 1971.
- [18] MISTRY OF TRANSPORT AND CIVIL AVIATION, "CIVIL AIRCRAFT ACCIDENT Report of the Court of Inquiry into the Accidents to Comet G-ALYP on 10th January, 1954 and Comet G-ALYY on 8th April, 1954", HER MAJESTY'S STATIONERY OFFICE, 1955.
- [19] 福井努, "大型船舶の損傷事例と関連規則の変遷", 溶接学会誌, 87(6), 2018.
- [20] Bahamas Maritime Authority, "Report of the investigation into the loss of the Bahamian registered tanker "Prestige" off the northwest coast of Spain on 19th November 2002", Bahamas Maritime Authority, 2004.
- [21] 国土交通省海事局, "大型コンテナ船折損事故の概要", <https://www.mlit.go.jp/common/001081294.pdf> (Retrieved on January 14, 2021) .
- [22] 土木学会技術推進機構 垂井高架橋モニタリング評価委員会, "垂井高架橋モニタリング評価委員会最終報告書", [https://committees.jsce.or.jp/opcet/system/files/monitoring\\_interim\\_report\\_final\\_1.pdf](https://committees.jsce.or.jp/opcet/system/files/monitoring_interim_report_final_1.pdf) (Retrieved on January 14, 2021) .
- [23] 国土技術政策総合研究所, "多世代利用住宅の維持管理・流通を支える構造ヘルスマニタリング技術の利用ガイドライン(案)", <http://www.nilim.go.jp/lab/ieg/tasedai/seika/shmguideline.pdf> (Retrieved on January 14, 2021) .
- [24] 大木洋司, 山下忠道, 盛川仁, 山田哲, 坂田弘安, 山中浩明, 笠井和彦, 和田章, ""超高層免震建物の長期観測システム構築に関する具体的取組み(構造)", 日本建築学会技術報告集, 11(21), pp.73-77, 2005.
- [25] NASA, "Integrated Vehicle Health Management (IVHM)", <https://www.nasa.gov/centers/ames/research/humaninspace/humansinspace-ivhm.html> (Retrieved on January 14, 2021) .
- [26] 谷田宏次, "長大構造物へのアクティブ制振技術の適用状況", The Society of Naval Architectures of Japan, 777, pp.62-67, 1994.
- [27] Shajiee, Shervin, Lucy Y. Pao, and Robert R. McLeod, "Monitoring ice accumulation and active de-icing control of wind turbine blades." *Wind Turbine Control and Monitoring*. Springer, Cham, pp.193-230, 2014.
- [28] 清水暁央, 久國陽介, 釘宮哲也, 渡部一雄, 久野勝美, 篠原聖二, 赤松伸祐, "大規模解析による鋼斜張橋の車両荷重および温度変化に対する挙動評価", 構造工学論文集, 66A, pp.170-180, 2020.

- [29] 藤久保昌彦, "船体構造デジタルツインの研究開発", 日本船舶海洋工学会講演論文集, 30, pp.205-208, 2020.
- [30] 保立和夫, 村山英晶, "光ファイバセンサ入門", 光防災センシング振興協会, 2012.
- [31] Emily Cosser, Gethin W Roberts, Xiaolin Meng, and Alan H Dodson. "Measuring the dynamic deformation of bridges using a total station" in *Proc the 11th FIG Symposium on Deformation Measurements*, Santorini, Greece, pp.25–28, 2003.
- [32] 米山 聡, 北側 彰一, 岩田 節雄, 谷 和彦, 北村 幸嗣, 菊田 久雄, "デジタル画像相関法を用いた橋梁の非接触たわみ分布測定", 非破壊検査, 55(3), 2006.
- [33] 藤垣元治, 原卓也, 生駒昇, 村田頼信, "列車通過時における鉄道橋の動的な変位測定へのサンプリングモアレカメラの適用", 実験力学, 12(3), pp.179-184, 2012.
- [34] K. Park, S. Kim, H. Park, K. Lee, "The determination of bridge displacement using measured acceleration", *Engineering Structures*, 27, pp.371-378, 2005.
- [35] 遠藤達雄, 松石正典, 光永公一, 小林角市, 高橋清文, "「Rain Flow Method」の提案と応用", 九州工大研究報告 (工学), No. 28, pp.33-62, 1974.
- [36] International Maritime Organization, "Recommendations for the fitting of hull stress monitoring systems", MSC/Circ.646, 1994.
- [37] Lloyds Register, "Ship Right Ship Event Analysis", 2004.
- [38] American Bureau of Shipping, "Guide for Hull Condition Monitoring Systems", 1995.
- [39] Det Norske Veritas, "Hull Monitoring Systems", DNV Rules for Classification of Ships / High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft, Part 6, Chapter 11, 2011.
- [40] Torkildsen, H. E., Grovlen, A., Skaugen, A., Wang, G., Jensen, A. E., Pran, K., & Sagvolden, G., "Development and applications of full-scale ship hull health monitoring systems for the Royal Norwegian Navy", Norwegian Defence Research Establishment Kjeller, 2005.
- [41] Van der Cammen, J. J., "Fatigue prediction and response monitoring on a FPSO", TU Delft, Delft University of Technology, 2008.
- [42] Andersson, S., Haller, K., Hellbratt, S. E., & Hedberg, C., "Damage monitoring of ship FRP during exposure to explosion impacts." *In Proc. 18th Inter. Conf. Composite Materials, Jeju Island, Korea.*, 2011.
- [43] Phelps, B., Morris, B., "Australian Government Department of Defense, Review of Hull Structural Monitoring Systems for Navy Ship", DSTO-TR- 2818, 2013.
- [44] Petros Karvelis, George Georgoulas, Vassilios Kappatos & Chrysostomos Stylios, "Deep machine learning for structural health monitoring on ship hulls using acoustic emission method", *Ships and Offshore Structures*, 2020, DOI: 10.1080/17445302.2020.1735844.
- [45] G. Sagvolden, A.E. Jensen, "Hull Stress Monitoring System (HSMS) /Advisory Monitoring Systems (AMS)", 2011.

- [46] 海上保安庁第七管区海上保安本部, 海難の現況と対策 2019年(令和元年)版,  
<https://www.kaiho.mlit.go.jp/07kanku/gyoumu/kaiko/anzentaisaku/kainan/kainannogenkyoutotaisaku.pdf> (Retrieved on January 14, 2021) .
- [47] N.S. Kim & N.S. Cho, "Estimating deflection of a simple beam model using fiber optic Bragg-grating sensors", *Society of Experimental Mechanics*, 44(4), pp.433-439, 2004.
- [48] 宝谷英貴, 三上航平, 小林真輝人, 藤公博, 村山英晶, 鈴木英之, "ステレオカメラおよび光ファイバセンサによるコンテナ船弾性模型のグローバルな静的弾性変形計測", *日本船舶海洋工学会講演会論文集*, 29, pp.433-438, 2019.
- [49] S. Rapp, et al, "Dyanmic shape estimation by modal approach using fiber Bragg grating sensors", *Proceedings of SPIE*, 6529, 2007.
- [50] Perisic, N, Kirkegaard, PH, Tygesen, UT: Load identification of offshore platform for fatigue life estimation, *Structural Health Monitoring*, Vol. 5, pp.99-109, 2014.
- [51] 飯島一博, 辰巳晃, 藤久保昌彦, "ひずみセンサー情報と数値モデルによる船体変形の推定に関する研究", *日本船舶海洋工学会講演会論文集*, 30, pp.221-227, 2019.
- [52] Alexander Tessler & Jan L. Spangler, "Inverse FEM for Full-Field Reconstruction of Elastic Deformations in Shear Deformable Plates and Shells", *In Proc of 2nd European Workshop on Structural Health Monitoring. Munich, Germany*, 2004.
- [53] 藤森文也, "分布型光ファイバを用いた平板の変形同定に関する研究", 東京大学大学院工学系研究科システム創成学専攻, 2016年度卒業論文.
- [54] M. Böl, R. Kruse, A.E. Ehret K. Leichsenring, & T. Siebert, "Compressive properties of passive skeletal muscle-The impact of precise sample geometry on parameter identification in inverse finite element analysis", *Journal of Biomechanics*, 45(15), 2012.
- [55] P. Dziadziuszko, Y. Ichikawa and Z. Sikora, "Inverse analysis procedure for identifying material parameters of hypoplastic constitutive model for soils", *Materials science research international*, 6(3), pp.212-220, 2000.
- [56] Tessler, A., Spangler, J.L., "A variational principal for reconstruction of elastic deformation of shear deformable plates and shells", "NASA TM-2003-212445, 2003.
- [57] Kefal, A., Oterkus, E., "Displacement and stress monitoring of a Panamax containership using inverse finite element method", *Ocean Engineering*, 119, pp.16-29, 2016.
- [58] Kefal, A., Mayang, J. B., Oterkus, E., Yoldiz, M., "Three dimensional shape and stress monitoring of bulk carriers based on iFEM methodology", *Ocean Engineering*, 147, pp.256-267, 2018.
- [59] 荻野豪治, "分布型光ファイバセンサによる複合材サンドイッチ板の変位・荷重推定", 東京大学大学院工学系研究科システム創成学専攻, 2018年度修士論文.
- [60] 道家涼介, 原田昌武, 里村幹夫, "空間的に均質な歪場の推定手法 -Nearest Neighbor 法による試み-", *神奈川県温泉地学研究所報告*, 46, pp.21-26, 2014.
- [61] 例えば, Michel David, "Handbook of applied advanced geostatistical ore reserve estimation",

- Elsevier Scientific Publishing Company, pp.216, 1988.
- [62] CLINE, A. K., "Curve fitting using splines under tension. Atmospheric Technology", NCAR, 3, pp.60-65, 1973.
- [63] 大西行雄, "スプライン法を用いた 2 次元補間について", Journal of the Oceanographical Society of Japan, 31, pp.259-264, 1975.
- [64] 荻野豪治, "分布型光ファイバセンサによる複合材サンドイッチ板の変位・荷重推定", 東京大学大学院工学系研究科システム創成学専攻, 2018 年度修士論文.
- [65] 岡正義, 小森山祐輔, 馬沖, "船体構造デジタルツインの精度検証のための水槽実験", 日本船舶海洋工学会講演論文集, 30, pp.209-212, 2020.
- [66] 谷澤克治, 上野道雄, 田口晴邦, 藤原敏文, "海上技術安全研究所における実海域再現水槽 - 最新鋭の実海域環境シミュレータ", 日本マリンエンジニアリング学会誌, 48(6), 2013.
- [67] 社団法人日本造船研究協会 第 194 研究部会, "波浪中の船体応答に関する研究 報告書", 研究資料 No.380, 1985.
- [68] 岡正義, 飯島一博, "船体の流体構造連成のための縮尺模型", 日本船舶海洋工学会誌 KANRIN (咸臨), 65, pp.12-19, 2016.
- [69] 下迫健一郎, "水理模型実験", コンクリート工学, 39(9), pp.134-137, 2001.
- [70] LUNA, "Optical Strain Gage | os3155", <https://lunainc.com/sites/default/files/assets/files/resource-library/os3150-1.pdf>, (Retrieved on January 20, 2021).

# 付録1 コンテナ船を用いた提案手法の検証

## A1.1 変位同定手法の検証

### A1.1.1 シミュレーションの概要

本節では、コンテナ船を対象とした双子実験のうち FEM と iFEM におけるそれぞれの解析条件を示す。

#### 1) FEM 解析条件

FEM では、解析対象として Fig. A.1 に示す実船スケールの 6,600 TEU (Twenty-foot Equivalent Unit) コンテナ船有限要素 (FE) モデルを用いた。本モデルは、61,809 要素、50,986 節点で構成され、主要目は Table A.1 に示す通りである。このモデルも先述のばら積み貨物船 (海技研モデル) と同様に、国立研究開発法人 海上技術安全研究所において荷重構造一貫解析用のモデルデータとして作成されたものであり、海技研モデルと呼ばれる。また積み付けは、満載を想定した。

荷重条件は、船体が波高 2 m、波長船長比 1.0 の規則波中を船速 5 knot で航行していると想定し、DLSA によって計算された船体外板への波浪外圧を与えた。波向きは、§ 6.2 のばら積み貨物船による検証と同様に、正面向波 (180 deg) と正面右舷側から波を受ける斜面向波 (120 deg) の 2 条件である。

また、拘束条件は、Fig. A.2 に示すセンターライン上の 3 点をそれぞれ、船尾側キールラインにおける一点の  $x, y, z$  方向並進自由度、船首側キールラインにおける一点の  $y, z$  方向並進自由度、船尾側キールラインにおける拘束点の直上の一点の  $y$  方向並進自由度を拘束した。

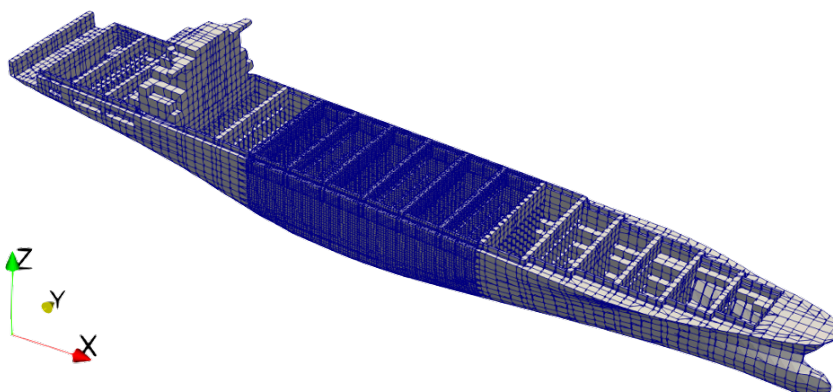


Fig. A.1 FEM におけるコンテナ船 (海技研モデル) FE モデル

Table A.1 コンテナ船（海技研モデル）の主要目

全長 $L_{OA}$	299.9 m
垂線間長 $L_{PP}$	283.8 m
全幅 $B$	42.8 m
型深さ $D$	24.4 m
満載喫水 $d$	14.0 m

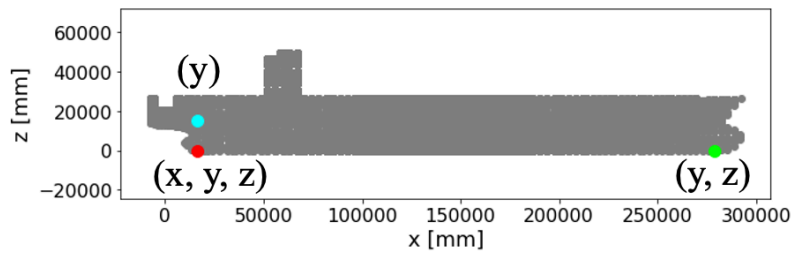


Fig. A.2 FEMにおけるコンテナ船（海技研モデル）の拘束点

## [2] iFEM 解析条件

iFEM では、FEM と同じコンテナ船から船殻外板のみを取り出したモデルを使用する (Fig. A.3). また FEM における FE モデルでは、中央 3 ホールドがそれ以外の部分に比べて離散化の細かいモデルであったが、本モデルでは、全船に渡って同程度の離散化である。本 FE モデルは、3,360 要素、3,421 節点からなる。

また iFEM における拘束条件は、FEM での拘束点のうち船尾側キールラインにおける拘束点の直上の一点がモデルに含まれないため、船尾側キールラインにおける一点の  $x, y, z$  方向並進自由度、船首側キールラインにおける一点の  $y, z$  方向並進自由度を FEM と同様に拘束した。

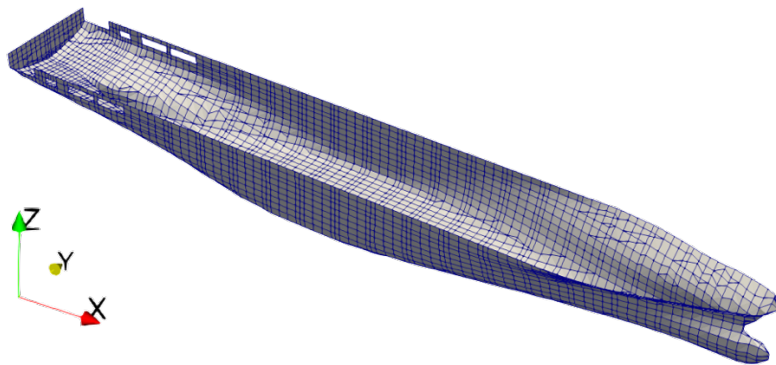


Fig. A.3 iFEMにおけるコンテナ船（海技研モデル）FE モデル

## A1.1.2 解析ケースとひずみセンサ配置

### [1] 全要素 (3,360 点)

まず iFEM で用いる船殻外板モデルの全要素にひずみセンサが設置されているとして、全ひずみ情報を入力とする iFEM による変形推定を行う。本解析の結果から、提案する変位同定手法のコンテナ船全船モデルへの適用性の確認を行う。

### [2] 93 点

次に、93 点のセンサによるひずみ情報から補間したひずみ場を入力として変形推定を行う。Fig. A.4 に 93 点のセンサ配置を示す。ここで、ひずみセンサは全てロゼットセンサであると想定している。コンテナ船では、水密隔壁 (Watertight Bulkhead, WBHD) と部分隔壁 (Partial Bulkhead, PBHD) が交互に配置されているが、ひずみセンサは、各 BHD における両舷のデッキ船側部、サイドシェル下部、センターガーダー船底側に設置されている。[1] において全要素のひずみから推定された変位と限定的なひずみ情報をもとにした変位同定結果を比較することで、ひずみの補間手法および補間したひずみ場を入力とする iFEM による変形同定手法の精度検証を行う。

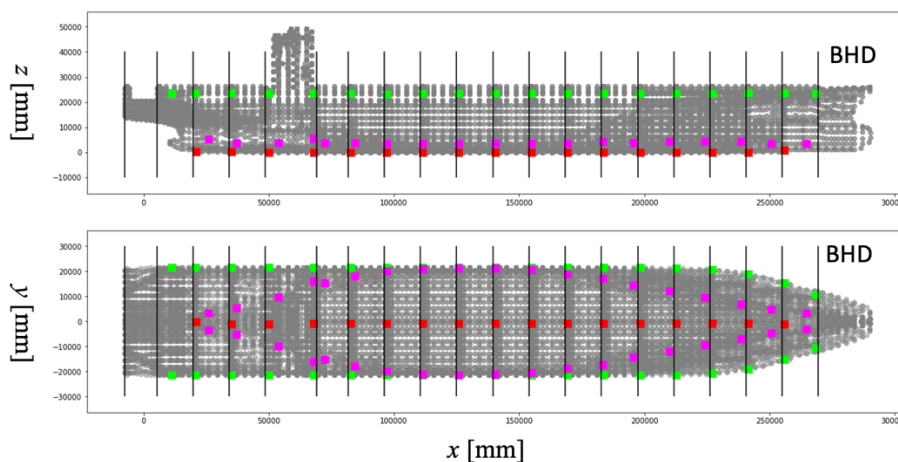


Fig. A.4 コンテナ船における 93 点のセンサ配置

### [3] 40 点

さらにセンサの数を減らし、40 点のロゼットセンサを用いた変位推定を行う。Fig. A.5 に 40 点のセンサ配置を示す。ひずみセンサは、WBHD 断面のデッキ船側部およびサイドシェル下部、PBHD 断面のセンターガーダー船底側に設置されている。本解析では、[2] で実施する 93 点のひずみ情報を用いた変位同定結果と比較することで、センサを減らした場合の変位同定結果への影響を明らかにする。

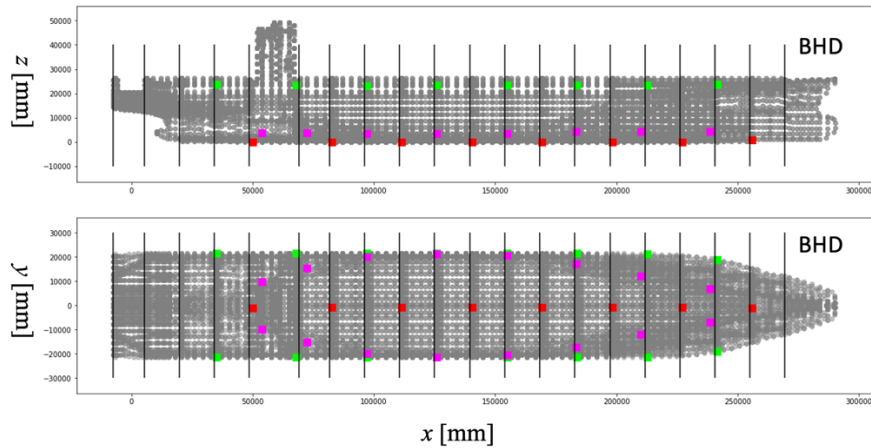


Fig. A.5 コンテナ船における 40 点のセンサ配置

### A1.1.3 変位同定結果・考察

#### [1] 全要素 (3,360 点)

まず正面向波 (180 deg) において、全要素のひずみを用いた iFEM による変位同定結果を Fig. A.6 に示す。Fig. A.6 における 4 つの図は、左上が船体を右舷側から、右上が船体を上から、左下が船体を船尾側から、右下が船体を船首側から見た図である。また、左下、右下図において黄緑色、薄赤色の点線は、それぞれ船首、船尾における一点の波一周期にわたる FEM および iFEM の変形の軌跡を表す。この時の  $z$  方向変位に関する RMSE = 9.535 mm であった。RMSE の値および船首、船尾における変形の軌跡より、正面向波において船体に生じる縦曲げを精度良く推定できていることがわかる。また、Fig. A.7 に斜面向波 (120 deg) における全要素のひずみを用いた iFEM による変位推定結果を示す。この時の  $z$  方向変位に関する RMSE = 14.981 mm であり、斜面向波中における水平曲げやねじりについても精度良く再現できていると考えられる。

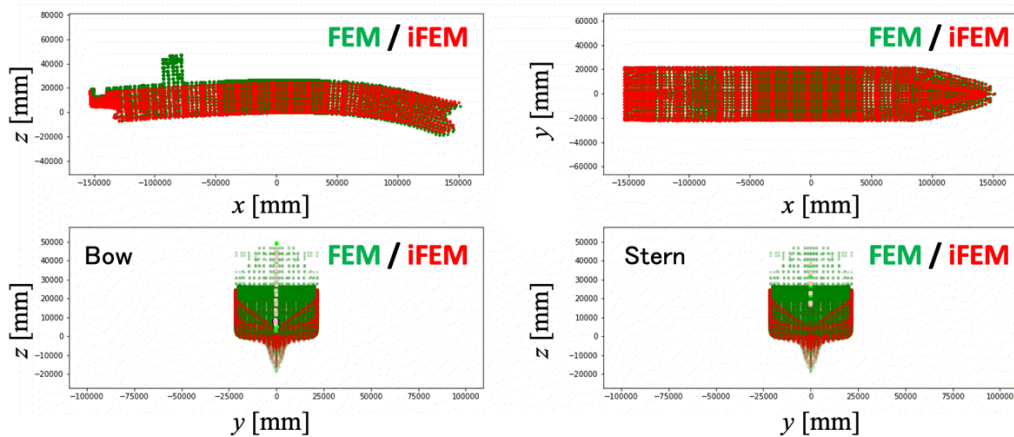


Fig. A.6 正面向波 (180 deg) における全要素のひずみを用いた iFEM による変位推定結果

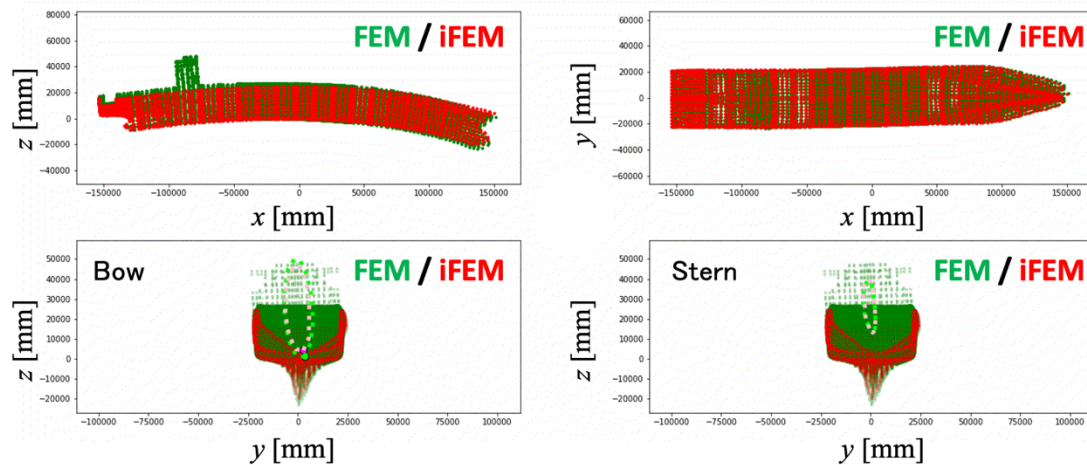


Fig. A.7 斜め向波（120 deg）における全要素のひずみを用いた iFEM による変位推定結果

## [2] 93点

次に、§ A.1.2[2]で述べた 93 点のセンサ配置から得られるひずみを補間し、iFEM によって限定的なひずみ情報から変位を推定した。斜め向波において、93 点のひずみから補間されたひずみ場を Fig. A.8 に示す。左図が荷重を境界条件とする FEM によって計算されたひずみ場であり、右図が補間されたひずみ場である。この時の長手方向（X）ひずみに関する  $RMSE = 56.178 \mu\epsilon$ であった。また、補間されたひずみ場を入力とした iFEM による推定変位結果を Fig. A.9 に示す。この時の  $z$  方向変位に関する  $RMSE = 18.980 \text{ mm}$ であり縦曲げ変形については全要素のひずみを用いた場合より精度は劣るものの、良く再現されている。水平曲げやねじりについては、船首、船尾における変形の軌跡より変位が小さく推定されていることがわかるが、変形モードについては推定できている。

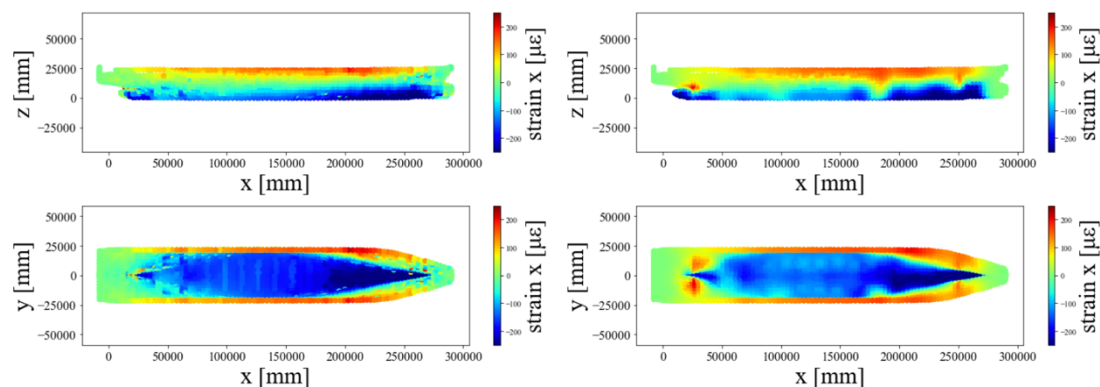


Fig. A.8 斜め向波（120 deg）における長手方向ひずみコンター図（左：FEM，右：93点による補間）

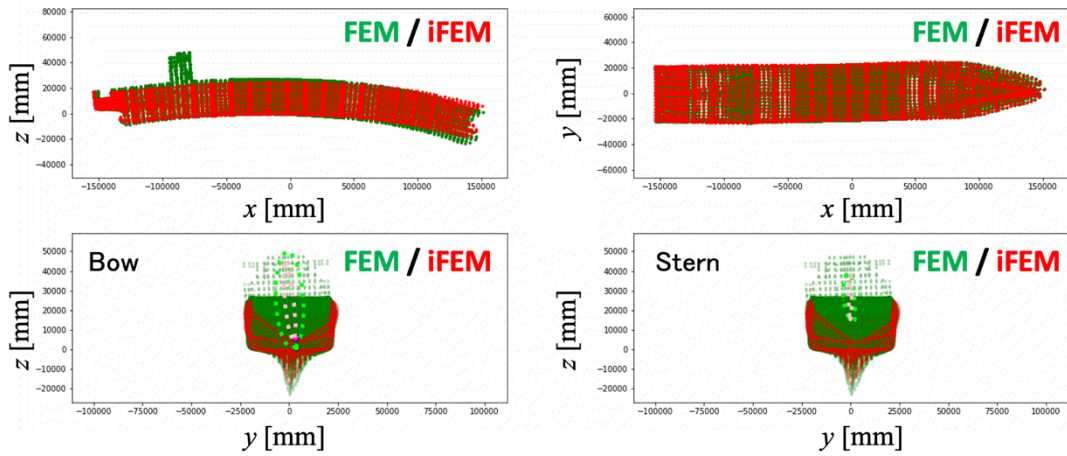


Fig. A.9 斜め向波（120 deg）における補間ひずみ（93点）を用いたiFEMによる変位推定結果

**[3] 40点**

次に、§A.1.2[3]で述べた40点のセンサを想定し、ひずみ場の補間、変形同定を行った。Fig. A.10に斜め向波における補間された長手方向ひずみ場を示す。この時、RMSE = 52.456  $\mu\epsilon$ であった。また、補間されたひずみ場を入力として、iFEMによって推定された変形をFig. A.11に示す。この時、z方向変位に関するRMSE = 22.351 mmであり、93点のセンサを用いた場合と比較すると、センサ数が減ることによって変位推定精度が下がることが確認された。

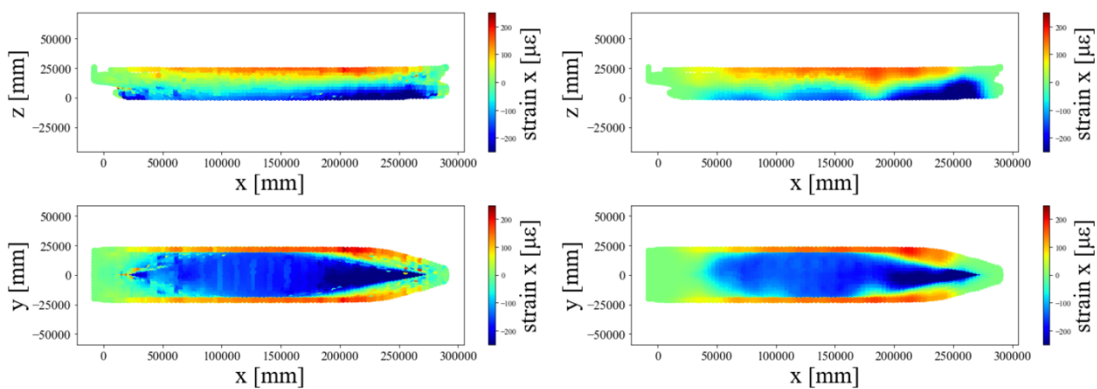


Fig. A.10 斜め向波（120 deg）における長手方向ひずみコンター図（左：FEM，右：40点による補間）

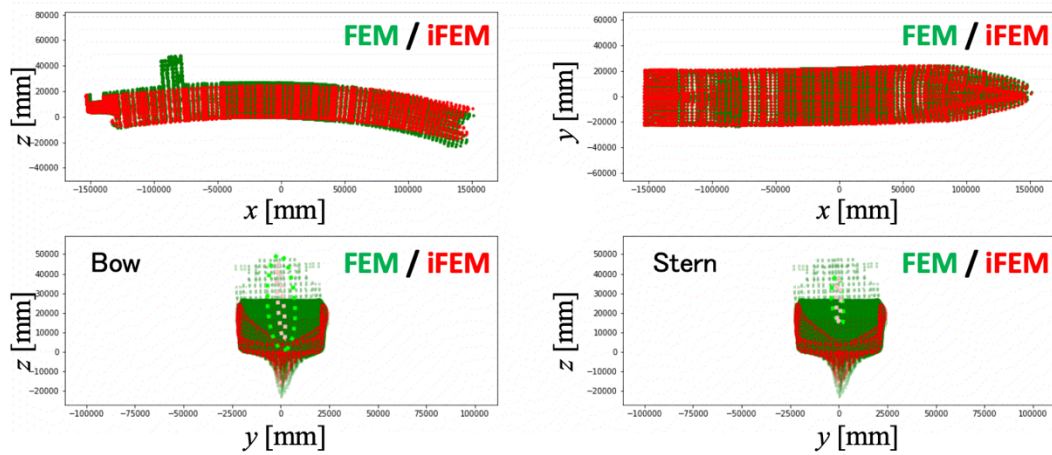


Fig. A.11 斜め向波 (120 deg) における補間ひずみ (40 点) を用いた iFEM による変位推定結果

## A1.2 応力再構成手法の検証

### A1.2.1 シミュレーションの概要

本節では，コンテナ船を対象として，本論文で提案した，iFEM によって推定された変位を用いる応力再構成手法の検証を実施する．

#### [1] Re-FEM 解析条件

§ A.1 で使用したコンテナ船 (Fig. A.1) の船殻外板に，iFEM で推定された変位を強制変位として与えて FE 解析することで，応力を再構成した．また再構成された応力と，荷重を境界条件とした FEM によって計算された応力を比較することで Re-FEM による応力再構成手法の精度検証を行う．ここで，FEM で用いた FE モデルと iFEM に用いた FE モデルでは，船体中央 3 ホールドにおける離散化が異なるため，iFEM における FE モデルの節点に最も近い FEM における FE モデルの節点に，推定された変位を強制変位として与えた．

### A1.2.2 応力再構成結果・考察

#### [1] 全要素 (3,360 点)

まず，§A.1.3[1]で推定された全要素のひずみを用いた iFEM による変位推定結果を強制変位とする Re-FEM によって，変形下に生じるミーゼス応力を再構成した (Fig. A.12)．Fig. A.12 中，左図が荷重を境界条件とする FEM によって計算されたミーゼス応力，右図が Re-FEM によって再構成されたミーゼス応力のコンター図である．この時，ミーゼス応力に関する RMSE = 47.539 MPa であった．また Fig. A.13 に両者の誤差分布を示す．§ 6.4 におけるばら積み貨物船を用いた検証と同様に，Re-FEM で変位境界条件を与えていない，上部構造物やバルクヘッドにおいて比較的誤差が大きくなっているが，船殻については概ねよく再現されている．強制変位を与えていない内部構造におけるミーゼス応力に対する RMSE = 50.972 MPa であった．また Fig. A.14 に示す全要素のミーゼス応力に対するヒストグラムから，Re-FEM によって FEM と同程度の応力応答量を再構成できていると考えられる．

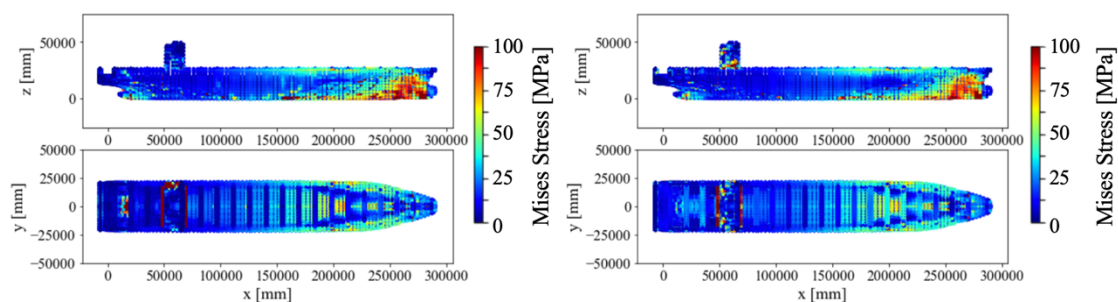


Fig. A.12 正面向波 (180 deg) における全要素のひずみ情報から再構成されたミーゼス応力コンター図 (左 : FEM, 右 : Re-FEM)

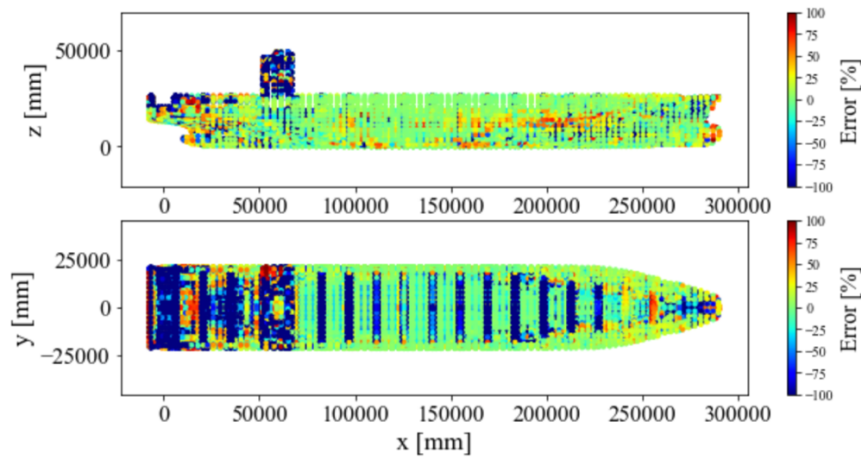


Fig. A.13 FEMによるミーゼス応力と全要素のひずみ情報を用いた Re-FEMによるミーゼス応力再構成結果の誤差

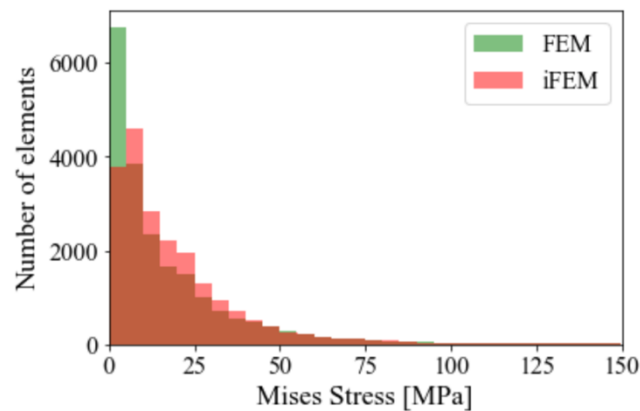


Fig. A.14 FEMによるミーゼス応力と全要素のひずみ情報を用いた Re-FEMによるミーゼス応力のヒストグラム

## [2] 93点

次に, §A.1.3[2]で推定された, 93点のひずみから補間されたひずみ場を用いた iFEMによる変位推定結果を用いて, Re-FEMによって応力を再構成した. Fig. A.15に再構成されたミーゼス応力のコンター図, Fig. A.16に再構成誤差の分布を示す. 全要素のひずみ情報を用いた結果と比較すると, 船首バルブ付近での誤差が大きくなっていることがわかる. これは, 93点のセンサ配置では長手方向に渡って比較的均一にセンサが設置されているのに対して, 船首バルブ付近にはセンサが設置されていないために, ひずみ場の補間精度および iFEMによる変位同定精度が低くなっているためであると考えられる. この時に, ミーゼス応力に対する  $RMSE = 110.621 \text{ MPa}$ であった. また Fig. A.17に示す, モデルに含まれる全要素における応力のヒストグラムから, Re-FEMによって再構成される応力応答の範囲が概ね FEMの計算結果と一致していることがわかる.

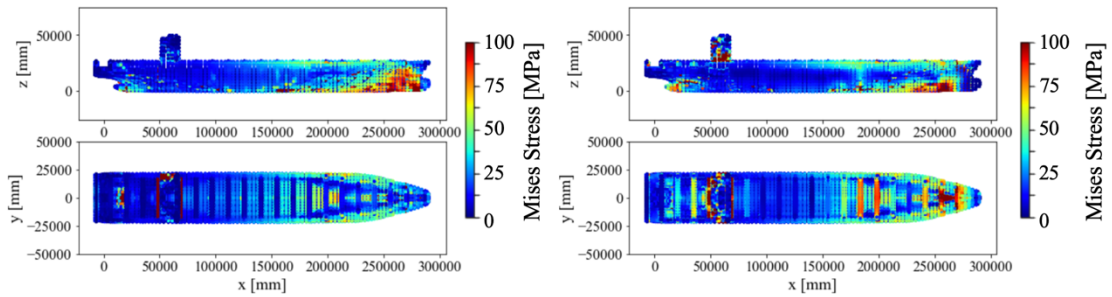


Fig. A.15 正面向波（180 deg）における93点のひずみ情報から再構成されたミーゼス応力コンター図（左：FEM，右：Re-FEM）

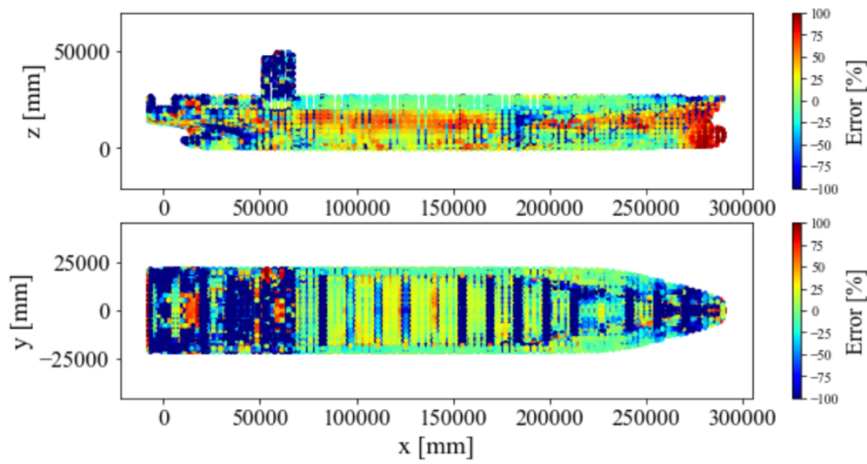


Fig. A.16 FEMによるミーゼス応力と93点のひずみ情報を用いたRe-FEMによるミーゼス応力再構成結果の誤差

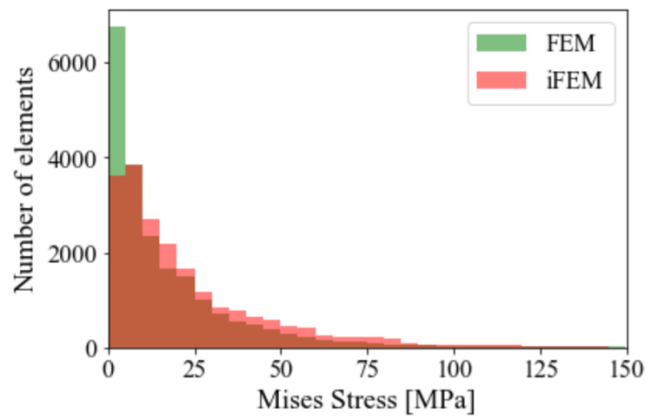


Fig. A.17 FEMによるミーゼス応力と93点のひずみ情報を用いたRe-FEMによるミーゼス応力のヒストグラム

### [3] 40点

次に、§A.1.3[3]で推定された、40点のひずみから補間されたひずみ場を用いた iFEM による変位推定結果を用いて、Re-FEM によって応力を再構成した。Fig. A.18 に再構成されたミーゼス応力のコンター図、Fig. A.19 に FEM によって計算されたミーゼス応力を真値とした時の Re-FEM による再構成誤差の分布図を示す。93点のひずみ情報から再構成した結果と比較すると、船尾での誤差が大きくなっている。これは、40点のセンサ配置において、船尾にセンサが設置されていないためであり、ひずみの補間において外挿範囲となる場所では応力の再構成誤差も大きくなると考えられる。この時に、ミーゼス応力に対する RMSE = 110.674 MPa であった。また Fig. A.20 に全要素における応力のヒストグラムを示す。この結果から、40点のひずみ情報から FEM の応力応答と同程度の大きさを再構成できることがわかった。

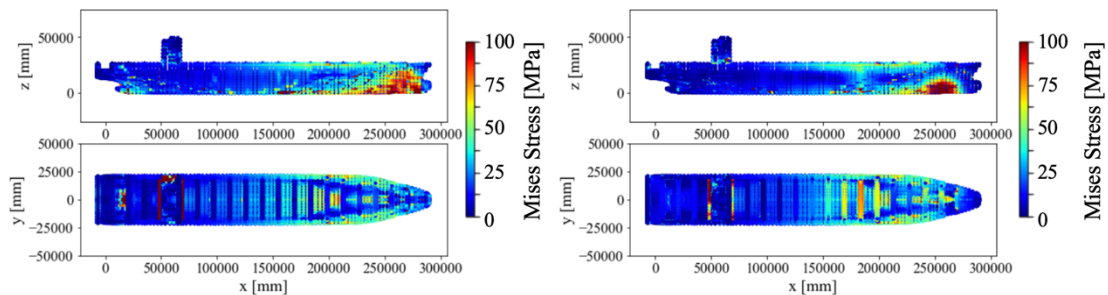


Fig. A.18 正面向波 (180 deg) における 40 点のひずみ情報から再構成されたミーゼス応力コンター図 (左 : FEM, 右 : Re-FEM)

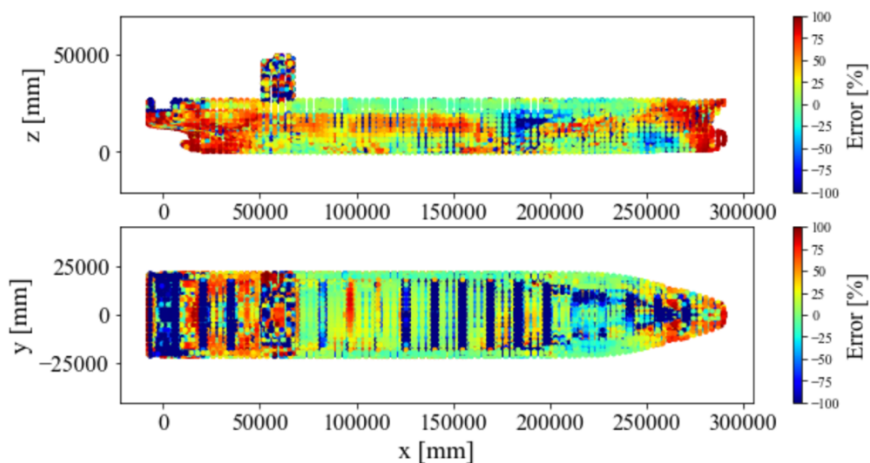


Fig. A.19 FEM によるミーゼス応力と 40 点のひずみ情報を用いた Re-FEM によるミーゼス応力再構成結果の誤差

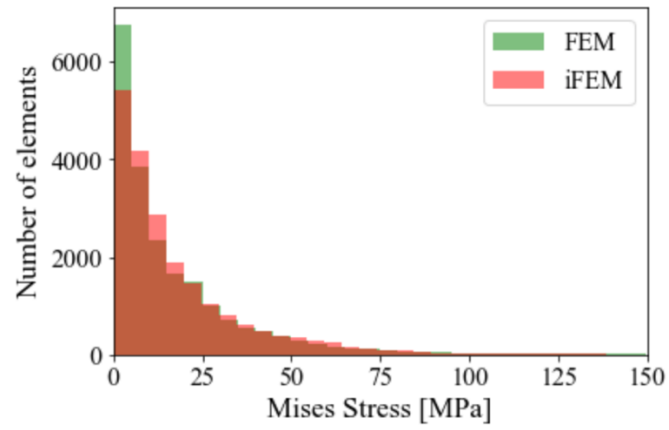


Fig. A.20 FEM によるミーゼス応力と 40 点のひずみ情報を用いた Re-FEM によるミーゼス応力のヒストグラム

### A1.3 付録1のまとめ

付録Aでは、6,600 TEU コンテナ船全船モデルを用いて、本論文で提案した変位同定、応力再構成手法の検証を行った。検証には、§6.2で述べた双子実験を用いた。その結果、以下の事項が明らかになった。

- (1) 全要素のひずみを用いた iFEM によって、コンテナ船のグローバルな変形が同定可能であることが明らかになった。また推定された変位を用いた Re-FEM によって、船殻などにおいて精度良く応力を再構成できることを示した。以上の結果より、コンテナ船の全船モデルに対する提案手法の適用性が確かめられた。
- (2) 離散的なセンサ配置による限定的なひずみ情報をもとに、拡張 RBF 補間によるひずみ場の補間および iFEM を用いることで船体の変形モードを再現可能であることを示した。また、推定された変位による Re-FEM の結果から、ひずみの補間における外挿範囲では応力の再構成誤差が大きくなることがわかった。
- (3) 93 点のセンサ配置および 40 点のセンサ配置におけるひずみ情報を用いた結果より、センサ数を減らすことで iFEM による変位同定精度や Re-FEM による応力再構成精度が低下することが確認された。