新構造基準作成に資する体系化された全船直接荷重構造強度評価 システムの開発

村上 睦尚*,高見 朋希**,山田 安平*,小森山祐輔*, 森下 瑞生*,松井 貞興*,大橋 訓英***,馬 沖*, 安藤 孝弘*,穴井 陽祐*,林原 仁志*,笛木隆太郎*, 津村 秀一*,田中 義照*,丹羽 敏男*

Development of a Systematized Direct Load Structural Strength Evaluation System for the Whole Ship Contributing to the Establishment of New Structural Standards

by

MURAKAMI Chikahisa*, TAKAMI Tomoki**, YAMADA Yasuhira*, KOMORIYAMA Yusuke*, MORISHITA Mizuki*, MATSUI Sadaoki*, OHASHI Kunihide***, MA Chong*, ANDO Takahiro*, ANAI Yosuke*, HAYASHIBARA Hitoshi*, FUEKI Ryutaro*, TSUMURA Shuichi*, TANAKA Yoshiteru* and NIWA Toshio*

Abstract

The International Maritime Organization (IMO) and the International Association of Classification Societies (IACS) have been formulating new standards and guidelines for hull structural safety, which call for the development of analytical techniques that can be applied to these standards and guidelines. Improvement in numerical calculation capabilities has made it possible to rapidly perform large-scale finite element analysis (FEA) of the entire structure of a ship at the design stage, which is expected to improve the accuracy of structural responses and shorten the design cycle. In this research, the NMRI-DLSA system was developed and enhanced, creating a system capable of seamlessly performing various tasks, from motion and load analysis to strength evaluation of the entire ship structure. In addition, advances were made in numerical analysis technology and experimental techniques for accurately reproducing the structural behavior of the hull. To validate the numerical analysis results for the entire ship structure, collapse behavior experiments and fatigue crack propagation experiments were conducted. These efforts aimed to establish experimental techniques capable of reproducing complex and diverse boundary conditions, such as loading and constraint conditions.

*構造・産業システム系, ** 神戸大学海事科学研究科, ***流体性能評価系
 原稿受付 令和6年10月28日
 審 査 日 令和6年12月2日

目 次

1. まえがき	3
2. 新構造基準作成に資する体系化された全船直接荷重構造強度評価システムの開発	4
2.1 はじめに	4
2.2 DLSA-Basic	4
2.2.1 波浪中運動・荷重解析	5
2.2.2 構造解析	6
2.2.3 強度評価	6
2.2.3.1 降伏強度及び疲労強度	6
2.2.3.2 座屈強度	6
2.3 DLSA-Professional	7
2.4 自動板厚変更機能	7
2.5 まとめ	8
2.6 参考文献	9
3. 荷重・構造一貫解析システムの高度化,及び,極限波設定手法の開発	9
3.1 はじめに	9
3.2 CFD と FEA の連成解析手法の確立	9
3.2.1 弱連成手法の開発	9
3.2.2 強連成手法の開発	
3.3 効率的な船体応答の極値推定法の開拓	
3.3.1 波浪場の Karhunen-Loeve 展開を用いた極値推定法	
3.4 LNG 船を対象にしたスロッシング(粒子法)と波浪中船体運動の連成解析手法の開発	14
3.4.1 粒子法と 3 次元パネル法の連成 Hybrid 法	14
3.4.2 粒子法に基づくタンク内流体解析モデルの改良と検証	15
3.4.3 粒子法と3次元パネル法の連成 Hybrid モデルおよび線形パネルモデルの作成と検証	
3.5 まとめ	
3.6 謝辞	
3.7 参考文献	
4. 極限海象に対する船体の構造安全性評価及びその解析手法について	
4.1 船体ハルガーダの動的応答に関する検討について	
4.1.1 はじめに	
4.2 極限海象における大型コンテナ船の動的ハルガーダ最終強度について	
4.2.1 荷重条件	
4.2.2 解析条件	
4.3 簡易解析法	
4.3.1 船体折損までの崩壊メカニズム	
4.3.2 崩壊モード	
4.3.3 船体ハルガーダ最終強度	
4.3.4 ひずみ速度の影響	
4.4 まとめ	
4.5 参考文献	
5. 最先端の船体縦曲げ最終強度評価法の開発に向けた崩壊挙動の解明	
5.1 はじめに	
5.2 繰返し荷重を受ける連続防撓パネルの崩壊挙動の解明	

5.2.1 防撓パネル試験体とセッティング	32
5.2.2 実験結果	
5.2.3 シミュレーションによる検証	34
5.3 損傷時傾斜考慮した船体崩壊挙動の解明及び最終強度簡易推定手法の開発	
5.3.1 ボックスガーダー試験体とセッティング	36
5.3.2 実験結果	
5.3.3 シミュレーションによる検証	
5.3.4 簡易推定手法	
5.4 まとめ	
5.5 参考文献	40
6. 最先端の疲労強度評価法の開発	40
6.1 はじめに	40
6.2 位相差を有する面内二軸繰返し応力を受ける疲労表面亀裂の成長挙動評価手法の構築	40
6.2.1 面内二軸繰返し応力条件における疲労試験の実験的考察	41
6.2.2 疲労表面亀裂伝播履歴推定手法の構築	44
6.3 位相差を有する面内二軸繰返し重畳応力を受ける疲労亀裂の成長挙動評価手法の構築	44
6.3.1 面内二軸繰返し重畳応力条件における疲労試験の実験的考察	45
6.3.2 疲労亀裂伝播履歴推定手法の構築	46
6.4 まとめ	47
6.5 謝辞	47
6.6 参考文献	47
7. あとがき	48
謝 辞	48
References	48

1. まえがき

日本の造船業は、長年にわたり技術力と高い品質を誇ってきたが、クルーズ船や特殊船のような高付加価値な 船舶を対象とした高度な技術を要求される設計及び建造では依然として欧州にリードを許しており、一方で、CSR (Common Structure Rules)が適用されるような汎用的な商船においては、大規模な設備と効率的な生産体制を整 えた新設の造船所を有する中韓にコスト競争で市場シェアを奪われている状況である.

船舶の大型化や特殊性能化が進む中,大規模損傷事故の発生が安全性や設計基準の見直しを促す契機となり, IMO や IACS では新たな基準やガイドラインの策定を行う必要がでてきた.また,数値計算能力の向上により, 船舶の全体構造を対象にした大規模な FE 解析を設計段階で適用可能な時間で行えるようになりつつある.実験 技術の分野では,計測技術の向上により従来に比べ高密度かつ高精度な情報を即時に得ることが出来るようにな り,数値解析との双方補完,検証などの高度化が期待されていた.

このような状況の中,国内造船所の技術力向上はもとより,当時新たに策定される構造基準に適用可能な解析 技術の開発や技術背景データの作成,更には,構造設計,事故解析を支援する技術開発を目的とし,本研究は重 点研究として 2016 年度から 2022 年度で実施された.次章以降で,船舶の全体構造を対象にした運動・荷重解析 から強度評価までを実施可能なシームレスなシステムとした NMRI-DLSA(海技研 全船直接荷重構造一貫解析・ 強度評価)の開発・高度化,数値解析技術の高度化,実験技術の高度化について報告する.

2. 新構造基準作成に資する体系化された全船直接荷重構造強度評価システムの開発

2.1 はじめに

船舶の構造設計では、通常、船級協会の定める鋼船規則に基づいて強度評価が行われる.しかしながら、船級 規則は就航実績などの経験則に基づく要件が多分に含まれるため、想定されていなかった様式の船舶に対して非 合理的な結果を与える可能性を持つ.船舶の大型化や多様化が進む中、より合理的な強度評価を行うには、波浪 荷重を解析により直接推定し、構造解析を行う直接荷重構造解析(Direct Load and Structure Analysis: DLSA)がの ぞましい.近年では、船級規則においても DLSA を規則計算の代替手法として認める動きがみられる.

しかしながら、DLSA の実施は荷重解析,構造解析,強度解析という各フェーズでそれぞれ異なる専門性が要求されるため、従来はDLSA の実施自体に大きなハードルがあった.そこで著者らの一部は、最先端の技術を盛り込み、かつ強度評価までシームレスに実施可能な包括的な NMRI-DLSA システム(図 2.1-1 参照)を開発した. NMRI-DLSA システムでは、目的に応じて荷重解析ツールならびに構造解析ツールの種類を選択することができる.続く節では、線形解析に基づき降伏・座屈・疲労強度を評価する「DLSA-Basic システム」、および非線形構造解析に基づき最終強度評価を行う「DLSA-Professional システム」について説明し、それらが構造設計の高度化にもたらす利点について示す.



2.2 DLSA-Basic

DLSA-Basic システムは、線形荷重解析ならびに線形構造解析を組み合わせ、線形の統計予測法に基づいた船体 構造強度評価システムである²⁻¹. DLSA-Basic システムの全体フローを図 2.2-1 に示す.本システムには GUI(Graphical User Interface)が備わっており、同一のプラットフォーム上で図 2.2-1 の一連の操作が行えるように なっている.また、可視化についても注力し、荷重解析、構造解析、さらにそれらを組み合わせた波浪中構造解 析の結果をアニメーションで出力することができる.



図 2.2-1 DLSA-Basic システムのフロー

2.2.1 波浪中運動·荷重解析

荷重解析は線形の耐航性ツール SPREME (Strip/Panel-based Response Estimation Method)を用いる. SPREME は 計算手法をストリップ法および3次元 Green 関数法から選択する事ができ、その有効性は水槽実験との網羅的な 比較検証によりが確認されている²⁻²⁾. 横揺れ減衰力については、池田の組立法、あるいは線形・非線形の減滅係 数を入力し、横揺れならびにその影響を受ける応答(波浪変動圧、横断面力)の非線形性影響を考慮することが できる. 波浪は任意の規則波および不規則波を指定することが可能である. 不規則波中の船体応答アニメーショ ンの出力例を図 2.2-2 に示す.

荷重解析はそれだけでも完結した役割を持っており,SPREMEでは,船体運動,運動加速度,ハルガーダ断面力,変動水圧といった波浪中応答を時間領域及び周波数領域形式で出力する事ができ,その統計予測ならびに最 悪海象の特定機能も有している.この機能によって,支配荷重パラメータが最大となるような設計波を容易に選 定することが出来る.さらに,本システムでは,船体の主要目のみの入力から数学船型(Matsui hullform)²³⁾を自動 で生成する機能を有している.これにより,船型データの定まっていない設計初期段階から船体運動・波浪荷重 の推定・評価を可能にしている.



図 2.2-2 不規則波中の船体応答アニメーション

2.2.2 構造解析

荷重解析により得られた各瞬間の外圧分布ならびに慣性力を構造解析モデルに受け渡し、構造解析を行う.外 圧分布では、喫水線圧力を上方に 45°で線形外挿し、かつ負圧を 0 とする処理を施すことにより、船体から波面 に出入りする非線形影響(いわゆる形状非線形)を適切に考慮することができる.また、荷重解析で得た各ホー ルド・タンクの加速度から、Common Structure Rules (CSR)に基づき動的内圧分布を計算し、それを付与すること が可能である.

構造解析では汎用ソルバーに搭載されている慣性リリーフ機能を用いることで,船殻慣性力を作用させる.これにより,全船 FEM モデルの各瞬間の動的な状態を,拘束の無いフリーボディのまま静解析によって解くことが可能になる.

2.2.3 強度評価

2.2.3.1 降伏強度及び疲労強度

本システムでは、構造解析で得た応力の模擬時系列から、フーリエ変換によって応力の応答関数を計算の上、 統計予測に基づき、降伏強度と疲労強度の評価を行うことができる.統計予測では、任意の波スペクトル、波浪 発現頻度表を指定することができ、応力の長期分布を計算することができる.得られた各要素の統計値を、FEM モデル上にマッピングすることが可能である(図 2.2-3 参照).

統計予測は通常線形の長期予測を指すが、本システムでは最新の研究成果を取り入れ、非線形の統計予測手法 による評価が可能となっている.具体的には、応力成分の非線形関数である von-Mises 応力の長期予測計²⁴⁾,お よび RTP 法に基づく波高の非線形影響を考慮した長期予測計算²⁻⁵⁾である.これらにより、従来は設計波で近似 的にしか考慮できなかった非線形影響を,あらゆる海象条件を考慮した統計予測計算において考慮することが可 能になり、より信頼性の高い強度評価を実現している.



図 2.2-3 10⁻⁸ レベルの Mises 応力(左, MPa)および最悪短期海象の波向き(右, deg.)のマッピング表示

2.2.3.2 座屈強度

本システムでは,等価設計波²⁻⁶⁾を荷重解析に適用し,構造解析の結果を用いて簡易に座屈強度評価(及び降伏 強度評価)を行うことができる.図 2.2-4 に示すように全船 FE モデルを対象にして座屈強度評価用のパネルを自 動作成可能であり、出会い波1周期分の座屈強度解析のうち、評価パネルごとに最も厳しい評価結結果を自動抽 出し、全船モデルへ座屈評価結果をマッピングし容易に視認することが出来る.



図 2.2-4 全船 FE モデル(左),評価用パネル(中央)及び座屈強度評価結果のマッピング(右)

2.3 DLSA-Professional

非線形構造解析ではモデリングや波浪荷重負荷などの経験・ノウハウが必要となるが、DLSA-Professional シス テムは DLSA-Basic の延長線上の簡便な操作で最終強度評価が実施可能なシステムである. 主な機能としては非 線形構造解析用に FE モデルをリメッシュする機能及び荷重設定機能である. リメッシュ機能は線形構造解析用 全船モデルを用いて、リメッシュしたい領域の指定とメッシュサイズを指定することで非線形崩壊解析用に自動 で変更可能である (図 2.3-1 参照). 荷重設定機能は DLSA-Basic の実行により得られる荷重や構造応答の長期予 測値が 10⁻⁸ レベル (25 年に1回相当)となる波及び 2×10⁻⁹ レベル (100 年に1回相当)となる波の波条件(波向 き,波長,波高)から自動抽出される. これらの条件で DLSA-Basic の荷重機能で再計算し、その再計算結果が保存 されているフォルダを指定することで、準静的な非線形構造解析の入力ファイルが自動作成される. これにより 構造解析を実行することで、波浪水圧、艙内荷重の影響を考慮した最大耐力の推定が可能となる(図 2.3-2 参照).



図 2.3-1 リメッシュ機能の入力及び実行例

図 2.3-2 荷重設定機能及び解析結果

2.4 自動板厚変更機能

造船所では従来,設計上規則に求められる板厚(ネット板厚)で強度評価・設計し,ネット寸法に腐食予備厚 を加算した板厚(グロス板厚)で建造図面を作成し,それを基に全船 FE モデルを作成している.そのため,造船 所が作成,保有する全船 FE モデルは就航後の状況を把握することが主目的であり,板厚はグロス板厚である. 全船 FE モデルを対象にグロス寸法からネット寸法の変更をする場合は,GUI を用いたマニュアル作業であり, 作業が量多く,また,ミスも発生するので,設計に全船 FE モデルを利用されることは殆どなかった.

本機能を活用することで全船 FE モデルを対象に断面特性,降伏強度評価,座屈強度評価,疲労強度評価およ び最終強度評価に適用する腐食予備厚の計算及び付加・削減(グロス寸法⇔ネット寸法の変更,図 2.4-1 参照)を 図 2.4-2 に示す画面による簡便な設定によって自動で行うことが可能となる. 適用対象は鋼船規則 CSR B&T を標準としているが,類似の船体構造であれば腐食予備厚設定画面で値をカスタマイズすることで利用可能である.





図 2.4-2 自動板厚変更設定画面

2.5 まとめ

船体構造強度評価手法としては鋼船規則の適用が必須とされる.しかし,鋼船規則が採用している手法と算式 は過去の船舶のデータに基づいているため,近年の船体構造に鋼船規則を適用しても,負荷荷重や構造強度が正 確に評価されない可能性がある.一方で,船体全体を対象にした直接荷重構造一貫解析・強度評価を用いること より,新形式船型や特殊形状船にもより精度の高い解析が可能となるが,従来では波浪中船体運動,荷重解析, 構造解析,強度評価の各専門知識・技術を有する複数の担当者が順次分担して行っているため,全船一貫解析を 迅速に行うことが出来なかった.更には,全船を対象とすることにより膨大なデータを扱うため,非常に難易度 が高いとされていた.

本研究では、全船モデルを対象に運動、波浪荷重、構造解析、強度評価をシームレスに1人の設計者でも実行 でき、かつ、高度な自動化により設計に適用可能な時数を実現した NMRI-DLSA を開発した.高い操作性のもと 入力、結果の視覚的な確認が可能となり、設計者はより多くの情報を把握でき、結果の評価や設計に集中できる ようになり、更には、運航条件から強度評価までに関する総合的知見を従来以上に得ることができるようになっ た.

近年のDX 推進の機運の高まりや3D-CAD の機能向上に伴い,造船業界においても3Dデータを活用した設計, 船級承認での活用及び試みが始められている.今後も本システムが活用されることにより,安全性を保持しつつ 余剰な強度を排除した合理的な船舶の設計を実現することで我が国の海事産業の競争力確保に貢献できることを 期待する.

2.6 参考文献

- 2-1) 松井貞興, 村上睦尚, 林原仁志, 笛木隆太郎: 船体構造設計のための全船荷重構造解析ならびに強度評価シ ステム DLSA-Basic, 海上技術安全研究所報告, Vol.19, pp.373-393, 2019.
- 2-2) Matsui, S., Takeda, K., and Sugimoto, K.: Difference in ship response in waves between strip and 3D methods based on integrated formulation, Ocean Engineering, Vol.305, 2024.
- 2-3) Matsui, S.: A new mathematical hull-form with 10 shape parameters for evaluation of ship response in waves, Journal of Marine Science and Technology, 2021.
- 2-4) Matsui, S.: Practical estimation method for extreme value distribution of von Mises stress in ship structure, Journal of Marine Science and Technology, Vol.28, pp.72–86, 2022.
- 2-5) Matsui, S. and Oka, M.: RAO-based translation process for estimating extreme value distribution of nonlinear ship response in irregular waves, Journal of Marine Science and Technology, Vol.29, pp.83-92, 2024.
- 2-6) 直接荷重解析に基づく強度評価ガイドライン(第3版),日本海事協会

3. 荷重・構造一貫解析システムの高度化,及び,極限波設定手法の開発

3.1 はじめに

波浪によって船体に生じる運動や構造応答は,波に対して様々な非線形性を表すことが知られている.特に, 船舶設計時に重要となる極限海象中においては,大きな船体運動が生じやすくなり,結果として波と船体との相 対速度の増加による衝撃荷重の影響が大きくなる.近年の大型船は,特にやせ型船では船全体が梁のように振動 する弾性振動の影響が大きくなることも知られている.また,船体運動の増加に伴い,LNG船などでは内部流体 の運動も大きくなり,タンク内流体の共振運動(スロッシング)が構造物に与える影響が懸念される.

上記の非線形な運動,構造応答を正確に再現することを目的として,ここでは荷重・構造一貫解析システムの 高度化を行った.3.2節では3次元船体モデルと数値流体力学(CFD)を用いて弾性振動を計算するシミュレーショ ンツールの開発について述べる.3.3節は,極大応答の発生確率を設計時において効率的に推定する手法の開拓に ついて記述する.3.4節では,LNG船を対象にしてスロッシングの数値計算法としての粒子法を用いた手法の構 築・検証,並びに波浪中船体運動との連成解析手法の開発について述べる.

3.2 CFD と FEA の連成解析手法の確立

DLSA-Advanced Technologies における CFD-FEA 連成解析手法の開発を行った^{3-1),3-2)}. CFD 手法には当所で開発 している重合格子対応非定常 Reynolds Averaged Navier-Stokes(URANS)ソルバーNAGISA³⁻³⁾を,FEA ソルバーには 汎用ソフトウェアの LS-DYNA を使用した.船体表面上の圧力を波浪荷重として FEA ソルバーの有限要素モデル の節点上にマッピングする.弱連成及び強連成手法を検討し,弱連成では有限要素モデルの節点上にマッピング した荷重による構造応答計算を行い,強連成では構造応答計算により得られる変形を URANS ソルバーで使用す る計算格子に反映することで変位を考慮した計算を行う.計算法等の詳細については文献^{3-1),3-2)}を参照されたい. 3.2.1 弱連成手法の開発³⁻¹⁾

URANS ソルバーによる物体表面上圧力データから FE モデルの有限要素モデルの節点上へのマッピングについては距離 d の重みに基づくこととする³⁴⁾.

$$P(x) = \frac{\sum_{n=1}^{N} w_n(x) P(x_n)}{\sum_{n=1}^{N} w_n(x)}$$
(3.2-1)

$$w(x) = \frac{1}{d(x, x_n)^2}$$
(3.2-2)

ここで P(x)は FE モデルの節点上の圧力, $P(x_n)$ は FE モデルの節点近傍の流場計算における表面格子点上の圧力 データ, $d(x,x_n)$ は FE モデルにおける節点との流場計算における表面格子点間の距離であり, ここでは N=6 とし ている.

計算対象はコンテナ船型³⁻⁵)であり,模型長さ 3m 相当でフルード数 *Fn*=0.179 である.規則波の条件は波長船 長比で 1.0,波方向は向波,波高船長比は 0.038 としている.船体運動は上下運動と縦揺の 2 自由度としている. 表 3.2-1 に使用する格子と分割数を重合格子の優先順位に並べて示す.物体表面における境界層方向の最小格 子間隔は壁関数型モデルに適する y⁺=100 程度とした.重合格子手法に基づき規則波が生成される矩形格子(Rect.) の中に船体格子(Hull)を重合させ,時間刻みは無次元値でΔt=0.002 とした.

表 3.2-1 計算格子分割数

Grid	IM x JM x KM
Hull	141 x 157 x 45
Rect.	167 x 65 x 45

図 3.2-1 に船首付近(船首より 2.5%及び 10%後方位置)の 2 点での圧力の時刻歴を計測データ ^{34, 3-5}との比較も あわせて示す. 緑線が計測結果,赤線が計算結果を示しており,船首より 2.5%位置では衝撃圧を生じ,実験結果 と比較して計算結果は概ね一致している.船首より 10%後方位置でも同様に低めの衝撃圧を生じた後に変動が見 られ,概ね計算により傾向を捉えられていることが分かる.



図 3.2-1 船首付近位置での圧力の時刻歴の比較(左図:船首より2.5%後方位置,右図:船首より10%後方位置)

図 3.2-2 に FEA に使用した有限要素モデルの外観断面図を示す. 船体表面は 20mm x 20mm の要素で構成され, 内部には実験状態と同じく弾性変形のためのバックボーンを有している. LS-DYNA を使用した陽解法により, 構造応答計算における時間刻みは 2.57x 10⁻⁷秒であり, CFD における波浪荷重の導出の際には動的挙動の解析を 考慮して 3.09 x 10⁻³秒を設定した.



10

図 3.2-3 に船首より 0.45 船長位置での縦曲げモーメントの実験結果との比較を示す. 横軸は実船相当に換算した時間,縦軸は無次元化した縦曲げモーメントであり,黒線が計測結果,赤線が計算結果を示している. 無次元化は *pBL*² ζにより, *B* は船幅, ζ は波高の片振幅である.入射波と船体運動の干渉による比較的大きな周期の縦曲げモーメントの変動の上に,細かな周期の変動が重畳している. 主には船首付近が水面と衝突するスラミングで生じるホイッピングの変動が重なっており,実験結果と比較し計算結果が低めに推定されているのは波浪荷重の過小評価によるものと推察されるが,その影響は大きくなく,片方向の連成計算手法においても計算結果は概 ね変動を捉えていることが分かる.



3.2.2 強連成手法の開発

強連成手法では URANS ソルバーの時間進行のステップ中に LS-DYNA による構造解析も行い,得られた変位 を計算格子の変形により考慮する. URANS ソルバーの時間刻みと LS-DYNA の時間刻みは異なるが,URANS ソ ルバーの時間ステップに基づき LS-DYNA による時間進行を合わせることで同期させている. URANS ソルバー による物体表面上圧力データから FE モデルの有限要素モデルの節点上へのマッピングについては 3.1.1 と同様で ある.

計算対象は文献 ³⁻⁶にある旅客船型であり,模型長さ 3m でフルード数 *Fn*=0.184 としている.規則波の条件は 波長船長比で 1.0,波方向は向波,波高船長比は 0.0262 である.

表 3.2-2 に使用する計算格子の分割数を重合格子の優先順位で並べて示す.物体表面における境界層方向の最小格子間隔は壁関数型モデルに適する y⁺=200 程度とした.流場計算における無次元時間刻みは船体構造の動的挙動の解析も考慮して Δ t=0.005 としている.図 3.2-4 に FEA に使用した FE モデルの外観図を示す.解析は有次元で行い,おおよそ 15mm x 15mm のシェル要素で構成され,材質には模型試験に使用されるウレタンを想定し,ヤング率は 6.0 x 10⁷ N/m²,ポアソン比 0.3,シェル要素の板厚は 30mm としている.LS-DYNA による構造応答計算での時間刻みは 2.73 x 10⁵秒である.

表 3.2-2	計算格子分割数
Grid	IM x JM x KM
Hull	141 x 157 x 45
Rect.	167 x 65 x 45



図 3.2-4 有限要素モデルの外観図

図 3.2-5 に von Mises 応力の時刻歴,図 3.2-6 に von Mises 応力値が最大となる際の船体の von Mises 応力分布を 示す.von Mises 応力の時刻歴では向波中での計算により,応力が最大値をとるデッキ面(図中実線)及びボトム面 (図中点線)でミッドシップ位置かつ中心線上(y=0)での値を示している.船体の von Mises 応力分布からミッドシッ プかつ船体中心線の位置で最大値をとり,長さ方向と幅方向へ応力が分布する様子を確認できる.船体側面で船 底付近のビルジサークルにも応力が高い領域があることも確認できる.



図 3.2-6 von Mises 応力分布

von Mises 応力が最大値をとる時の船体周りの自由表面の可視化結果を図 3.2-7 に示す.入射波の山がおおむね 船体中央にあり,波長船長比が 1.0 であることから船首尾に波の谷がかかることで,曲げモーメントも大きくな ることから, von Mises 応力が最大値をとったものと考えられる.



図 3.2-7 船体周りの自由表面

3.3 効率的な船体応答の極値推定法の開拓

3.3.1 波浪場の Karhunen-Loeve 展開を用いた極値推定法

非線形性を有する波浪中船体応答の極値の発生確率を推定(極値推定)するには、海洋波を構成するランダム 成分を確率変数として扱うことによるモンテカルロシミュレーション(MCS)が一般的に必要である。特に超過 確率の低いイベントを推定する際に、MCSは非常に多くの計算工数を要する。したがって、上述の CFD-FEM 連 成法などの高忠実度計算法を直接用いて MCS により極値推定を行うのは非現実的である。MCS の代替手段とし て、1次信頼性理論 FORM(First Order Reliability Method)を用いた手法が有用である。しかし、FORM は確率空間 を構成する乱数の数が増大するにつれて計算効率が低下する。波を構成する乱数の数は、長波頂不規則波の場合 で 50~200 個となるため、FORM のメリットを生かすことは困難である。そこで、本報では Prolate Spheroidal Wave Functions (PSWF)³⁻⁷を用いた波浪場の Karhunen-Loeve 展開を利用した FORM による極値推定法を考案し、実証し た.

波スペクトルSの長波頂不規則波は以下の三角関数の重ね合わせで表される.

$$\zeta(t) = \sum_{i=1}^{M} \sqrt{S(\omega_i)} \Delta \omega(u_i \cos \omega_i t - \bar{u}_i \sin \omega_i t)$$
(3.3-1)

ここで u_i, \bar{u}_i は互いに独立で標準正規分布に従う乱数である. Sclavounos³⁻⁸によれば, Karhunen-Loeve 展開され た波は次式で表される.

$$\zeta(t) = \sum_{n=0}^{N_{\xi}} x_n f_n(t), \quad -T \le t \le T$$
(3.3-2)

ここで x_n は互いに独立で標準正規分布に従う乱数, f_n は波スペクトルSと PSWF により特徴づけられる関数である. Tは表現可能な時間長である. 定式化の詳細は文献 ³⁻⁹を参照されたい.

本報告では波スペクトルとして有義波高 11.5 m, ゼロアップクロス周期 11.5 s の海象をフルード数 0.078, 向波 で航行する船舶の縦曲げモーメントの極値推定に PSWF を用いた波表現と FORM を用いた極値推定結果を示す. $N_{\xi}=9$ を用いた.対象船は 3.2.1 節と同じコンテナ船である.なお,数値シミュレーションにおいては縦曲げモー メントは CFD-FEM 計算結果を簡易モデルに置き換えたもの(Reduced Order Model, ROM)³⁻¹⁰⁾を用いた.比較とし て,通常の三角関数による波表現(式 3.3-1)) について, *M*=50 を用いた場合の FORM 及び MCS による極値推定 結果も示す.

)

図 3.3-1 は縦曲げモーメントの弾性振動成分を含まない波浪縦曲げモーメントの極値推定結果(信頼性指標 β) を示す. 図中「PSWF+FORM」が式 3.3-2)に基づく FORM の結果,「Trig.+FORM」が式 3.3-1)に FORM の基づく 結果である. 黒線は MCS による推定結果である. 図より, PSWF+FORM は Trig.+FORM とほぼ同程度の信頼性 指標を評価できている. 必要な確率変数の数は N_{ξ} =9 であるため, Trig.+FORM で必要な個数 2*M*=100 と比較して 大幅に少なく,計算効率が大きく改善されている.

図 3.3-2 は弾性振動を含む縦曲げモーメントの極値推定結果(信頼性指標β)である.図より,弾性振動を含めた場合でも、PSWF+FORM は Trig.+FORM とほぼ同程度の信頼性指標を評価可能であることが分かる.一方で、 βの分布の傾向は大差ないものの、MCS 結果と比較してβの値に差が生じている.これは FORM が限界状態関数を設計点周りで線形化することで信頼性指標を算出していることに起因する.つまり、弾性振動を含めた縦曲 げモーメントのように非線形性の強い応答の極値推定を行うには、FORM に代わる極値推定アルゴリズムが必要であり、今後の課題と言える.本報告は文献³⁹の一部を抜粋したものである.



図 3.3-2 弾性振動を含む縦曲げモーメントの極値推定結果

3.4 LNG 船を対象にしたスロッシング(粒子法)と波浪中船体運動の連成解析手法の開発

3.4.1 粒子法と3次元パネル法の連成 Hybrid 法

LNG 船の運航安全性を数値的に評価するためには、タンク内での非線形スロッシングおよびスワリング荷重と、波浪中の船体運動との相互作用を解明する必要がある.近年、LNG 船におけるタンク内流体解析と船体運動

の連成モデルを使用した研究が進展しており、ポテンシャル理論に基づく手法、粒子法や格子法を用いた CFD 手法、さらにポテンシャル理論と CFD を連成した Hybrid 手法が提案されている.しかし、ポテンシャル理論では流体の粘性や乱流を考慮できないため、スロッシングの固有周期における共振挙動の予測精度には限界があった. 一方で、CFD を用いて船体運動を計算する際には、船体周囲の広範囲にわたって粒子や格子を生成する必要があり、計算時間が大幅に増加するという課題がある.本研究では、予測精度と計算効率を両立させるために、波浪中の船体運動をパネル法で解析し、タンク内の流体挙動を粒子法で解析することで、両者を連成する両方向 Hybrid 手法を構築した.

3.4.2 粒子法に基づくタンク内流体解析モデルの改良と検証

スロッシング応答の予測精度を向上させるため、粒子法の境界条件を改良した. Dummy Particle Condition (DPC) という境界条件を導入することで、境界周囲の流体粒子分布および境界に作用する流体圧力の予測精度を向上さ せることができる.また,曲面境界を再現するために,Smoothed Boundary Model (SBM) という手法を提案した. 数値計算の妥当性と有効性を検証するため、球形タンク模型の強制動揺試験結果(図 3.4-1)と比較を行った.図 3.4-2 には、局部流体衝撃圧力における実験結果と数値計算結果の時系列比較を示す. Exp は実験値, DPC は DPC 境界条件を用いた計算結果, DPC-SBM は DPC に SBM を加えた結果, DPC-SBM-SHIFT は DPC-SBM に粒子配 置の自動最適化を適用した結果を表す. 比較の結果, DPC-SBM-SHIFT と DPC-SBM に大きな差が見られないが, DPC と SBM を組み合わせることで流体衝撃圧力の予測精度が向上することを確認した. タンク全体の流体荷重 を比較した結果を図 3.4-3 に示す. 横軸は動揺周期, 縦軸は流体荷重と動揺振幅の比を表す. この図には, 実験結 果(Exp)のほか,境界条件を改良する前の粒子法計算結果(SPH-1cm-DBC, SPH-2cm-DBC), DPC を適用後の計 算結果 (SPH-2cm-DPC), さらに DPC と SBM を併用した計算結果 (SPH-2cm-DPC-SBM) が示されている (*cm は粒子法の粒子サイズを指す).図3.4-3から、元の境界条件DBCに比べ、DPCによる予測精度が大幅に向上し ていることが確認できる.また,粒子サイズを大きくしても,DPCを用いることで小さい粒子サイズのDBCよ り高い予測精度を維持できることがわかった.一方で,流体荷重に対する SBM の影響は DPC よりも小さいこと が示された. これらの結果から、図 3.4-2 および図 3.4-3 を通じて、本研究で開発した DPC および SBM の妥当性 と有効性が実証された.





図 3.4-1 模型実験装置と粒子法3次元数値解析(中央断面 Slice View)



図 3.4-2 流体衝撃圧力に関する数値計算の検証³⁻¹²⁾



図 3.4-3 タンク内流体荷重に関する数値計算の検証³⁻¹¹⁾

3.4.3 粒子法と3次元パネル法の連成 Hybrid モデルおよび線形パネルモデルの作成と検証

波浪中の船体運動をパネル法で、タンク内の流体挙動を粒子法で解析し、それぞれを連成させた両方向連成解 析プログラムを開発した(図 3.4-4).高速かつ大規模な並列数値シミュレーションを実現するために、最先端 GPU を活用した並列計算技術を習得し、本研究に適用した. GPU を活用することで、従来の CPU 計算と比較して計 算効率が大幅に向上した.

簡易的な LNG 船の数値モデル(図 3.4-5)を作成し、タンク内のスロッシングおよびスワリング現象を再現し (図 3.4-6)、タンク内の流体荷重が波浪中の船体運動に与える非線形影響を検討した.図 3.4-7 に示したように、 スワリング現象が発生する際、船体の Surge および Sway 運動量が異なる波高に対して非線形な依存関係を持つ ことを確認した³⁻¹³⁾. さらに、非線形粒子法とパネル法を連成した Hybrid 法および線形パネル法を用いて LNG 模 型船に対する 2 つの数値モデルを作成し(図 3.4-8)、模型実験データを基に両手法の計算特性と精度を検討した. 図 3.4-9 には LNG 船の Sway 運動に関する模型実験データ³⁻¹⁴と Hybrid 法および線形パネル法による計算結果の 比較を示している.比較の結果、Hybrid 数値シミュレーションによる予測精度が線形パネル法よりも向上するこ とを確認した.



図 3.4-4 タンク内流体応答と船体運動の Hybrid 連成計算手順



図 3.4-5 簡易化した LNG 船数値モデル











(a) Hybrid法
 (b) 線形パネル法
 図 3.4-8 LNG 船模型試験に対する連成数値解析
 (横波,波の色は自由表面の高さを表し、赤はCrest、青はTroughを示している)



図 3.4-9 LNG 船 Sway 運動の比較

3.5 まとめ

本章では船舶設計時における極限海象での船体構造応答の評価のための荷重・構造一貫解析システムの高度化 及び極値推定法について述べた. 3.2 節及び 3.4 節に示したとおり、計算機性能の向上に従って様々な非線形影響 を含めた流体及び構造応答のシミュレーションが可能となってきていると言える. これらの数値計算法を設計時 に活用するための極値推定法の効率化についても 3.3 節で述べた. 今後は,複雑な方向性を持つ波浪場への適用 法や,実船計測に基づく検証が求められる.

3.6 謝辞

3.2「CFD と FEA の連成解析手法の確立の研究」の一部は JSPS 科研費 JP19K04869, 19K04865 の助成を, 3.4 「3.4 LNG 船を対象にしたスロッシング(粒子法)と波浪中船体運動の連成解析手法の開発」の一部は JSPS 科研費 19K15226 の助成を受けたものである.記して謝意を表す.

3.7 参考文献

- 3-1) 大橋訓英, 高見朋希, 船体に働く波浪荷重と流体構造連成解析について, 計算工学講演会論文集 Vol.26. 2021.
- 3-2) 大橋訓英,小森山祐輔,高見朋希,小林寛,流体構造連成による波浪中での船体運動と応力解析,第36回数 値流体力学シンポジウム. 2022.
- 3-3) Ohashi, K. et al., Development of a structured overset Navier-Stokes solver with a moving grid and full multigrid method,J. Mar. Sci. Tech., Vol.24(3), 2019.
- 3-4) Takami, T. et al., Study on application of CFD and FEM coupling method to evaluate dynamic response of ship under severe wave condition, Proc. of OMAE 2017.
- 3-5) 岡他, 斜波中におけるポストパナマックスコンテナ船の高精度荷重計測試験, 第10回 海上技術安全研究所 研究発表会講演集, 2010.
- 3-6) Sungkyun, L. et al., Experimental Study on the Six Degree-of-Freedom Motions of a Damaged Ship Floating in Regular Waves, IEEE J. Oceanic Eng. Vol.41(1), 2016.
- 3-7) Slepian D, Pollak HO. Prolate spheroidal wave functions, fourier analysis and uncertainty I. Bell Syst Tech J 1961;40:43–63.
- 3-8) Sclavounos PD. Karhunen-Loeve representation of stochastic ocean waves. Proc R Soc A Math Phys Eng Sci 2012;468:2574–94.
- 3-9) Takami, T. et al., Extreme Value Prediction of Nonlinear Ship Loads by FORM Using Prolate Spheroidal Wave Functions, Marine Structures 72C (2020) 102760.
- 3-10) Takami, T. et al., Efficient FORM Based Extreme Value Prediction of Nonlinear Ship Loads with an Application of Reduced Order Model for Coupled CFD and FEA, Journal of Marine Science and Technology 25(2), 2020, 327-345.
- 3-11) Ma, C., Ando, T. and Oka, M, Numerical Simulation for Sloshing Behavior of Moss-type LNG Tank Based on an Improved SPH Model, International Journal of Offshore and Polar Engineering, 30, pp149-160, 2020.
- 3-12) Ma, C. and Oka, M., Numerical Investigation on Sloshing Pressure for Moss-Type LNG Tank based on Different SPH Models, Proceedings of the 30th International Ocean and Polar Engineering Conference, 2020.
- 3-13) Ma, C. and Oka, M., Numerical Coupling Model Based on SPH and Panel Method to Solve the Sloshing Effect on Ship Motion in Wave Condition, Proceedings of the 29th International Ocean and Polar Engineering Conference, 2019.
- 3-14) Arai, M., Karuka, GM. And Ando, H., Sloshing and Swirling in Membrane LNG Tanks and Their Coupling Effects with Ship Motion, Proceedings of International Conference on Design, Construction and Operation of LNG/LPG Ships, Glasgow, UK, 2017.

4. 極限海象に対する船体の構造安全性評価及びその解析手法について

4.1 船体ハルガーダの動的応答に関する検討について

4.1.1 はじめに

2013 年,コンテナ船 MOL COMFORT はシンガポールから Jeddah への輸送中に船体中央部船底に座屈を生じ船 首・船尾の2つに折損し分裂した⁴¹⁾. 日本政府の中間報告⁴²⁾によると,事故当時の海況は有義波高 5.5m,平均 波周期 10.3 秒であった. 推定に使用した気象・海況データの測定誤差により,有義波高は 0.5m から 2m の変動

20

がある可能性があると指摘されている.大型コンテナ船の構造安全性に関する調査報告書 41)は、事故の主な原因 を次のように結論付けている. (1)主に水圧横荷重による極限強度の低下 (2)ホイッピングによる垂直曲げモーメ ントの増加.事故の原因を考慮し、日本政府の中間報告 42)は、同様の事故を防止するために以下の勧告を結論付 けている.1)横荷重と船体桁極限強度の密接な関係を考慮して,船底外板の二軸応力を誘発する横荷重の影響を 船体桁極限強度の要件に考慮する必要がある. 2) ホイッピング応答の影響は, 垂直曲げ強度の要件において明示 的に考慮されるべきである. これらの調査結果は、IACS 統一要件 UR-S11A⁴³⁾などの大型コンテナ船の最新規則 要件にほぼ反映された.しかし、上記項目(2)に関する流力弾性効果を伴うホイッピング現象の明確な影響とメ カニズム、特に波浪荷重と船体桁振動の共振については十分に調査されていない、このような現象とメカニズム を明らかにすることは、同様の事故を防ぐために非常に重要である. Tuitman ら⁴⁴は、「ホイッピング」を「スラ ム,グリーンウォーター,水中爆発などの衝撃荷重による一時的な流体弾性船体構造応答」と定義した.参考文 献 4-4)は、「スラミングは通常、サギング状態で発生するが、最大ホギングモーメントに影響を与えるほど長く続 く場合もある」と指摘した.これは、スラミングがサギングモーメントに影響を与えるだけでなく、応答の2番 目のピークとして発生するホギングモーメントの増加にも影響を与えることを意味する.これらのメカニズムは、 ホギングモーメントによる MOL COMFORT の船底崩壊の原因とある程度関連している可能性がある.本研究で は、主にホギングモーメントにのみ焦点を当てている.サギングモーメントが第2ホギングモーメントに与える 影響は、今後の研究課題とする.動的ハルガーダ極限強度に関しては、いくつかの研究が行われている45,46,47, 48). 参考文献 4-9)及び 4-10)は, 残留ハルガーダ極限強度を調査している. Derbanne⁴⁻⁵⁾は, 1自由度振動モデルを 使用し、ハルガーダ極限強度の非線形効果を考慮して、動的ハルガーダ応答を調査している. 非線形モーメント -曲率関係で構造応答を考慮する試みは、ハルガーダの非線形水力弾性応答のメカニズムを調査するのに有望であ ると考えられる.参考文献 4-6は、22 の非線形梁要素モデルを使用して動的構造応答を調査している.ただし、 梁要素を使用しているため、座屈と極限強度の非線形動作は完全には捉えられていない。そこで本研究では、船 体桁の座屈と崩壊の基本メカニズムを調査するために、大規模な有限要素シミュレーションを実施した. 4.2 で は、外部モーメントと内部モーメントの違いについて簡単に説明する.また、解析モデルと FEA の結果につい て説明する. 4.3 では, smith 法を使用した簡略化された解析について説明する. 図 4.1-1 に, 本研究全体の解析モ デルの構想を示している.最も簡易化したモデルとして、動的非線形ビーム要素モデルがある40.第2ステップ として、本研究で用いているシェル要素及びビーム用を用いた全船モデルがある. 最終的には、流力弾性、非線 形材料構成則,及びFluid Structure Interaction (FSI:流体構造連成)を考慮したモデルを検討している.



図 4.1-1 解析モデルの構想

4.2 極限海象における大型コンテナ船の動的ハルガーダ最終強度について

Derbanne⁴⁵は,動的構造応答を評価するに際して, external bending moment (M_{ext};外部曲げモーメント) と internal bending moment (M_{int}; 内部曲げモーメント)を区別する必要があると述べている.

表 4.2-1 曲げモーメントの詳細

記号	定義	説明
M _{ext}	外部曲げモーメント	波荷重による曲げモーメント(荷重)
M _{int}	内部曲げモーメント	船体桁構造に応じた曲げモーメント(構造応答)

波浪曲げモーメントが準静的に作用する場合,外部曲げモーメント と内部曲げモーメント は一致する.

$$M_{ext} = M_{int}$$

(4.2-1)

しかし、縦曲げモーメントが動的に作用する場合、式4.2-1は満足されず、次式が有効となる.

$$M_{ext} \neq M_{int}$$

(4.2-2)

これらは、動的効果によるものであり、Derbanne⁴⁵による1自由度簡易モデルでも指摘されている.参考文献4-8)によると、荷重作用時間が非常に短い場合、次式が成り立つ.

$$M_{\rm int} < M_{ext} \tag{4.2-3}$$

一方で、荷重作用時間が船体固有周期に近く同調する場合、下式となることが考えられる.

$$M_{\rm int} > M_{ext}$$

(4.2-4)

なお、船体構造に実際に生ずる応力(曲げ応力)は Mext の値そのものによるものではなく、Mext によって結果と して生じた Mint によって得られた応力であることを特記する.したがって、船体に実際に作用している応力推定 に際しては、Mint が重要である.つまり、この現象は、荷重時間が非常に短い(固有周期よりずっと短い)場合に は、船体構造は応答しない(できない).この時間差が、Mext(荷重モーメント)と Mint(応答モーメント)の差 異を生ずる原因となる.さらに、荷重周期が船体構造の固有周期(とりわけ、船体二節振動の固有周期)に非常 に近い又は同等となる場合、共振現象により、ハルガーダに生ずる応答曲げモーメント(Mint)が、作用する曲げ モーメント(Mext)より大きくなる可能性がある.なお、Mint は、準静的には、式 4.2-5 のような曲率の関数と なっていることが良く知られている.式 4.2-5 は、線形関数と非線形関数に大別される(図 4.2-1 参照).

$$f(\chi) = M_{\rm int} = \begin{cases} EI\chi & ; & linear \\ G(\chi) & ; & non-linear \end{cases}$$
(4.2-5)



図 4.2-1 モーメントひずみ関係の概略図

Loa [m]	320.0
Bm [m]	46.0
Dm [m]	24.9

表 4.2-3 各モデルの説明

モデル ID モデル化領域 詳細 1フレームスペース (=1 セクション) モデル⁴⁷⁾ M10 1 横フレームセクション M07 1/2 ホールド 1/2 ホールド.4 セクションで構成 バラスト状態 M05 M08 全船モデル 積載 M09 積載 + 追加質量 M07' 1/2 ホールド M07 ひずみ速度効果なし M09' M09 ひずみ速度効果なし 全船モデル

表 4.2-2 対象船の主要目

図 4.2-2 に解析モデルを示す. 全船モデルでは,船体中央部のみ弾塑性要素でモデル化している. その他の船首 尾構造は剛体要素でモデル化している. 慣性影響を調査するため,3 種類のモデルを準備した(M05, M08 and M09). この 3 つのモデルは同一のメッシュを用いているが,貨物荷重条件及び質量慣性は異なる. モデル M05 はバラス ト状態, M08 及び M09 は満載状態である. モデル M09 では,さらに,付加水質量影響も考慮している(表 4.2-3 参照). M09 モデルでは,付加質量影響を考慮している(付加質量係数として,1.0 を仮定し,総質量は排水量の 2 倍を仮定),また,付加水質量分は,ELEMENT_MASS を用いて,集中質量として船体全体に分散させて定義し ている. No.5 貨物ホールドを縦曲げモーメントに対する対象ホールドとして設定した. 当該 No.5 は,非常に詳 細な Fine メッシュとし,前後1貨物ホールドは中程度の Fine メッシュとして,対象ホールドから離れるにした がい徐々に Coarse メッシュとなるようにメッシュ移行をしている. Fine メッシュ領域での標準要素サイズは 100mm である. また,ホギングにより圧縮荷重が作用する対象ホールドの船底については,1フレームスペース 間(=3082 [mm],図4.2-2 (c)参照)を32 分割し、実用上,現実的に解析可能な範囲で,座屈現象ができるだけ詳 細かつ高精度に再現できるようにメッシュ分割している. なお,図 4.2-2 (c)に示す構造のメッシュ分割について は、全てのモデルで同一のメッシュ分割を用いていることを特記する(モデル間で,図 4.2-2 (c)部分のメッシュ 分割に差異はなく、メッシュ分割差が与える影響が生じないようにモデル化している).



(a) 全船モデル (M05, M08, M09)





(b) 1/2 ホールト・モデル(M07)
 図 4. 2-2 解析モデル

(c) 部分モデル(1 フレームモデル, M10)

それぞれ半船体モデル(M10)でモデル化されている. M10 は、いくつかの先行研究(例 ⁴⁷)で使用されている. 半船体モデルと 1 つの横断面モデルは、実物大モデルの中央領域から抽出される. したがって、M07 と M09 の要素メッシュは、実物大モデルの対応する領域と完全に同一である. 半船体モデルは 4 つの横断面で構成され、1 つの横断面モデルはこれらの断面の 1 つである. すべてのモデルで、弾塑性材料構成モデルとともに

シェル要素と梁要素を使用している.精度と計算時間のバランスを考慮して,縦ウェブはシェル要素でモデル化 し、面は梁要素でモデル化して、スチフナのトリップ崩壊をシミュレートできるようにした.実物大モデルは、 時間はかかるものの、最も現実的な結果をもたらすと推定される.船体中央部には非線形弾塑性材料モデルを使 用し、全船モデル(M05, M08, M09)の場合は船首部と船尾部に剛体材料モデル(MAT20)を使用した.弾塑性 モデリングには、MAT 区分線形塑性モデル(MAT No.24)を使用した.表 4.2-4 に示すように、解析ケース C01 ~C06 ではひずみ速度を考慮する.その場合は、式 4.2-6 に示す Cowper-Symonds モデルを使用する.

$$\sigma_d = \left\{ 1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{C}\right)^{\frac{1}{p}} \right\} \sigma_s \tag{4.2-6}$$

ここで ε はひずみ速度, C 及び p は材料パラメータを表す.本研究では C=40, p=5⁴⁻¹⁰を使用している.ひずみ 速度効果を考慮しない場合(C11-C16)は C=P=0 を指定する.

4.2.1 荷重条件

図 4.2-3 及び図 4.2-4 は, それぞれ全船モデル及び部分モデルにおける荷重条件を示している. M07 と M09 モ デルでは, ターゲットホールドの両端の横断面が, M10 モデルでは, モデルの両端の横断面 (図 4.2-3 及び図 4.2-4 の赤い縦線) が「CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY」を使用して剛壁として拘束されている. モデルの剛 体横断面の両側に同じ振幅の曲げモーメントを適用し (図 4.2-3 及び図 4.2-4 の赤い線), 純粋な曲げモーメントを 船体中央部に適用している. 式 4.2-7 (Derbanne⁴⁻⁵)) と図 4.2-5 (lijima et al⁴⁻¹¹) は, 本解析で使用するスラミング荷 重モデルを示している. M₀, T, D は, それぞれスラム荷重の最大振幅, スラム荷重の期間, 適用荷重の継続時 間 (=T/2) を表す. t_{sl} は, スラム荷重の開始時刻を表す.



$$F(t) = \begin{cases} 0 & \text{if } t < t_{Sl} \\ -M_0 \cdot \sin\left(\pi \frac{t - t_{Sl}}{D}\right) & \text{if } t_{Sl} \le t \le t_{Sl} + D \\ 0 & \text{if } t > t_{Sl} + D \end{cases}$$
(4.2-7)

対象船倉の横断面に作用する内部曲げモーメントは、キーワード「DATABASE_CROSS_SECTION_PLANE」を 使用した LS-DYNA 関数を使用して計算した. 横断面平面が事前に定義され、この平面で切断されたすべての要 素の曲げモーメントの合計が計算され出力される. 内部曲げモーメントは、対象船倉内の横断面の縦方向の位置 によって異なることが想定される. そのため、対象船倉内の縦方向に沿った9つの横断面が定義され、各横断面 において内部曲げモーメントが計算される. 9 つの横断面における内部曲げモーメントはほぼ同じであることが 確認されているが、全体的な傾向として中央の内部曲げモーメントは前部及び後部よりもわずかに低い.

4.2.2 解析条件

表 4.2-4 に本研究の解析ケースの概要を示す. 解析ケースは 8 つのサブセットから構成され,各サブセットは 荷重の継続時間が T=1.0, 2.0, 3.0, 5.0, 10.0, 20.0 [s]と変化する 6 つの解析ケースから構成される. すべてのケー スにおいて最大曲げモーメント M₀は静的船体桁極限強度よりもわずかに大きい 20.0 [GNm]に設定されている. 主な焦点は,荷重の継続時間が動的構造応答に及ぼす影響を調査することである.

/	Ν		3410	1407	MOO	1405	1400
	\mathbf{i}		NIIU	MU/	MU8	NIU5	M09
		T[s]	1Trans	1Hold	Full	Full	Full
Load Condition	Load Condition				B allas t	Full	Full+AM
	C01	1	0	0	0	0	0
	C02	2	0	0	0	0	0
with	C03	3	0	0	0	0	0
Strain rate	C04	5	0	0	0	0	0
	C05	10	0	0	0	0	0
	C06	20	0	0	0	0	0
			M10'	M07'			M09'
	C11	1	0	0			0
	C12	2	0	0			0
w/o	C13	3	0	0			0
Strain rate	C14	5	Ó	0			0
	C15	10	Ó	0			0
	C16	20	Ó	0			0

表 4.2-4 解析ケース一覧

4.3 簡易解析法

対象船の準静的ハルガーダ船体最終強度を Smith 法 414)に基づく簡易解析を用いて推定した.本研究では MARS2000⁴⁻¹⁵⁾を使用した.この方法は2次元横断面の最終強度を評価するため、対象断面として船体中央横断 面が選択される. 簡易解析で推定される最終強度は, 簡易解析では動的効果が考慮されないため, 準静的条件で の FEA による推定値と一致することに留意されたい. 図 4.3-1 は、本研究の対象船体横断面の解析モデルを示 す. モデルの寸法長さ及び幅は表 4.2-2 と同じである. 図 4.3-1 (a)(b)は、それぞれ船体中央横断面のプレート及び 補強材のモデル化を示す. 材料特性については, 降伏応力 300 [MPa], ヤング率 206 [GPa]を使用する. 本解析で は、静水中の曲げモーメントは考慮せず、固定水平/垂直曲率比(比率=0)を適用している、本研究では、2つの 解析ケースを実施した.1つは、前章の有限要素解析に対応するグロス寸法の計算を採用している.もう1つは、 構造詳細の疲労計算を含むストレーキと通常の補強材の寸法を検証するネット寸法条件を採用している.図 4.3-1(c)(d)は、それぞれグロス寸法とネット寸法の場合の簡略化された解析結果を示している. これらの図は、垂直 曲げモーメントと曲率の関係を示している.実線は垂直曲げモーメントを示し、2 点鎖線は適用モーメントを示 している.ホギング条件では、グロス寸法の場合の極限強度は16.76 [GNm]であるが、ネット寸法の場合は15.90 [GNm]である. MARS2000 では、ネット寸法とは、実際のグロス寸法からプログラムによって自動的に推定され る寸法を指す415). ネット寸法の極限強度はグロス寸法の計算よりも小さく,これは妥当であると考えられる.ま た、どちらのケースでも極限容量は BV 規則で要求される設計船体桁荷重(≈12.44GNm)よりも高いことが確認 されている.



4.3.1 船体折損までの崩壊メカニズム

シミュレーション結果より、一般的に、船体は次のステップで折損することがわかった.

- ① 圧縮応力を受ける底部/二重底シェル
- ② 座屈が底部と二重底で発生
- ③ 面外変形が発生(図 4.3-2)
- ④ 崩壊領域の集中と他の領域における圧縮応力の緩和
- ⑤ 船体の折損(図 4.3-3)

本研究では、以下の両条件が満たされた場合に「崩壊」または「船体折損」と定義している.

- (a) 内部曲げモーメントが最大になるか、または減少し始める
- (b) 船体中央部の底部構造で座屈または面外変形が発生する

本解析において、上記②が満たされる場合には、常に船体桁極限強度が得られるが、これは適用された荷重 (=20GNm)が静的極限強度より大きいためと考えられる.適用する荷重が極限強度に近いか僅かに小さい場合、外 板底の一部が崩壊しても船体桁極限強度を得られない場合がある.



図 4.3-2 貨物ホールド内底板の応力コンター



図 4.3-3 ホギングによる船体折損変形図(解析例)

4.3.2 崩壊モード

図 4.3-4 は、ターゲットホールドにおける二重底の典型的な崩壊モードを示している. 図 4.3-4 左は、T=2.0 秒 の場合の「2 セクション崩壊モード」を示しており、セクション3とセクション4で崩壊が発生している.一方、 図 4.3-4 右 は、T=10.0 秒の場合の「1 セクション崩壊モード」を示しており、セクション 4 のみで崩壊が発生し ている. 「2 セクション崩壊モード」は、2 つの横方向フレーム間隔内で崩壊が発生するように定義されている (図 4.3-4 左を参照). 今回の結果によると、崩壊モードは荷重の持続時間に依存する. 表 4.3-1 (b)は、解析ケースの崩 壊モードを示している.1は1セクション崩壊モード,2は2セクション崩壊モードを示す.表4.3-1(b)より,全 体的な観点から、例外はあるものの、T<10では2セクション崩壊モードが発生し、T>10では1セクション崩壊 モードが発生することがわかる.表 4.3-1 (a)は、各解析ケースの崩壊状況を示している. 「崩壊(Collapse)」は、座 屈して崩壊が発生することを意味する.「Alive」は、構造物が崩壊せず、「船体折損しない」ことを意味する.表 4.3-1 (a)を見ると, M08, M09, M10の T=1.0sの場合, 崩壊は発生しない (Alive). 一方, 他のケースでは崩壊が 発生する.これは、おそらく荷重時間が短いためである. M08 と M09 は、荷重条件または追加質量により、M05 よりも重い.したがって,質量慣性効果により剛体運動が抑制され,崩壊しない理由の1つである可能性がある. 質量慣性効果ははるかに少ないと予想されるにもかかわらず, T=1.0s の M10 も Alive であることは興味深い. M10 が Alive であることについては、さらなる調査が必要になる可能性がある. 短時間のケースでは、2 つのター ゲットトランスにまたがる崩壊状態 (2 セクション崩壊モード)が見られる. 一方,長時間のケースのほとんど は、1 セクション崩壊モードを示している. したがって、荷重の持続時間は崩壊状況のモードに影響を与えると 考えられる.また,表 4.3-1 (c)は船倉内の崩壊場所を示している.現在のモデルではセクション3と4 が最も損 傷しており、セクション1の崩壊モードではセクション2または4が損傷している.



図 4.3-4 貨物ホールド内底板の座屈崩壊モード



4.3.3 船体ハルガーダ最終強度

図 4.3-5 は、適用されたホギング モーメントの応答として、異なる有限要素モデルでの T=2.0 秒の場合の垂 直曲げモーメントの時刻歴を示している.黒い破線は、適用されたホギング モーメントの時刻歴を表す.他の 5 つの曲線は、5 つの有限要素モデルの解析モデルを表す.図 4.3-5 より、構造物が極限強度に達すると、垂直曲げ モーメントが突然減少することがわかる.また、図 4.3-5 では、適用された荷重が同じであるにもかかわらず、構 造応答が解析モデルによって異なることがわかる.



図 4.3-5 縦曲げモーメントの時刻歴(荷重時間=2.0s)

図 4.3-6 は,異なる荷重時間及び異なる有限要素モデル(M05, M07, M08, M09 及び M10)に対する船体桁の 無次元極限強度(それぞれ Mu*と Mu**)を示している. Mu*と Mu**の定義は,式 4.3-1 と式 4.3-2 に示されてい る.おおよそ, Mu*はモデリング効果を表し, Mu**は動的効果を表す.

$$M_u^* = \frac{M_{u_dynamic}}{M_{u_dynamic_M09}}$$
(4.3-1)

ここで、Mu_dynamic は動的効果を考慮した各解析ケースの極限強度である. Mu_dynamic_M09 は、同じ荷重時間 に対するフルモデル (M09)の極限強度として定義される.

$$M_u^{**} = \frac{M_{u_dynamic}}{M_{u_{quasi-static}}}$$
(4.3-2)

 $M_{u_quasi-static}$ は、動的効果を考慮しない極限強度として定義される.本研究では、T=20.0s の場合の極限強度が、 準静的値として $M_{u_quasi-static}$ に使用される. 一般に、解析モデルの影響は、動的解析と準静的解析の両方で重要で ある. 図 4.3-6 より、解析モデルが極限強度に与える影響は、特に短い荷重時間 (T = 1.0s) で大きいことがわか る. この影響は、M10 を除いて、T が大きくなるにつれて減少する. つまり、M07、M05、M08、および M09 の 結果を比較すると、違いは T=1.0s で最大、T=2.0s で 2 番目に大きくなるが、T \geq 5.0s では違いはほとんど無 視できる.これは、解析モデルの効果が、動的荷重に対する構造応答を評価するために特に重要であることを意 味する.図4.3-6 では、M09 の極限強度が最も小さいことがわかる.これはおそらく、M09 が貨物荷重と追加質 量を考慮した完全な船のモデルであり、最も正確なモデルであると考えられるためである.貨物荷重と追加質量 の慣性効果は、構造変形だけでなく急速な剛体運動にも影響するはずである.T>5.0s の場合、完全な船のモデル (M05、M08 および M09)間の解析モデルの影響はほとんど無視できる.これはおそらく、M05、M08 及び M10 の違いは質量分布のみであるため、準静的荷重の質量減少の影響によるものである.各荷重時間持続時間で M10 の極限強度が最大になるが、これは保守的な結果ではない.M10 は非保守的な結果を示すが、これはおそらく、 両方の横断面での剛体境界条件の影響が大きく、前後構造がないため両端の回転が他の解析モデルよりも速いた めである.M10 では計算時間が最も速いが、境界条件を改善するか、別の解析モデルを使用することを推奨する. 図 4.3-6 から、荷重時間持続時間が極限強度に与える影響は、特に船舶の固有周期に近い T=2.0s-3.0s 付近で顕著 であることがわかる.荷重時間持続時間の影響については後のセクションで詳述する.

図 4.3-7 (a)は、さまざまな有限要素モデルについて、無次元の極限強度到達時間(Tu/T)と荷重時間(T)の関係 を示している. Tu は船体桁極限強度到達時間を表す. 図 4.3-7 (a)から、Tu/T は T =1.0 秒のときに最大になり、 T が大きくなるにつれて減少することがわかる. これは、「動的荷重」の場合は極限強度に到達するのに長い時間 がかかり、「準静的荷重」の場合はより短い時間で済むことを意味する. これは、動的荷重の場合、構造がそれほ ど速く反応しないことと、質量慣性の影響で船体の剛体運動が遅くなることによるものと考えられる. 崩壊のタ イミングが早いことが、直接的に船体桁極限強度が弱いことを意味するわけではないことに留意されたい(図 4.3-7 (a)と(b)を比較). 図 4.3-7 (a)では、現在の分析では、Tu/T が 0.15 から 0.30 まで変動していることもわか る.



図 4.3-6 ハルガーダ最終強度(無次元値)の比較 (左:モデル影響,右:準静的状態との比較による動的影響)



(a) 崩壊タイミング(無次元値)と荷重周期(T)の関係 (b) 船体最終強度と荷重周期の関係 図 4.3-7 荷重周期に関する解析結果



図 4.3-8 ハルガーダ最終強度安全率の関係

T は荷重持続時間であるため、t/T=0.5 のときに荷重が最大になる.したがって、図4.3-7 (a)から、Tu/T < t/T= 0.5 であることが確認できる.これは、荷重が最大曲げモーメントに達する前に船体桁が崩壊することを意味す る.図4.3-7(b)は、荷重持続時間(T)を変えながら、異なる有限要素モデルで推定された極限強度を示している. 適用された荷重は 20 [GNm] とまったく同じであることに留意が必要である.また、赤い円は船体が崩壊してい ないこと (本研究では「Alive」と表示)を示している.図4.3-7(b)より、極限強度が荷重の持続時間によって変化 することが明確にわかる.M09とM08の結果から、極限強度はT=2.0-3.0 [s]付近で極大値を示し、これは本船の 2 節点全体船体桁振動の固有周期に近いことがわかる.T>3.0 [s]の場合、T が大きくなるにつれて極限強度が徐々 に小さくなることがわかる.荷重持続時間が長くなると動的効果が減少するため、荷重持続時間が長くなると極 限強度は準静的値に近づくと想定され、これは妥当であると考えられる.このような傾向は図4.3-6 に見られる. 一方、T<3.0[s]の場合、M09及びM08の場合極限強度は低下するが、これは構造が迅速に応答できないためと考 えられる.この現象は振動工学における動的増幅係数によっても説明できる.

4.3.4 ひずみ速度の影響

本節では、ひずみ速度の影響について説明する. FE 解析では、ひずみ速度パラメータを除いて、すべての解析 及び境界条件は2つのケース間で完全に同一であることを特記する. 図 4.3-9 は、荷重時間 T=2.0s の場合のフル モデル(M09)の適用荷重と船体桁曲げモーメントの時刻歴の例を示している. 点線は適用荷重を示し、赤と青 の曲線はそれぞれひずみ速度ありとひずみ速度なしの FE 結果を示している. Derbanne⁴⁻⁵によると、適用荷重は 「外部モーメント」と見なすことができ、構造応答としての他の2つの曲線は「内部モーメント」と見なすこと ができる. 図 4.3-9 から、動的効果により、適用された荷重と構造応答の間にギャップが存在することがわかる.



図 4.3-9 ひずみ速度が縦曲げモーメント (Mint) に与える影響

図 4.3-9 から、ひずみ速度効果のない曲げモーメントは、ひずみ速度効果のある曲げモーメントよりもはるか に早く低下することがわかる.

図 4.3-10(a)は、実船モデル(M09)の場合の「ひずみ速度あり」と「ひずみ速度なし」の船体桁最終強度の比 を示している.式4.3-3 はこの比の計算を表している.一般的に、Mu,with_strain_rate は Mu, without_strain_rate よりも大きく なる.図 4.3-10(a)から、ひずみ速度の影響は110%で、T=1.0s で最小であることがわかる.これは、構造物が非常 に短い持続時間(構造物の固有周期未満)の荷重に対してそれほど急速に反応/変形せず、剛体運動が重要でない ことが原因であると考えられる.Tが大きくなると、T=5.0s まで比が大きくなる(115-117%).これは、Tが大き くなると構造物が同時に反応するようになり、剛体運動がより重要になるためであると考えられる.Tがさらに 大きくなると、現象が準静的状態に近づくため、ひずみ速度の影響は再び小さくなる.半保持モデル(M07)と 1トランスモデル(M10)の場合にも同様の傾向が見られることが確認されている.今回のパラメトリックスタ ディでは、今回の解析モデルではひずみ速度の影響は110~117%程度であると言える.比率の絶対値は解析によっ て異なる/依存する可能性がある.著者らは、これが共振効果と直接関係しているわけではないと推測しているが、 共振の結果として構造変形と剛体運動が増加する可能性があると推測している.したがって、ひずみ速度の影響 は、Tが固有周期に近く、わずかに大きい場合に最大であると言える.







(4.3-3)

(a)荷重周期とひずみ速度依存性による応答倍率 (b)モデル化範囲がひずみ速度依存性応答倍率に与える影響 図 4.3-10 応答倍率と応答倍率に与える影響

4.4 まとめ

船体ハルガーダの動的応答について,及び荷重周期,モデル化影響,ひずみ速度依存性等が与える影響につい て,非線形動的構造解析法を用いて,種々の数値解析的検討を行った.造船設計において,船体のハルガーダ最 終強度については非常に長い間,準静的に評価することが行われてきた.この方法は従来の船舶では一定程度有 効であった.しかしながら,近年,船体が長大化大型化するにしたがって,船体固有周期と荷重周期が近接し, 共振現象の影響可能性が指摘されている.また,2012年,MOL-COMFORTの船体折損・沈没事故も発生した. さらに,実際の船体には,準静的な荷重ではなく,動的な荷重が作用している.造船以外の自動車や航空産業で は実現象に応じて,動的影響評価が当たり前のように行われている.造船業界においても,より実現象に即し, 動的構造応答評価を開始する時期に差し掛かっていると著者は考える.本研究において,動的構造応答は,準静 的な応答とは完全には一致せず,少なからぬ差異があることが明らかになった.より合理的かつ安全な船体構造 設計のために,船体構造の動的影響評価を取り入れていくことが重要となってくるであろうと考える.

4.5 参考文献

- 4-1) ClassNK., "Investigation Report on Structural Safety of Large Container Ships." (2014)
- 4-2) Committee on Large Container Ship Safety Japanese Ministry of Land Infrastructure and Transport.. "Final report of committee on Large Container Ship Safety."(2015)
- 4-3) IACS., 2015. "UR-S11A Longitudinal Strength Standard for Container Ships."
- 4-4) Tuitman, J and Malenica, S., 2008. "Some aspects of whipping response of container ships." Abstract for 23rd IWWWFB. Jeju, Korea, April 13-16.
- 4-5) Derbanne, Q., Lauzon J., Bigot F. and Malenica S., "Investigations of the dynamic ultimate strength of a ship's hull girder during whipping", Proceedings of the International Symposium on Practical Design in Shipbuilding. (PRADS), Copenhagen, Denmark, September 4-8.(2016)
- 4-6) Yamada, Y. & Kameya K. "A Fundamental study of the dynamic Response of Hull Girder of Container ships due to Slamming Load", Proceedings of the ASME 2017 37th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE2017-61068. (2017).
- 4-7) Kotajima, S., Kawamura, Y. and Okada, T., 2017. "Numerical Simulation about Ultimate Strength of Container-ship Hull Girder under Dynamic Loading (Part 2)" Proceedings of JASNAOE. Hiroshima, Japan, November 27-28.
- 4-8) Rajendran, S. and Guedes Soares, C., 2016. "Numerical investigation of the vertical response of a containership in large amplitude waves." Ocean Engineering Vol.123 pp. 440-451.
- 4-9) Fang C. and Das P.K., 2005. "Survivability and reliability of damaged ships after collision and grounding." Ocean Engineering Vol.32 pp. 293-307.
- 4-10) Yamada, Y., Ogawa, Y., 2011. "Study on the Residual Ultimate Longitudinal Strength of Hull Girder of a Bulk Carrier against a Sagging Moment after ship collision." Proceedings of MARSTRUCT-2011. pp. 429-436. Hamburg, Germany, March 28-30.
- 4-11) Iijima, K. Suzaki, Y. Fujikubo, M., 2015. "Scaled model tests for the post-ultimate strength collapse whipping loads behavior of a ship's hull girder under whipping loads." Ships and Offshore Structures Vol. 10 No. 1 pp. 31-38. DOI: 10.1080/17445302.2013.870774.
- 4-12) Smith, C.S., 1977. "Influence of Local Compression Failure on Ultimate Longitudinal Strength of a Ship's Hull." Proceedings of the International Symposium on Practical Design in Shipbuilding. (PRADS). pp.73–79. Tokyo, Japan, October 18-20.
- 4-13) BV., 2000. "MARS2000 User's guide." Bureau-Veritas. Marine Division Development Department.
- 4-14) Yamada, Y. & Kameya, K, "A Study on The Dynamic Ultimate Strength Of Global Hull Girder Of Container Ships Subjected To Hogging Moment", OMAE-2018-77402, (2018) 【2018年OMAE SSR Best Paper Award 受賞論文】
- 4-15) Yamada, Y. & Kameya, K., "Dynamic Collapse Mechanism of Global Hull Girder of Container Ships Subjected to Hogging Moment", Journal of Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Vol.141, (2019)

5. 最先端の船体縦曲げ最終強度評価法の開発に向けた崩壊挙動の解明

5.1 はじめに

船体の縦曲げ最終強度とは,船体を梁構造と見なした場合に耐えられる最大の縦曲げモーメントのことである. 縦曲げ最終強度を求める代表的な解析手法である Smith 法 ⁵⁻¹)では,船体横断面をパネルや防撓パネルに要素分割 し,各要素の平均応力-平均ひずみ関係を求め,横断面に与える曲率により発生するひずみを基に各要素の応力 を求め,中立軸やその周りのモーメントを計算することで曲率-モーメント関係を求め,最終的に曲率-モーメ ント関係の最大値を取ることで縦曲げ最終強度を推定できる.この方法のように,縦曲げ最終強度の推定には, 横断面の構成要素である防撓パネルの力学的挙動を把握することが重要である.その中で,大型コンテナ船の折 損事故 ^{5-2), 5-3)}が発生し,その事故調査で行われた姉妹船の調査において,パネル部の撓みが発見された.この撓 みは,繰返し荷重が載荷された影響で累積した可能性があるが,撓みの累積挙動や,累積した撓みが防撓パネル 最終強度に及ぼす影響は未解明であった.このような繰返し荷重が防撓パネルの崩壊挙動に及ぼす影響を明らかにするために実施した研究⁵⁴⁾について 5.2 章に纏める.本報告書では文献 ⁵⁴⁾に基づいて内容の一部について概要を纏めるため、それ以外の詳細については文献 ⁵⁴⁾を参照頂きたい.

続いて、座礁や衝突など船体に深刻なダメージを及ぼす場合について研究を実施した.座礁や衝突により船体に破孔などの損傷が生じた場合にも、損傷部の要素を取り除いた断面モデルを用いて Smith 法により縦曲げ最終強度の推定が実施されている⁵⁻⁵.一方で、或る断面に損傷が生じた場合に、局所的に生じた破孔の周りの応力分布や、局所的の中立軸の変化が生じるが、このような現象は Smith 法で仮定している断面保持条件が崩れる要因になると考えられる.さらに、実際の船体においては、事故時に荷崩れや浸水などが生じ、船体が傾斜することも考えられるが、このような傾斜して、かつ損傷を有する場合の縦曲げ最終強度について実験とシミュレーションで調査された研究はこれまでにない.損傷や傾斜が縦曲げ最終強度に与える影響を明らかにするために実施した実験と解析について 5.3 章に纏める.本報告書では文献 ⁵⁻⁶に基づいて概要を纏めるため、詳細については文献 ⁵⁻⁶を参照頂きたい.



図 5.2-1 防撓パネル試験体



図 5.2-2 中央断面の寸法

5.2 繰返し荷重を受ける連続防撓パネルの崩壊挙動の解明

繰返し荷重による防撓パネルの撓みの累積の挙動,および,累積した撓みが防撓パネルの最終強度に与える影響について明らかにするために,防撓パネル試験体を用いた繰返し荷重載荷実験を実施し,さらに,シミュレーションによる検証も実施した.以下にそれらについて纏める.

5.2.1 防撓パネル試験体とセッティング

図 5.2-1 に示す防撓パネル試験体を計4体製作した. なお,本研究では,試験体 UA1(繰返し圧縮荷重載荷試験)と試験体 UA2(単調載荷試験)の実験結果についてのみ述べる.

図 5.2-2 には中央断面図,図 5.2-3 には全体図を示す.本防撓パネルは、アングルの防撓材が4本設置されており、評価対象部の防撓材とトランスで囲まれたパネル部の長さは1,000mm,幅は200mmであり、アスペクト比は5(=1,000mm/200mm)である.また、評価対象部の板厚は3.2mmであり、材料特性は表5.2-1 に示す通りである.パネルの座屈のし易さを表す指標であるパネルの細長比β(式5.2-1))は2.06 であり、実船相当な値となっており、実船と同様な座屈現象が現れる試験体となっている.

$$\beta = \frac{b}{t_p} \sqrt{\frac{\sigma_Y}{E}}$$
(5.2-1)

ここで,bはパネルの幅, t_p は板厚,Eはヤング率, σ_Y は降伏応力である.

試験体の初期たわみ及び残留応力の計測については、文献⁵⁴⁾を参照頂きたい。 図 524 に示すように防壊パネル試験体を複合荷重試験法置に設置し、防壊パネルに繰返し圧縮。

図 5.2-4 に示すように防撓パネル試験体を複合荷重試験装置に設置し,防撓パネルに繰返し圧縮荷重を載荷した.





表 5.2-1 材料特性

	3.2 mm plate (SPHC)	4.5 mm plate of UA1 & UA2 (SS400)	4.5 mm plate of UA3 & UA4*1 (SS400)
E, GPa	200	203	—
σ_{Y} , MPa	218	327	305
σ_u^{*2} , MPa	343	448	438
t_p, mm	3.19	4.38	4.50

*1Note: Values are based on the inspection certificate.

*2Note: Tensile strength.



図 5.2-4 試験体の設置

5.2.2 実験結果

試験体 UA1 を用いた試験では、図 5.2-5 に示すように、各荷重レベルにおいて 10,000 回の繰返し圧縮荷重載荷 を 11 セット実施した.図 5.2-6 にパネル部の残留曲げひずみ、図 5.2-7 に防撓材直下の残留直ひずみを示す.図 5.2-6 より、8 セット後には残留曲げひずみが生じている.8 セット目の最大荷重は-414kN(-0.589σ_Y)であり、巨 視的には弾性範囲内であったと考えられるが、局所的な曲げひずみの増加、つまり、撓みの増加が生じたと考え られる.また、図 5.2-7 には各防撓材直下の残留直ひずみを示しており、早い段階から局所的に残留直ひずみが累積している.このように、巨視的に弾性な範囲でも局所的にひずみは残留し、撓みが累積したと考えられる.

図 5.2-8 には繰返し圧縮荷重載荷試験結果(試験体 UA1)と単調載荷試験結果(試験体 UA2)の荷重-変位関係を示している.図 5.2-8 より,繰返し荷重載荷後に単調圧縮荷重を載荷して得られた最終強度(-587kN),単調 載荷での最終強度(-595kN)が得られた.繰返し圧縮荷重後の最終強度は,単調載荷の最終強度の 98.7%であり, 両者の差が僅かであることから,繰返し圧縮荷重が最終強度に及ぼす影響は小さかったと考えられる.図 5.2-9 に は、最終強度後の試験体の様子を示す.図 5.2-9(a)の繰返し荷重載荷後の様子では、比較的全体に塑性関節形成に 34

よる屋根型モードの変形が見られる.図 5.2-9(b)の単調載荷後の様子では、比較的局所的に屋根型モードが形成されていた.この全体に塑性変形が拡がることも繰返し荷重載荷の影響だと考えられる.しかし、先ほど述べた最終強度の違いを考えると、塑性変形の拡がりが最終強度に与える影響は小さかったと考えられる.





(a) 試験体 UA1

(b) 試験体 UA2

図 5.2-9 最終強度後の試験体の様子

5.2.3 シミュレーションによる検証

繰返し荷重下の防撓パネル試験体について FEM 解析により検証を実施した. FEM 解析ソフトウェアとして LS-DYNA を使用した.図 5.2-10 に示すようなシェル要素で構築した FE モデルを用いた.境界条件として 4 本の脚 底部の節点自由度を拘束し,端部節点に節点力または強制変位を与えて解析を実施した.材料定数,初期たわみ, 溶接残留応力については文献 ⁵⁴⁾を参照頂きたい.



図 5.2-12 荷重条件 CaseB の繰返し圧縮荷重載荷後における相当塑性ひずみの変化

単調載荷の FEM 解析結果 (Monotonic loading),最終強度の 96%を最大値として 50 回の繰返し圧縮荷重載荷後 に単調載荷を実施した解析結果 (Monotonic loading after Case A),最終強度の 90%を最大値として 50 回の繰返し 圧縮荷重載荷後に単調載荷を実施した解析結果 (Monotonic loading after Case B)の荷重-変位関係を図 5.2-11 に 示す.図 5.2-11 より,繰返し荷重により変位の増加は見られるものの,最終強度に大きな違いが無い結果が得ら れ,これは実験と同様な傾向である. さらに、CaseBの繰返し荷重載荷時の各繰返し数での相当塑性ひずみ分布を図 5.2-12 に示す. 図 5.2-12a)~f)で は相当塑性ひずみのコンターのレンジを揃えており、繰返し圧縮荷重を載荷するほど、塑性ひずみが徐々に全体 で生じることが分かる.実験においても、繰返し荷重載荷後の防撓パネル試験体には塑性関節形成による屋根型 モードが全体に見られたので、同様な傾向である.

以上のように、シミュレーションにおいても、繰返し圧縮荷重載荷による変形の累積が見られることを確認で きたが、今回の試験体では、その変形の累積が最終強度に与える影響が小さいことが分かった.

5.3 損傷時傾斜考慮した船体崩壊挙動の解明及び最終強度簡易推定手法の開発

船体が損傷し、さらに傾斜した場合の影響を明らかにするために、ボックスガーダーの試験体を用いて実験と シミュレーションにより検証を実施した.さらに、Smith 法の損傷構造に対する適用性についても検証を実施し たので、以下に纏める.なお、本報告書では、損傷を模擬した孔と傾斜があるボックスガーダーの結果について のみ述べ、傾斜は無く孔のみを有するボックスガーダーの結果は文献 5-0を参照頂きたい.

5.3.1 ボックスガーダー試験体とセッティング

図 5.3-1 に損傷を模擬した孔を有するボックスガーダー試験体の様子を示す.図 5.3-2 に示すように,ボックスガーダー試験体を 500ton 荷重載荷装置にセッティングし,4 点曲げで崩壊試験を実施した.試験体の中央横断面のパネルの図 5.3-3 に示す位置の表裏にひずみゲージを設置した.図 5.3-4 に損傷を模擬した孔の寸法を示す.



図 5.3-1 ボックスガーダー試験体





図 5.3-2 4 点曲げ崩壊試験のセッティング



図 5.3-4 損傷を模擬した孔の寸法





図 5.3-5 ボックスガーダー試験体の最終強度時の様子

5.3.2 実験結果

図 5.3-5 にボックスガーダー試験体の最終強度後の様子を示す.図 5.3-5 より,4 点曲げの圧縮側となる上部から座屈変形が拡がっていることが分かる.また,損傷を模擬した孔の周りでは局所的な変形が生じている.

図 5.3-6 に中央横断面に荷重として作用する縦曲げモーメントと,4 点曲げ試験の上部治具の下部への変位の関係を示す.図 5.3-6 より,座屈により剛性が低下し,その後座屈が拡がりながら強度が上昇し,最終強度を迎えている.図 5.3-7 には試験体の中央横断面の断面回りの軸ひずみ分布を示す. 孔の近傍である s=2480mm 以降で局所的に軸ひずみの増加が生じていることが分かる. このように,孔周りの局所的なひずみを伴いながら,座屈の進行により最終強度を迎える崩壊挙動が得られた.

5.3.3 シミュレーションによる検証

ボックスガーダー試験体の FE モデルを用いて, FEM 解析により得られた長手方向の応力分布を図 5.3-8 に示 す.図 5.3-8 により,実験と同様な座屈の拡がりが生じる崩壊挙動を得ることができた.また,図 5.3-6 には FEM で得られた外力と内力の荷重-変位関係を示す.ここで,外力(図 5.3-8 中の FEM (external force))は治具の反力 と距離から計算される値で,内力(図 5.3-8 中の FEM (internal force))は節点力から計算された値である.実験結 果は反力から計算した外力であるので,外力の FEM 解析結果と比較すると,両者が良く一致する結果が得られ ていることが分かる.なお,外力と内力が異なる要因としては,治具と試験体の接触部に摩擦を考慮した FEM 解 析を行っているため,その摩擦により両者に違いが生じたと考えられる.図 5.3-9 には,中央横断面の軸応力分布 を示しており,実験と同様に,孔の近傍において応力が局所的に増加し,降伏応力に達している結果が得られた.



続いて、図 5.3-10 に示すような 1span と 3span の FE モデルを用いて、実験の試験体モデルと同様な FEM 結果 が得られるか検証を実施した.境界条件は図 5.3-11 に示すように、モデル端面を剛体壁として、マスターノード に縦曲げモーメントを載荷することで、モデルに荷重を与えた.図 5.3-12 に荷重ー曲率関係を示した.図 5.3-12 より、3span モデルの方が 1span モデルより小さい最終強度が得られた.さらに、図 5.3-13 に実験の試験体モデル を用いた FEM 解析結果の最終強度と、1span、3span モデルの最終強度を示した.図 5.3-13 より、3span モデルの 方が実験の試験体モデルと同等な最終強度が得られている.この要因としては、1span モデルではモデル化範囲 が小さいため孔周りの局所的な変形が拘束され、3span モデルでは実験の試験体モデルと同様に孔の周りの局所 的な変形が拘束されなかったためだと考えられる.



5.3.4 簡易推定手法

損傷+傾斜した桁構造の最終強度を推定するための Smith 法の適用性について検討した. Fujikubo らの方法 ⁵⁻⁷⁾ を用いて、中立軸の移動と回転を考慮可能な Smith 法プログラムを実装した. 図 5.3-14 に Smith 法のための横断 面の分割,表 5.3-1 に各要素タイプを示す. 各断面要素の応力---ひずみ関係は、図 5.3-15 に示す FE モデルを用い

表 5.3-1 Smith 法の断面モデルの要素タイプ

た解析により予め求めた.以上のSmith法と断面要素を用いた解析により得られた結果を図5.3-12に示している. Case1~4 は表 5.3-1 に示す通りである.この結果,コーナー部にハードコーナー要素を用いた Case1 は過大な荷重 ー曲率関係となっている.これは、今回の解析対象はボックスガーダーであるが、ボックスガーダーの場合は、 角部がハードコーナーのように座屈しないことはなく、むしろ、パネルの座屈に近い現象だったためだと考えら れる.一方、角部に防撓パネル・パネル・損傷モデルを用いた Case2~4 の結果は、1span の FEM 結果と同様な結 果が得られた.詳細に見ると、Case4 の孔近傍に損傷モデルを用いた Smith 法の結果が 1span モデルに近い結果と なった.

以上のように, Smith 法の結果は 1span モデルと同様な結果が得られることが明らかになった. 3span モデルと 同等な結果を得るためには, 孔による局所的な変形の影響を考慮できるように Smith 法の改良が必要であると考 えられる.

図 5.3-14 Smith 法の断面の分割

5.4 まとめ

5.2 章の研究では、防撓パネル試験体を用いた繰返し圧縮荷重載荷試験を行い、撓みの累積過程の解明と、累積 した変形が防撓パネルの最終強度に与える影響について検証を実施した.その結果、繰返し圧縮荷重により局所 的な塑性変形の増加による撓みの累積が拡がることを明らかにし、また、本防撓パネル試験体においては、繰返 し圧縮荷重による撓みの累積があったとしても、単調載荷時の最終強度との違いが小さい結果が得られた.また、 防撓パネル試験体のFEモデルを用いて、繰返し圧縮荷重載荷のFEM解析を実施し、実験と同様に、変形の累積 は見られるものの、それが最終強度に与える影響が小さい結果が得られた.

5.3 章の研究では、座礁・衝突などにより損傷と傾斜を有する船体桁の崩壊挙動と最終強度について明らかにす るために、ボックスガーダー試験体を用いた実験を実施した.その結果、孔の周りの局所的な変形や、座屈の拡 がりを経て最終強度を迎える崩壊現象を明らかにし、FEM 解析においても同様な現象を再現可能であることを示 した.1span と3span のモデル化範囲を変えたボックスガーダーモデルを用いた FEM 解析を行い、実験の試験体 モデルと同様な結果を得るためには、3span モデル程度のモデル化範囲が必要であることを明らかにした.さら に、中立軸の移動と回転を考慮可能な Smith 法プラグラムを実装し、また、Smith 法に必要な断面要素の応力-ひ ずみ関係は別途 FEM 解析で求め、その Smith 法+断面要素を用いた解析を実施した.その結果、本 Smith 法では 1span モデルと同様な荷重-曲率関係が得られることが明らかになった.3span モデルと同様な結果を Smith 法で 得るためには、孔の周りの局所的な変形を考慮可能な改良が必要だと考えられる.

5.5 参考文献

- 5-1) BV., 2000. "MARS2000 User's guide." Bureau-Veritas. Marine Division Development Department.
- 5-2) Smith, C.S., 1977. Influence of local compressive failure on ultimate longitudinal strength of a ship's hull. Proc. of 1st PRADS, pp.73-79.
- 5-3) Class NK, 2014, Investigation Report on Structural Safety of Large Container Ships.
- 5-4) Committee on Large Container Ship Safety JAPAN, 2015, Final Report of Committee on Large Safety (English version).
- 5-5) Ando, T., Komoriyama, Y., Hashizume, Y., Tanaka, Y., 2022, Changes in Buckling Deformation of Stiffened Panel due to Cyclic Loading, Report Natl. Maritime Res. Inst. Jpn. 22 (1), pp.1-25 (in Japanese).
- 5-6) Kuznecovs, A., Ringsberg, J.W., Johnson, E., Yamada, Y., 2020, Ultimate limit state analysis of a double hull tanker subjected to biaxial bending in intact and collision damaged conditions, Ocean Engineering, Vol.209, pp.1-15.
- 5-7) Komoriyama, Y., Tanaka, Y., Ando T., Hashizume, Y., Tatsumi, A., Fujikubo, M., 2023, Ultimate longitudinal bending strength of damaged box girder in upright and inclined conditions – Model experiment and numerical analysis –, Proceedings of the 9th International Conference on Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures (ICCGS 2023), pp.377-385.
- 5-8) Fujikubo, M., Aile, M.Z.M., Takemura, K., Iijima, K., Oka, S., 2012. Residual hull girder strength of asymmetrically damaged ships - influence of rotation of neutral axis due to damages, Journal of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, Vol.16, 131-140.

6. 最先端の疲労強度評価法の開発

記号

 ΔK_{RPG} : 亀裂先端の塑性ヒステリシス挙動を反映した有効応力拡大係数範囲 [N/mm^{1.5}] R: 応力比

 $\Delta \sigma_{x0}$: 亀裂面垂直方向作用荷重の応力範囲 [MPa] $\Delta \sigma_{y0x}$: 亀裂面平行方向作用荷重の応力範囲 [MPa]

Φ: 直交二軸方向に作用する応力波形の位相差 [rad]

6.1 はじめに

船舶や海洋構造物に代表される大型溶接鋼構造物では、構造的応力集中部に存在する溶接止端部から疲労亀裂 が発生することが多い.一般的に溶接止端部から発生した疲労亀裂は表面亀裂状態で板厚を貫通するまで伝播し、 その後は板厚貫通亀裂として伝播するが、表面亀裂段階でも亀裂寸法の伝播履歴を正確に予測し、脆性破壊発生 以前の段階で適切な補修を行うことが、構造強度健全性の観点から極めて重要である.一方、構造物には種々の 繰返し荷重が多軸かつ異なる位相で作用していることが一般的である.これら位相差を有する多軸繰返し負荷条 件下における疲労亀裂伝播履歴推定を目指し、このような負荷の基本となる位相差を有する面内二軸繰返し負荷 問題について、疲労亀裂伝播履歴推定手法の構築に取り組んだ.これら一連の研究では、Toyosada ら⁶¹⁾により 提案された亀裂先端の塑性ヒステリシス挙動を反映した有効応力拡大係数範囲 *ΔK*_{RPG} をパラメータとする疲労亀 裂伝播則と亀裂結合力モデルに基づいて疲労亀裂開閉口挙動を考慮する疲労亀裂成長に関する数値シミュレー ションを適用した.

6.2 位相差を有する面内二軸繰返し応力を受ける疲労表面亀裂の成長挙動評価手法の構築

本研究に関連する過去の取り組みとして,面内二軸繰返し負荷履歴を等価な単軸の繰返し負荷履歴に変換する 手法を提案した.そして同手法を板厚貫通亀裂^{62),63),64)}および面外ガセット溶接継手部で発生・伝播する表面亀 裂,及び板厚貫通後継手部から伝播する貫通亀裂^{65),66)}に適用し,良好に疲労亀裂伝播履歴を推定できることを 示した.面外ガセット溶接継手部の表面亀裂,及び板厚貫通亀裂の評価においては,亀裂長と応力拡大係数の関 係を無現板中の二次元直線亀裂に再現する価分布応力法⁶⁷⁾を適用した.しかしながら,面外ガセット溶接継手 中で伝播する疲労表面亀裂の形状成長履歴については,亀裂伝播試験を実施した2つの位相条件(0,π)で亀裂形 状(アスペクト比)の形状成長履歴が異なっていた上に,この形状成長履歴推定手法については未確立であった ため,実験で取得した形状成長履歴を入力情報として与える必要があった.そのため,表面亀裂の形状成長履歴 推定手法の確立が将来課題として残された.本節では,複数の位相差を有する二軸繰返し荷重下における表面亀 裂の形状成長履歴推定手法および当該手法を適用した伝播履歴推定により,疲労表面亀裂の伝播履歴に及ぼす二 軸負荷影響について検証した結果を示す.

6.2.1 面内二軸繰返し応力条件における疲労試験の実験的考察

試験片の外形は Takahashi ら⁶⁸⁾ による面内二軸繰返し疲労試験に倣った図 6.2-1 に示す十字型試験片である. 試験片中央部に放電加工により平面状の初期欠陥を亀裂幅方向が x 軸に直交するように導入した.初期欠陥寸法 を表 6.2-1 に示す. 試験片 S-5 以外の試験片は KA 鋼の同一鋼板から製作した. 試験片 S-5 は同種であるが別ロッ トの鋼板から製作した.

図 6.2-1 試験片形状⁶⁻⁸⁾(単位はmm).

表 6.2-1	初期欠陥形划	Ċ

Sussimon ID	Initial cracl	k size [mm]			
Specimen ID	Depth: a_0	Length: $2b_0$	Plate unckness: <i>i</i> [mm]		
S-1		4.0			
S-2					
S-3	2.0	20.0	10.0		
S-4					
S-5					
[Note.] Defect shape		depth: a_0	$\xrightarrow{\text{sth: } 2b_o} y$		

疲労亀裂伝播試験の様子を図 6.2-2 に例示する.疲労亀裂伝播試験においては,可搬式±1,000kN 油圧サーボ式 疲労試験機4基を直交する十字方向に設置することで,試験片に対して十字方向に繰返し載荷を付与した.本試 験機の制御システムは各軸方向の繰返し載荷に任意の位相差を付与することが可能である.さらに,本システム では荷重を監視しつつ相対する試験機が同一の変位となるように制御しているため,試験中は試験片中央の位置 が保持される⁶⁹⁾.各試験片に作用する荷重条件を表 6.2-2 に示す.二軸の負荷位相差については,面外ガセット 溶接継手部の表面亀裂形状成長履歴が位相条件(0,π)で異なることから,この2つの位相条件を採用し,表面亀 裂形状成長履歴に及ぼす位相差影響を検証した.

図 6.2-2 二軸負荷条件下の疲労試験概観

Specimen ID	Stress ratio: R	$\Delta \sigma_{x0}$ [MPa]	$\Delta \sigma_{y0}$ [MPa]	Phase difference: Φ [rad]
S-1		17	72	π
S-2		19	90	0
S-3	0.05	13	33	π
S-4		190	95	0
S-5		150	75	π

表 6.2-2 二軸負荷繰返し条件

疲労表面亀裂の形状成長履歴はビーチマーク法により測定した.ビーチマーク導入時の荷重条件は, 亀裂面垂 直方向及び亀裂幅方向ともに通常負荷条件の最大荷重を保持しつつ,最小荷重を通常負荷条件の平均荷重とし, 位相差は通常負荷時と同一とした.図 6.2-3 には,測定された亀裂形状(アスペクト比 a/b)(ただし, a:表面亀 裂深さ, 2b:表面亀裂長さ)を示す.図中には比較のため,同程度の強度レベルの鋼材を供試材とした単軸繰返 し荷重下における疲労試験によって得られた表面亀裂のアスペクト比⁶⁻¹⁰⁾を灰色逆三角形記号で示した.図中の 実線と破線は,川原と栗原により与えられた初期欠陥形状が点状あるいは扁平状の表面亀裂のアスペクト比変化 推定式⁶⁻¹¹⁾による推定結果である.実線は点状の初期欠陥を起点とする均衡成長状態におけるアスペクト比変化 であり,式 6.2-1により与えられる.また,破線は扁平状の初期欠陥を起点とする非均衡成長状態におけるアスペ クト比変化であり,式 6.2-2により与えられる.表面亀裂の形状成長履歴の実測値を図 6.2-4に示す.

図 6.2-3 二軸負荷条件下における疲労表面亀裂成長挙動のアスペクト比(a/b)変化

$$a/b = A - B(a/t)$$

$$(6.2-1)$$

$$(b/a)^{n} = (b_{0}/a)^{n} + \{1/(A - B(a/t))\}^{n}$$

$$(6.2-2)$$

2b₀ :初期欠陥寸法

 $n = m_p/2+1$

- m_p : Paris 則の定数(m_p =3.346)⁶⁻⁷)
- $A = 0.98 \ (0 \le a/t \le 0.46), \ 1.17 \ (0.46 \le a/t \le 1.0)$
- $B = 0.06 \ (0 \le a/t \le 0.46), \ 0.47 \ (0.46 \le a/t \le 1.0)$

図 6.2-4 疲労表面亀裂の成長履歴

6.2.2 疲労表面亀裂伝播履歴推定手法の構築

面内二軸繰返し負荷問題を,無限板中の板厚貫通亀裂に等価な単軸繰返し負荷が作用する問題に置き換え,疲 労亀裂伝播シミュレーションを実施して亀裂長さの伝播履歴を推定し,実測結果と比較した.結果を図 6.2-5 に 示す. 亀裂伝播解析では,観測できた最小のビーチマークを初期亀裂とみなして以降の伝播量を比較したが,試 験片 S-2 は最小のビーチマークが板表面に到達していなかったため,板表面までビーチマークが到達していた二 番目に小さいビーチマークを初期亀裂に設定した.著者らの知見の範囲では二軸荷重条件下における表面亀裂成 長履歴をビーチマーク法で測定した事例は皆無であり,測定点は十分とは言い難い面もあるが,伝播解析により 比較的良好に亀裂伝播履歴を推定できていると判断できる.

図 6.2-5 二軸繰返し負荷条件下の疲労表面亀裂伝播履歴推定結果

6.3 位相差を有する面内二軸繰返し重畳応力を受ける疲労亀裂の成長挙動評価手法の構築

近年の船体の大型化に伴い実海域を航行中の船体に作用する whipping や springing 等に起因する弾性振動を引き起こす高周波の応力波が低周波の応力波に重畳する複雑な応力波形が疲労亀裂伝播に及ぼす影響が着目されている.本章ではそのような複雑な重畳応力波形が亀裂面に対し垂直方向と平行方向の面内二軸方向に位相差を有

しながら繰返し負荷される際の疲労亀裂伝播挙動を調査した.また,Matsuda ら⁶⁻¹²により構築された,重畳波の 内,疲労亀裂伝播に有効に寄与する波形のみを選択するアルゴリズムを実装した,ΔK_{RPG}基準の疲労亀裂伝播シ ミュレーションに本研究の二軸応力を等価な単軸応力に変換する手法及び等価分布応力法を用いて二軸重畳応力 作用下の疲労亀裂伝播シミュレーションを実施し,推定手法の精度を検証した.

6.3.1 面内二軸繰返し重畳応力条件における疲労試験の実験的考察

疲労亀裂伝播試験の試験機のシステムは 6.2.1 と同様である. 試験片形状を図 6.3-1 に示す. 十字型平板の外形 は 6.2.1 の十字型平板と同様に Takahashi ら ⁶⁻⁸⁾の試験片形状に倣い製作した. 先行研究 ⁶⁻⁴⁾で用いた試験片と同様 に試験片中央部に予亀裂として亀裂半長が 15mm の人工スリットを導入し,疲労亀裂を発生させた. 各試験片に 作用する負荷条件を表 6.3-1 に示す. 低周波の応力範囲は先行研究 ⁶⁻³⁾ の負荷条件と同等であり,そこに高周波の 応力波を重畳させた. 高周波の応力波形は試験機の仕様の範囲で負荷可能なできるだけ大きな値とした. 先行研 究 ⁶⁻³⁾ では低周波成分に相当する繰返し負荷の応力比 R は 0.05 であったが,本試験では最小荷重時に負荷応力が 0 付近の応力波形再現精度の問題から応力比 R は 0.2 に変更し,平均応力を若干増加させた. 二軸応力の位相差 に関しては低周波成分では位相差 0,π とし高周波成分では位相差 0 とした.

図 6.3-1 試験片形状⁶⁻⁸⁾(単位はmm)

表 6.3-1 二軸負荷繰返し条件

Specimen	Stress ratio: R		⊿σ _{x0} [$\Delta \sigma_{x0}$ [MPa]		$\Delta \sigma_{y0}$ [MPa]		rence: Φ []	Frequenc	y [Hz]
ID	Low	High	Low	High	Low	High	Low	High	Low	High
SU-1	0.2	1	70	21	70	21	0	0	0.5	5
SU-2	0.2	-1	70	21	70	21	π	0	0.5	5

図 6.3-2 に SU-1 と SU-2 の疲労亀裂伝播履歴を一番初めに計測された亀裂長さからの繰返し数との関係を示す. ここではサイクル数は低周波の応力波形でカウントする.図 6.3-2 には,先行研究⁶⁴⁾により取得した疲労亀裂伝 播曲線も併せて示す.図中 C-1, C-2 はそれぞれ二軸応力の応力振幅が 70MPa で応力比が 0.05,位相差が 0, π で ある. 応力比はやや異なるものの,本章の低周波成分のみを負荷した場合とほぼ等しい試験の結果である. SU-1 と SU-2 はそれぞれ C-1 と C-2 より亀裂伝播速度は速くなっていることが確認できる. この理由は高周波成分の存在により,実質的に負荷応力範囲は C-1 と C-2 より増大されたためである.一方,「SU-2 と C-2」と比較すると「SU-1 と C-1」の間では,大幅な伝播速度の増大が確認された. 以上より特に SU-1 に関しては,単純に高周波成分の重畳による平均応力の上昇や応力振幅が増大したことによる亀裂伝播速度の加速以外にも,重畳応力波形が亀裂伝播挙動に影響を及ぼしている可能性が考えられる.

6.3.2 疲労亀裂伝播履歴推定手法の構築

図 6.3-3 に Matsuda ら ⁶⁻¹²により構築された,重畳波の内,疲労亀裂伝播に有効に寄与する波形のみを 選択するアルゴリズムを実装した計算手法により推定した疲労亀裂伝播履歴の実測結果との比較を示す.ま た人工スリットによる初期欠陥の影響を排除するため,疲労亀裂が 1mm 伝播した亀裂長さ 16mm 以降の伝播量 を比較した. SU-1 は大きく危険側の推定結果となり, SU-2 に関しては実測値と良好な一致を示した.

図 6.3-3 に示す疲労亀裂伝播履歴予測は各負荷応力波形の最小値と最大値を結んだ包絡波による予測結果と同等であり、数値シミュレーション上は低周波1波形中に存在する高周波成分が疲労亀裂伝播に有効に寄与しないことを確認した. SU-1 が危険側の推定結果となった要因として、面内二軸方向から作用する高周波成分が疲労 亀裂伝播履歴に影響を及ぼしている可能性があるが、現状の数値シミュレーションでは、多軸応力影響や多軸応力下の重畳応力履歴による影響を適切に取り扱えていないと推察されるが明確な要因は定かではない.

図 6.3-3 疲労亀裂伝播試験結果

6.4 まとめ

本研究では、二軸応力を等価な単軸応力へと変換する手法と亀裂長と応力拡大係数の関係を無現板中の二次元 直線亀裂に再現する等価分布応力法を用いて、*ΔK*_{RPG}基準の疲労亀裂伝播シミュレーションを実施した.位相差 を有する面内二軸繰返し負荷条件下の疲労亀裂伝播試験を種々の形状の試験片により実施し、推定結果との比較 により、過去に二軸応力作用下の板厚貫通亀裂や単軸応力作用下の種々の溶接継手形状に適用された従来手法を 本研究の二軸応力作用下の表面亀裂問題や二軸重畳応力作用下の板厚貫通亀裂問題へと適用する妥当性を検証し た.その結果、二軸の応力を等価な単軸の応力へと変換する手法と等価分布応力法により、従来の*ΔK*_{RPG}基準の 疲労亀裂伝播シミュレーションを適用することで、様々な位相差や荷重比を有する面内二軸繰返し負荷条件下の 疲労表面亀裂伝播履歴を精度よく推定することができた.二軸重畳応力作用下の疲労亀裂伝播挙動に関しては、 そのメカニズムを十分に解明できていない点もあるが、このメカニズムの解明は今後の課題とする.

6.5 謝辞

本研究の一部は, JSPS 科研費基盤研究(A) (課題番号: JP26249136 研究代表者:後藤浩二)の助成を受け て実施したものである.関係各位に深く感謝申し上げます.

6.6 参考文献

- 6-1) Toyosada, M., Gotoh, K., Niwa, T. : Fatigue crack propagation for a through thickness crack: a crack propagation law considering cyclic plasticity near the crack tip, International Journal of Fatigue, Vol.26, No.9, 2004, 983-992.
- 6-2) Gotoh, K., Niwa, T. and Anai, Y., Omori, T., Tanaka, Y. and Murakami, K.: Fatigue Crack Propagation under Biaxial Tensile Loading, - Effect of the Phase Difference on Biaxial Loading -, Proceedings of OMAE 2013, 2013, OMAE2013-10980.
- 6-3)後藤浩二,丹羽敏男,穴井陽祐,大森徹也,田中義久:位相差を有する二軸繰返し載荷条件下における疲労 亀裂伝播挙動,日本船舶海洋工学会論文集,Vol.18, 2013, 101-108.
- 6-4) Gotoh, K., Niwa, T. and Anai, Y., : Numerical simulation of fatigue crack propagation under biaxial tensile loadings with phase differences, Marine Structures, Vol.42, 2015, 53-70
- 6-5) Gotoh, K., Niwa, T. and Anai, Y., : Fatigue crack growth behaviour of an out-of-plane gusset welded joints under biaxial loadings with different phases, Fatigue crack growth behaviour of an out-of-plane gusset welded joints under biaxial loadings with different phases, Procedia Materials Science, Vol.3, 2014, 1536-1541.
- 6-6) 後藤浩二,清水啓司,穴井陽祐,丹羽敏男:位相差を有する面内二軸繰返し荷重下における面外ガセット溶 接継手の疲労亀裂成長挙動,日本船舶海洋工学会論文集, Vol.26, 2017, 157-164.
- 6-7) Toyosada, M., Gotoh, K., Niwa, T.: Fatigue life assessment for welded structures without initial defects: an algorism for predicting fatigue crack growth from a sound site, International Journal of Fatigue, Vol.26, No.9, 2004, 993-1002.
- 6-8) Takahashi, I., Ushijima, M., Takada, A., Akiyama, S., Maenaka, H.: Fatigue behavior of a box-welded joint under biaxial cyclic loads", Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol.22, No.10, 1999, 869-877.
- 6-9) 安藤孝弘,津村秀一,穴井陽祐,森下瑞生,丹羽敏男,後藤浩二:大型油圧アクチュエータを用いた2軸重 畳波繰返し加振システムの開発,実験力学,22巻1号,2022,59-66.
- 6-10) Y. Anai, T. Niwa and K. Gotoh.: Practical formula of the shape evolution of a surface crack under fatigue loading, Proceeding of the 34th International Conference on Ocean and Arctic Engineering (OMAE2015), 2015.
- 6-11) 川原正言, 栗原正好:表面き裂の疲労による伝播成長過程に関する予備的考察,日本造船学会論文集, Vol.137, 1975, 297-305,
- 6-12) Matsuda, K., Gotoh, K.: Numerical simulation of fatigue crack propagation under superimposed stress histories containing different frequency components with several mean stress conditions, Marine Structures, Vol.41, pp.77-95, 2015.

本研究では、NMRI-DLSA システムの開発に取り組み,全船体構造の強度評価を対象とした設計支援ツールと して DLSA-Basic, DLSA-Professional を開発し社会実装を果たした.また,より高度な強非線形の流体 - 構造連成 数値解析技術のモジュール群として DLSA-AT(Advanced Technology)を開発した.さらに、船体構造の一部をモデ ル化するのではなく、全船体構造を対象とした数値解析結果を裏付けるために、より複雑で多様な境界条件(荷 重条件や拘束条件など)を再現した実験技術の確立の一環として、面内の繰返し荷重が崩壊挙動に与える影響, 座礁や衝突による孔損傷や傾斜が最終強度に与える影響,位相差を有する面内二軸繰返し負荷が疲労亀裂伝播に 与える影響の解明に取り組んだ.

近年,欧州ではシステムインテグレータとしての役割の強化を目指し,複雑な船舶システム全体の最適化に向 けた活動が活発であり,中韓では汎用的な一般商船に加え,超大型商船や LNG 船などの高付加価値な分野にも 競争力を有してきている.

このような状況の中、今後は、船舶の運航データや環境データを集約しビッグデータとして活用、デジタルツ イン技術を用いることで、過去の運航履歴や外的要因を基にしたリアルタイムでのデータ分析や数値シミュレー ションを可能とし、運航時の安全性向上につなげることが必須となる。更には、リスクベースメンテナンス手法 やライフサイクルアセスメントを取り入れることにより、船体の状態や外的要因によるリスクを評価、環境影響 を定量的に評価することが可能とし、それに基づいてメンテナンススケジュールを最適化し、船舶のライフサイ クル全体を通して安全性とコスト効率を両立させる技術が重要となる。

謝 辞

複数から助成を受けたため各章毎に謝辞を設けた.

References

参照のし易さのため、各章に参考文献の節を設けた.