

コンテナ運搬船安全対策検討委員会 中間報告書

平成 25 年 12 月

コンテナ運搬船安全対策検討委員会

目次

	ページ
前文	3
要約	4
1. 調査方針の概要	7
2. 事故に関する情報	8
2. 1 コンテナ運搬船 MOL COMFORT の概要	8
2. 2 規則適合・検査状況	9
3. 事故時の状況	11
船体折損の起点の推定	12
4. 同型船の安全点検結果等	12
5. 船体強度評価	16
5. 1 大型コンテナ船に関する船体強度評価法の現状 (State of arts)	16
5. 2 船体強度シミュレーション	18
5. 3 疲労亀裂の検討	26
6. 作用荷重に関する分析	27
6. 1 気象海象情報の収集	28
6. 2 作用荷重の推定	28
6. 3 作用荷重の推定に関する誤差 (貨物重量を含む)	34
7. 事故発生シナリオの想定	38
8. 検討結果及び今後の課題	40
9. 安全対策の提言等	42
付録1 同型船中6隻の船底外板変形量分布と発生頻度 (4. 関係)	
付録2 船体強度評価解析条件 (5. 1. 4 関係)	
付録3 非線形弾塑性解析における陰解法と陽解法の特徴について (5. 1. 4 関係)	
付録4 船底外板バット継手部の亀裂の探査 (非破壊検査) (5. 3 関係)	
付録5 気象海象データの誤差について (6. 1 関係)	
付録6 ホイッピング影響について (8. 3 関係)	
付録7 委員リスト	

前文

大型コンテナ運搬船「MOL COMFORT (バハマ船籍、8000TEU 級)」は、シンガポールからジェッダ (サウジアラビア) へ航行中の 2013 年 6 月 17 日にインド洋沖で船体中央部が折損し、船体前半分と後半部に分断・漂流の後に沈没した。事故時においては、付近を航行していた船舶やインド遭難救助当局の迅速な救助活動により、人命の損失は無く、救助に当たった関係者に謝意を述べる。

国土交通省海事局は、同船の建造造船所、運航船社及び船級協会 (船体構造の検査等を行う第三者機関) が日本に所在し、緊密な情報交換に立脚した安全対策の検討が可能であることから、業界関係者や学識経験者及び研究機関を委員とする「コンテナ運搬船安全対策検討委員会」(Committee on Large Container Ship Safety) を設け、本報告書を作成した。

本報告書は、委員会が検討した安全対策の業界関係者への周知を目的とするとともに、その英訳版を作成し、事故調査の任に当たる船籍国、船体構造規則の国際標準を担う国際船級協会連合及び国際海事機関に情報提供するものである。

要約

調査結果

事故船は、ホギング状態（船長方向に凸型の変形）で船体中央部を折損している。事故発生時以降の経過観測によって上甲板付近が最後まで繋がっていたことから、折損に至る船体の亀裂は水中の船体下部より船側において上部に向かって進展したと見られ、船体折損の起点を、船体中央部 No.6 Cargo Hold 二重底部の船底外板と推定した。

同型船（事故船と同様の構造設計の大型コンテナ船）を安全点検した結果、船体二重底船底外板に高さ 20mm 程度の座屈変形（船底外板が船内側又は船外側に山形に変形）などが確認された。

事故船の保守点検記録を調査したところ、船体折損推定箇所より船首側の No.5 Cargo Hold の船底外板に座屈変形があったことが確認された。

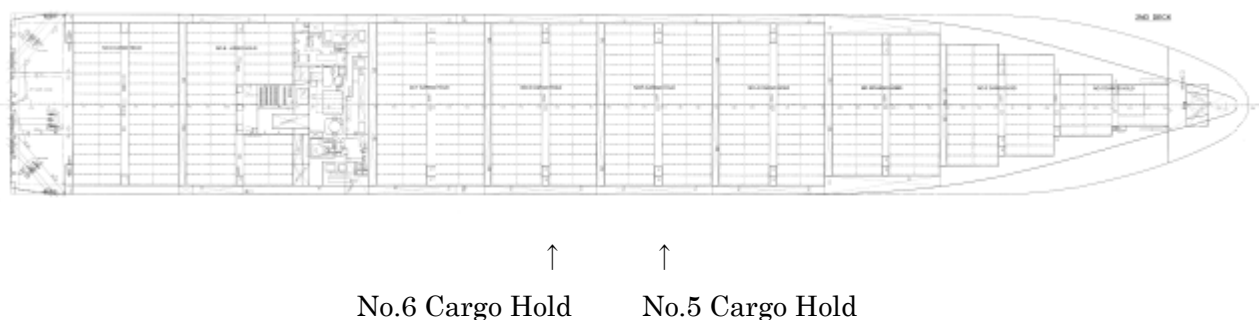
折損の発生を再現するために、事故船について船体中央部をモデル化し、船体強度シミュレーション計算を実施するとともに、当時の海象データから事故船に作用する荷重（モーメント）推定計算を実施した。

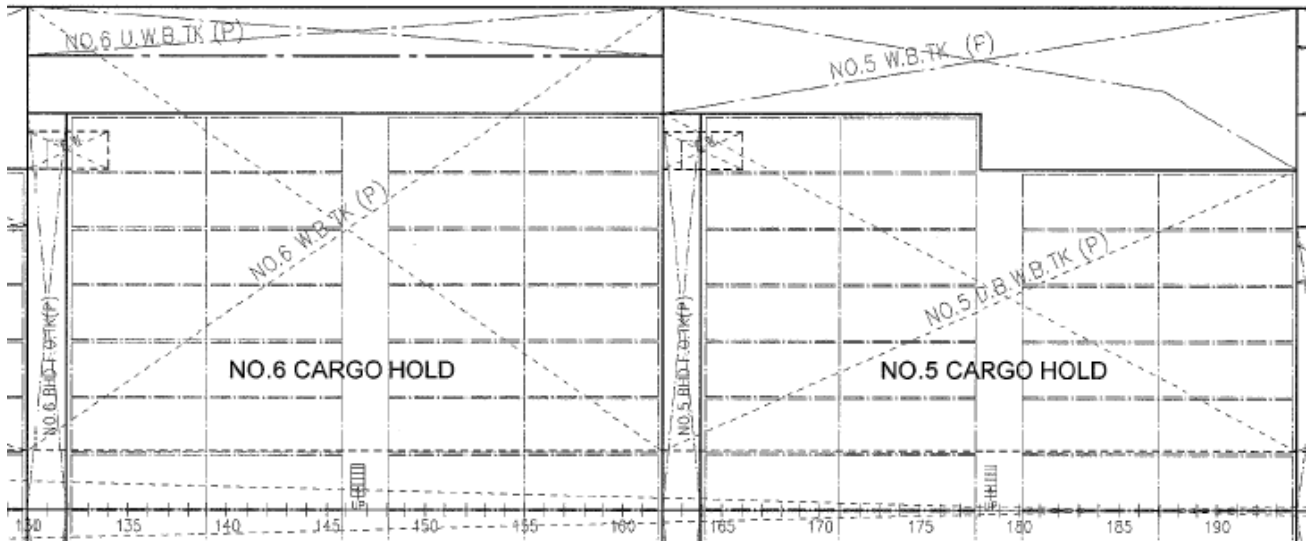
その結果、事故船の船体強度は、 $14.0 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ である一方、推定された船体に作用する荷重は、 $9.4 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ であり、推定荷重は船体強度の 67%程度にしか相当せず、折損条件を満足しないという計算結果となった。

同型船の安全点検等で発見された船底外板の座屈変形（20mm 程度）についても、これを再現するシミュレーション計算を行ったが、船体強度に近い荷重をかけても座屈変形の再現には至らなかった。

積荷の影響を含む荷重のシミュレーション計算に伴う不確実要因や、船底バット継手（船体をブロック建造したブロック間の溶接部）に沿って船底外板に高さ 20mm 程度の残留変形が存在する場合等の影響についても、定量的な評価を含めて検討したが折損条件を再現するには至らなかった。

2nd Deck 平面図





Tank Top Arrangement of No.5 & No.6 Cargo Holds (Port Side)

調査結果の評価

本委員会で想定した海象条件によると事故時に作用した荷重は $9.4 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ と推定されるが、事故船の記録によれば、事故の約3年半前に $10.0 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ 程度の荷重を受ける海象に遭遇しており、その際には折損事故は起きておらず、その後今回の折損事故が起きている。このため、①事故時に船体に作用していた荷重が計算値以上であった可能性、②船底外板の座屈変形の程度など何らかの理由で事故船の船体強度が低下していた可能性、③その両方が起きていた可能性などが考えられ、荷重及び強度に関するシミュレーション計算の不確実要因等を含め更なる検証作業が必要である。

また、同型船の安全点検等で発見された船底外板の座屈変形（20mm程度）に関し、船体強度に近い荷重で計算をおこなっても、座屈変形の再現が出来なかった点について、事故船も船体強度に近い荷重に遭遇していないと推定されるにも関わらず、船底外板に座屈変形が確認されており、今後実船計測とシミュレーションによる船底外板の座屈変形の発生メカニズムの解明が必要である。

今後の取り組み

折損事故の原因を確定するに至っていないことから、今後、荷重及び強度に関するシミュレーション計算に伴う不確実要因を含め、調査結果とその評価を検証するため、同型船の船体作用荷重の実船応力計測などを行うことにより、折損事故の再現を確認し、事故の再発防止を図る安全対策を策定する予定である。

また、事故の再発防止に関する安全対策の対象船範囲を検討するため、事故船とは異なる設計の大型コンテナ船についても、今後、船体強度や船体への作用荷重に関するシミュレーション計算、作用荷重に関する実船応力計測を行う予定である。

当面の安全対策

上記のように、本委員会は、事故原因の推定と安全対策の策定は途中段階にあるものの、事故船と同程度以上の積み荷数（20 フィートコンテナ換算で 8000 個積以上）を有する就航中の大型コンテナ船を目安に、当面の間、安全対策の一環として以下を行うことを推奨する。

- ・可能な範囲での船底外板の安全点検を実施し、座屈変形の有無を確認する。上記点検において座屈変形が存在した場合、適切な対策について船級協会に相談する。
- ・また、国際海事機関におけるコンテナ貨物の船上積載前の重量把握の強制化に関する議論との関連においては、荷主がコンテナ貨物の実重量を積載前に正確に情報提供することが、大型コンテナ船の静水中曲げモーメントの不確実性を減ずる有効な安全対策として推奨される。

1. 調査方針の概要

限られた時間内で調査を進めるため、まず事故発生の状況から判断し、ホギング状態の本船が最終的に船体中央付近で折損に至る構造崩壊の要因を分析した。図1に示すように上甲板部付近からの脆性破壊の発生、船底の座屈崩壊、船内の火災や爆発の発生、座礁や衝突の発生、および疲労亀裂の発生等が崩壊の要因として考えられる。

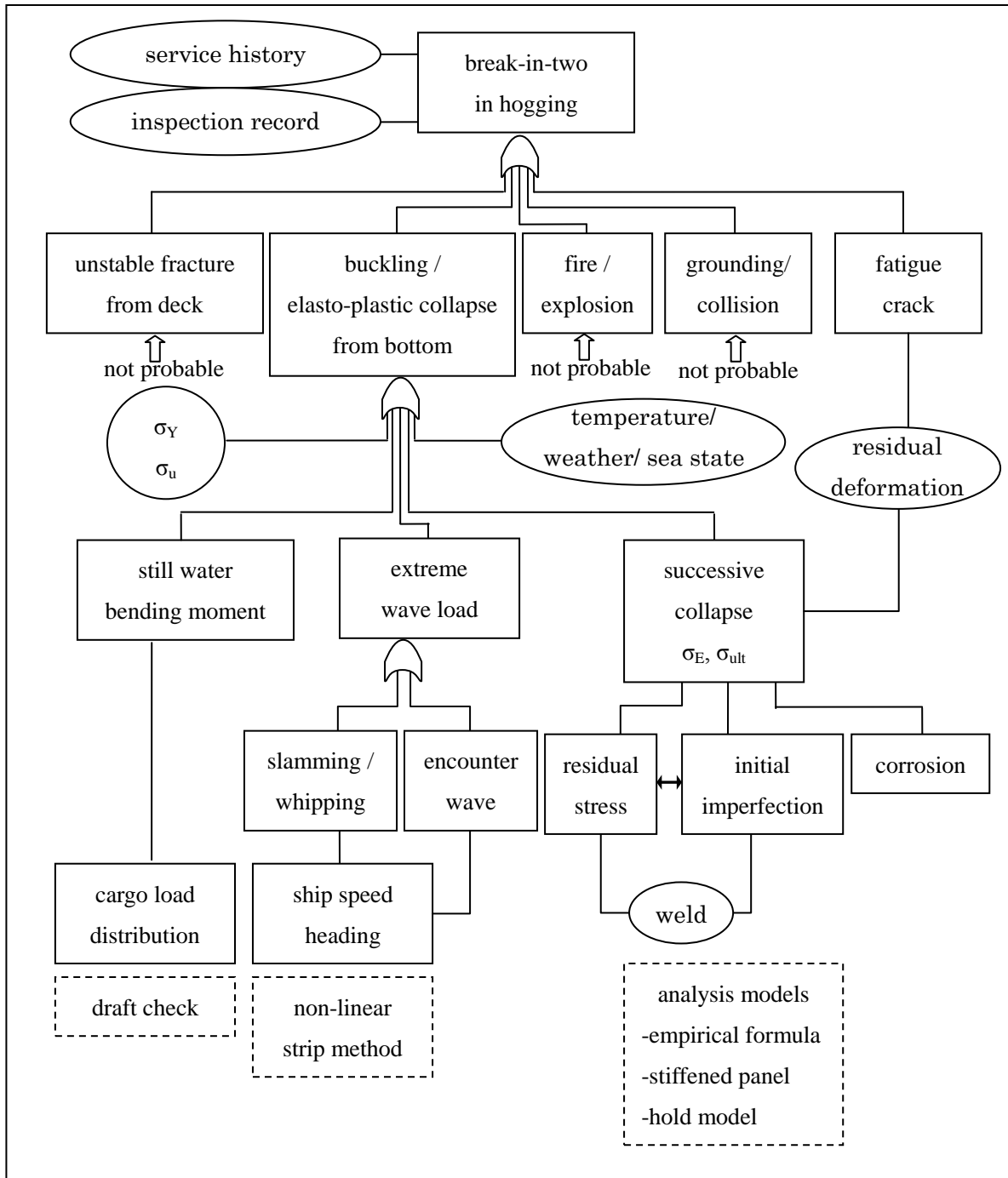


図1 事故要因分析概略図

このうち、上甲板部付近からの脆性破壊については、後述するように事故時の状況から、折損の起点

が船体中央付近の船底外板と推定されるため、調査の対象外とした。また、火災や爆発及び座礁や衝突についても、事故時の状況からそれらの事象が見いだせないため調査の対象外とした。

残る要因のうち、船底の座屈は船体に作用する荷重が船体強度を上回ることによって発生するので、船体に作用する荷重と船体強度の両者の分析が必要となる。

船体に作用する荷重では、積荷の重量分布等によって決まる静水中縦曲げモーメント及び前進速力や針路などの運航状態及び遭遇した海象によって決まる波浪荷重を調査した。積荷の状態は事故船運航船社からの情報に基づき分析を行うこととした。遭遇海象については、気象海象データを収集・検証し、非線形ストリップ法によりホイッピング成分の影響も加味して波浪荷重を推定した。船体強度については、設計資料に基づき規則要求に対する適合状況はもとより、船倉二重底構造の 3 ホールドモデルによる弾塑性解析を実施して座屈発生と船体強度（最終強度）を調査した。この場合、現実の船体構造を再現するための、初期形状不整や腐食といった強度低下に影響する要因も加味することとしたが、これらの中、腐食については、事故船が就航後 5 年の船舶であり、船級検査結果の報告等に有意な腐食発生の記録が無いことから評価対象外とした。

また、溶接構造物の破損の原因分類について、溶接構造物の破損においては疲労が原因となるケースが多いことから、船体折損に関連し得る局所的な事象として、疲労亀裂発生の可能性及び影響度についても念のため評価を行った。

調査に必要な情報の収集及び収集情報の報告書への掲載については、関係者の協力により得られたものである。

2. 事故に関する情報

2. 1 コンテナ運搬船 MOL COMFORT の概要

要目

船名	: MOL COMFORT
国際海事機関船舶識別番号	: IMO 9358761
船主	: URAL CONTAINER CARRIERS S.A.
運航船社	: 商船三井
管理会社	: MOL SHIP MANAGEMENT (SINGAPORE) PTE. LTD.
船籍港	: ナッソー
国籍	: バハマ
種類	: コンテナ運搬船 (8,110 TEU)
造船者	: 三菱重工業株式会社 長崎造船所
船級	: 一般財団法人日本海事協会
船級符号	: NS*(CNC, EQ C DG)(IWS)(PSCM) / MNS*
船舶の長さ	: 302.00m
船舶の幅	: 45.60m

船舶の深さ	: 25.00m
総トン数	: 86692
航海速力	: 25.25kts
起工	: 2007年8月23日
進水	: 2008年3月8日
完工	: 2008年7月14日

本船概要

コンテナ運搬船「MOL COMFORT」は三菱重工業株式会社長崎造船所にて設計・建造され、2006年より引き渡しを開始された大型コンテナ運搬船シリーズの6番船である。

本船はハッチコーミングにYP47鋼(降伏応力: 460N/mm²)を用いることで、鋼板の厚板化による靱性低下の緩和が図られている。また、全ての燃料油タンクは二重船殻内に配置され、環境汚染に配慮した設計となっている。

主機関は電子制御となる三菱スルザー 11RT flex 96C を採用しており、航海速力は25.25ノットである。

貨物倉は機関室前方に7区画、機関室後方に2区画が配されており、甲板上積み付けを含む計画最大コンテナ積載数は8110TEUである。

2. 2 規則適合・検査状況

規則適合

本船は建造時において、本船の旗国であるバハマ政府の代行権限を持つ財団法人日本海事協会*(以下、海事協会)への入級が申請され、本船の構造は海事協会の定める鋼船規則及び鋼船規則検査要領に基づく設計図面の承認、及び製造中登録検査の実施によってこれを満足することが確認されている。

尚、上記規則に基づく図面承認の一環として、船体横強度評価、曲げ振り強度評価、疲労強度評価の為の直接強度計算が実施され、いずれも要件を満足する事が確認されている。

*: 現)一般財団法人日本海事協会

また、上記規則への適合に合わせて、以下に示す通り、船体強度に関する IACS Unified Requirement への適合が確認されている。

Requirement concerning STRENGTH OF SHIPS

- S1: Requirement for Loading Conditions, Loading Manuals and Loading Instruments
- S2: Definition of Ship's Length L and of Block Coefficient C_b
- S3: Strength of End Bulkheads of Superstructures and Deckhouses
- S4: Criteria for the Use of High Tensile Steel with Minimum Yield Stress of 315 N/mm², 355 N/mm² and 390 N/mm²
- S5: Calculation of Midship Section Moduli for Conventional Ship for Ship's Scantlings
- S6: Use of Steel Grades for Various Hull Members - Ships of 90 m in Length and Above

- S7: Minimum Longitudinal Strength Standards
- S10: Rudders, Sole Pieces and Rudder Horns
- S11: Longitudinal Strength Standard
- S26: Strength and Securing of Small Hatches on the Exposed Fore Deck
- S27: Strength Requirements for Fore Deck Fittings and Equipment

検査状況

本船の検査状況は表 2. 2. 1 の通りである。

表 2. 2. 1 事故船船級検査経緯

期日	検査内容、場所	特記事項
2007年8月23日 ～ 2008年7月14日	製造中登録検査 (長崎)	(特記なし)
2009年1月22日	臨時検査(船体) (シンガポール)	機関室外板の船体損傷に関し指定事項(船級)を付す。
2009年3月26日	臨時検査(船体) (シンガポール)	上記船体損傷に対する仮修理を確認し、上記指定事項(船級)を変更。
2009年7月13日	年次検査 (シンガポール)	指定事項(船級)継続。
2010年3月3日	船体防汚システム初回検査 (シンガポール)	指定事項(船級)継続。
2010年6月5日	年次検査 (シンガポール)	仮修理の現状確認の結果、指定事項(船級)継続。
2011年5月26日 ～ 2011年6月8日	中間検査(船底検査を含む) (中国・広州)	船体損傷の本修理確認の結果、指定事項(船級)を削除。
2012年5月22、23日	年次検査 (シンガポール)	(特記なし)
2012年6月1日	臨時検査(船名変更) (中国・上海)	前船名 “APL RUSSIA” 新船名 “MOL COMFORT”
2012年12月1日 ～ 2012年12月22日	定期検査(コメンズ、船底検査を含む) (中国・広州)	(特記なし)
2013年5月29日	定期検査(コンプリート) (東京)	(特記なし)

3. 事故時の状況

事故船の運航船社の報告によれば、事故船は、風力7の南西風有義波高5.5mのインド洋上を、シンガポールからサウジアラビアジェッダ港に向けて、機関回転数79rpm、速力約17ノットで航行中の2013年6月17日07時45分（世界時+5時間）頃、船体中央部に亀裂を生じ、船艙内へ浸水、自力航行不能となった。乗組員26名は救命艇で自船を離れ救助されたが、船体は中央部で分断し漂流開始、その後公海上（水深3000~4000m）で沈没した。また、事故船上のVoyage Data Recorder、ログブック及びバラスト漲水履歴などの記録類を、沈没に伴い滅失した。



図3. 1 事故時の事故船の状態（商船三井提供）



図3. 2 拡大図：亀裂の進展方向（商船三井提供）

船体折損の起点の推定

浸水警報の探知箇所は、まず、船底二重底部中心線付近のダクトキール内で浸水を探知し、その約 2 分後に船体中央部の船底二重底の上部に当たる No.6 Cargo Hold で浸水を探知した。また、図3. 2の拡大図から亀裂の進展方向は、No.6 Cargo Hold の位置で船側において船底側から上部に向かっている。以上の情報から、船体折損の起点を、船体中央部 No.6 Cargo Hold の下の船底二重底部の船底外板と推定した。

このため、シミュレーション計算では、船体中央部の船底に作用していたと考えられる荷重を想定して、船体中央部の構造強度を評価し、船体の折損がどのように発生・進行したのかを推定することとした。

4. 同型船の安全点検結果等

事故船が沈没して船体や貨物の検証ができず、船上の記録類も滅失したため、同型船の船底外板に関する安全点検等から何らかの情報を得られるか調査した。事故後に行われた同型船に関する安全点検結果等の聴取においては、船体中央部の二重底船底外板で船体横断面の中心線付近に高さ 20mm 程度の座屈変形（船底外板が船内側又は船外側に山形に変形）が船体横断面の中心線付近に見られるなどの情報を得た。なお、これらのコンテナ船は既に予防的な安全強化策として船体強度を大幅に引き上げる船体構造の強化工事などを順次実施している。なお、同型船は事故船の運航船社が運航している 6 隻及びその他の 4 隻について、安全対策の検討との委員会の目的から協力を得て調査したもので、いずれの同型

船も日本籍ではなく、報告書に記載した以外の各同型船に関する情報は開示しない。このような二重底船底外板の変形は、その変形量と発生頻度には個船差があるが比較的軽微なものも含めると、事故船の運航船社が運航している 6 隻の内 2013 年就航の 1 隻を除く 5 隻及び他の 4 隻中の 1 隻の同型船に見られた。

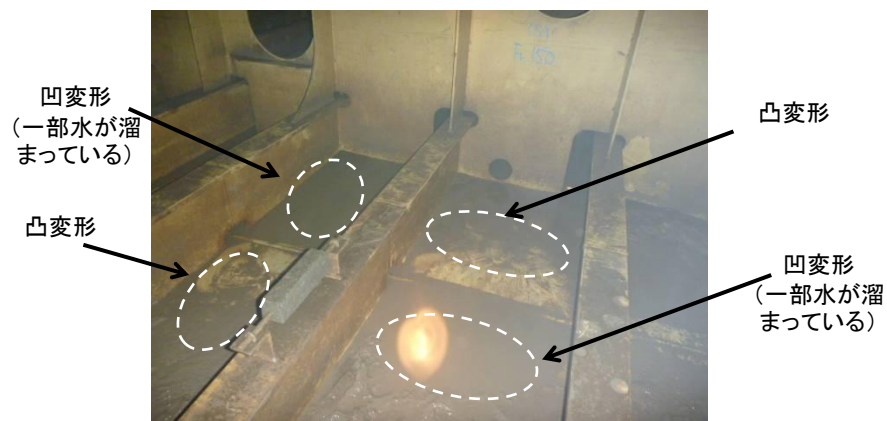


図 4. 1 事故船の運航船社が運航している同型船で観察した船体中央部船倉二重底外板の座屈変形の一例（商船三井提供）

図 4. 1 は事故船の運航船社が運航している同型船で観察された変形の一例で、船底外板の座屈変形は外板が船内側又は船外側に山形に変形していたもので、縦通肋骨の間の板材に見られ、縦通肋骨は変形していない。図 4. 2 に変形の計測方法を示す。



図 4. 2 変形の計測方法（商船三井提供）

このような変形に関して、事故船の運航船社が運航している同型船 5 隻について、詳細に調査した結果を付録 1 に示す。個々の同型船では変形箇所の多いものから少ないものまでであるため、付録 1 は、変形箇所等の傾向を把握するため、最大変形量の分布と変形発生頻度について 5 隻分を重ね合わせて表示した。その結果、変形は、事故船の船体折損の起点と推定した船体中央部 No.6 Cargo Hold の下の船底二重底部の船底外板の Fr.151 近傍のバット継手部（船体をブロック建造したブロック間の溶接部、船の長さ 302m において船首から 168m の位置。）の近くの船体中心線付近に最も多く見られ、次いで、より船首側の位置となる No.5 Cargo Hold の下の船底二重底部の船底外板の Fr.182 近傍のバット継手部に多く見られた。Fr.182 近傍のバット継手部は、Fr.151 近傍のバット継手部の 29m 船首側前方の位置である。

船体折損の起点と推定される船底外板の Fr.151 近傍のバット継手部に関し、一部の同型船においては、図 4. 3 のように溶接線に沿って塗装の割れ及び錆が船体中心線付近のパイプダクト内の横方向に渡って観察された。このような船底外板の Fr.151 近傍のバット継手部の塗装の割れ及び錆は、事故船の運航船社が運航している 6 隻について調査を行い、その内の少なくとも 2 隻の同型船に観察された。また、他の位置のバット継手部にはこのような一連となった塗装の割れ等は見られなかった。図 4. 3 のような顕著な塗装の割れ及び錆は、就航後 5 年では通常は観察されない。船体折損の起点と推定する箇所の事象であるため、当該事象の原因と影響について検討する必要がある。



図 4. 3 バット継手部の塗装の割れと錆（商船三井提供）

事故船の船倉二重底部船底外板に変形があったか否かについては、事故船の安全管理システムにおけるアフロート（停泊）状態の船体保守記録を調査した。調査の結果、船体折損の起点と推定した船体中央部 No.6 Cargo Hold の下の船底二重底部の船底外板に変形を観察した旨の記録は無かったが、より船首側の位置となる No.5 Cargo Hold の下の船底二重底部の船底外板の Fr.182 近傍のバット継手部付近の船底外板に図 4. 4 の座屈変形が右舷側及び左舷側とも 2010 年 1 月 4 日以降に複数回記録されている。変形量については、約 20mm～40mm との記載が船体保守記録にあるが図 4. 2 のように正確性を期して計測したものではないため、同型船で観測した変形量（付録 1）との比較はできない。なお、補修を

行った記録が無いことから、事故時にも当該変形は存在していたと考えられる。

なお、船級による検査（表 2. 2. 1）においては、船底外板の座屈変形に関する記録は無い。

また、Fr.182 近傍のバット継手部付近の船底外板の変形の記録は、2010 年 1 月 4 日以降の船体保守記録において、保守を行ったものの記載されていない例もあることから、同様の変形があっても保守の際に必ず観測でき、記録されるとは限らない。



図 4. 4 事故船の船底外板変形（No.5 Cargo Hold 下の船底外板 Fr.182 近傍のバット継手部付近）
（商船三井提供）

事故船の船体折損の起点と推定した船体中央部 No.6 Cargo Hold の下の船底二重底部の船底外板に、変形、船底外板の Fr.151 近傍のバット継手部の塗装の割れ及び錆又は亀裂があったか否かは、不明である。

その他の参照事例

事故船の運航船社が運航している 6 隻以外の同型船 4 隻の中の 1 隻について、有義波高 10m-12m の正面向波（平均波周期不明）に船速 14 ノットで遭遇した際に、船底外板に応急措置を必要とする変形を生じた事例がある。この変形では縦通肋骨にも変形があり、図 4. 1 に代表される他の同型船には見られない大きな変形であり、事故船が遭遇した海象条件とも有義波高が大きく異なるものであることから、折損事故の発生条件とは区別してとらえる必要がある。しかし、事故船の折損の起点と推定した船体中央部 No.6 Cargo Hold の下の船底二重底部の船底外板の Fr.151 近傍のバット継手部の大きな変形であり、船体強度の評価等を行う際の参照事例となり得る。当該同型船の変形に対しては、船級協会が完全修理を指定し、修理実施までの間は応急措置を行った上で、変形が進展しないことを確認しつつ、航行を継続した。その後約 1 年間の航行を行い、船底外板の Fr.151 近傍のバット継手部の応急措置を行った箇所の外側（船側側）に複数の亀裂を生じ（バット継手部と縦通肋骨の交差位置）、船級協会指定の完全修理を実施した。

また、事故船とは異なる構造設計の大型コンテナ船にも二重底船底外板に変形があるのかを把握する

ため、就航中の異なる構造設計の大型コンテナ船（8000TEU級）約20隻の船底外板の点検情報を業界関係者の協力を得て収集した。その結果は、二重底部が燃料油タンクであるものについては点検できなかったものの、バラスタタンクであるものについては上記に例示したような変形の存在は報告されていない。

5. 船体強度評価

事故船の船体強度を評価するため、船体強度評価方法の技術水準を確認し、船体強度シミュレーションによる計算、疲労亀裂に関する検討を行った。

5. 1 大型コンテナ船に関する船体強度評価法の現状（State of arts）

5. 1. 1 設計建造時の一般的な船体強度評価

- ①IACSのUR及び当該船級要求や算式によって構造の配置及び材質と寸法の初期値が決まる。
- ②当該船級要求の設計荷重と直接強度計算(弾性FEM計算)によって、作用応力が得られ、規定された許容応力許容範囲と座屈クライテリアとの照合結果に基づいて、構造の所用材質と寸法が決定される。
- ③当該船級要求の設計荷重と構造寸法或いは直接強度計算(弾性FEM計算)モデルによって、繰り返し作用応力が得られ、規定された疲労クライテリアとの照合結果に基づいて、構造の所用寸法が増強される場合がある。
- ④コンテナ運搬船は広い倉口を有しているため、船体の曲げ捩り強度の確認が要求される。当該船級要求に従って実施される全船FEMモデルを用いた曲げ捩り計算結果に基づき、倉口変形量（ハッチカバーとの相対変形のチェックと、主として機関室前端のハッチコーナーの疲労強度チェックがなされ、要すれば所要構造寸法が増強される。
- ⑤コンテナ船で特徴的な項目として船首船底部及びバウフレア部の耐スラミング衝撃補強がある。設計衝撃圧が当該船級要求によって算出され、規定された局部構造の強度クライテリアとの照合結果に基づいて、当該構造の配置と所用材質と寸法が増強される場合がある。また、船首上甲板については青波打ち込み圧が当該船級要求によって算出され、規定された局部構造の強度クライテリアとの照合結果に基づいて、当該構造の配置と所用材質と寸法が増強される場合がある。

5. 1. 2 就航後の船体強度評価

- ①就航後の腐食衰耗やオペレーションの結果として生じる船体変形などの損傷に対しては、定期又は臨時検査の際に当該船級のクライテリアに基づいて評価され、要すれば新替を含む修繕がなされる。その背景としては、5. 1. 1 ①～⑤に記載した設計建造時の船体強度評価に用いる構造寸法には、腐食予備厚を含む余裕が確保されている事が挙げられる。
- ②上述の衰耗や損傷の状況に応じて修繕の実施期限までの期間に、当該船級協会によって航海制限が設けられる場合もある。
- ③また、疲労き裂の発生又は成長に関してはモニタリングなどにより状態の監視などの対応を行う場合がある。

5. 1. 3 事故原因調査の際などに適用される最新の船体強度評価

- ① 上述した設計建造時の船体強度評価は、波浪などの統計的データから規定された船級規則による設計荷重、貨物比重や船体重量分布などから得られる静水中縦曲げモーメントなどの設計値に基づいて行われる。従って、設計荷重に対して船体構造が確保している安全率を超える荷重を受ける確率はゼロではなく、その様な場合は船体構造に損傷が発生し得ることになる。
- ② 重大な損傷が発生した場合には、原因究明のために、事故時の海象条件に基づく作用荷重の推定に加え材料を含む船体構造の強度の再検証が必要となる。
- ③ 船体構造の強度の差異検証に際して、特に弾塑性座屈を伴う様な損傷の場合には、鋼材の実力強度や実際的な溶接歪みなどの初期形状不整影響等を織り込んだ非線形の弾塑性FEMによる構造強度計算を実施するのが、最近では一般的になっている。
- ④ なお、上述のような損傷原因究明は船級協会を中心に研究がなされ、必要に応じて将来的な規則の改正に反映される。

5. 1. 4 船体強度評価方法の選定：3ホールド全幅二重底構造の弾塑性有限要素モデル化

上記での船体折損が船体中央部の船底側の座屈・崩壊・破損から始まったとの推定に基づき、事故船の船体強度のシミュレーションは、船倉二重底構造が作用荷重により変形・損傷する過程を非線形弾塑性有限要素法により解析することとした。

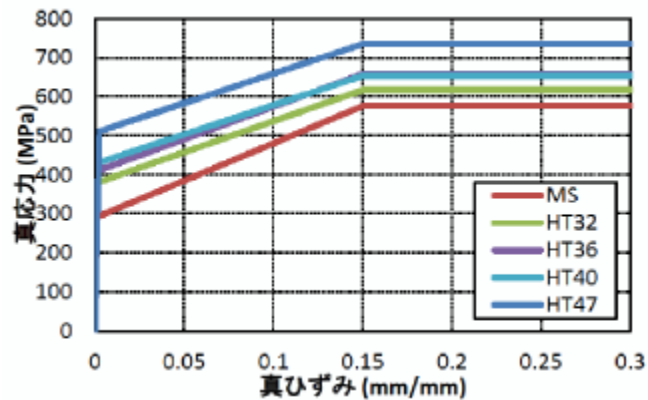
- ① コンテナ運搬船の二重底構造では、多様な荷重に対し複雑な構造応答が生じる。主な荷重とそれに対する構造部材の応答は以下の通りとなる。

- ・ 船体縦曲げモーメント（主にホギング状態）により二重底構造が船幅方向にほぼ一様な船長方向の圧縮応力を受ける
- ・ 外水圧やコンテナ荷重が直接作用する二重底構造の局部応答として、船長方向及び船幅方向に、面内圧縮応力と局部曲げ応力及び局部剪断応力が発生するが、これらは船長方向及び船幅方向共に一定値ではない。
- ・ また各々の船底縦通肋骨や縦通肋骨間の船底外板にも、外水圧による局所的な曲げ応力が発生するが、肋骨間や縦通肋骨間で一定ではない。

- ② 以上の局部構造応答～船体梁構造応答の相互干渉を正確にシミュレーションし把握するため、船長方向に3ホールド範囲の全幅構造をFEMモデル化し、水圧やコンテナ自重等による面外荷重と縦曲げモーメントを負荷する非線形の弾塑性強度計算を行うこととした。その際には、二重底構造のみならず、船側構造及び上甲板構造も同時にFEMモデル化して、二重底構造の座屈・崩壊の進展に伴う船体横断面の中立軸の上下方向移動も考慮した。

事故再現において船体構造の強度を適切に評価するため、鋼材の強度特性値として、船級規格の最低保証値ではなく、平均的実力値を採用した。材質による圧縮側・引張側の真応力・真ひずみ線図を下図

に設定し、質量については、二重底、二重船側及び横隔壁タンク内の水・油質量並びにそれらの自重荷重を無視し、また、海水の付加質量を無視した。（解析条件の詳細については、付録2参照。）



③また座屈強度には溶接構造に不可避な初期形状不整が影響するので、この適切なモデル化を行った。

④上記の非線形弾塑性FEM 計算を実施する手法には、陰解法アプローチと陽解法アプローチがあり、それぞれに優劣がある（詳細は付録3に記載）。今回の3ホールド全幅二重底構造の弾塑性FEM計算では、LS-DYNAコードを用い、陰解法と陽解法を組み合わせ適用した。

⑤想定した初期形状不整は以下である。

- ・初期形状不整無し
- ・片振幅4mmの板材座屈モード変形と骨材の曲げ及び横倒れ変形を付与
- ・JSQS（造船所で採用している工作精度の許容範囲）の標準値を有する、板材のやせ馬変形や座屈モード変形と骨材の上下及び横倒れ変形を付与
- ・また、同型船の就航後の点検結果を参考とし、FR151+200mmの位置の船底外板に見られた凹凸変形を初期変形として付与したケースや局部的な凹凸変形が当該位置全幅にわたり変形として存在するケースも検討した。（その他の構造・位置には、JSQS の標準値を有する上記変形を付与）

5. 2 船体強度シミュレーション

5. 2. 1 建造時の船体強度評価

建造時の船体強度を評価するために、5. 1. 4⑤で述べた初期形状不整条件のうち、「初期形状不整無し」「4mm 振幅の板材座屈モードの初期形状不整」「JSQS 標準値（一律やせ馬モード）」の条件を付して、船体強度シミュレーションを行った。

船倉二重底構造のモデル化については、船体中央部付近の一定範囲3ホールド分の片舷側を約38万の要素で表す有限要素モデルで再現し（図5. 2. 1）、折損推定箇所ホールドにおいてはバット継手と縦通肋骨の交差部分で、肋骨側にスカラップ（バット継手の溶接線を通すための開口部）を再現し、荷重の負荷及び除荷を二重底船底外板の変形に留意しつつシミュレーション計算を行った。使用したシ

シミュレーションツールはLS-Dynaで、自動車の衝突など衝撃の発生と時間的伝播を有効に再現するものとして産業界の解析ツールとして普及している。

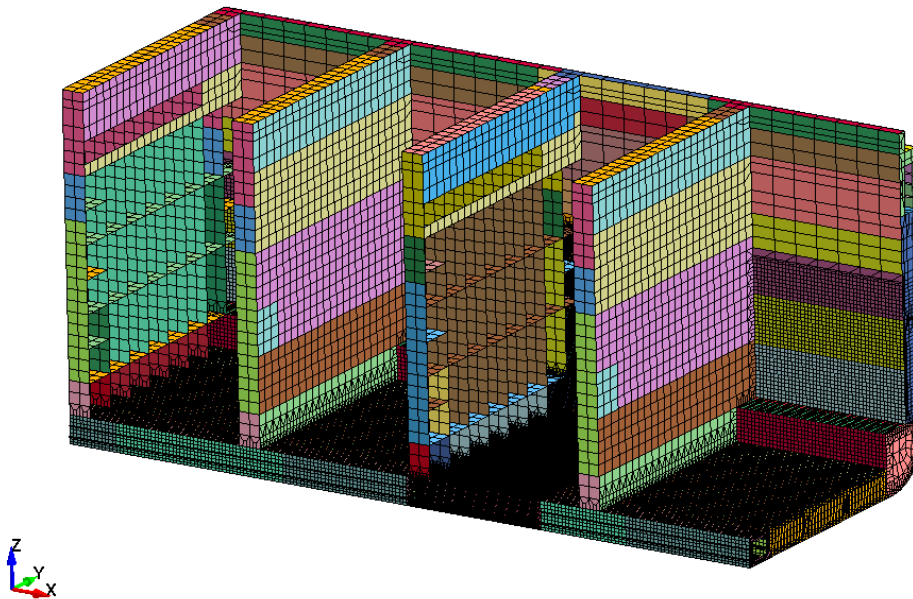


図5. 2. 1 船倉二重底構造の3ホールドモデル

船体強度のシミュレーションは、まず船級構造規則の静水中の荷重におおよそ相当する荷重（船体自重、水圧、貨物重量により生じるモーメント及び静水中縦曲げモーメント）を負荷し、順次負荷を増大させ（船級構造規則の波浪荷重、追加の仮の縦曲げモーメントに相当）、負荷が減少に転じる点である船体強度（最終強度）まで算出した（図5. 2. 2）。負荷が減少に転じた以降は、船倉二重底が大きく崩壊する過程になるため、船体強度（最終強度）と船体に作用する荷重を比較することにより、事故時の船体構造について強度面からの評価を行うことができる。

図5. 2. 2で、「⑧設計静水中+波浪中」を超えて船体の縦曲げモーメントとして順次負荷を増大させる過程に関しては、水圧を不変としているが、事故船に関する縦曲げモーメントと外水圧の相関を検討したところ、このような大波高下では、船首船底露出に伴うカンチレバー（片持ち梁）モーメントの増大が主であり、船底構造に作用する水圧に有意な増加は無いため、船体強度（最終強度）を妥当に算出していると考えられる。ただし、このような全体及び部分荷重の同期成分の取り方については、図4. 1の船底外板変形の再現を含めて更に検証が必要となる可能性がある。

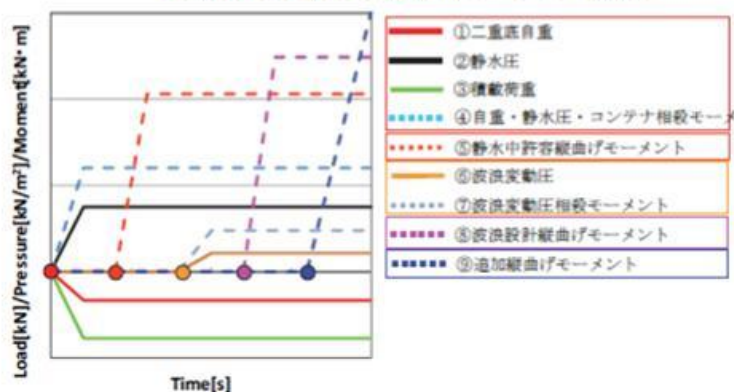
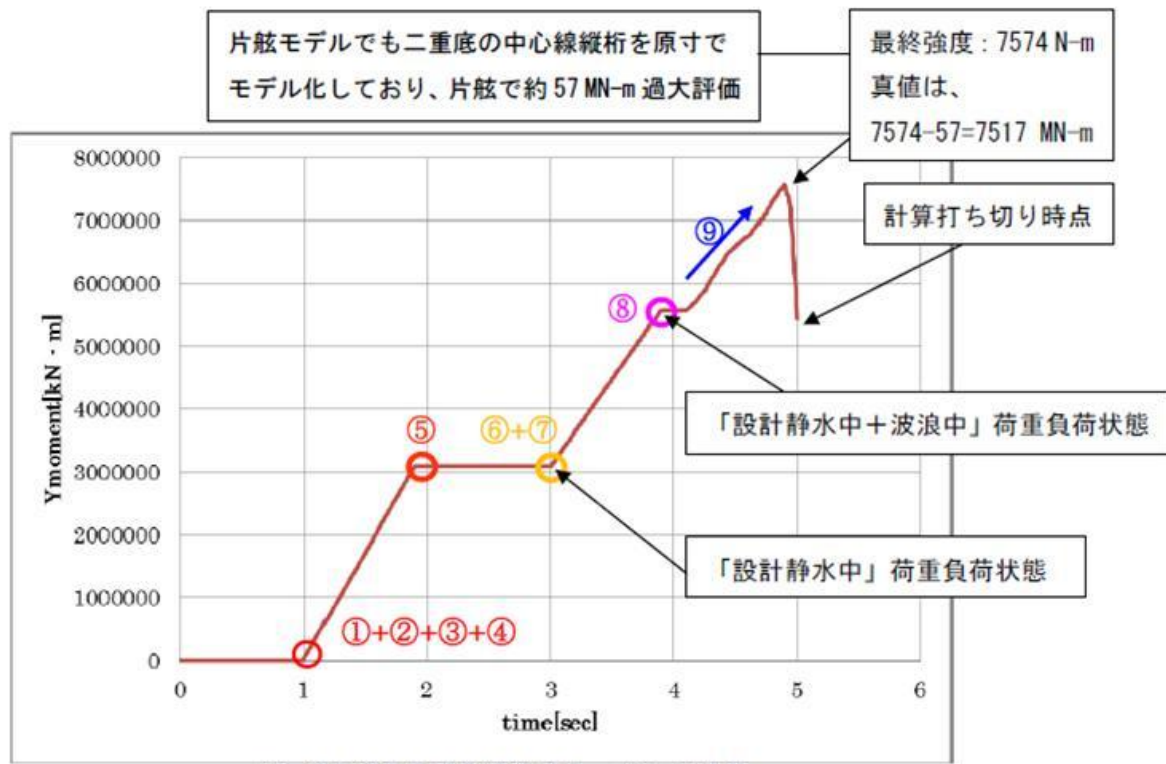


図5. 2. 2 荷重の負荷ステップ

また、順次負荷を増大させた諸点から、静水中の荷重におおよそ相当する荷重まで荷重を除荷して船底外板の変形の程度を確認することにより、シミュレーションが同型船の点検で観察した船底外板の変形を静水中で再現する傾向にあるのかを評価できる。

更に、変形を再現した状態から再度負荷を増大させる、また、船底に模擬的に変形を与えた上で荷重を与えることにより、変形の影響により船倉二重底構造の最終強度が低下するか否かを評価できる。

船体強度シミュレーションの結果、船体強度（最終強度）は、算出値が板材に想定する初期形状不整により $14.0 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ から $15.0 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ の範囲となることから、 $14.0 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ とした（表5. 2. 1）（注）。この値は、別途船底外板防撓パネルによる解析によって推定されたものと比べても妥当と考

えられる。

表5. 2. 1 船底外板に想定した初期形状不整に応じた船体強度（最終強度）（シミュレーションより）

船底外板に想定した初期形状不整	船体強度（最終強度）
一律やせ馬モード（縦通肋骨間で最大 4mm）	15.0×10 ⁶ kN·m
片振幅 4mm の 4 半波座屈モード	14.0×10 ⁶ kN·m

注：陽解法による動的解析では、微小な振動成分が座屈に対する擾乱の作用をして、初期形状不整無しでも座屈変形（ロンジ材を挟んで撓み方向逆向き）が発生する。一方、一律やせ馬初期形状不整は（ロンジ材を挟んで同方向かつ対称）は、座屈の発生を阻害する作用がある。これらの結果として、「陽解法の枠内では」、初期形状不整無しでの船体強度が一律やせ馬モードでの船体強度（最終強度）と座屈モードでの船体強度（最終強度）の間の値（14.4×10⁶kN·m）となったと考えられる。陰解法解析では初期形状不整無しでは座屈そのものが生じないため、やせ馬モードの方が、初期形状不整無しより強度は低くなり得る。今回の結果は、陽解法の特性に依存する。

図5. 2. 3の船体強度（最終強度）における船底外板の変形の再現では、事故船運航船社の運航する同型船の安全点検等で発見された船体二重底部船底外板の座屈変形（図4. 1及び付録1参照。）とは異なる大規模な変形がバット継手部に沿って船体横方向に発生した。また、同型船の安全点検等で発見された船体二重底部船底外板の座屈変形については、船体強度シミュレーションで再現した船底の変形量を確認したが、船体強度（最終強度）に近い荷重においても変形量が非常に小さく再現出来ていない結果となった（図5. 2. 5より、船体強度（最終強度）が15.0×10⁶kN·mの場合において14.8×10⁶kN·m負荷後に静水中に相当する荷重まで除荷した状態での変形量の増分は1.07mm）。なお、同型船の内、事故船運航船社運航のもの以外の1隻で見られた大きな変形は、縦通肋骨にも変形があり、図5. 2. 3で再現した変形に類するものと考えられる。

強度シミュレーションにおける静水中縦曲げモーメントに相当する荷重までの除荷は、船体強度（最終強度）が15.0×10⁶kN·mのケースのみについて行った。また、船体強度（最終強度）を超えた直後から除荷を行うことは、シミュレーションの計算が不安定になり実行できないことから、そのような除荷をシミュレーションしていない。船体強度（最終強度）以後の変形の挙動については、船体折損の過程などにも関わるが、荷重の継続時間と変形により消費するエネルギーが関連する。

なお、船級の構造規則が要求している強度は、規則で規定する波浪中縦曲げモーメントに許容静水中縦曲げモーメントを加えた11.1×10⁶kN·mに相当する（表5. 2. 2）。

3 ホールドモデル解析より推定された本船の船体最終強度は、船級構造規則で規定している要求強度（船体縦曲げ強度）に対しおおよそ26%の余裕代がある。6節で述べる波浪荷重におけるホイッピング応答影響の不確実性やコンテナ荷重のバラツキによる静水中縦曲げモーメントの不確実性を考慮すると、この余裕代が結果的に十分であったかどうかを検証することは、類似事故の防止という観点から重要である。

表 5. 2. 2 船体強度の比較

船体強度（最終強度）（3 ホールドモデル解析）	14.0×10 ⁶ kN·m（シミュレーション）
船級構造規則が規定している要求強度	11.1×10 ⁶ kN·m 相当

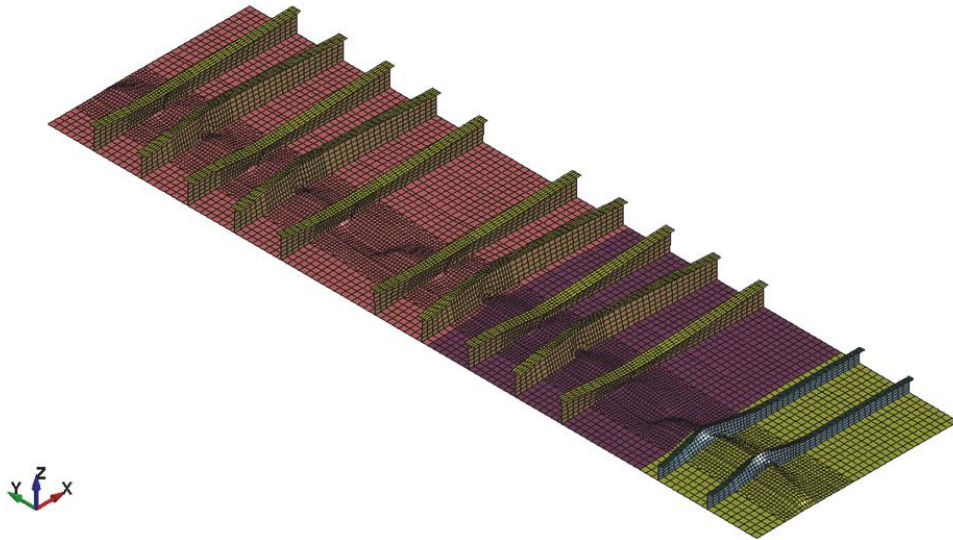


図 5. 2. 3 船体強度（最終強度）再現時の船底外板の変形（シミュレーションより、見やすくするためガーダーを除いて表示）

MSC.Nastran job created on 09-Oct-13 at 13:34:09
 Time = 3.7433
 Contours of Effective Stress (v-m)
 reference shell surface
 min=0, at elem# 359579
 max=964371, at elem# 73703

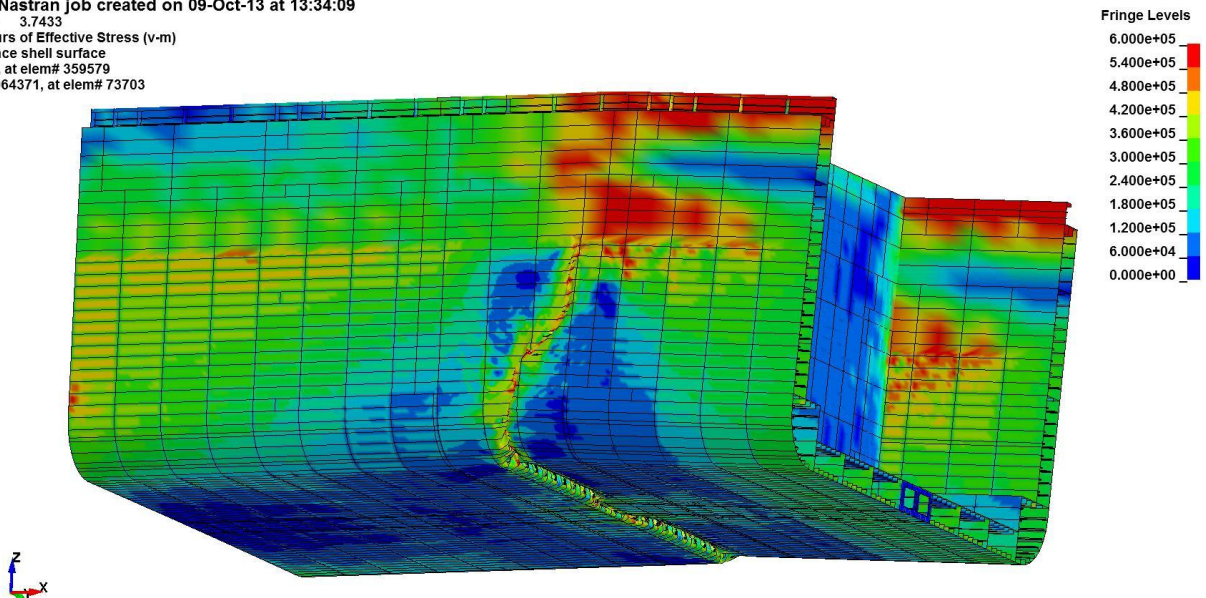


図 5. 2. 4 船体強度（最終強度）時の変形の一例（シミュレーションより）

初期形状不整をやせ馬モードとしたケース（船体強度（最終強度） $15.0 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ ）で、
 静水中曲げモーメント相当負荷時の変形と
 $14.8 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ から静水中曲げモーメント相当まで除荷した際の変形の比較
 （当該位置での初期形状不整量 3.14mm を含む）

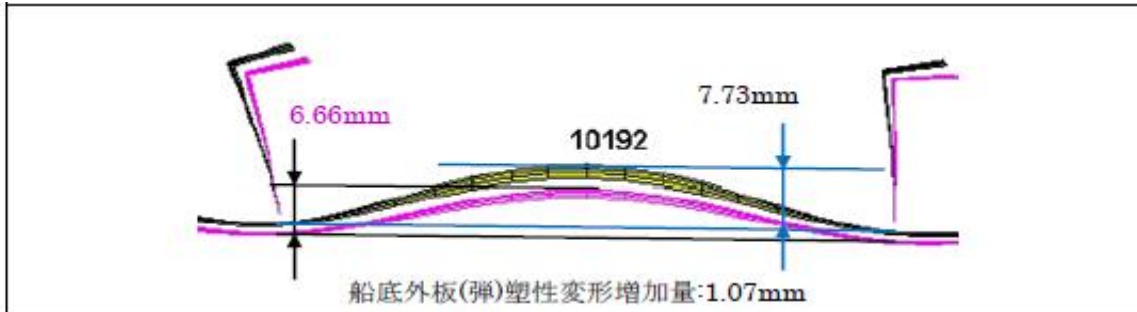


図5. 2. 5 船底外板の変形の再現（船体強度（最終強度）が $15.0 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ の場合において $14.8 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ から静水中の状態まで除荷）

5. 2. 2 船底外板に変形がある場合の船体強度への影響

船底外板に有意な変形がある場合の船体強度への影響を調査するために、5. 1. 4 ⑤の初期形状不整条件のうち、同型船の就航後の点検で見られた凹凸変形を参考としたケースと局部的な凹凸変形が全幅にわたるケースについて、強度シミュレーションを行った。初期形状不整条件を除く解析条件は、5. 2. 1 と同じである。なお、同型船で見られた座屈変形では残留応力が存在していると推定されるが、これをモデルで精度良く再現することは困難であるため本シミュレーションでは無視した。

① 同型船の就航後の点検で見られた凹凸変形を参考としたケース

FR150 から FR154 の間の船底外板に対し、船長方向 1 半波モードで、船幅方向に図5. 2. 6 に示すように、船体中心線から船側に向かって漸減する変形を与えた。ボトムロンジについては、5. 2. 1 の「JSQS 標準値（一律やせ馬モード）」の条件と同じ横倒れ及びオイラー座屈モードの初期形状不整を付した。FR150 から FR154 以外の箇所の初期形状不整条件は、5. 2. 1 の「JSQS 標準値（一律やせ馬モード）」と同じとした。

同型船の点検で見られた変形を参考としたケースでは、図5. 2. 7 に示すように船体強度（最終強度）は $14.9 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ となり、5. 2. 1 の「JSQS 標準値（一律やせ馬モード）」の最終強度とほとんど変わらない値となった。ただし、船長方向に 1 半波モードを仮定した結果であり、局部的な凸凹が船長方向にも存在する場合について、更に確認が必要である。

変形計測結果(FR.151バット付近)の船幅方向分布を下図(—◇)に示す。これより、弾塑性FEAに入力する変形分布を下図(—)と設定する。

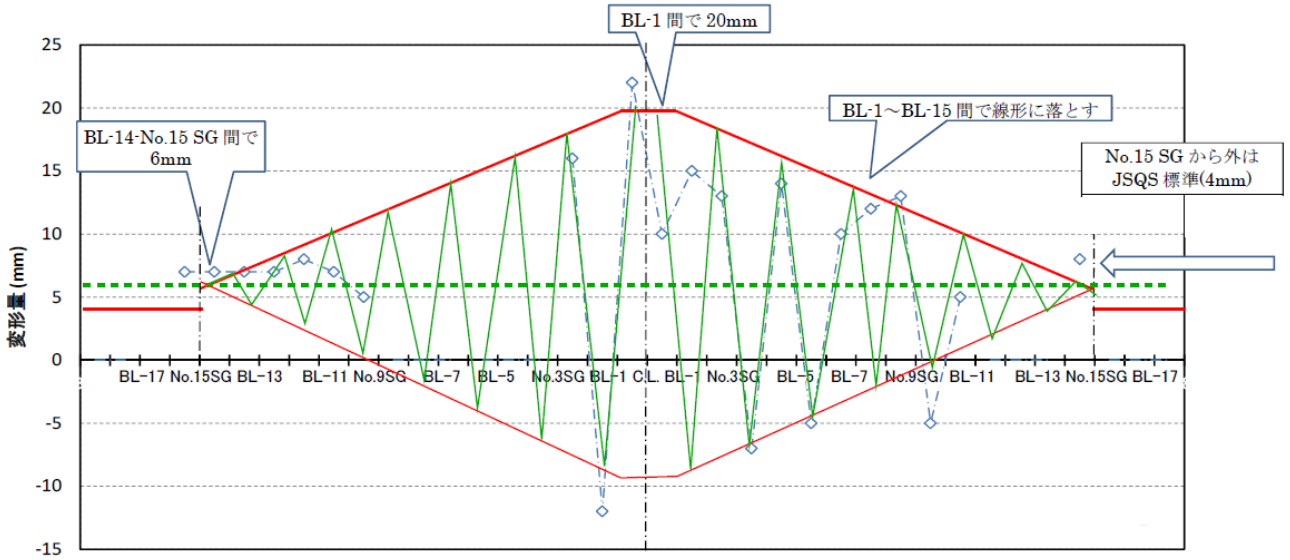


図 5. 2. 6 同型船の点検で見られた変形を参考としたケースの初期形状不整

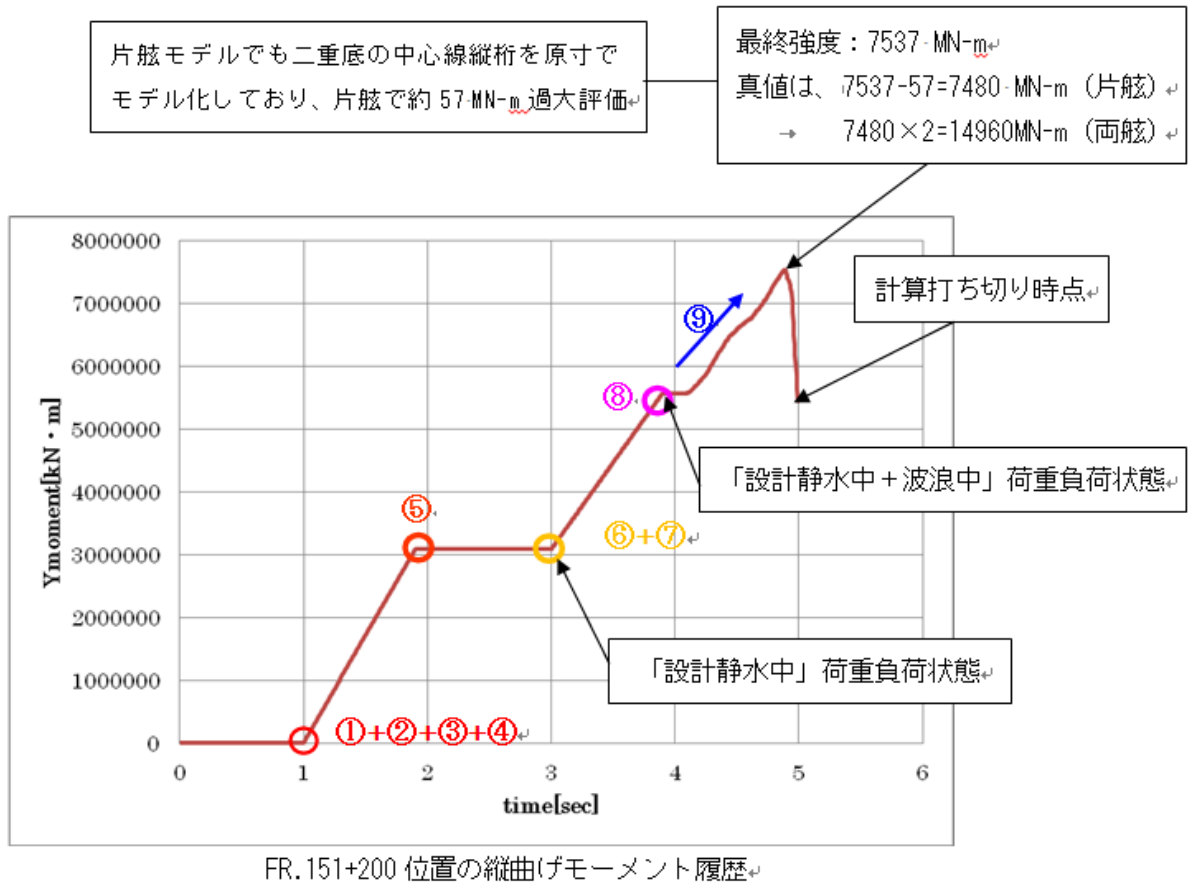


図 5. 2. 7 同型船の点検で見られた変形を参考としたケースの荷重負荷ステップ

② 局所的な凹凸変形が全幅にわたるケース

船底外板変形の船体強度（最終強度）への影響を調べるために、極端な仮定であるが、図5. 2. 8に示すようなバット継手を挟んだ局所的な円形の変形（変形量 30mm）が、FR150 から FR154 の間の船底外板に船幅方向の全幅にわたって存在するという場合を想定してシミュレーションを行った。

FR150 から FR154 の間以外の船底外板については、片振幅 4mm の座屈モード変形を付与した。また、ボトムロンジには5. 2. 1の「JSQS 標準値（一律やせ馬モード）」の条件と同じ、横倒れ及びオイラー座屈モードの初期形状不整を付した。

シミュレーションの結果、船体強度（最終強度）は $13.4 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ となり、5. 2. 1の解析結果よりも強度が低下することが確認された。このシミュレーションでは、30mm の局所変形が船幅方向全幅にわたって存在するという極端なケースを想定しているが、このような局所的な変形が船幅方向に連続して存在する場合、船体最終強度が低下する傾向となることが示されたといえる。

この変形形状による船体強度（最終強度）低下の傾向については、やせ馬モード・座屈モードといった初期形状不整や適切な変形形状の絞り込みとともに、そもそも変形が生じる条件及び船体に作用する荷重との比較などを行い、同型船に見られた変形のシミュレーションでの再現性を解明する必要がある。

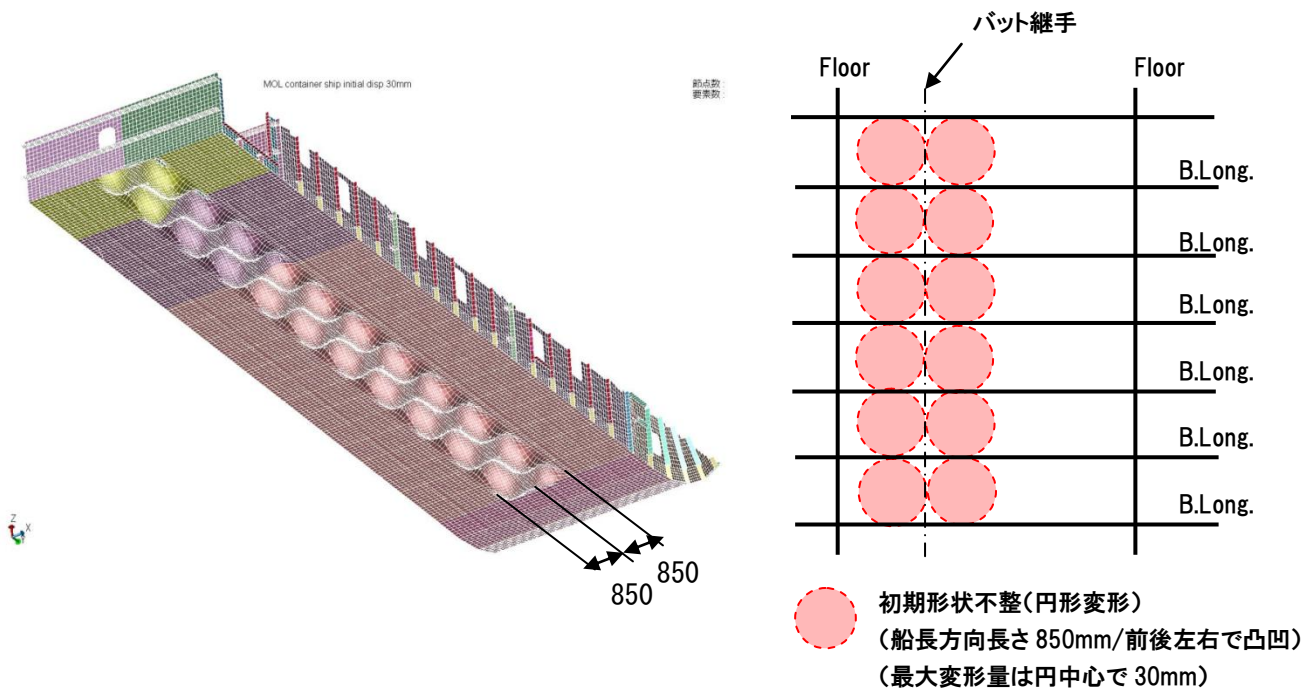


図5. 2. 8 局所的な円形変形が船幅方向全幅に存在するケース

変形の形状については、板材平面の長辺と短辺において縦方向からの一軸圧縮（Uni-axial thrust）による面外変形（Out-of-Plane Deformation）及び縦横の二軸圧縮（Bi-axial thrust）による面外変形を考察する必要がある。板材の面外変形は長辺と短辺の長さ比にも影響され、変形発生条件を検証・確認する必要がある。

5. 3 疲労亀裂の検討

船体強度の評価とともに、船体折損に関連し得る局所的な事象としての視点も含め疲労亀裂発生の可能性及びその影響についても検討した。具体的には、図4. 1及び4. 3も参照しつつ、船底外板のバット継手と縦通肋骨の交差する箇所において検討を行った。この検討は、バット継手の溶接線上の亀裂、縦通肋骨に工作上設けられるスカラップ（バット継手の溶接線を通すための開口部）の船底外板との交差部に想定した亀裂について、それぞれ船底外板に変形がある場合、ない場合を含めて評価した。

なお、事故船の運航船社が運航する同型船について、建造造船所が船底外板の Fr.151 近傍のバット継手部の非破壊検査、亀裂の探査を行った結果、異常は無かった（付録4参照）。

疲労亀裂発生の可能性

船底外板に発生する応力を船級規則で規定する船体縦方向の縦曲げ応力として（船体強度シミュレーションの $11.1 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ に相当）、円形の初期変形高さ 20mm を有する簡易な板モデル（図5. 3. 1）を用いて波浪による荷重成分を変動させて評価した（図5. 3. 2）。

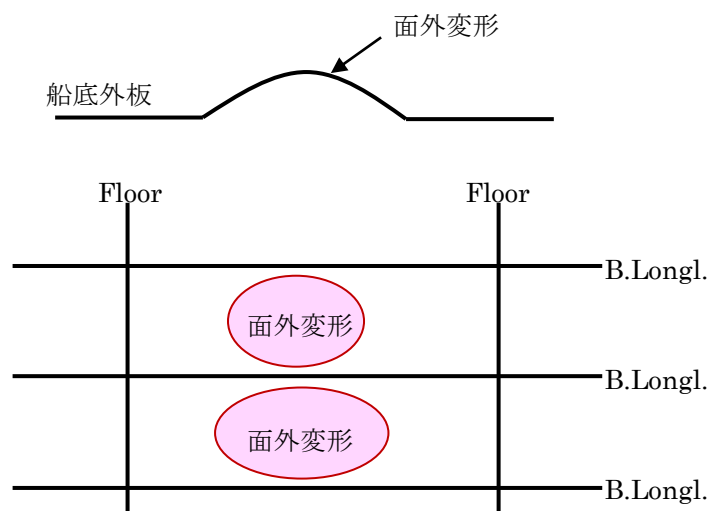


図5. 3. 1 簡易な板モデルによる疲労亀裂発生の検証

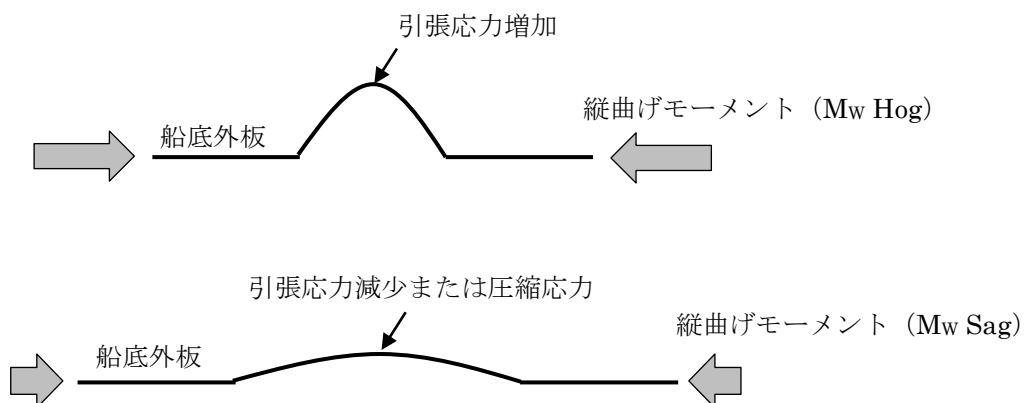


図5. 3. 2 簡易な板モデルでの荷重変動の付与

船底外板に発生する応力を船級規則で規定する船体縦方向の縦曲げ応力として、船底外板のバット継手部で変形による応力最大となる箇所において検討を行ったところ、船級規則で規定する波浪中縦曲げモーメント（通常、北大西洋 25 年間で遭遇する最大荷重とされるもの）のもとで、引張り応力の変動（応力範囲）は 90N/mm²程度であり、疲労亀裂発生の可能性は、就航 5 年間に於いて 1%程度未満と極めて低いことが明らかとなった。

亀裂の存在を仮定した場合の船体強度低下の検討

船底外板の一定の範囲に亀裂を仮定する場合、どの程度船体強度（最終強度）が低下するかについて、船倉二重底構造の 3 ホールドモデルを用いて評価した。事故船において事故以前の段階で船底外板に板厚貫通の亀裂が発生し浸水したという報告はないが、板厚非貫通の亀裂を有していた可能性は否定できない。ただし、板厚非貫通の亀裂を有するシミュレーションが困難であることから、便宜的に板厚貫通亀裂を有する場合のシミュレーションにより、亀裂が存在する場合の船体強度低下について検討した。従って、このシミュレーション計算結果は実態よりも船体強度（最終強度）を低めに算出する解析条件となっている。

亀裂の長さについて、船体強度（最終強度）が 15.0×10⁶kN·m の場合において船底外板のバット継手部で変形による応力最大となる箇所で 106mm 及び 212mm としたケースの船体強度（最終強度）を算出した（表 5. 3. 1）。

表 5. 3. 1 船底貫通亀裂がある場合の船体強度（最終強度）

亀裂長さ	106mm	212mm
船体強度（最終強度）	14.6×10 ⁶ kN·m	13.4×10 ⁶ kN·m

この結果は、船体強度（最終強度）を低めに算出する解析条件であるにも関わらず、事故船が事故時に遭遇した作用荷重と推定される 9.4×10⁶kN·m（表 6. 2. 2 参照）を大きく上回る値となっている。これに以下の諸点も考慮に入れ、事故船が疲労亀裂の存在により折損したとの事故シナリオは想定しないこととした。

- ・船底外板に円形の初期変形高さ 20mm を仮定しても、疲労亀裂発生の可能性が就航 5 年間に於いて 1%程度未満と極めて低いこと
- ・事故船に事故以前に浸水が無いこと
- ・事故船の運航船社が運航している同型船の船底外板の Fr.151 近傍のバット継手部の非破壊検査、亀裂の探査を建造造船所が行った結果、異常は無かったこと

6. 作用荷重に関する分析

事故船が就航中にどのような気象海象に遭遇し、それにより船体にどのような作用荷重が発生したかを評価するため、事故船がこれまで遭遇した気象海象や貨物の積載状態などについて調査することとした。

6. 1 気象海象情報の収集

船体に作用する荷重のシミュレーションに用いる気象海象データの収集については、2013年6月のIMO/MSCにおける旗国バハマによる事故に関するステートメントにおいて“high winds and sea conditions which were estimated to be of the order of 5-6 m wave height. The ship was hit by an abnormal large wave which resulted in water ingress into one cargo hold and several tank spaces.”(Annex 46 of MSC 92/26/Add.3)とされているところ、客観性を確保しつつ事故船の就航以来事故に至るまでのデータを統一的に扱うため、民間データソース 2 者から当該期間のデータをそれぞれ一括して入手した。これらのデータは、有義波高で 0.5m から 2.0m 程度、平均波周期で 0.5 から 2.0 秒程度の誤差があることが知られている（付録 5 参照）。

表 6. 1. 1 波浪データの入手（事故時事故海域についての入手データの比較）

	有義波高(m)	平均波周期(sec.)	波向（真北 0 度、時計回り）
民間データソース A	5.5	10.3	225
民間データソース B	5.32	8.7	233

また、事故当時に事故海域付近を航行していた船舶を運航する船社（事故船の運航船社とは異なる複数の船社）からも気象海象データを、波高 4～6m（ビューフォート風浪階級 8）及び波高 4～5 m（ビューフォート風浪階級 6～7）と入手した。これらを比較検討し、事故船により厳しい作用荷重を発生させると想定される民間データソース A のデータを一括して用いて、船体に作用する荷重をシミュレーションすることとした。

作用荷重の推定では、上述した波高データの誤差は考慮せず、データソースの値を直接用いた。

なお、ビューフォート風浪階級について、階級 8 の場合を例に補足すると、一般に波高の目安は 5.5m、おおよその最大波高は 7.5m である。また、民間データソースの有義波高は、風浪とうねりを合成波として解析したもので、統計的な値としては 100 分の 1 波で有義波高（5.5m）の約 1.6 倍（約 8.8m）の波が、1000 分の 1 波で約 2.0 倍（約 11.0m）の波が発生する可能性を含むものである。これらの波高のばらつきは、後述するように、作用荷重のシミュレーションにおいて有義波高の値に ISSC スペクトルの分布を与えてシミュレーションすることで適切に評価することとしている。

6. 2 作用荷重の推定

6. 2. 1 概要

事故原因を推定しつつ安全対策を検討するためには、MOL Comfort 事故時の写真及び同型船の点検結果等を踏まえてミッドシップ二重底に着目した船体強度並びに気象海象条件等に着目した作用荷重を、それぞれに仮定を設けた上で算出比較し、どのような条件が重なるか折損があり得るのか推定する必要がある。

作用荷重の算出に用いた計算ツールに関する説明は、後述する。

作用荷重の算出に必要な入力データは、船体形状データの他は、有義波高、波向き、波周期、船速、バラスト重量及び貨物重量の可変のデータである。可変データについては、まず、インド洋折損事故時、

ドック（2012年12月）後の有義波高最大時及び就航後の有義波高最大時の3ケースを仮定することとした。

6. 2. 2 計算方法

計算は、海上技術安全研究所で開発・所有している非線形ストリップ法 NMRIW (Nonlinear Motion in Regular and Irregular Waves) を使用する。この計算法は、非線形ストリップ法に基づく時系列計算法であり、浮力、フルードクリロフ力、ラディエーション流体力及びディフラクション流体力を各時間ステップにおける没水部分に基づき計算する事で、波高に対する（形状）非線形性を考慮している。また、各時間ステップのポテンシャル及び流体力の時間変化に基づく衝撃力も考慮した計算を行っている。さらに、船体梁の仮定のもと、船体の縦曲げ振動（2節、3節振動）を計算することができる。

これまでに、当該プログラムの水槽試験との比較を通じた解析結果は、国際学会及び国際ジャーナルにて公表済みである。また、2010年の国際試験水槽委員会(ITTC) ベンチマーク計算及び日本船舶海洋工学会の研究プロジェクト（P27、2010~2012）が実施したベンチマーク計算に参加し、ロバストに計算を実施可能であり、かつ実験結果をよく説明していることを検証している。

6. 2. 3 計算条件

就航後事故に至るまでの事故船が遭遇した船速及び気象海象条件等により、船体にどの程度の作用荷重が発生していたかを、

- A. 事故時、
- B. 就航後の船級協会による検査後に観測された波高が最も高い気象海象条件 及び
- C. 就航後に観測された波高が最も高い気象海象条件

の計3ケースについて推定した。これらの海象条件を表6. 2. 1に示す。気象海象データによれば、これら3点以外の時点においては、事故船は概ね平穏な海象条件の中を運航していた。

表6. 2. 1 想定する海象条件等

	船速 (ノット)	有義波高(m)	平均波周期 (sec.)	波向き (度、対船首相対、時計回りを正)
A:インド洋折損事故時	17.0	5.5	10.3	-66 (左斜前)
B:ドック入り後の有義波高最大時	13.8	6.4	15.1	+107 (右斜後)
C:就航後の有義波高最大時	13.0	7.1	11.3	+01 (正面向波)

想定した条件での短期海象すなわち 2 時間の長波頂不規則波を数値的に再現し、波浪荷重についての時系列計算を実施した。不規則波を構成する成分波の位相は乱数にて発生させた。それぞれの海象条件ごとに、10 種類の位相の組合せにもとづく時系列計算を 10 回行った。波スペクトルは、ISSC スペクトルを用いた。図 6. 2. 1 には有義波高 5.5m での計算に用いた波スペクトルを一例として示す。

積み付けについては、海象条件 A では①事故時の積み付け（申告値通りの重量で積み付け計画通りに積み付けた条件）、海象条件 B 及び C では②ローディングマニュアルに記載の積み付けのうち静水曲げモーメントが最も大きくなる場合について計算を行った。これらを、図 6. 2. 2 に示す。

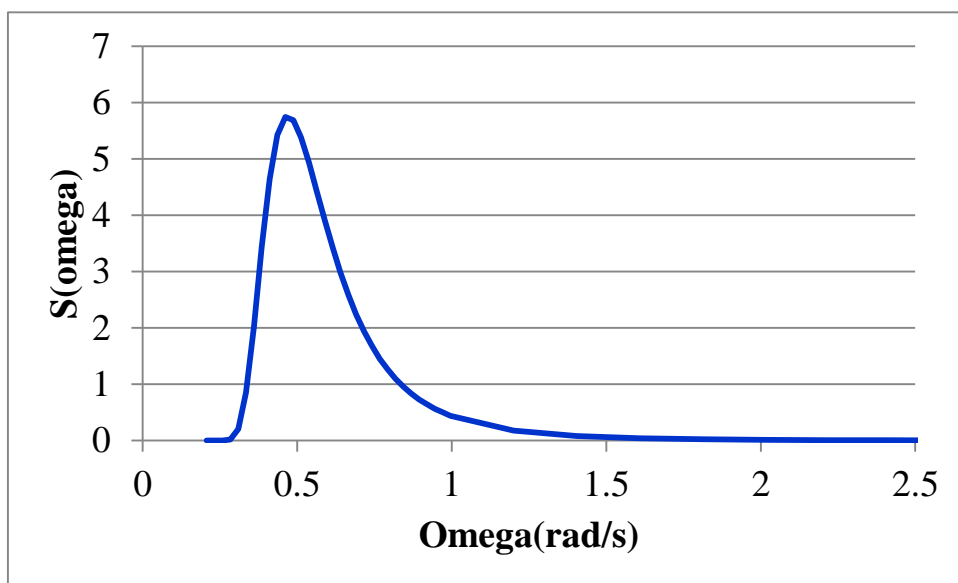


図 6. 2. 1 計算に用いた波スペクトル（有義波高 5.5m）

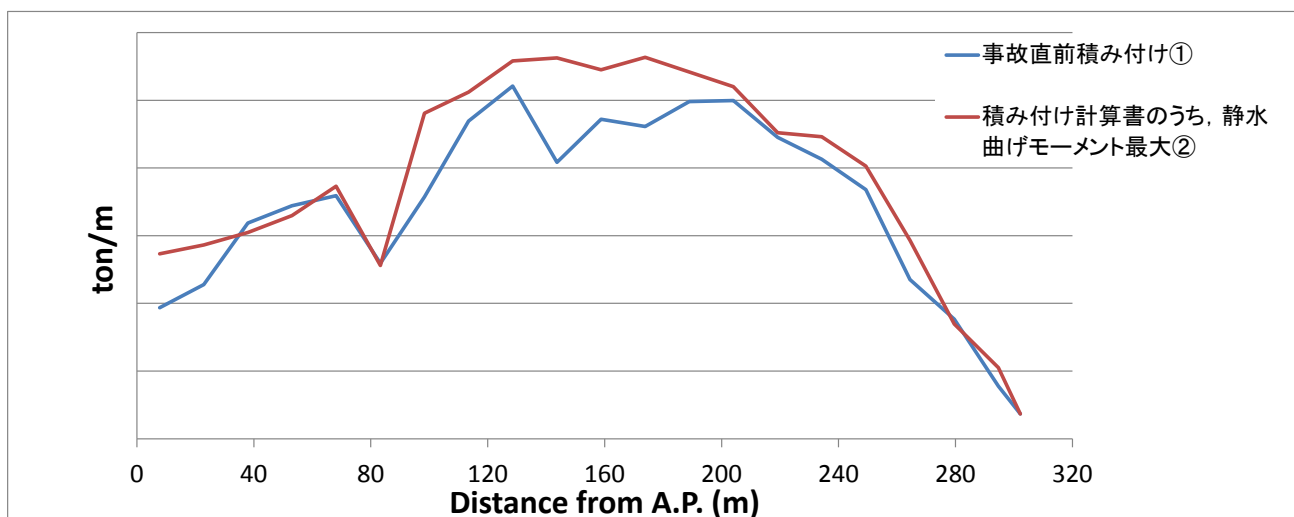


図 6. 2. 2 計算対象船の積み付け条件

6. 2. 4 計算結果について

はじめに、10回の時系列計算で発生した各計算でのホギングモーメント ($M_{t \text{ act}}(M_s+M_w)$) の最大値を比較した結果を図6. 2. 3に示す。モーメントが最大となるのは、バウフレア・スラミング（以下、スラミング）によりホイッピング振動が発生する場合であるが、このような場合は、波と出会うタイミング（位相差）により、スラミングの発生状況及びこれに起因するモーメントの値が異なることがわかる。

ここでは、このように10回実施した時系列計算の全ホギングモーメントの中での最大値を、表6. 2. 2及び図6. 2. 4に示す。表及び図中の値は、ホギングモーメントの最大値における静水中（静止時）縦曲げモーメント及び波浪縦曲げモーメントを示す。波浪縦曲げモーメントは成分波にもとづく成分とスラミングに起因するホイッピング振動により重畳した成分を分離して示す。シミュレーション結果の事故時の作用荷重は、 $9.4 \times 10^6 \text{ kN}\cdot\text{m}$ となった。

本船は、条件 B（斜追波中）の計算では、他の2条件に比べると有意なホイッピングは発生しなかった。一方、条件 C（正面向波）及び条件 A（斜め向波）の計算では、スラミングによるホイッピング振動が有意に発生した結果、縦曲げモーメントは B（斜追波中）に比べて大きくなった。

参考：波スペクトルに JONSWAP スペクトルを用いた場合の条件 A（斜向波、有義波高 5.5m）の作用荷重は、 $9.2 \times 10^6 \text{ kN}\cdot\text{m}$ となった。

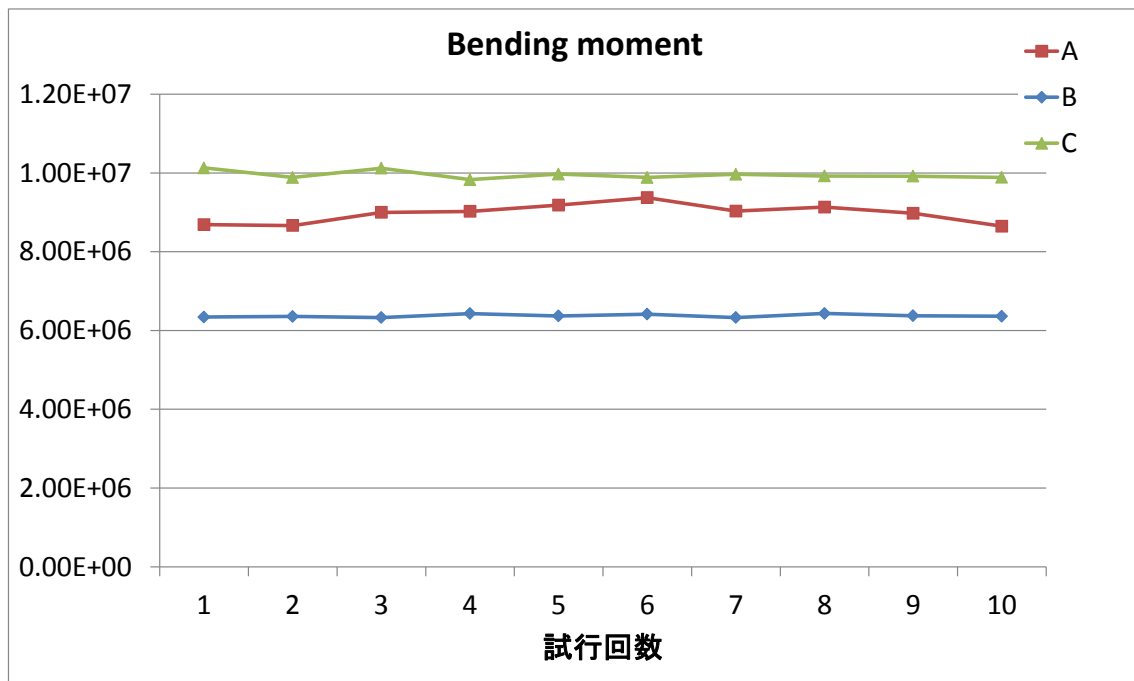


図6. 2. 3 10回の時系列計算で発生した各計算でのホギングモーメント ($M_{t \text{ act}}(M_s+M_w)$) の最大値（単位：kN·m）

表6. 2. 2 作用荷重 (Mt act(Ms+Mw)) の計算結果 (ホギング、10⁶kN-m)

	A: インド洋折損事故時 (2013/6/17)	B: ドック入り後の有義波高最大時 (2013/2/6)	C: 就航後の有義波高最大時 (2009/9/28)
Ms (静水中曲げモーメント)	6.0	6.1	6.1
Mw (Wave: 波浪曲げモーメントのうち波浪成分)	2.0	0.35	2.4
Mw (Whipping: 波浪曲げモーメントのうちwhipping 振動により重畳する成分)	1.4	0	1.5

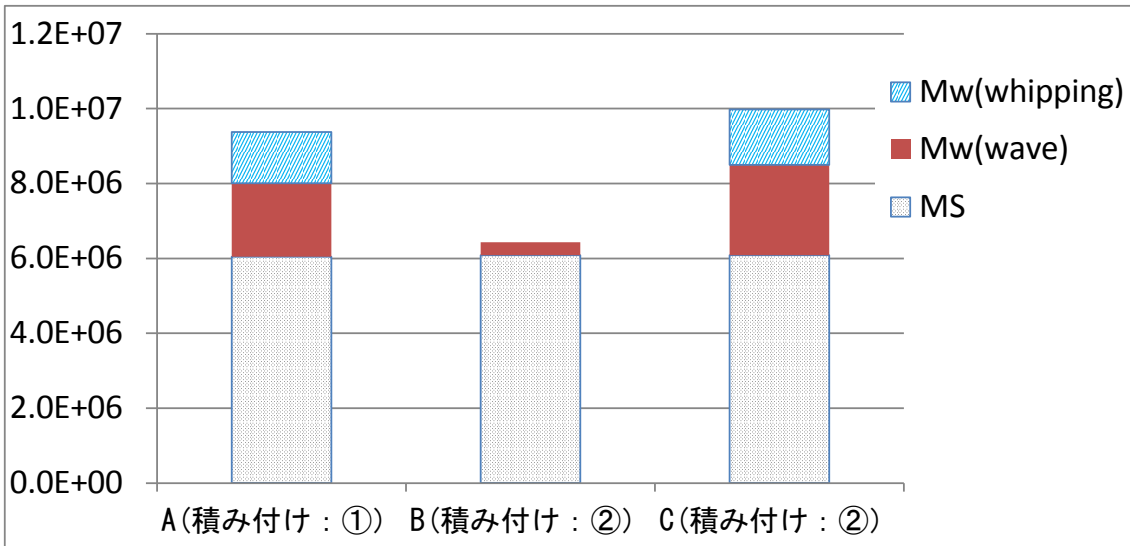


図6. 2. 4 作用荷重 (Mt act(Ms+Mw)) の計算結果 (ホギング、単位: kN-m)

計算結果の評価

事故船に事故時(2013/6/17)に作用した荷重は推定で $9.4 \times 10^6 \text{kN-m}$ で、事故時には船体強度 (最終強度) $14.0 \times 10^6 \text{kN-m}$ の 67%程度の荷重しか作用しておらず、折損は再現できない結果となった。

また、事故船に事故時に作用した荷重は $9.4 \times 10^6 \text{kN-m}$ であるが、事故船は事故の約 3 年半前に $10.0 \times 10^6 \text{kN-m}$ 程度の荷重を受ける海象に遭遇しており、その際には折損事故は起きておらず、その後今回の折損事故が起きている。このため、①事故時に船体に作用していた荷重が計算値以上であった可能性、②船底外板の座屈変形の程度など何らかの理由で事故船の船体強度が低下していた可能性、③その両方が起きていた可能性などが考えられ、荷重及び強度に関するシミュレーション計算の不确实要因等を含め検証作業が必要である。

また、同型船の安全点検等で発見された船底外板の座屈変形 (20mm 程度) に関し、船体強度 (最終強度) に近い荷重で計算を行っても、座屈変形の再現が出来なかった点について、事故船も船体強度 (最

終強度)に近い荷重に遭遇していないと推定されるにも関わらず、船底外板に座屈変形が確認されており、今後実船計測とシミュレーションによる船底外板の座屈変形の発生メカニズムの解明が必要である。

船体強度のシミュレーションと船体に作用する荷重のシミュレーションの双方又はいずれかに不確実要因がある可能性が明らかになったため、今後、船体に作用する荷重や応力を実船計測することにより、これらのシミュレーションによる発生した事象の再現について検証する必要がある。

作用荷重のシミュレーションに関連する誤差等の不確実要因については、6.3節で検討する。

なお、事故船の運航船社が運航している6隻以外の同型船4隻の内の1隻が、船速14ノットで遭遇した有義波高10m・12mの正面向波(平均波周期不明)では、平均波周期を12秒と仮定した場合に船体に作用した荷重は、 $14.1 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$ とのシミュレーション結果となった。海象条件等によっては船体強度(最終強度 $14.0 \times 10^6 \text{kN}\cdot\text{m}$)を上回る作用荷重が発生し得る。このような海象(荒天時)には減速などの荒天回避行動が必要である。

船体強度のシミュレーション及び船体に作用する荷重のシミュレーションについては、事故船に関して行ってきたが、船底外板の安全点検においては事故船とは異なる構造設計の大型コンテナ船には変形が観測されていない。折損事故を防止するための船級協会の構造規則と実現象を比較検討する必要があるが、事故船の同型船による作用荷重の実船応力計測に加え、事故船とは異なる構造設計の大型コンテナ船についても、船体強度のシミュレーション、船体に作用する荷重のシミュレーション及び作用荷重の実船応力計測も今後行い、船級協会の構造規則改善検討の対象範囲を検討する必要がある。

6.2.5 海象条件等による作用荷重のばらつき

海象条件の変化による船体作用荷重への影響の傾向を把握するため、表6.2.1で想定した海象条件等を変えて作用荷重の算出を行った。想定した海象条件等を表6.2.3に示す。表中の下線部で示した部分が表6.2.1と異なる条件である。ここでは、船速を17ノット、波向きを正面向波に固定した上で有義波高を3m増加した。作用荷重の算出結果を表6.2.4及び図6.2.5に示す。これらは、図6.2.3と同様に各ケースを10回ずつ計算した内の最大値を示す。

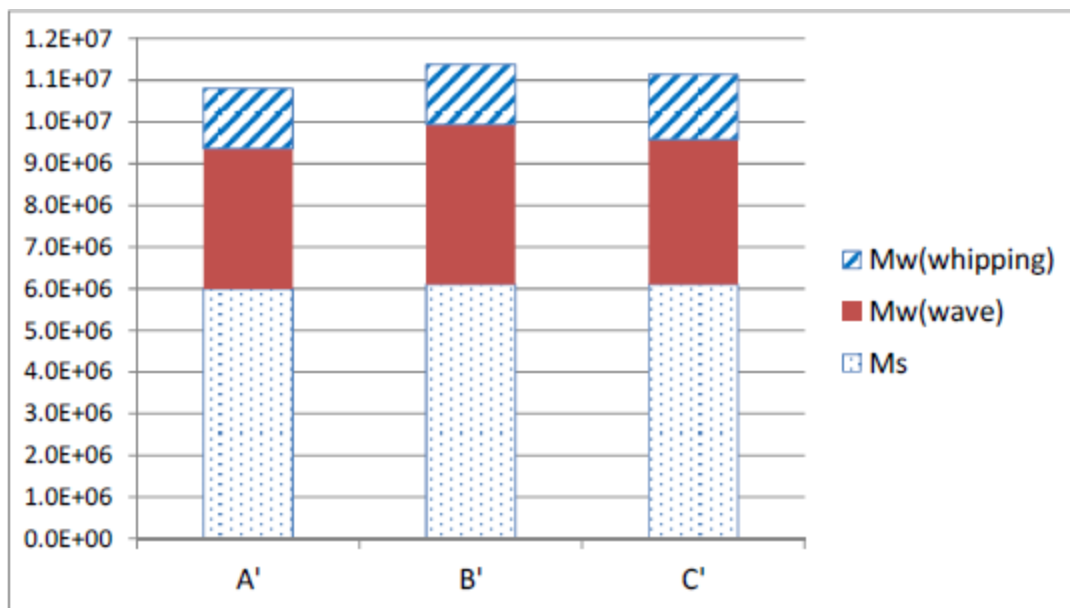
表6.2.3 想定する海象条件等

	船速(ノット)	有義波高(m)	平均波周期(秒)	波向き
条件A'	17.0	<u>8.5</u>	10.3	<u>正面向波</u>
条件B'	<u>17.0</u>	<u>9.4</u>	15.1	<u>正面向波</u>
条件C'	<u>17.0</u>	<u>10.1</u>	11.3	正面向波

表6. 2. 4 作用荷重の計算結果 (ホギング、10⁶kN·m)

	条件 A'	条件 B'	条件 C'
Ms (静水中曲げモーメント)	6.0	6.1	6.1
Mw (Wave : 波浪曲げモーメントのうち波浪成分)	3.4	3.8	3.5
Mw (Whipping : 波浪曲げモーメントのうち whipping 振動により重畳する成分)	1.4	1.4	1.6

図6. 2. 5 作用荷重の計算結果 (ホギング、10⁶kN·m)



条件 B' と C' を比較すると、条件 B' の方が波高が低いにも関わらず作用荷重が若干大きく算出されている。これは、船長とほぼ等しい約 300m の波長となる波周期 (約 14 秒) に近い気象海象条件で、縦荷重が大きくなる海象条件であることによる。ここで発生した荷重は、 $11.3 \times 10^6 \text{ kN}\cdot\text{m}$ であり、この値は表 5. 2. 2 の船級構造規則が要求している強度に相当する $11.1 \times 10^6 \text{ kN}\cdot\text{m}$ と等価な値である。このため、気象海象等の条件、すなわち波高が劇的に高くない場合でも波周期や船速との組み合わせによっては、船体運動からの荷重とスラミング衝撃によって発生する船体振動からの荷重 (ホイッピング荷重) の重畳が船体に作用する荷重に大きく寄与し得る点について、船体構造規則の観点から評価検証する必要がある。

6. 3 作用荷重の推定に関する誤差 (貨物重量を含む)

作用荷重のシミュレーションの算出値における誤差の要因には、シミュレーションそのものの精度の他、シミュレーションの入力データが含む有義波高及び平均波周期の誤差が与える影響、コンテナ貨物

の申告値の重量・積み付け計画と実際の重量・積み付けとの差異（積荷の影響）がある。

シミュレーションについては、近年ではホッピング荷重が考慮できるように、従来の周波数領域の線形計算法ではなく、時系列計算法を活用した評価事例が増えている。このような背景のもと、日本船舶海洋工学会の研究プロジェクト P27 において、日本国内の主要機関における 4 つの計算プログラムの検証を行っている（Fukasawa 他、2012）。今次検討委員会における検討で用いた NMRIW を含む 4 つの計算プログラムは、船体運動及び波浪による曲げモーメントのシミュレーション結果については相互によく一致することが明らかになったが、ホッピング荷重のシミュレーション結果については有意なばらつきがあった。

これは、ホッピング荷重を表現する数理モデルは世界中に数多く存在するものの、ホッピング荷重を引き起こすスラミング現象の解析が容易では無いため、現状では十分に確立されているとは言い難い。水槽試験と計算の比較により現状の計算法が実用的であることは国内外の多くの研究事例で示されているものの（例えば、Ogawa 他、2012）、実海域での現象解明のためには更に研究が必要であると考えられる。

このようなホッピング荷重を考慮した時系列計算法において、生成する成分波の位相の組み合わせも重要である。通常このような計算では、スペクトラムを 50 から 100 程度分解して成分波を生成する計算を行う。このため、単純に成分波を組み合わせるだけでも 50 から 100 の階乗ケース考えられる。このような大量の組み合わせを全てシミュレートすることは非現実的であるが、このような成分波の位相の組み合わせによる計算結果の誤差にも注意を払う必要がある。

また、実海域では短波頂不規則波（Short Crested wave）である一方で、水槽試験やシミュレーションは、長波頂不規則波（Long Crested wave）で行われることも誤差要因の一つと考えられる。さらに、実海域では風浪とうねりの 2 成分波が、異なる方向から船体に入射する場合も多く、このような 2 方向波の波と遭遇した場合の荷重及び構造強度の評価は、現状では十分に研究が行われていない。

6. 3. 1 積荷の影響

コンテナ貨物の積み荷の影響については、国際海事機関においてコンテナ貨物の船上積載前の重量把握の強制化に関する議論がある一方、事故船については、船体沈没に伴いコンテナ貨物が滅失しており、各コンテナ貨物の実際の重量や積み付け位置がどうであったかを検証することができないことから、喫水計測値からの船体撓みの推定と静水中曲げモーメントの関係を、同型船を含め傾向等を把握すべく情報収集した。

事故船について

事故船の事故前の出航時、喫水計測値の読みから求める船体撓み量は 0.63m、コンテナ貨物が申告値通りの重量で積み付け計画通りに積載されたとの条件において積み付け計算機が算出する静水中曲げモーメントは設計上の許容値の 103%である。一方、この 0.63m の船体撓みを用いて全船 FEM モデルによる直接計算から推定される静水中曲げモーメントは許容値の 126%となる。（更に、撓むことによる浮力の効果を加味すると許容値の 118%となる。）そこで貨物重量、船体撓み量及び静水中曲げモーメントの関係について、以下の考察を行った。

まず、コンテナ貨物の積み付け重量が申告値・積み付け計画とどの程度異なっていれば静水中曲げモーメントが許容値の126%になるのかを計算した。計算の結果、貨物重量の総量が申告値の総量と同じ場合、船体中央付近の重量を14%減少させ、船尾付近を14%、船首付近を13%それぞれ増加させて初めて静水中曲げモーメントが許容値の126%になることが分かった(図6.3.1)。他方で、事故船における実態の積み付けが、このように貨物重量の申告値や積み付け計画から大きく異なっていたとは想定し難いとの見方もある。事故船における実態の積み付けは、事故船沈没により検証できず、また、喫水計測での読み誤り、船体の横傾斜の影響もあり得るため、今後、同型船を用いた調査を含め、可能な検証を行う必要がある。

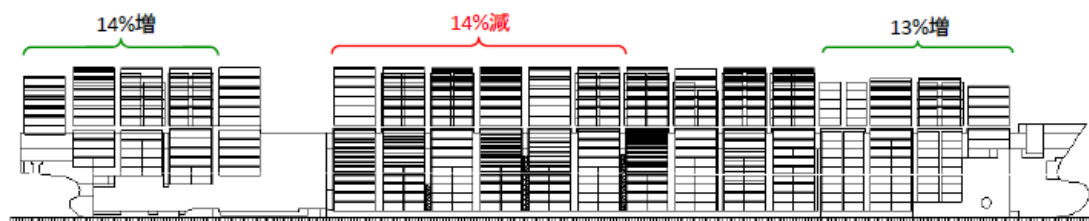


図6.3.1 静水中曲げモーメントが許容値の126%となる積み付けの例

参考に、喫水値の読みの仮定として、船体撓み量が0.55mの場合の全船FEM計算モデルによる直接計算から得られる静水中曲げモーメントの許容値は115%となる。このモーメントを発生させる積み付けを検討した結果、船体中央付近の重量を7%減少させ、船尾付近を5%、船首付近を7%それぞれ増加の場合と求めた(図6.3.2)。なお、貨物重量を一律に5%増とした場合の静水中曲げモーメントの増加は1.2%、一律に10%増加させた場合は静水中曲げモーメントの増加は2.4%となった。

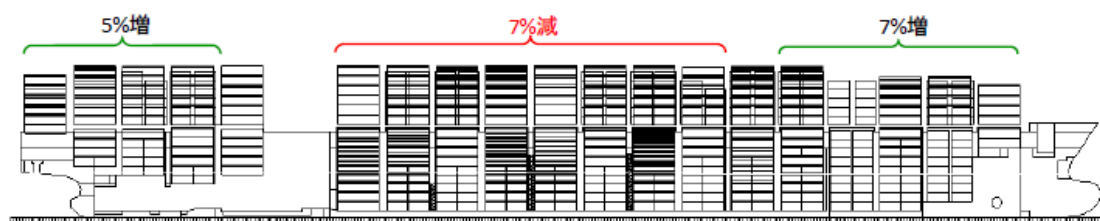


図6.3.2 静水中曲げモーメントが許容値の115%となる積み付けの例

なお、図6.3.1及び図6.3.2の貨物荷重及び積み付けであった場合の作用荷重をシミュレーションすると、それぞれ表6.3.1のとおりとなる。

表6.3.1 作用荷重の計算結果(ホギング、 $10^6\text{kN}\cdot\text{m}$)

	A: インド洋折損事故時	B: ドック入り後の有義波高最大時	C: 就航後の有義波高最大時
図 6.3.1	10.4	8.1	11.1
図 6.3.2	10.1	7.5	10.5

同型船を用いた実船における静水中曲げモーメントと船体撓み量の分析

同型船で実船における静水中曲げモーメントと船体撓み量を分析した。図6. 3. 3の青色プロットの静水中曲げモーメントは、申告値通りのコンテナ貨物重量が積み付け計画通りに積載された場合に積み付け計算機が算出する値で、船体撓み量は船首尾及び中央の喫水の実測から算出された値である。

青色のプロットを見ると、ほぼ同じ静水中曲げモーメントに対し船体撓み量の差が大きく、まず、貨物の積み付けに申告値と実際に差があることが考えられる。このため、同一船の積荷の無い状態でバラストの漲水に差を設けて実測した結果を緑色のプロットに求めた。これらと比較するため、緑色のプロットに対応する静水中曲げモーメントに対し、全船 FEM モデルの計算から算出される船体撓み量を求め赤色にプロットした。バラスト量はタンクテーブルから正確に把握可能であるので、緑色と赤色のプロットの差については、喫水の計測誤差や個船毎の工作による差異などの影響が考えられる。

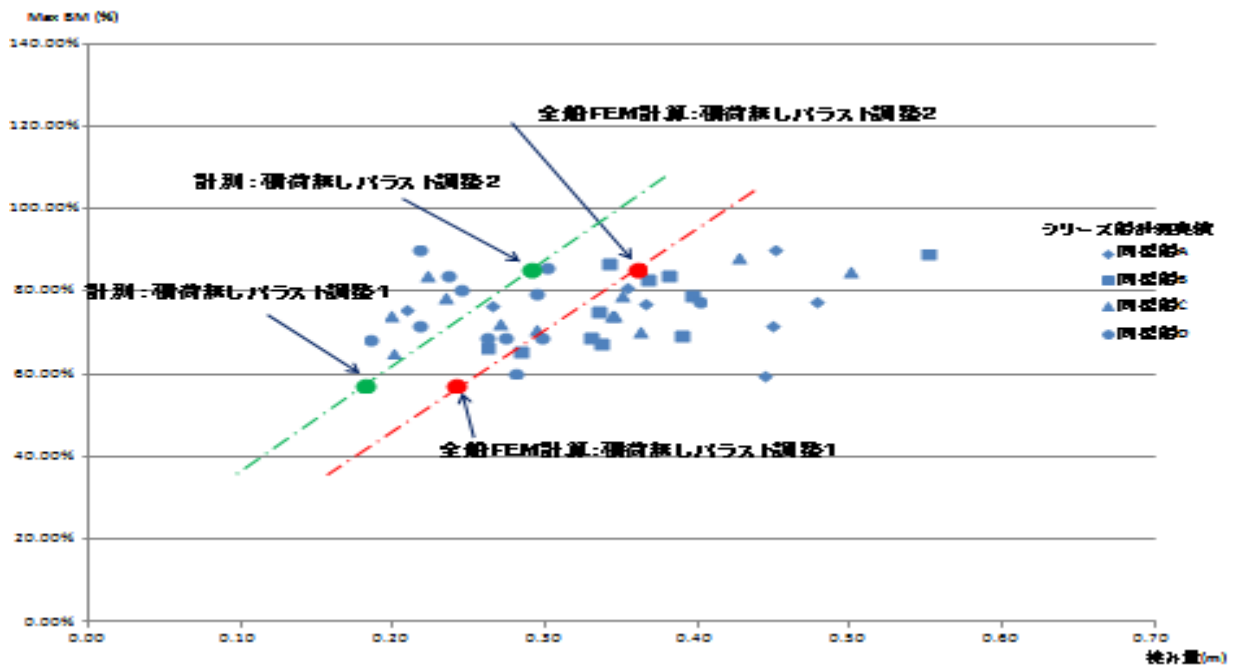


図6. 3. 3 静水中曲げモーメントと船体撓み量

図6. 3. 3から、静水中曲げモーメントにおける積荷の影響をコンテナ船の出航時において、喫水計測による船体撓み量から精度良く管理することは困難である。また、特に 8000TEU 級以上の大型コンテナ船では実運航時の積み付け計画上の最大静水中縦曲げモーメント（ホギング）は、かなりの頻度で許容積載量程度になり得る。このため、図6. 3. 1及び図6. 3. 2も踏まえ、国際海事機関におけるコンテナ貨物の船上積載前の重量把握の強制化に関する議論との関連においては、荷主がコンテナ貨物の実重量を積載前に正確に情報提供することが、大型コンテナ船の安全対策に推奨される。

6. 3. 2 静水中曲げモーメントの傾向に関する考察

バラスト漲水について

- ① (旧) パナマックス型までのコンテナ運搬船では、最大船幅が約 32.2m に限られるためにスタビリティ性能が厳しく、貨物を格納した多くのコンテナをデッキ上の高い位置に積載するにはバラストタンク、特に二重底バラストタンクにカウンターバラストを張る必要性があった
- ② (旧) パナマックス型までのコンテナ運搬船では①に記した事情から、漲水するカウンターバラストによって静水中ホギングモーメントが減少するので、運航時の積み付け計画では最大静水中縦曲げモーメントが許容値の 80~85%になる頻度が高いのが実態であった。
- ③ 一方オーバーパナマックス型、特に 8000TEU クラス以上の大型コンテナ運搬船では船幅が 45m 超に拡大しスタビリティが改善されたので、貨物を格納した多くのコンテナをデッキ上の高い位置に積載する場合でも、バラストタンク、特に二重底バラストタンクにカウンターバラストを張る必要性が薄らいでいる。
- ④ 結果的にオーバーパナマックス型、特に 8000TEU クラス以上の大型コンテナ運搬船では、実運航時の積み付け計画上の最大静水中縦曲げモーメント (ホギング) が、かなりの頻度で許容積載量程度になり得る。
- ⑤ コンテナ運搬船では一般的に、スカントリング喫水に達する程の総コンテナ貨物重量になるケースは希であるので、オーバーパナマックス型でも二重底等のタンクにバラストを漲って静水中縦曲げモーメントに安全余裕度を確保するのは可能であり、運航者の判断次第である。但し、一般的に追加のバラストを漲った状態で航海すれば燃費が悪化する。
- ⑥ なお、MOL COMFORT においては、強度設計は各積み付け計算から算出される最大静水中縦曲げモーメント (ホギング) に対して行われており、事故時の最大静水中縦曲げモーメントは、ほぼこの許容値の状態であった。
- ⑦ 10000TEU 超級の超大型コンテナ運搬船になると、見通しの制約からブリッジがミドシップ付近に配置されるのが一般的である。また、ブリッジ下にはコンテナを積載できないので、直下に燃料タンク等が集中して配置される。更には機関室が配置される場合もある。この結果、ミドシップ部の船体横断面の断面係数が大きくなる一方で、重量のミドシップ集中によって静水中縦曲げモーメント (ホギング) も緩和される傾向となる。

7. 事故発生シナリオの想定

事故発生シナリオとしては、以下のシナリオについて考察し、船底外板の変形の有無による影響も考察する。

シナリオ：作用荷重が船体最終強度を上回ることにより船体の破壊が進み、浸水を起こし、折損に至る

シナリオにおける船体強度と作用荷重の関係

事故時の船体強度 (最終強度) は $14.0 \times 10^6 \text{kN} \cdot \text{m}$ である一方、推定された船体に作用する荷重は、

9.4×10⁶kN·m であり、推定荷重は船体強度（最終強度）の 67%程度にしか相当せず、折損条件を満足しないという計算結果となった。（船体強度（最終強度）は、船底外板に想定する初期形状不整により 14.0×10⁶kN·m から 15.0×10⁶kN·m の範囲となった。）

同型船の安全点検等で発見された船底外板の座屈変形（20mm 程度）についても、計算を行ったが、船体強度に近い荷重をかけても座屈変形の再現にはいたらなかった。

積荷の影響を含む荷重のシミュレーション計算に伴う不確定要因や、船底バット継手に沿って船底外板に高さ 20mm 程度の残留変形が存在する場合等の影響についても、定量的な評価を含めて検討したが折損条件を再現するには至らなかった。

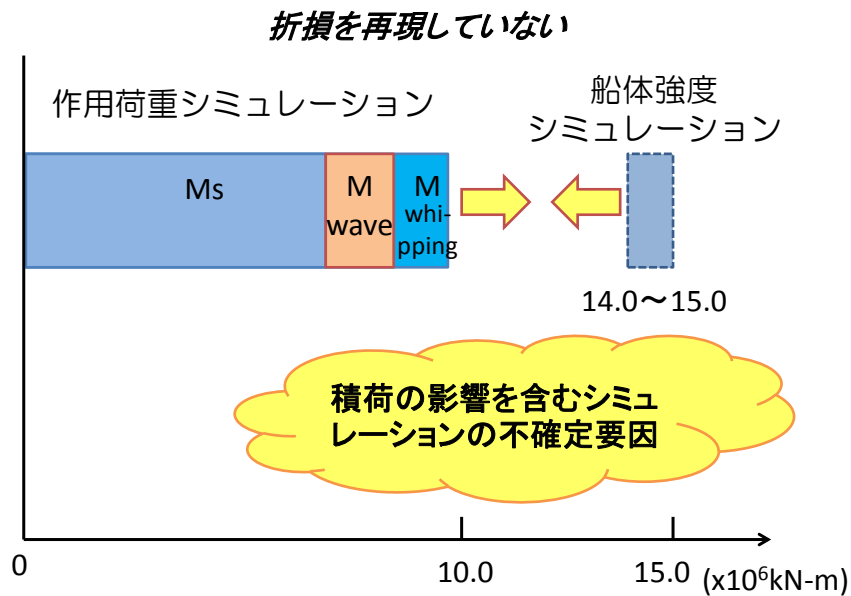


図 7. 1 本調査における荷重と強度の関係

本委員会で想定した海象条件によると事故船に事故時に作用した荷重は9.4×10⁶kN·mと推定されるが、事故船の記録によれば、事故の約3年半前に10.0×10⁶kN·m程度の荷重を受ける海象に遭遇しており、その際には折損事故は起きておらず、その後今回の折損事故が起きている。このため、①事故時に船体に作用していた荷重が計算値以上であった可能性、②船底外板の座屈変形の程度など何らかの理由で事故船の船体強度が低下していた可能性、③その両方が起きていた可能性などが考えられ、荷重及び強度に関するシミュレーション計算の不確定要因等を含め更なる検証作業が必要である。

また、同型船の安全点検等で発見された船底外板の座屈変形（20mm 程度）に関し、船体強度（最終強度）に近い荷重で計算を行っても、座屈変形の再現が出来なかった点について、事故船も船体強度（最終強度）に近い荷重に遭遇していないと推定されるにも関わらず、船底外板に座屈変形が確認されており、今後実船計測とシミュレーションによる船底外板の座屈変形の発生メカニズムの解明が必要である。

折損事故の原因を確定するに至っていないことから、今後、荷重及び強度に関するシミュレーション

計算に伴う不確実要因を含め、調査結果とその評価を検証するため、同型船の船体作用荷重の実船応力計測などを行うことにより、折損事故の再現を確認し、事故の再発防止を図る安全対策を策定する

8. 検討結果及び今後の課題

事故時の状況に基づく作用荷重の推定、同型船の安全点検結果も踏まえた船体強度評価及びこれらを踏まえた想定事故発生シナリオの考察から得られる検討結果及び今後の課題は、以下の通りである。

8. 1 事故時の重量分布と静水中曲げモーメント

検討結果

貨物の重量の申告値からの超過の有無や重量の偏在による静水中曲げモーメントの増加の仮定を設ける場合、その重量分布の推定が困難なことから、作用荷重のシミュレーションにおいては、申告値通りの重量の貨物が計画通りに積載されたとした。この場合の静水中曲げモーメントは、 $M_s=6.0 \times 10^6$ kN·m である。

今後の課題

船体に作用する貨物による荷重の適切な管理に関しては、特に 8000TEU 級以上の大型コンテナ船では実運航時の積み付け計画上の最大静水中縦曲げモーメント（ホギング）は、かなりの頻度で許容積載量程度になり得る。このため、国際海事機関におけるコンテナ貨物の船上積載前の重量把握の強制化に関する議論との関連において、荷主がコンテナ貨物の実重量を積載前に正確に情報提供することが、大型コンテナ船の安全対策に推奨される。

（参照：6. 2 及び 6. 3）

8. 2 事故時の海象条件と波浪中曲げモーメント

検討結果

事故当時の海象状況を長波頂不規則波（有義波高 5.5m、平均波周期 10.3 秒）として推定した結果、事故時の最大波浪荷重は波浪成分 $M_w=2.0 \times 10^6$ kN·m、ホイッピング成分 $M_{whip}=1.4 \times 10^6$ kN·m と算定されたので、合計 $M_w+M_{whip}=3.4 \times 10^6$ kN·m である。従って、事故時に作用した荷重は、静水中曲げモーメントと波浪曲げモーメントの合計 $M_s+M_w+M_{whip}=9.4 \times 10^6$ kN·m と推定された。

今後の課題

事故船は、事故の約 3 年半前に 10.0×10^6 kN·m 程度の荷重を受ける海象に遭遇しており、その際には折損事故は起きておらず、その後今回の折損事故が起きている。このため、①事故時に船体に作用していた荷重が計算値以上であった可能性、②船底外板の座屈変形の程度など何らかの理由で事故船の船体強度が低下していた可能性及び、③その両方が起きていた可能性などが考えられ、荷重及び強度に関するシミュレーション計算の不確実要因等を含め更なる検証作業が必要である。

また、シミュレーションには以下の誤差要因と技術課題がある。これらを考慮した評価技術の高度化と実船計測による検証が重要である。

- ・シミュレーションにおけるホイッピング荷重の推定精度
- ・時系列計算法における成分波の位相の組み合わせ計算結果の誤差

- ・短波頂不規則波（Short Crested wave）と長波頂不規則波（Long Crested wave）の違い
- ・実海域を想定した 2 方向波における荷重及び構造強度の評価法の確立

（参照：6. 2 及び 6. 3）

8. 3 曲げモーメントに対するホッピング影響

検討結果

波高が劇的に高くない場合であっても波周期との組み合わせによっては、船体運動からの荷重と船体振動からの荷重（ホッピング荷重）の重畳が船体に作用する荷重に大きく寄与し得る。従来の船体構造規則では、ホッピングによる曲げモーメント成分を陽に評価していないが、今回の荷重のシミュレーションではホッピングによる曲げモーメントが波浪成分の 70% となった。

今後の課題

船体運動からの荷重と船体振動からの荷重（ホッピング荷重）の重畳が船体に作用する荷重に大きく寄与し得る点について、実船応力計測も含め船体構造規則の観点から評価検証する必要がある。

例えば、荷重シミュレーションにおいて波向きは一方向の長波頂波と仮定しているが、付録 6 でホッピング影響について考察するように、実船では短波頂波であり、かつ、多方向からの波と遭遇し得る。

また、このような有限なエネルギーを持つ荷重による船体崩壊挙動についての知見は現状ではきわめて限られており、合理的な強度評価法の開発も含めて将来解明すべき課題である。（実船計測で得られる知見によるが、仮説として、同型船で発見された船底外板の座屈変形の発生メカニズムを説明する候補となる可能性がある。）

（参照：6. 2）

8. 4 船体縦曲げ最終強度

検討結果

初期形状不整として

- ・初期形状不整無し
- ・4mm 振幅の板材座屈モードの初期形状不整
- ・JSQS（造船所で採用している工作精度の許容範囲）の標準値を有する板材のやせ馬変形を含む初期形状不整
- ・同型船の点検で見られた凸凹変形を参考とした初期変形

を与えた 3 ホールドモデルによる船体強度（最終強度）シミュレーションを実施し、最終強度の範囲として $Mult = 14.0\text{-}15.0 \times 10^6 \text{ kN}\cdot\text{m}$ の結果を得た。

しかし、同型船の安全点検等で発見された船体二重底部船底外板の座屈変形については、船体強度シミュレーションで船体最終強度に近い荷重から除荷した時の変形量が非常に小さく、残留変形として再現できなかった。

また、バット継手を挟んだ局所的な円形の変形（変形量 30mm）が、船底外板の船幅方向の全幅にわたって存在すると仮定した場合のシミュレーションを行ったところ、最終強度は $13.4 \times 10^6 \text{ kN}\cdot\text{m}$ まで低下するとの結果を得た。

今後の課題

座屈変形の再現が出来なかった点について、事故船も船体強度（最終強度）に近い荷重に遭遇していないと推定されるにも関わらず、船底外板に座屈変形が確認されており、今後実船計測とシミュレーションによる船底外板の座屈変形の発生メカニズムの解明が必要である。船底外板の変形についての面外変形の条件（板材の長短辺長さ比など）の比較検証を含め、今後、変形の発生と影響に関する調査を進める必要もある。

また、変形形状による船体強度（最終強度）低下の傾向については、変形形状の絞り込みとともに、二重底構造の3ホールドモデルでの検証を行う必要がある。そもそもこのような残留変形が生じる原因を構造強度と荷重の両面から解明する必要がある。

(参照：5. 1及び5. 2)

8. 5 船体最終強度評価に関わる不確実性要因と規則要求値

検討結果

今回の解析では、非線形ストリップ法による作用荷重が、 $M_s+M_w+M_{whip}=9.4\times 10^6$ kN-m と推定され、一方、3ホールドモデル解析(シミュレーション)による最終強度が $M_{ult}=14.0-15.0\times 10^6$ kN-m と算定され、折損の条件を解明するに至っていない。また、得られた事故船の船体最終強度は船級規則で規定する要求強度の126%程度(26%の余裕代)であるという推定結果となった。

今後の課題

以下に述べるような不確実要素あるいは定量的評価が確立されていない事項に対し、現行の船級規則が十分な構造強度上の余裕代を与えていたか、事故船と異なる設計の大型コンテナ船とも比較しながら検証する必要がある。

- ・波浪中縦曲げモーメントにおけるホイッピング影響
- ・船級規則で規定される波浪中縦曲げモーメントのホイッピング応答に対する余裕代
- ・コンテナ重量のバラツキによる静水中縦曲げモーメントの不確実性
- ・横荷重（船底、船側水圧、コンテナ荷重。とりわけ斜め波や2方向波における非対称な水圧分布）を考慮した縦曲げ最終強度
- ・材料特性や溶接残留応力による影響

など

(参照：5. 2及び6. 2. 4)

9. 安全対策の提言等

今後の取り組み

折損事故の原因を確定するに至っていないことから、今後、荷重及び強度に関するシミュレーション計算に伴う不確実要因を含め、調査結果とその評価を検証するため、同型船の船体作用荷重の実船応力計測などを行うことにより、折損事故の再現を確認し、事故の再発防止を図る安全対策を策定する予定である。(8. 5)

また、事故の再発防止に関する安全対策の対象船範囲を検討するため、事故船とは異なる設計の大型コンテナ船についても、今後、船体強度や船体への作用荷重に関するシミュレーション計算、作用荷重に関する実船応力計測を行う予定である。(8. 5)

当面の安全対策（就航船）

上記のように事故シナリオの推定と安全対策の策定に向けた途中段階にあるが、本委員会は、事故船と同程度以上の積み荷数（20 フィートコンテナ換算で 8000 個積以上）を有する就航中の大型コンテナ船を目安に、当面の間、安全対策の一環として以下を行うことを推奨する。

- 復原力確保のためのバラスト漲水が不要な大型コンテナ船（概ね船幅 45m 以上、8000TEU 積み程度以上）について、可能な範囲での船底外板の安全点検を実施し、座屈変形の有無を確認する。上記点検において座屈変形が存在した場合、適切な対策について船級協会に相談する。(8. 4)
- 国際海事機関におけるコンテナ貨物の船上積載前の重量把握の強制化に関する議論との関連において、特に 8000TEU 級以上の大型コンテナ船では実運航時の積み付け計画上の最大静水中縦曲げモーメント（ホギング）は、かなりの頻度で許容積載量程度になり得る。このため、荷主がコンテナ貨物の実重量を積載前に正確に情報提供することが、大型コンテナ船の静水中曲げモーメントの不確実性を減ずる有効な安全対策として推奨される。(8. 1)
- その他一般的な注意事項として減速などの荒天回避行動がある。(6. 2. 4)

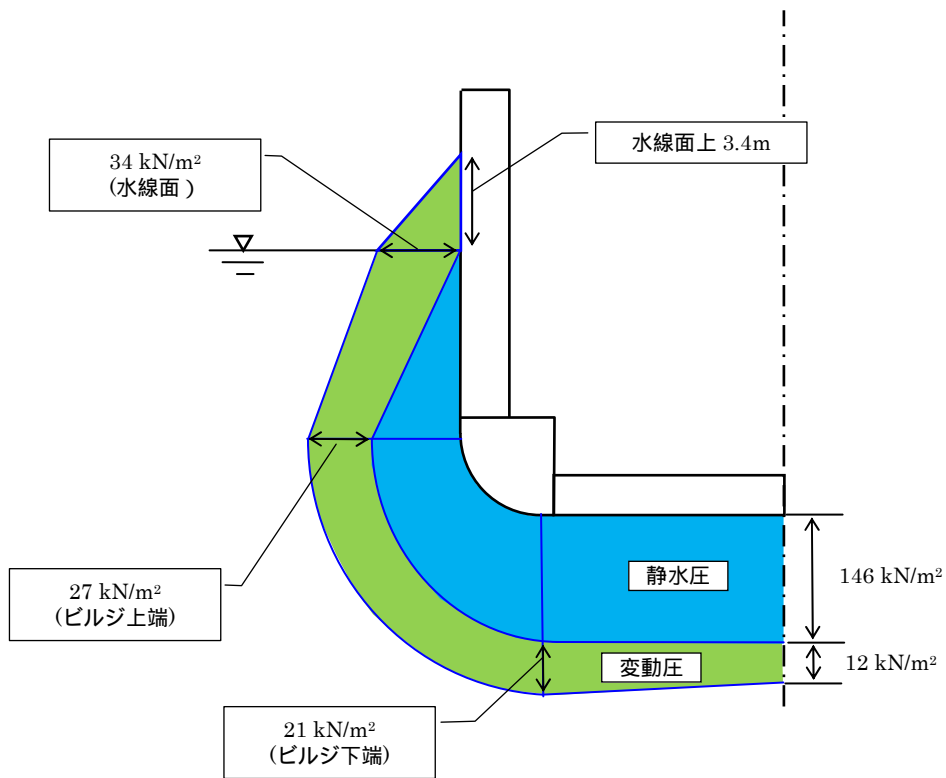
付録2 船体強度評価解析条件（5.1.4関係）

1)船体強度のシミュレーション計算では、鋼材の降伏応力として船級規則の定める最低規格値ではなく、下表に示す平均的実力値を使用した。

鋼種	船級規則の定める最低規格値	本シミュレーション計算で使用した降伏応力
HT32	315 N/mm ²	380 N/mm ²
HT36	355 N/mm ²	410 N/mm ²
HT40	390 N/mm ²	430 N/mm ²
HT47	460 N/mm ²	510 N/mm ²

2)その他、シミュレーションに入力した主な解析条件を下表にまとめる。

項目	入力値	備考
喫水	14.5m	本船強度喫水
波浪変動水圧	図付録 4.1	日本海事協会コンテナ運搬船構造強度ガイドラインによる
コンテナ単重	20.46t（船倉内） 13.75t（デッキ上）	事故時積付け情報に基づく平均値
静水中縦曲げモーメント	3.08×10 ⁶ kN·m	設計許容値(片舷分) 事故時はほぼこれに対応
波浪縦曲げモーメント	2.49×10 ⁶ kN·m	規則値(片舷分)
二重底・二重船側 バラスト重量	無し	中央部付近のバラストタンク 空艙条件
横隔壁燃油重量	無し	結果に影響少ない為、無視した



図付 2.1 シミュレーションに用いた波浪変動水圧(NK ガイドラインによる)

付録3 非線形弾塑性解析における陰解法と陽解法の特徴について(5.1.4関係)

陰解法は精度が高いが有限要素数の自乗に比例して計算時間が増加するのと、座屈モードに応じた初期形状不整(外乱)を与えておかないと座屈強度を過大評価しかねない点、及び座屈・崩壊による変形が大きくなると収束が困難となり計算が進捗しなくなるという欠点がある。

一方で陽解法には計算誤差の累積問題があるが、有限要素の1乗に比例して計算時間が増加するので、また陰解法とは異なり複数のCPUによる並列計算が可能なので、一般的には大規模計算に向いている。但し、計算の時間きざみが全有限要素中の最小要素に比例して決まるので、小サイズの有限要素にはマススケーリング等の特別な処理が必要となる。なお陽解法は本来、動的・衝撃的な構造応答をシミュレーションするのに向いており、荷重の付加に応じて有限要素モデルには局所的な振動が発生する。内部減衰を付与しない場合には振動によって付加される応力によって座屈・崩壊が加速される場合があるので、除去が必要な場合がある。但し局所的な振動が初期形状不整(外乱)となるので、座屈モードの初期形状不整を事前に与えなくて一般的に座屈強度の過大評価が顕著にならないという面もある。

最近では、上述の陰解法と陽解法の優る点に注目し、一連の弾塑性強度計算内で陰解法と陽解法を切り替えて適用するのが一般的である。

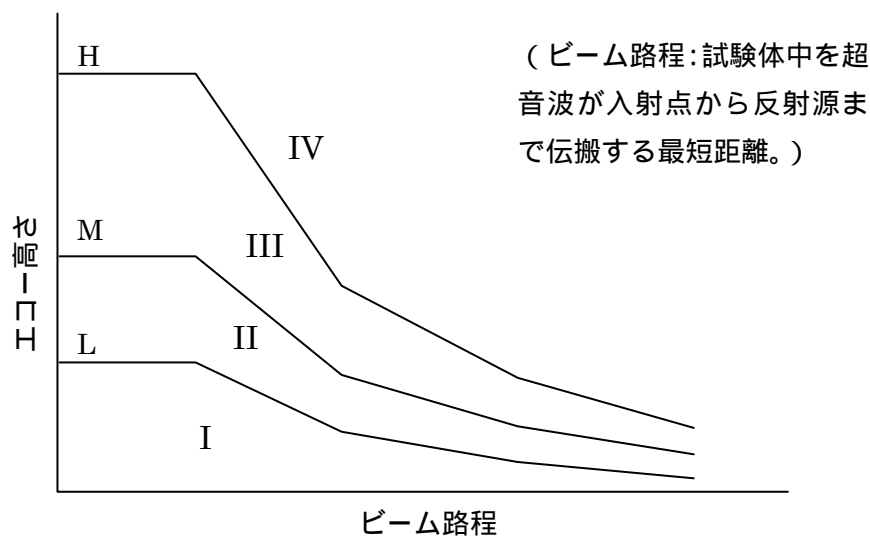
付録4 船底外板バット継手部の亀裂の探査（非破壊検査）（5.3関係）

まず二重底の内部からバット継手溶接部を超音波探傷試験により探査を行った。この結果、割れ及びこれに類すると判断されるきずは検出されなかった。さらに、超音波探傷試験によりインディケーション（非破壊試験で装置に表示される画像や数値、試験体上に出現する模様。）が見られた範囲については、放射線透過試験により割れに類するきずが無いことを確認した。割れ以外のきずの種別については、超音波探傷試験により次に示す基準に従い評価を行い、基準エコー高さ（エコー：試験体のきずや底面また境界面などから反射して受信されるパルスが探傷器の表示器に現れるインディケーション。エコー高さ：探傷図形に反映するエコー高さ、基準レベルとの比としてdBで表すことがある。）を超えるインディケーションの見られた長さは、計測した全体長さの10%未満であった。

評価にあたっては、エコー高さの範囲とエコー高さの領域区分は、L線以下を領域I、L線を超えM線以下を領域II、M線を超えH線以下を領域III、H線を超えるものを領域IVとした。検出レベルは、次の手順により作成した。

- 1) 標準試験片を用い、標準穴(RB-41No.1φ3.0mm)を板厚の裏面でビーム軸が反射する点から探傷し、最大エコーを検出した高さを80%となるように感度調整し、これをH線の起点とする。
- 2) 1)の感度から6dB下げたときのエコー高さをM線の起点、および12dB下げたときのエコー高さをL線の起点とする。
- 3) 同様に裏面で反射したビームが探傷面に到達する点及びさらに反射したビームが裏面で反射する点において、それぞれのエコー高さを結ぶ。

基準エコー高さを超えるかどうかの判断は、領域IIIのエコーが検出される個所についてはM検出レベルに対し板厚に相当する走査距離、領域II及びIIIのエコーが検出される個所についてはL検出レベルに対し板厚に相当する操作距離、領域IVのエコーが検出される個所についてはM検出レベル又はL検出レベルに対し板厚の半分に相当する走査距離として行った。



図付4.1 エコー高さとビーム路程の関係

付録5 気象海象データの誤差について（6.1 関係）

今次検討においては、2つのデータソースを活用した。1つは、波浪推算に基づくデータである（以下、民間データソースA）。もう1つは、風のデータから、推算式により求めた波浪データである（以下、民間データソースB）。

前者は、波高で0.5mから2.0m程度、波周期で0.5から2.0秒程度の誤差がある。一方、後者は、ビューフォート8で、波高は1.7m程度の誤差がある。

民間データソースAは、波浪推算に基づくデータである。現在の気象予報解析で国際共通規格である第3世代の全球波浪推算モデル（WAM Cycle4）を使用したものである（宇都宮他、2012）。空間的分解能（格子間隔）は緯度経度ともに0.5度、時間間隔は1時間である。

民間データソースBは、風のデータの関数である推算式から求めた波浪データである。ここで用いた風のデータは、人工衛星データ及び船舶による海上実況気象通報データを用いている。

人工衛星データとは、人工衛星から照射するレーダーの反射波から、照射した海域の風向及び風速を推定するものである。本データの照射範囲は12.5kmであり、この空間における平均風速及び風向（高度10m）が分かる。

船舶による海上実況気象通報データとは、世界気象機関（WMA: World Meteorological Agency）の定めに基づき、航行船舶から通報される気象データである。

風データを入力として、風浪及びうねりの波高及び波周期を計算している。風浪については、国際的にもよく知られているWilson (1965)及びBredschneider (1970)の風浪推算式からそれぞれ波高と波周期を計算している。うねりについては、Bredschneider (1968)のうねりの推算式から波高及び波周期を計算している。

民間データソースAに関して、第3世代の全球波浪推算モデルによる波高の計算精度は、10m以下の波高の場合、0.5mから0.9mと言われている（Japan Weather Association, 1993）。一方で、WAM Cycle4による波高の精度検証（宇都宮他、2012）においては、0.5mから2.0m程度のバラツキがあるとされている。

波周期に関しては、波高ほど包括的に検証された事例は多くないが、WAM Cycle4についての波周期の精度検証（宇都宮他、2012）においては、0.5から2.0秒程度の誤差がある事が分かっている。また、いくつかの検証例では、風が殆ど吹いていない海象に別の場所で発生した長いうねりが減衰せずに伝播することにより当該海域の平均波周期に影響を及ぼす等、推算モデルによる特徴（くせ）があることが知られている（Ogawa, 2009、日本造船学会, 1992）。

民間データソースBに関して、これらの推算式では、風の推定精度及び風の吹走時間によるところが大きい。波高の誤差（バラツキ）は、風速の入力誤差の倍程度といわれている（日本造船学会, 1992）。ビューフォート8では、風速が17.2~20.7m/sと想定されている。風速約20m/sに対して3m/s程度、つまり15%程度のバラツキがある。例えば、このようなバラツキをもつ風速を入力として、上記の推定法で波高を推定した場合は30%程度ばらつくこととなる。すなわち、波高を5.5mとすると約1.7m程度はバラツキが生じる事となる。

これらのデータソースA及びBについて事故時における事故海域での波浪データを下表に示す。上述

の誤差（バラツキ）を考慮すると双方のデータは、ほぼ等価な値となっている。

	有義波高(m)	平均波周期(sec.)	波向（真北0度、時計回り）
民間データソース A	5.5	10.3	225
民間データソース B	5.32	8.7	233

付録6 ホイッピング影響について(8.3関係)

大型コンテナ船の実船計測における応力測定には、これまでも国内外で多くの計測が行われており、例えば図付6.1及び図付6.2に示すOgawa他(2012)、Sumi他(2013)の報告がある。

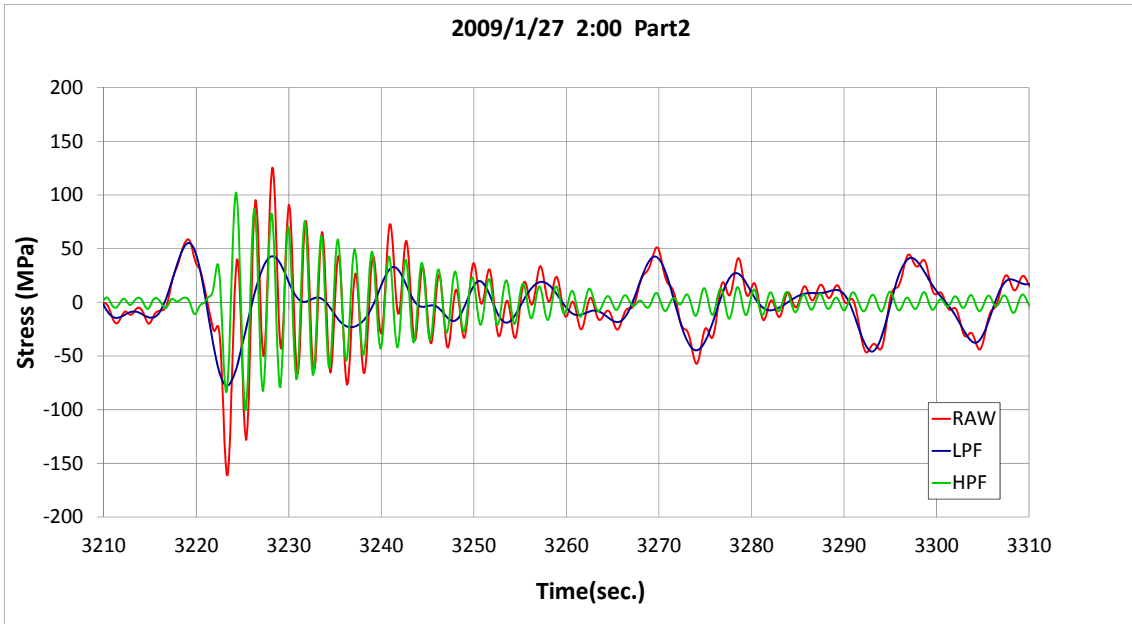
図付6.1はあるコンテナ船Aの船体縦曲げ応力履歴であるが、周期9秒から10秒程度の波浪による曲げ応力に対し、これに相当する程度のホイッピング荷重による応力が短時間(周期1.8秒程度)のサイクルで発生していることを示唆している。

また、図付6.2は応力振幅の長期頻度分布である。この図は、計測波形そのもの(RAW)及びローパスフィルター(LPF)或いはハイパスフィルター(HPF)をかけた波形を用いて応力の振幅値を統計解析した結果であり、確率はそれぞれ振幅の数で割って求めている。このため、それぞれの確率を直接比較することができないが、それぞれの成分が荷重全体(RAW)に占める割合がわかる。この図の場合、波浪による曲げ応力成分(LPF)に対し、ホイッピング荷重による応力成分(HPF)が無視できないレベルのものであることが分かる。

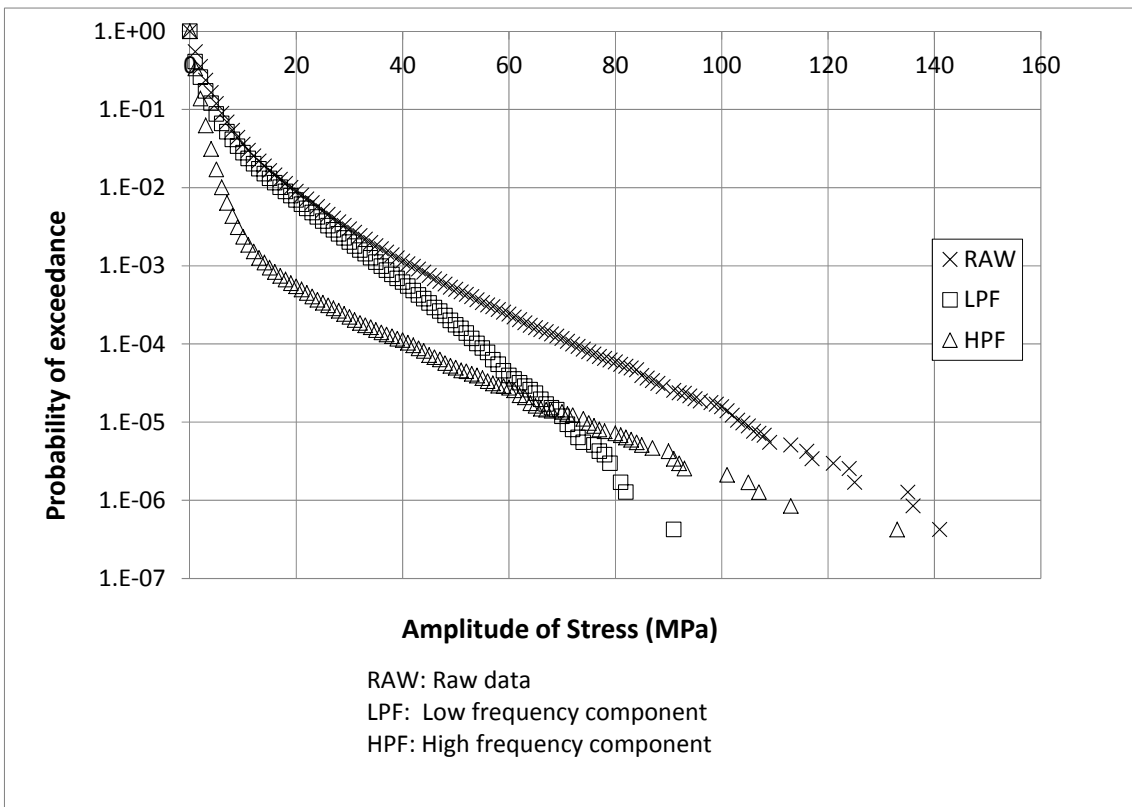
更に、斜め波を受けて一定の荷重が船体に作用している状態で、正面からホイッピング荷重が発生するような大きな波を受けた場合には、2方向波による荷重に加えてホイッピング荷重が重畳した場合は、より高い応力が発生する可能性がある。

また、ホイッピング荷重はスラミング衝撃とそれに誘起される船体過渡振動に起因するため、その特徴として比較的小さい有限エネルギーしか持たない。この荷重の持つエネルギーは、そもそも船体振動に伴う海面の攪乱やコンテナ貨物の振動により徐々に減衰されるものであるが、このようなホイッピング荷重が出会い波周期で変動する波浪縦曲げ荷重に短時間のサイクルで重畳することにより船体の最終強度を超えて崩壊が発生した場合を考えると、塑性ひずみの進行により吸収されるエネルギー量は、準静的な波浪荷重の場合に比べて小さく、船体が最終的な全体崩壊に至る前の状態で留まるという挙動を示すことも推測される。

これらについては、学術的にも未解明な部分が多く、今後の研究による解明が必要であると考えられる。



図付 6 . 1 コンテナ船 A の縦曲げ応力時刻歴



図付 6 . 2 コンテナ船 A の縦曲げ応力の頻度分布 (計測期間 : 9 か月)

コンテナ運搬船安全対策検討委員会

委員名簿

【座長】(敬称略)

角 洋 一 横浜国立大学大学院工学研究院 教授

【委員】(五十音順 敬称略)

上 田 直 樹	三菱重工業株式会社 交通・輸送ドメイン 船舶・海洋事業部 技術統括室長
川 越 美 一	株式会社商船三井 執行役員
木戸川 充 彦	日本海事協会 業務執行委員 船体部長
小 林 一 也	川崎重工業株式会社 船舶海洋カンパニー 技術本部長
洲之内 満 彦	日本郵船株式会社 技術グループ グループ長
田 村 兼 吉	独立行政法人 海上技術安全研究所 研究統括主幹
中 島 喜 之	ジャパンマリンユナイテッド株式会社 商船事業本部 基本計画部 部長
中 野 豊 久	川崎汽船株式会社 技術グループ グループ長
藤久保 昌 彦	大阪大学大学院工学研究科 教授

【事務局】

国土交通省海事局安全政策課