

コンテナ船に適用される構造強度規則について

石橋 公也*, 杉本 圭*, 杉本 友宏**

1. はじめに

本会は、2022年に鋼船規則C編¹⁾の全面改正を実施した²⁾。この全面改正では、100年以上に渡る船級業務で培ってきた船体構造に関する知見をベースとして、2017年からの規則開発プロジェクトにおいて船体構造の強度評価に必要となる荷重、腐食、降伏、座屈、疲労等の要素技術の研究開発を進め、それらの成果を規則に採用している。従来の規則は、理論ベースの荷重算式や強度算式に基づきつつ、これまでの損傷実績を用いて船種毎あるいは構造毎に損傷が起きない寸法を調査して、そこから適切な安全率を導く経験工学的な手法を取ることが多かった。これに対して、全面改正後の規則は、船舶が遭遇する荒天海象、その荒天海象における船体の応答、就航船の腐食状況、損傷発生に直接的に結びつく強度クライテリア等を精度よく推定・評価する手法に基づいており、Design by Analysisと称する設計が可能な構造規則となっている。このため、鋼船規則C編は、コンテナ船、LNG船、一般貨物船等の様々な船種が適用されるが、船種に関わらず、基本的な強度要件は統一されている。一方で、船種特有の構造に対する要件や、船種特有の構造強度上の問題に対する要件も必要となる場合があり、コンテナ船に関しては、そのような要件が比較的多く存在する。昨今の燃料費の高騰、環境規制への対応からコンテナ船の減速運航が行われたため、コンテナの運搬効率が低下し、それを補う形でさらなるコンテナ船の大型化が進んでいる。90年代では9,000TEUのコンテナ船が最大船型であったが、現在では23,000TEU 長さ400m超のコンテナ船が登場している。大型のコンテナ船の上甲板やハッチサイドコーミングには、厚さ100mmに達するYP47鋼という非常に高強度な極厚鋼材が使用されており、巨大な船体構造のわりに鋼材使用量が抑えられるようになっている。このため相対的に船体構造の剛性は低下する傾向となっており、ホイッピングやスプリングといった船体構造の弾性振動の影響が大きくなることが指摘されている。また、極厚鋼板が非常に高い引張応力下で使用されることから危険な損傷

モードである脆性破壊の可能性が指摘されている。本会では、これらの大型コンテナ船特有の構造強度上の問題に対して、関連業界や研究機関との共同研究等により安全性を担保する基準を開発してきた。開発された基準は、NK独自の構造規則である鋼船規則C編に取り入れるか、あるいは、本会からIACSに働きかけてIACS統一規則（UR）として採用されてきた。

本稿では、コンテナ船を切り口とした鋼船規則C編の概要を紹介する。また、コンテナ船にのみ適用される本会独自の強度要件の内容、経緯、技術背景を解説する。

2. コンテナ船の設計荷重

船体構造に作用する波浪荷重は遭遇する海象条件に大きく依存する。構造規則では、船舶が航行する海域のうち最も厳しい海象条件とされる北大西洋を考慮することが一般的である。また、ストリップ法や3次元パネル法等の耐航性ツールを併用することで、個船の特徴を捉えた波浪荷重の推定が可能となる。

しかしながら、個船の設計ごとに荷重解析を用いることは工数面等から現実的とはいえないことから、船舶の主要目等を用いた簡易算式が必要であり、構造規則では幾つかの算式を定めている。一方で、簡易算式は精度とのトレードオフが付き物であることから、本会は、簡便さ・精度・技術背景の透明性をバランスよく確保する手法について長年検討しており、2000年代初頭には「コンテナ運搬船の構造強度ガイドライン」としてその成果を要件化・公表した。当該ガイドラインには、後にIACS共通構造規則に採用されている等価設計波のコンセプトに加え、倉口が大きい船舶において生じる曲げ振りに対する設計荷重が規定された。

その後も、コンテナ船の大型化及びTwo island型のコンテナ船への対応を行うと共に、ホイッピングと呼ばれるスラミングによる衝撃荷重に起因する弾性振動現象への対応をすべく、水槽試験や数値解析によるシリーズ計算等を継続的に行い（図1及び図2

* 技術研究所 ** 開発本部 開発部

参照), 2015年から2016年にかけてコンテナ船規則の大幅な改正を行い, 関連する設計荷重もブラッシュアップされた。

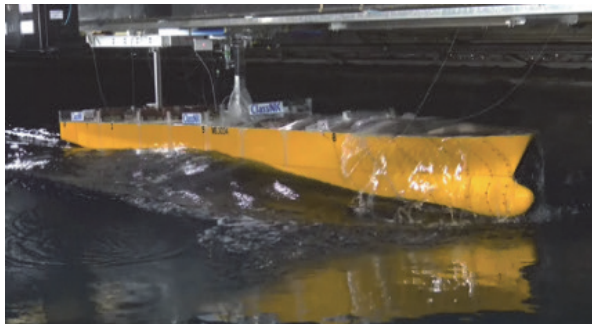


図1 ホイッピングに対する水槽試験

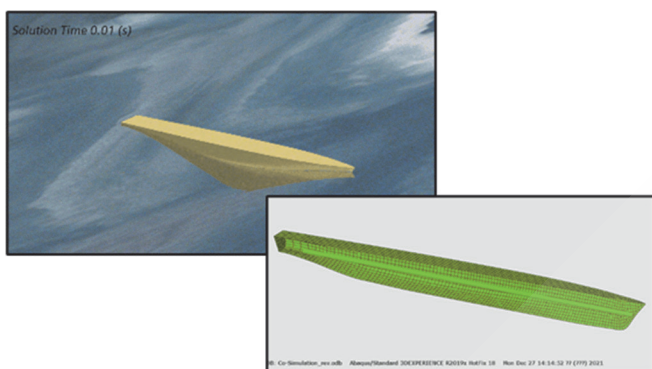


図2 解析によるホイッピングの再現
(CFD及びLS-dynaを用いた連成解析)

更に, 2017年から2022年にかけて実施された, 鋼船規則C編全面改正プロジェクトでは, より実現象に沿った設計荷重とするべく, 簡易算式の見直しが行われ, 等価設計波を含めたコンセプトが全面的に採用されている(図3参照)。コンテナ船については, 2015年から2016年にかけて等価設計波等の設計荷重が既に導入されていたため, コンセプトについては大きな変更が加えられていないものの, 荷重算式そのものは大きく形を変えた。

同見直しにおいては, 直接荷重解析で得られる加速度や波浪変動圧といった荷重について, 理論式をベースに物理的考察を行い, それぞれの成分について支配的因子を抽出し, その影響を調べ, 最後に簡易化を行うという手順を踏み, コンテナ船に限らず多くの船舶に対して丁寧な検証を実施した。このプロセスにより, より汎用性の高く高精度な設計荷重を開発することに成功した。また, 従来, 経験工学的に扱われてきた操船による影響(疲労強度評価に対しては, それに加えて航路による影響)についても, 当該プロジェクトにおいてビッグデータ分析を通じて明確にし, 当該影響を規則に陽な形で規定するに至っている。(当該プロジェクトで実施された

これらの詳細については本技報No.3及びNo.5掲載論文³⁾⁴⁾⁵⁾を参考にされたい。))

この見直しにより, 海象と設計荷重の関係性等, 透明性も向上し, 今後は構造規則に限らず, 様々な場面での活用が期待される。

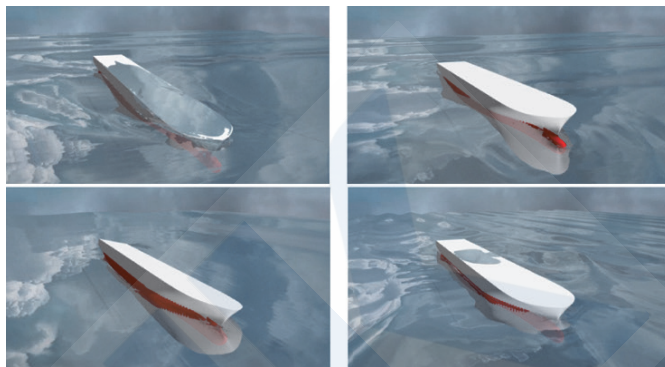


図3 4つの等価設計波

(左上:HM, 右上:FM, 左下:BR, 右下:BP)

3. ホイッピング及び面外荷重影響を考慮した縦曲げ最終強度

近年発生した大型コンテナ船の折損事故を受けて, 造船所及び船社から派遣された専門家, 研究者, 学識経験者から構成された国土交通省の「コンテナ運搬船安全対策検討委員会⁶⁾」, 本会の「大型コンテナ安全検討会⁷⁾」が立ち上げられ, 各種調査及び審議が行われた。これらの委員会では, コンテナ船の安全性対策の提言や今後取るべきアクションプランが提示されている。本会規則には, 提言及びアクションプランに則った独自の強度要件を規定することで, 大型コンテナ船に対して, より確実に構造安全性を担保できるようになっている。

縦曲げ最終強度とは, 船体を一本の梁と見做し, その梁が折損せず耐えうる最大モーメントのことを指す。一般に, この縦曲げ最終強度を考慮する場合は, 船体構造に垂直曲げモーメントのみが働くことを仮定し, その他の船体構造に働く荷重の影響は一定の安全率で考慮することが通例となっている。しかしながら, 特に大型コンテナ船にあっては, 船底外板に海水圧による面外荷重を受けることにより, 二重底曲げによる応力が, 垂直曲げ応力と重畳(図4)することにより, 縦曲げ最終強度が有意に減少し, この減少率が個船の設計に依存して有意に変化することが知られている。

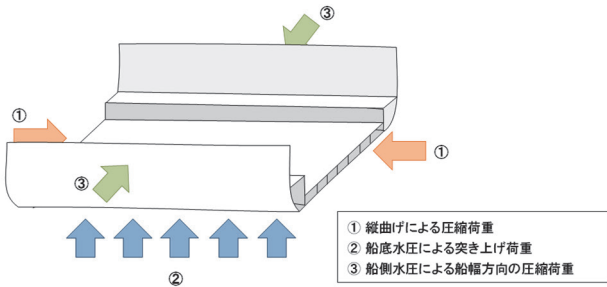


図4 コンテナ船の船底構造に働く荷重の種類

そこで、本会の規則では、この面外荷重影響を固定値の安全率で表現するのではなく、個船の設計に応じた評価を行えるようにしている。具体的には、面外荷重影響を直接的に考慮できる非線形FE解析との比較検証により導いた下式で表される簡易計算法を採用している。

$$M_{U,DB} = \alpha_U \sigma_{US,avg} Z_B \times 10^3$$

- $M_{U,DB}$: 面外荷重による影響を考慮した縦曲げ最終強度 (kNm)
- α_U : 非線形FE解析との比較より導いた修正係数 (1.25)
- Z_B : 船底における断面係数 (m^3)
- $\sigma_{US,avg}$: 船底外板の防撓パネルの船長方向荷重に対する最終強度の平均値 (N/mm^2)
通常の貨物倉解析より船底外板に働く船長方向及び船幅方向の圧縮応力を求め、これらの応力の重畳効果を考慮して船底外板防撓パネルの最終強度を求める。

ホイッピングによる船体梁の弾性振動に起因する垂直曲げモーメントは、波浪により発生する垂直曲げモーメントに重畳するように発生する。(図5参照)



図5 ホイッピングモーメントの重畳

この垂直曲げモーメントの重畳の効果がどの程度発生するのか、前2.で述べたように複数隻の試供船を用いて、数値シミュレーションや水槽試験を実施した上で、どのようなコンテナ船でも、ホイッピング影響を安全側に評価できるような波浪垂直曲げモーメントに対する安全率を設定した。最終的にホイッピング及び面外荷重影響を考慮した縦曲げ最終強度は、下式により判定する。

$$M_{Smax} + \gamma_{Wh} M_{W-Hog} \leq M_{U,DB}$$

- M_{Smax} : 静水中垂直曲げモーメント (kNm)
- M_{W-Hog} : 波浪中垂直曲げモーメント (kNm)
- γ_{Wh} : ホイッピングを考慮した安全率 (1.5)

4. 疲労強度評価における弾性振動影響

船体梁の弾性振動は、波浪中垂直曲げモーメントによる変動応力に重畳するため、応力範囲及び変動繰返し数が増加し、疲労強度にも影響する⁸⁾⁹⁾。

船体に現れる振動現象がスプリング又はホイッピングのいずれによるものかを判別することは困難であるが、一般に、有義波高の小さい海象での振動現象がスプリングで、有義波高の大きい海象での振動現象がホイッピングと考えられる。

設計時には、通常波浪変動に起因する応力範囲と繰返し数に基づいて疲労評価を行うが、弾性振動の重畳による応力変動とそれに伴う繰返し数の増加を直接的に考慮することは困難である。また、非線形弾性振動応答シミュレーションを行うことも現実的とは言い難い。通常波浪変動による疲労被害度に対して、弾性振動の影響を考慮した係数を乗じることにより、弾性振動影響を考慮することが、簡便かつ合理的な方法と考えられる¹⁰⁾。

そこで、実船に生じる弾性振動がどのようなものであるかを把握するために、2隻のコンテナ船(8600TEU, 14000TEU)の垂直曲げ応力の実船計測データを評価した。1時間毎の計測データについて、弾性振動の重畳した計測波形(WV)と振動成分を除去した通常波浪変動による波形(W)に対して疲労被害度の評価を行った。8600TEUコンテナ船の就航路はアジア～欧州及びアジア～欧州～北米～喜望峰～アジアで、14000TEUコンテナ船の就航路はアジア～欧州であった。8600TEUコンテナ船の方が、より厳しい海域を航行している。

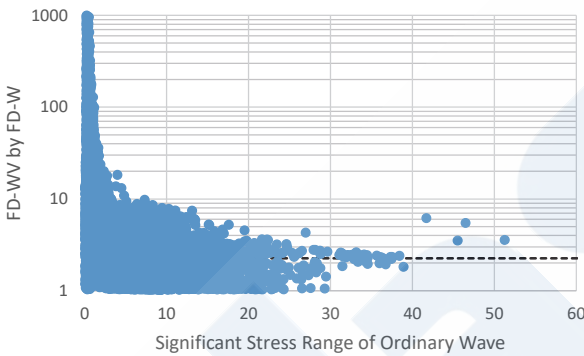
評価に用いるS-N線図の傾きの逆数が3であることから、疲労被害度が応力範囲の3乗に比例すると仮定する。1時間毎の区分内で、WV及びWにお

る応力範囲の3乗値の総和の比が、溶接継手における弾性振動重畳による疲労被害度の増加率に相当する。

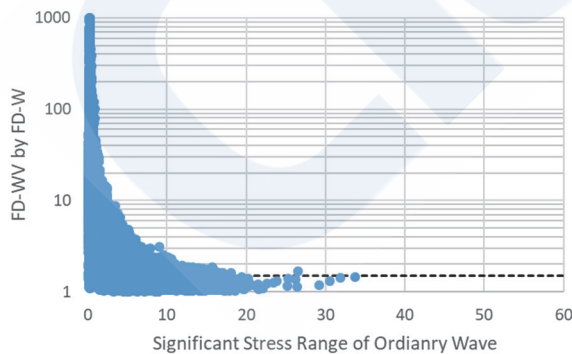
$$C_{vib_k} = \frac{\sum_{i=1}^{N_{WV,k}} \Delta\sigma_{WV,k,i}^3}{\sum_{j=1}^{N_{W,k}} \Delta\sigma_{W,k,j}^3}$$

通常波浪変動による応力範囲の1時間区分における有義値と弾性振動重畳による疲労被害度の増加率の関係を図6に示す。図中の点線は、全計測期間における疲労被害度の増加率で、それぞれ2.25及び1.51である。

通常波浪変動による応力変動が小さいほど疲労被害度の増加率のばらつきが大きいのは、スプリングによる弾性振動が主で、通常波浪変動の応力範囲に比べ相対的に大きな振動が重畳するためである。一方、ホイッピングによる弾性振動が主となる通常波浪変動による応力変動が大きい領域では、ばらつきも小さく、概ね平均値辺りに収束するようである。



(a) 8600TEUコンテナ船

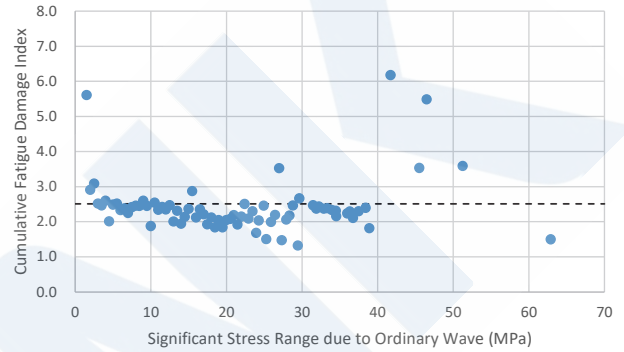


(b) 14000TEUコンテナ船

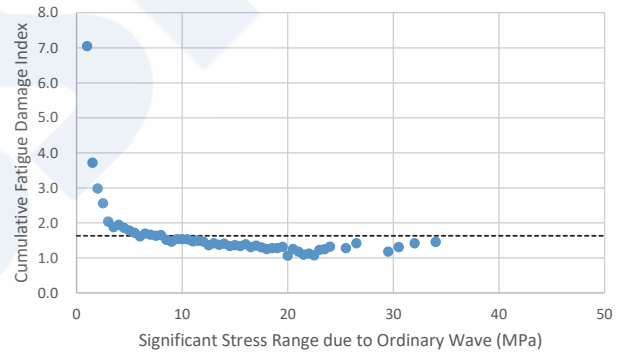
図6 1時間区分における弾性振動重畳による疲労被害度の増加率

さらに、通常波浪変動による応力範囲有義値を0.5MPa毎に区分し、区分内での累積疲労被害度の

増加率の期待値をとると、図7のようである。図中の点線は平均値を示し、それぞれ2.51及び1.63である。応力範囲の有義値にかかわらず、また、スプリングやホイッピングといった振動現象の別にかかわらず、ほぼ一定の値を示すことが示された。このことから、累積疲労被害度の増加率の期待値を影響係数とすることで、スプリングとホイッピングの弾性振動の区別を考慮することなく、弾性振動影響を考慮することが可能と考えられる。



(a) 8600TEUコンテナ船



(b) 14000TEUコンテナ船

図7 応力範囲の有義値0.5MPa区分内の弾性振動重畳による疲労被害度の増加率の期待値

上記結果から、ある有義波高の海象下での弾性振動シミュレーションを行うことで、弾性振動影響係数を評価することができることが分かったため、2隻の実船計測データに加え、表1の3隻のコンテナ船について、弾性振動シミュレーションを10回実施し、平均値として弾性振動影響係数を求めた。

シミュレーションの結果、求められた弾性振動影響係数は、実船計測の結果の間にあり、概ね良好な結果が得られたと考えられる。弾性振動を生じる場合の疲労被害度の増加率としては、通常波浪変動での疲労被害度のほぼ2倍と考えることができる。

表1 弾性振動シミュレーションの対象船及び弾性振動による疲労被害度の増加率

	CC-1	CC-2	CC-3
L (m)	350	300	200
Vs (kt)	21.85	27.25	22.50
C_{vib}	2.09	2.15	2.08

弾性振動の疲労強度への影響を検討する上で、次の事項を考慮している。

- (1) 弾性振動は向波 $\pm 30^\circ$ の状態で生じる。
- (2) 弾性振動の重畳は、垂直曲げモーメントによる応力変動に重畳する。
- (3) 弾性振動が重畳した場合、スプリング及びホイッピングの区別なく、また、有義波高の違いによらず、疲労被害度はほぼ2倍に増加する。
- (4) 疲労設計における設計荷重での応力評価は、全波向きでの長期応答期待値に対して行われる。
- (5) 直接法での有限要素応力解析では、各荷重成分が合成された荷重を設計荷重として負荷される。
- (6) 長期累積疲労被害度は、線形応答に対する応力範囲長期分布に基づき計算される。

以上の事項を踏まえ、設計時に評価される累積疲労被害度に対し、どのように弾性振動影響を考慮するかについて検討した。検討は、対象船の縦通肋骨の桁貫通部の疲労被害度を例として行った。評価は、垂直曲げモーメント、水平曲げモーメント、波浪変動圧力、 X, Y, Z 3方向加速度の応答関数を用いた。評価位置での垂直曲げ応力、水平曲げ応力、波浪変動応力、内圧変動応力を梁理論で求め、各荷重成分の位相を考慮して合成応力を求めた。弾性振動影響を考慮する場合は、弾性振動が生じた場合に疲労被害度が2倍となるように応力変動の倍率を考慮することで、簡易的に評価した。即ち、 $\pm 30^\circ$ の波向きにおける垂直曲げモーメントの応答関数を $\sqrt{2}$ 倍した。波スペクトルはISSC-1964を用い、 \cos^2 方向性分布を考慮した。長期予測は、IACS Rec.34の波浪発現頻度表を用い、All headingsでの応答値を求めた。

通常波浪変動での応力範囲の長期予測 (excluding) 及び $\pm 30^\circ$ の波向きにおける垂直曲げモーメントに弾性振動による応力の重畳を考慮した場合の長期予測 (including) を行い、応力範囲の変動分布を求めた。図8に垂直曲げ応力が支配的な上甲板付ロンジの応力範囲の長期分布、図9に垂直曲げ応力及び局部曲げ応力が大きい船底付近の船側外板付ロンジの応力

範囲の長期分布を示す。

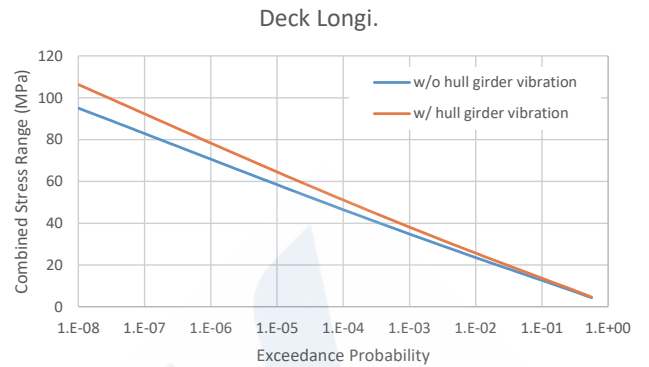


図8 上甲板付ロンジの応力範囲の長期分布

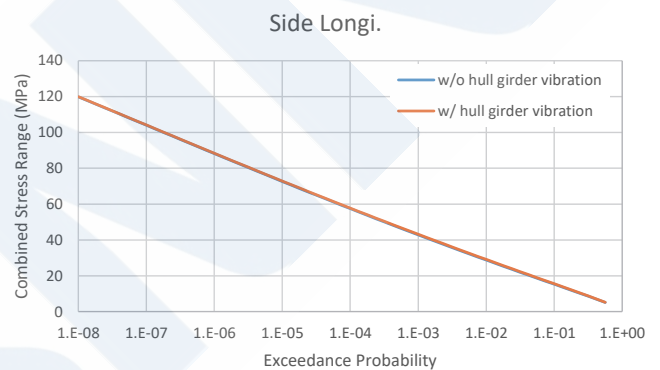
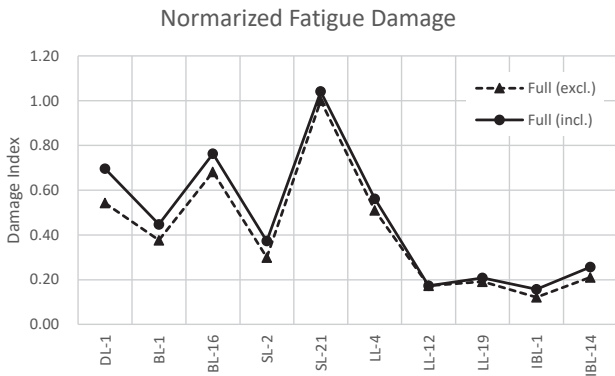


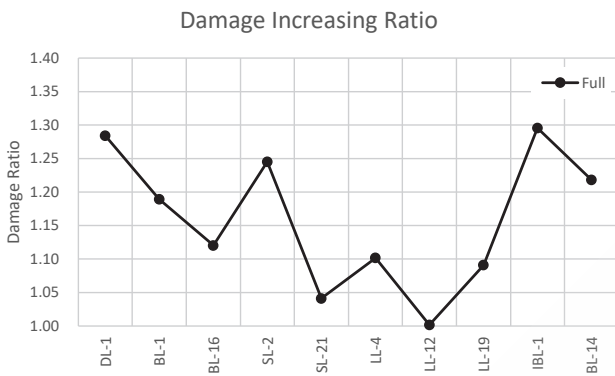
図9 船底付近の船側外板付ロンジの応力範囲の長期分布

累積疲労被害度が最も大きかった部材を基準に疲労被害度を標準化して示すと図10(a)のようで、弾性振動影響を考慮した場合の累積疲労被害度の増加率を示すと図10(b)のようである。累積疲労被害度の増加割合は、部材により異なる。

弾性振動が重畳した時の応力範囲の長期分布での平均値を用い、垂直曲げ応力と全荷重成分での応力を比較した結果を図11に示す。応力値がほぼ垂直曲げ応力で決まる場合 (DL-1, BL-1, SL-2, IBL-1, IBL-14)、疲労被害度の増加率は1.2~1.3程度となるが、他荷重成分が含まれる場合、疲労被害度はあまり増加しない。即ち、弾性振動が垂直曲げ応力に重畳した場合であっても、他荷重成分との合成で応力状態が決まるような部材にあつては、ほとんど疲労強度に影響は現れないと考えられる。また、垂直曲げ応力のみで疲労強度が決まる部材に対しては、累積疲労被害度を1.3倍することで弾性振動影響を考慮することができる。



(a) 累積疲労被害度 (SL-21で標準化)



(b) 疲労被害度の増加率

図10 弾性振動影響の考慮/未考慮時の累積疲労被害度の比較 (DL:上甲板付ロンジ, BL:船底外板付ロンジ, SL:船側外板付ロンジ, LL:縦通隔壁付ロンジ, IBL:内底板付ロンジ)

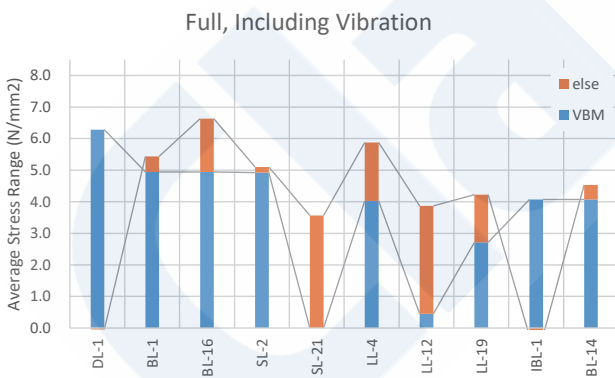


図11 垂直曲げ応力成分と全荷重成分の応力の比較

以上の検討をまとめると次のようになる。

- 弾性振動が生じる短期応答中の累積疲労被害度の増加率の期待値は、コンテナ船の場合、有義波高やスプリング及びホイッピングの区別に関わらず、2.0程度である。
- 弾性振動が $\pm 30^\circ$ の向波の状態が生じると考えた時の長期の累積疲労被害度の増加率は1.3程度である。

- 他荷重成分が合成される場合は、弾性振動影響はほとんど現れない。

従って、疲労強度評価における弾性振動影響は、垂直曲げ応力で応力状態が決まる部材に対して、通常波浪に対する累積疲労被害度に1.3を乗じて考慮することとした。

5. 極厚鋼板とアレスト設計

2000年代からのコンテナ運搬船の大型化に伴い、ハッチサイドコーミング、強力甲板等に対し、板厚が50mm~100mmとなる極厚鋼板や高い降伏点を有するYP47鋼が使用されるようになった。同時に、極厚鋼板の溶接継手部より発生した脆性き裂が伝播し大規模損傷につながる可能性があることを指摘した研究結果が報告されたことを契機として、幾つかの課題があることも明らかとなった。本会ではその重要性を鑑み、業界の多大な協力のもと、様々な調査及び研究を行い、2008年10月に「大型コンテナ船のYP47鋼の使用に関するガイドライン」を、2009年9月に「脆性亀裂アレスト設計指針」を世界に先駆けて発行した(図12にアレスト設計の模式図を、図13に関連実験の写真を示す)。

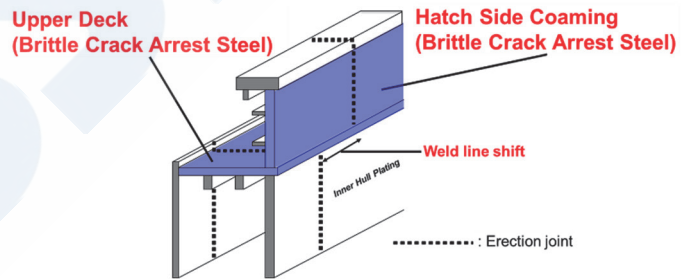


図12 アレスト設計の模式図

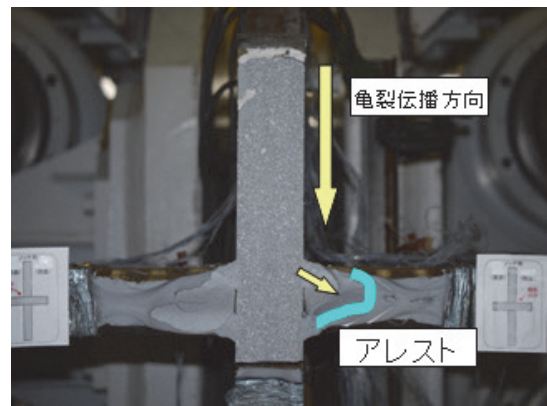


図13 実構造を模した脆性き裂伝播・アレスト試験

IACSにおいても、本会が主導して、極厚鋼板を使用したコンテナ運搬船の脆性破壊防止対策について、脆性き裂アレスト設計等に関する議論を行い、

本会が作成した上記設計指針をベースとして極厚鋼板の使用に関する要件が検討され、2013年1月にIACS統一規則S33として採択された。同時に、YP47鋼のガイドラインをベースとした要件がIACS統一規則W31として採択された。

また、2013年の統一規則制定後も、本会は積極的に関連研究に取り組んできた。同統一規則には、脆性破壊防止対策として、板厚が80mmを超える鋼板をアレスト鋼として使用する場合の脆性亀裂アレスト特性に関する具体的な要件はなく、各船級が個別に取り扱っていた。本会は、業界と引き続き共同研究を行い、大規模な実験及び数値計算等を行い、板厚80mmを超える場合のアレスト鋼板に必要なアレスト特性を導き出した。その後、IACSに働きかけ、2019年には、本研究成果が反映された統一規則S33(Rev.2)及びW31(Rev.2)¹¹⁾が採択されている。

また、鋼板の特性や設計の仕方だけでなく、検査に関連する研究についても精力的に取り組んでいる。2020年に採択された統一規則S33(Rev.3)¹²⁾においては、縦強度部材の船体ブロック間のバット継手全線に対して、通常の超音波探傷試験に代えて先進的非破壊試験を実施するよう規定されており、例えば、フェーズドアレイ超音波探傷試験がその方法として認められている。本会は、フェーズドアレイ超音波探傷試験に関する研究を業界と協力して実施し、2020年3月に「フェーズドアレイ超音波探傷試験による非破壊検査ガイドライン」¹³⁾を発行し、フェーズドアレイ超音波探傷試験による非破壊検査要件や具体的な探傷要件等を取りまとめている。

このように、構造規則の多くを占めている強度要件に留まらず、アレスト設計等の異なる枠組みについても最新の技術を常に反映できるよう注力している。

6. おわりに

この四半世紀の間、世界的な経済の発展と貿易量の増大に伴い、コンテナ船の需要が拡大してきた。船級船の船種別のシェアにおいてもコンテナ船が大きなウェイトを占めるようになってきている。2022年以降はウクライナ侵攻や物価高の影響を受けてコンテナの荷動きが減少しているものの、コンテナ船の建造量は今後も増加する見込みである。

本会は、今後のコンテナ船の構造設計や損傷に関するトレンドを注視しつつ、構造強度評価に関する技術開発を継続的に行い、事故発生後の規則(フィードバックとしての規則)ではなく、プロアクティブな規則を構築できるよう最善を尽くし、今

後も安全且つ合理的な設計を可能とするような規則開発を行う所存である。

参考文献

- 1) 日本海事協会：鋼船規則C編，2023
- 2) 石橋：鋼船規則C編の変遷と全面改正の概要，ClassNK技報，No. 5，p.57-61，2022
- 3) 松井ら：単胴船に作用する6自由度のFroude-Krylov力の簡易算式の開発，ClassNK技報，No. 3，p.65-79，2021
- 4) 篠本ら：長期予測をベースとした波浪荷重の簡易算式の開発・Heave加速度及びPitch角，ClassNK技報，No. 3，p.81-89，2021
- 5) 見良津ら：船舶の実遭遇海象に基づく操船影響の定量的評価，ClassNK技報，No. 5，p.71-74，2022
- 6) 国土交通省：コンテナ運搬船安全対策検討委員会最終報告書，2015
- 7) 日本海事協会：大型コンテナ船安全検討会報告書，2014
- 8) Heggelund, S. E., Storhaug, G. and Oma, N.: Consequence of Whipping and Springing on Fatigue and Extreme Loading for a LNG Vessel Based on Onboard Measurements, Proc. of PRADS 2010
- 9) Storhaug, G., Choi, H. K., Moan, T. and Hermundstad, O.: Consequence of Whipping and Springing on Fatigue for a 8600TEU Container Vessel in Different Trades Based on Model Tests, Proc. of PRADS 2010
- 10) Fricke, W. and Paetzold, H.: Experimental Investigation of the Effect of Whipping Stresses on the Fatigue Life of Ships, Proc. of IMSDC 2012
- 11) IACS : Unified Requirement W31 (Rev.2), 2019
- 12) IACS : Unified Requirement S33 (Rev.3), 2020
- 13) 日本海事協会：フェーズドアレイ超音波探傷試験による非破壊検査ガイドライン，2020