コンテナ船船体の動的弾性応答計算に基づく構造健全性評価

— 第 2 報 船体剛性の影響及び二重底面外曲げと船体縦曲げの相関 —

学生会員	川 崎 洋 平 [*]	正会員	岡 田 哲 男 ^{**}
正会員	小早川 広 明 ^{***}	正会員	天 谷 一 朗 ^{***}
正会員	宮 下 哲 治 ^{***}		長 島 智 樹 ^{***}
正会員	根 木 勲 ^{****}		

Strength Evaluation of Containerships Based on Dynamic Elastic Response Calculation of Hull Girder.
2nd Report - Influence of Hull Girder Rigidity and Correlation between Double Bottom Bending and Hull Girder Bending

by	Yohei Kawasaki, <i>Student Member</i>	Tetsuo Okada, <i>Member</i>
	Hiroaki Kobayakawa, <i>Member</i>	Ichiro Amaya, <i>Member</i>
	Tetsuji Miyashita, <i>Member</i>	Tomoki Nagashima
	Isao Neki, <i>Member</i>	

Summary

In recent years, the increase in container ship sizes is progressing prominently due to the expansion of worldwide economy, accompanied by usage of materials of higher strength. These changes cause relatively smaller hull girder rigidity, posing concerns on the increased hull girder whipping response and its influence on the hull girder ultimate strength. Moreover, the increase in container ship sizes caused greater ship breadths and more flexible double bottom structure, which also affects the hull girder ultimate strength. In this paper, the authors investigated ‘influence of the hull girder flexibility to the whipping response’ and ‘the correlation factors between the double bottom bending and the hull girder bending’ in irregular waves through a combined numerical simulation method, comprising ship motion and wave load analysis based on Rankine source method and subsequent 3-dimensional whole ship finite element analysis based on Newmark- β method.

1. 緒 言

近年, 世界の海上荷動き量の増加に伴いコンテナ船の大型化が進んでいる. 大型化により縦曲げモーメントが増加する事から, より高強度の鋼材の適用が進み, YP460 鋼がハッチコーミング部分に普及してきている¹⁾. 一方, 大型コンテナ船では比較的大きなホイッピング応答が発生することが実船計測などを通じて知られている^{2,3)}. 大型化や高張力鋼採用による相対的な剛性低下により, ホイッピング応答が最終強度や疲労強度に及ぼす影響が大きくなる可能性が懸念される.

このような背景から, ホイッピング応答の数値シミュレーション, 水槽試験との比較検証などについて, 近年数多くの研究が行われている. 三宅ら⁴⁾は, 3次元ランキンソース法と Bernoulli-Euler 梁に基づく解析コードにより 12,000TEU コンテナ船の規則波中応答を検討, 水槽試験結果と比較し, 良い精度でスプリングング応答を推定できることを示した. Rajendran ら⁵⁾は, 時刻歴の非線形ストリップ法と Timoshenko 梁に基づく FEM モデルを連成させ, 規則波中及び不規則波中の水槽試験結果との良い一致を示した. Corak ら⁶⁾は, 周波数領域の船体運動計算と Timoshenko 梁を連成させた解析に基づき, 波浪成分とホイッピング成分を含む縦曲げモーメントの長期予測を行い, 航海ルートの違いや荒天回避, 減速が縦曲げモーメントの極値に及ぼす影響を調べた.

これらの研究では船体構造モデルとして梁モデルを採用しているため, 縦曲げ応答と局部構造応答の連成や相関を考慮することはできない. 一方, 二重底の局部曲げの影響により, 船体縦曲げ最終強度が低下することが報告されている^{7,8,9)}. 船体の大型化により二重底の幅が増大し, 二重底曲げの影響が大きくなることも懸念される. 従って, 船体縦曲げ最終強度を正確に検討するためには, 波浪荷重やホイッピン

* 横浜国立大学大学院工学府
** 横浜国立大学大学院工学研究院
*** ジャパン マリンユナイテッド株式会社
**** 株式会社 アイ・イー・エム

グ等の弾性振動応答に関して, 実際の海象中における二重底の構造挙動を精度よく把握することが必要となる. Kim ら¹⁰⁾ は, 時間領域のランキンソース法で流体力を計算し, Timoshenko-Vlasov 梁モデル, 3 次元 FEM によるモード法, 時間領域の 3 次元 FEM の 3 レベルで弾性応答を解析するシステムを開発した. しかしながら, それぞれの構造モデルで縦曲げ等の結果が良く合うことは示されたものの, 縦曲げと局部応答との連成や相関についての考察までは至っていない.

このような中, 著者らは, ランキンソース法に基づく非定常・非線形時刻歴船体運動計算と Newmark- β 法に基づく時刻歴全船 3D FE 解析を組み合わせた解析システムを開発し, 向波・不規則波中での船体のホイッピング応答を再現することができることを示した¹¹⁾. 本研究ではこれらの解析システムを用いて不規則波中におけるホイッピング応答を含む構造応答を計算し, 船体剛性の違いがホイッピング応答に与える影響を検討する. さらに二重底面外曲げ応力と船体縦曲げ応力の相関について, 波浪応答成分と弾性振動応答成分それぞれについて考察を行う.

2. 計算手法の概要

計算手法は文献^{11,12)}と同じ手法に依った. まず初めに, ランキンソース法を用いた非定常・非線形時刻歴船体運動解析により, ISSC1964 波スペクトラムに則って生成された正面向波の不規則波中を航行する船体表面の, 時々刻々と変化する波浪変動圧を求めた. その際, サージ運動は固定とした. 本論文を通して採用した解析条件を Table 1 に示す. 船速は, 波浪中における減速を考慮し, 一般的なコンテナ船の航海速力より若干低い 17.7 kt に相当する 9.10 m/s とした. また, ホイッピングが発生しやすい海象条件とするため, 波長船長比およそ 1 に相当する波周期 15 s を平均波周期とする正面向波の不規則波を生成した.

解析に使用した 14,000TEU コンテナ船の外板パネルモデルを Fig. 1 に示す. パネル数は 561 である. このように船体形状をモデル化し, 自由表面水位の変化による浸水面の変化を時々刻々反映していくことで, 船体形状による非線形現象を取り扱うことができる. 船体表面にはたらく圧力はランキンソース法の中で Bernoulli の式により得られるものを一貫して用いた.

この船を航走させる数値水槽は, 長さ 4,428.6m, 幅 315m とし, 長さ方向を 421 分割, 幅方向を 30 分割とした総パネル数 12,630 でモデル化した. この一端から船を走らせ, 所定の船速に達するまで徐々に加速した. 同時に, 他端に設置した造波板モデルから不規則波を生成した.

次に, 得られた波浪変動圧の時刻歴を全船 3D FEM モデルに負荷し, 時間領域で Newmark- β 法による直接法に基づいて船体各部の弾性応答を計算した. Fig. 2 に使用した全船 FE モデルを示す. 要素数は 26,035, 節点数は 14,893 である.

Table 1 Parameters given in the analysis.

Ship speed [m/s]	Specific gravity of water	Time step [s]	Significant wave height[m]	Mean wave period [s]
9.10	1.025	0.075	5	15

構造減衰はレイリー減衰により, 減衰パラメータは大型コンテナ船の実船計測におけるホイッピング応答の減衰データから, $\alpha = 0.0$, $\beta = 0.012$ とした. 船体の接水振動を模擬するのに必要な付加水質量は, 特異点分布法で計算し¹³⁾, 船体表面の静水中没水部に位置する各要素に付加することで考慮した.

Fig. 1 Hull surface panel model.

Fig. 2 3D whole ship FE model.

3. ホイッピングに及ぼす船体剛性の影響

3.1 船体応答計算結果

14,000TEU コンテナ船を題材に, YP390 鋼と YP460 鋼を想定した 2 つの異なる船体剛性を持つケースの船体弾性応答に関して, パラメトリックスタディを行った. Table 2 に本研究で使用したコンテナ船の主要寸法, 断面性能, 水中での 2 節振動固有振動数を示す. この固有振動数は上述した特異点分布法による付加水質量を付加した全船 FE モデルを用いた固有モード解析により求めた. 使用する鋼材のハイテン係数に比例した断面係数 Z となるように, モデルのハッチコーミング部とアップパーデッキ周辺の縦部材の板厚を変更することにより, 2 種類の剛性を持つモデルを作成した. なお Table 2 では YP390 モデルの Z や I を 100% とし, YP460 モデルでの値をそれに対する比で示している.

前述した本数値水槽の長さでは, 1 試行あたり, 船が不規則波に出会い定常状態になってから水槽の他端近くに達するまでの 4,096 step (5 分程度) の計算が可能である. 一方, CPU Xeon E5-2650v3 (2.3 GHz, 10 Core, 25 M Cache) $\times$ 2, 主記憶装置 64 GB の計算機にてこの 1 試行の計算に 10 日程度の時間を要するため, これ以上水槽を長くして 1 試行で計算できる Step 数を増やすことは現実的ではない. そこで, この計算を 8 試行実施し, 合計 40 分程度に相当する計算結果を得た.

Fig. 3 に YP460 モデルの弾性応答計算から得られた Midship, ハッチコーミング部における縦方向(船長方向)の応力応答のグラフを示す. また, Fig. 3 から 0.3Hz 以上の高周波成分を low-pass filter によりカットした波浪応答成分のみのグラフを Fig. 4 に, 弾性振動応答成分のみのグラフを Fig. 5 に示す. Fig. 4, Fig. 5 より, 弾性振動応答は特に 292~315s, 397~412s, 495~510s にて確認でき, 波浪応答が大きいときに生じていることがわかる. 一方でその大小関係が必ずしも対応していないのは, 弾性振動が主に船首部の波との相対速度や相対角度等の局所的な現象に依存するためと考えられる.

Table 2 Principal dimensions and section properties of the subject container ship.

	YP460	YP390
L_{OA} [m]	About 364	
B [m]	50.6	
D [m]	29.5	
Z	90.42%	100%
I	92.96%	100%
HT factor	0.62	0.68
Natural frequency of two-node vibration [Hz] (in water)	0.463	0.472

Fig. 6 に YP460 モデルと YP390 モデルの 32,768 step (40 分程度)分の解析より得られた縦応力のパワースペクトルを示す. 最初のピークは 0.09Hz 付近で確認できるが, これは平均波周期 15 秒の向波中を船速 9.10 m/s で進む船の出会い波周波数が 0.0926Hz であることから, 波浪応答成分のスペクトルであると考えられる. 2 つ目のピークは, 各々の船の水中での 2 節の固有振動数が YP460 モデルでは 0.463Hz, YP390 モデルでは 0.472Hz であることから弾性振動応答成分のスペクトルであると考えられる. 0.9Hz 付近にわずかに見える 3 つ目の山は船体 3 節振動応答成分のスペクトルであると考えられる.

Fig. 3 Time history of longitudinal stress.

Fig. 4 Longitudinal stress (wave component).

Fig. 5 Longitudinal stress (whipping component).

Fig. 6 Power spectra of longitudinal stress.

YP460 と YP390 のスペクトルのピーク値を比較すると, YP460 に対する YP390 の波浪応答成分の比が 82.90%, 2 節の弾性振動応答成分の比が 81.43%となった. パワースペクトルは応答に関して二乗のオーダーである事を考慮すると, 各々の比は波浪応答成分が 91.05%, 弾性振動応答成分が 90.24%となった.

Table 3 に同じ解析データを使用して求めた 1/3 有義値を示す. YP460 と YP390 の有義値を比較すると, YP460 に対する YP390 の波浪応答成分の比が 90.86%, 弾性振動応答成分の減少率が 89.81%となった.

これらの比率は, 波浪応答成分, 弾性振動応答成分とも

に, YP460 と YP390 の断面係数の比である 90.42% (Table 2) と比較して, それぞれ+0.70%, -0.20%, +0.49%, -0.67%であり, 十分に高い精度で一致している. このことから, ホイッピングによる縦曲げ応力は, このケースにおいては船体断面係数にほぼ反比例して変化するものと考えることができそうである. これについて次節以降にてスラミング荷重持続時間の観点から考察する.

Table 3 1/3 Significant value of longitudinal stress.

Unit : [MPa]	wave component	whipping component
YP460	55.26	60.86
YP390	50.21	54.66
Ratio YP390/YP460	90.86%	89.81%

3.2 剛性の違いによる荷重作用時間と動的応答の関係

一般に荷重作用時間が非常に短い場合には, 剛性の変化に対する応答の感度は低下する. ホイッピング現象を発生させるスラミング荷重の持続時間は比較的短いため, ここでは応答の固有周期との関係で荷重持続時間と剛性の変化に対する応答変化の比を考察し, 次節において船体運動計算結果として発生したスラミング荷重作用時間と船体 2 節振動固有周期との関係を考察する.

最初に一自由度系モデルでの考察を行う. Fig. 7(a)に示す単位ステップ関数に対する応答 $A(t)$, および Fig. 7(b)において ε を限りなく 0 に近づけた単位インパルス荷重に対する応答 $h(t)$ は, (1)~(4)式で与えられる¹⁴⁾.

Fig. 7 Step and impulse load.

$$A(t) = \frac{1}{k} \left[1 - e^{-nt} \left(\cos qt + \frac{n}{q} \sin qt \right) \right] \quad (1)$$

$$h(t) = \frac{1}{mq} e^{-nt} \sin qt \quad (2)$$

$$q = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m} \right)^2} \quad (3)$$

$$n = \frac{c}{2m} \quad (4)$$

ここに, k はばね定数[N/m], c は粘性減衰係数[N/(m/s)], m は質量[kg], t は時間[s]である. (2)式によれば, インパルス荷重に対する最大変位振幅は, 減衰を無視すると剛性の平方根に反比例する. ここでは Table 4 に示す 2 種類のばね定数, 同一の質量, 減衰比を持つ一自由度系について, Table 5

のように荷重作用時間を変えた, 力の大きさ 1 のステップ荷重をかけ, ばね定数の変化に対する応答の変化を計算した. ばね定数の比は Table 2 に示す船体断面二次モーメントの比に合わせている. Table 5 の一列目に示されている比率は Soft model の固有周期(=2.16[s])を 100%としている. Table 5 の二列目に示されている荷重持続時間において, たとえば ∞ は Fig. 7(a)のようなステップ関数で単位荷重が時刻 $t = 0$ の後, 永久に持続するものを示す. 荷重持続時間 0 のケースだけは力の大きさ 1 では計算できないため, Fig. 7(b)において ε を限りなく 0 に近づけた単位インパルス荷重とした. ステップ関数, 持続時間 40%, 持続時間 25%, インパルス荷重に対する応答時系列の計算例を Fig. 8 に示す.

Table 4 Parameters of single degree of freedom system model.

	Soft model	Stiff model
m [kg]	1000	1000
k [N/m]	8462	9103
c [N/(m/s)]	137	142
Natural period [s]	2.16	2.08
Damping ratio	0.0235	0.0235

Table 5 Decrease ratio of the response in single degree of freedom model.

Load duration ratio	Load duration [s]	Ratio Stiff/Soft
Step function	2.16 ~ ∞	92.96%
50%	1.08	92.98%
45%	0.97	93.40%
40%	0.86	94.26%
25%	0.54	95.61%
1%	0.02	96.42%
Impulse function	0	96.42%

Fig. 8 Response of single-degree-of-freedom system.

Table 5 の結果より, Table 4, Fig. 8 で示される程度の減衰

であれば、減衰が無い場合とほぼ同様の応答比となることがわかる。すなわち、荷重作用時間が十分に長い場合、準静的応答と同様に、応答は剛性の比(Table 2 に示した剛性比 92.96%)で低下し、荷重持続時間が固有周期の 50%以上であればこれが維持されている。これに対し、荷重作用時間が更に短くなっていくにつれて応答の減少率も低下していき、インパルス荷重の場合、ほぼ剛性比の平方根分だけ低下する結果となった。

次に、同様の解析を全船 3D FE モデルを用いて実行した。大きさ 1000 kN の様々な荷重持続時間のステップ荷重を船首付近船底部に与え、Midship 部、センターライン沿い、ボトム部の上下方向の変位を観察した。計算は非接水で行った。

Table 6 に YP460 モデルでの変位応答の最大値、およびそれに対する YP390 モデルの変位応答の比率を示す。一列目に示されている比率は YP460 モデルの固有周期(=1.58s)に対する与えた荷重持続時間の比率である。結果より、荷重持続時間が固有周期の 50%以上であれば剛性の比程度応答が低下し、持続時間が短くなるほど変位応答の減少率も低下していることから、一自由度系モデルと同じ傾向を得ることができた。

Table 6 Decrease ratio of the response in 3D whole ship FE model analysis.

Load duration ratio	Load duration [s]	Maximum response (YP460) [mm]	Ratio YP390/YP460
200%	3.16	24.81	93.07%
100%	1.58	24.81	93.07%
75%	1.19	24.81	93.07%
50%	0.79	24.80	93.12%
45%	0.71	24.50	93.50%
40%	0.63	23.85	93.71%
25%	0.40	20.41	94.39%
1%	0.02	1.485	95.29%

3.3 スラミング荷重の作用時間

3.1 節のランキンソース法に基づいた解析より得られた船首部バウフレア付近の時刻歴流体圧力よりスラミングの荷重持続時間を推定した。

Fig. 9 に外板モデルの船首部付近におけるランキンパネルを示し、Fig. 10 に Fig. 9 の太線枠内のパネルに働く z 方向流体力の和の時刻歴グラフを、Fig. 11 に 280~365 s まで拡大した上記流体力と縦曲げ応力の弾性振動応答成分を一緒に示す。Fig. 10 から分かるように、スラミング荷重は主に二段階で構成されており、最初に約 0.15~0.6 秒程の短時間の大きい流体力（ピーク部）が作用した後、約 1~5 秒程の比較的長く小さい流体力（腰掛け部）が作用している。

また、ホイッピング応答はある程度広い範囲のバウフレア

部にスラミング荷重が作用する事により発生すると考えられるので、panel No.151, 150, 149, 148, 185, 184, 183, 182 の計 8 つの panel で発生しているスラミング荷重におけるピーク部及び腰掛け部全体の持続時間の平均値を求めると 2.55 s となった。ピーク部の持続時間は船体 2 節振動の固有周期の 50% (1.08 s) よりも短い一方、腰掛け部を含む持続時間はこれよりも十分長いと言える。

Fig. 9 Panel number of Rankine panels.

Fig. 10 Time history of the hydrodynamic force.

Fig. 11 Time history of the hydrodynamic force in detail and associated whipping response.

3.1 節における不規則波中の船体弾性応答の解析結果からは、ホイッピングによる縦曲げ応力は船体断面係数にほぼ反比例して発生していることが分かった。スラミング荷重のピーク部がホイッピングを引き起こしているとする、3.2 節の考察よりホイッピングによる縦曲げ応力の比は断面係数の比より小さくなるはずであるので、ホイッピング応答の大きさは、むしろ腰掛け部の影響を受けていると推定することができる。つまり、ピーク部の高さが高くても、作用時間が固有周期の 50%より十分短いためホイッピング応答への寄

与は小さく、応答に対しては腰掛け部の値が優先すると考えられる。

実際に不規則波中の船体弾性応答解析結果から、スラミング荷重とホイッピング応答の時刻歴を重ねてみて、このことを考察する。Fig. 11 より、307 s あたりにてスラミング荷重が作用しており弾性応答成分が増加しているのが見て取れる。一方で Fig. 11 の 285 s 付近で発生している作用時間は長めで大きさが小さい流体力や、355 s 付近で発生しているピーク値は高いが荷重持続時間の短い流体圧力に着目すると、弾性応答の増加は確認できない。これらの結果より、ある程度腰掛け部の荷重持続時間が長く値自体も大きいスラミング荷重がホイッピングの大きさに影響することが解析結果からも説明できる。

最近、縦曲げ最終強度にホイッピング影響を考慮するように求める IACS の機能要件¹⁵⁾に対応し、ClassNK では船長 300m 以上の船または幅 32.26m を超える船を対象として、式(5)のように最終強度に関する規則算式に部分安全係数 γ_{Wh} を導入した¹⁶⁾。

$$\gamma_S M_{Smax} + \gamma_{Wh} M_{W-Hog-Mid} \leq M_{U_DB} \quad (5)$$

ここで、

γ_S : 静水中垂直曲げモーメントに対する部分安全係数

M_{Smax} : 考慮する船体横断面における航海中の許容最大静水中垂直曲げモーメント

γ_{Wh} : ホイッピングの影響を考慮した部分安全係数

$M_{W-Hog-Mid}$: ホギングにおける Mid-ship 部の波浪中垂直曲げモーメント

M_{U_DB} : 面外荷重の影響を考慮した縦曲げ最終強度

本研究の結果より、弾性振動応答により発生する応力は、ほぼ剛性の比に応じて低下する。すなわち、ホイッピングによる曲げモーメントは発生応力と断面係数の積であるから船体剛性に依らずほぼ一定と考えられ、したがって、式(5)のホイッピングの影響を考慮した部分安全係数 γ_{Wh} は、使用する鋼材のグレードが変わっても適用できると言える。

4. 二重底面外曲げと船体縦曲げの相関

4.1 船底外板発生応力の観察

3.1 節にて計算した船体運動計算と弾性応答計算の結果より船底外板発生応力を純粋な船体縦曲げによる応力と二重底面外曲げによる発生応力に分解し、船体中央付近の Hold ごとに観察した。ここでは、Fig. 2 に示す船体の居住区の船首側に隣接する Hold を Hold A、居住区の船尾側の Hold を船首側から順に Hold B、Hold C、Hold D とし、センターライン沿い、各 Hold の中央部と W.T.BHD 部(AFT, FORE)の計 10 個の位置で縦方向応力を検出した。

弾性応答計算より求められる発生応力は船体縦曲げによ

る応力と二重底面外曲げによる応力が足しあわされている数値となっているため以下、(6)(7)式を用いて船体縦曲げのみによる応力 σ_g と二重底面外曲げのみによる発生応力 σ_l に分解した。

$$\sigma_b = \sigma_g + \sigma_l \quad (6)$$

$$\sigma_{ib} = \alpha_1 \sigma_g - \alpha_2 \sigma_l \quad (7)$$

ここで

σ_b : 縦曲げ応力と二重底面外曲げ応力が足しあわされたボトム部の縦方向応力

σ_g : 船体縦曲げのみによるボトム部の縦方向応力

σ_l : 二重底面外曲げのみによるボトム部の縦方向応力

σ_{ib} : 縦曲げ応力と二重底面外曲げ応力が足しあわされたインナーボトム部の縦方向応力

α_1 : 縦曲げにより発生するインナーボトム部の応力とボトム部の応力との比

α_2 : 二重底の曲げにより発生するインナーボトム部の応力とボトム部の応力との比

α_1 は Fig. 2 の全船モデルにホギングの曲げモーメントのみを与える静解析を行い、ボトムとインナーボトム間で発生している応力の比より求めた。

α_2 は船底外板、内底板、中心線桁板から構成される I 型の構造の中立軸を求め、中立軸からの距離の比により求めた。Table 7 に求めた α_1 , α_2 を示す。なお、 α_2 は各 Hold で大きな差異が無いので、Hold B MID の α_2 を全ての測定位置に適用した。

Table 7 Estimated value of α_1 and α_2 at various locations.

	D AFT	D MID	C AFT	C MID	B AFT
α_1	0.87	0.89	0.84	0.86	0.84
α_2	1.293	1.293	1.293	1.293	1.293
	B MID	B FORE	A AFT	A MID	A FORE
α_1	0.86	0.85	0.90	0.89	0.89
α_2	1.293	1.293	1.293	1.293	1.293

Fig. 12 Time series of longitudinal bending stress σ_g , σ_l (B Hold MID, wave+whipping component).

Fig. 13 Time series of longitudinal bending stress σ_g, σ_l
(B Hold MID, wave component).

Fig. 14 Time series of longitudinal bending stress σ_g, σ_l
(B Hold MID, whipping component).

Fig. 12 に Hold B MID における σ_g, σ_l のグラフを, Fig. 13 に low-pass filter にて 0.3Hz 以上の高周波成分をカットした波浪応答成分のみのグラフを, Fig. 14 に 0.3Hz 以下の低周波成分をカットした弾性振動応答成分のみのグラフを示す。

これらのグラフより, 波浪応答成分と弾性振動応答成分共に σ_g, σ_l が同じ位相で発生している事が見て取れる。

4.2 二重底の波浪応答成分

この節では, 二重底の波浪応答成分のみの応力応答を観察する。各 Hold 位置における σ_g, σ_l のグラフを, Fig. 13 に加え, Fig. 15 ~ Fig. 20 に示す。これらのグラフより, Midship 付近の B,C Hold MID では σ_g, σ_l が同位相で発生している事が分かる。一方で, 船首・船尾に近い A,D Hold MID では σ_g, σ_l の位相が多少ずれている事が分かる。

また, Midship 付近の B Hold AFT では σ_g, σ_l が逆位相で発生している事が分かる。これは, 船底圧力によって前後隔壁を固定端とした二重底の面外曲げモードが生じ、Hold 端部と Hold MID 部の応力が逆符号になるためと考えられる。一方で船首に近い A Hold では σ_g, σ_l の位相がずれて発生している。

Fig. 15 Time series of longitudinal bending stress σ_g, σ_l
(D Hold AFT, wave component).

Fig. 16 Time series of longitudinal bending stress σ_g, σ_l
(D Hold MID, wave component).

Fig. 17 Time series of longitudinal bending stress σ_g, σ_l
(C Hold MID, wave component).

次に, 船底波浪外圧から成分分離の妥当性を検証した。二重底の曲げは船体にかかる波浪水圧によって発生するため, 船底圧力と二重底曲げの波浪応答成分の波形はほぼ同形になるはずであり, 波形が一致していれば成分分離は上手く行えていると考えられる。そこで同時刻歴の波浪による船底外圧と各 Hold 中央の波浪応答成分のみの縦方向応力 σ_g, σ_l を比較する事により船底外圧と発生応力の二重底曲げ成分 σ_l の波形が同形になるか確認を行った。

Fig. 18 Time series of longitudinal bending stress σ_g, σ_l
(B Hold AFT, wave component).

Fig. 19 Time series of longitudinal bending stress σ_g, σ_l
(A Hold MID, wave component).

Fig. 20 Time series of longitudinal bending stress σ_g, σ_l
(A Hold FORE, wave component).

Fig. 21 ~ Fig. 28 に各 Hold 中央の縦曲げ・二重底曲げ成分と船底圧力を比較したグラフを示す。なお全てのグラフにおいて左縦軸が縦曲げ・二重底曲げ成分の応力スケール、右縦軸が船底圧力の圧力スケールとなっている。Fig. 21, 23, 25, 27 が各 Hold の縦曲げ成分と船底圧力の比較、Fig. 22, 24, 26, 28 が各 Hold の二重底曲げ成分と船底圧力の比較である。Fig. 21 ~ Fig. 28 より、縦曲げ成分と船底圧力の波形を比較した時よりも二重底曲げと船底圧力を比較した時の方が波形

がより近い形となっている。さらに、Midship 付近の B Hold, C Hold の方が船首・船尾に近い A Hold, D Hold よりも、波形がより近い形となり、スケールを合わせるとほぼ重なった。

よって、Midship 付近にて二重底成分と船体圧力の波形がほぼ同形になっていることから、船体縦曲げにより発生する応力 σ_g と二重底の曲げのみによる発生応力 σ_l への成分分離は上手く行えていると言える。

Fig. 21 A Hold, comparison between longitudinal bending stress and bottom pressure.

Fig. 22 A Hold, comparison between double bottom bending stress and bottom pressure.

Fig. 23 B Hold, comparison between longitudinal bending stress and bottom pressure.

Fig.24 B Hold, comparison between double bottom bending stress and bottom pressure.

Fig.25 C Hold, comparison between longitudinal bending stress and bottom pressure.

Fig.26 C Hold, comparison between double bottom bending stress and bottom pressure.

次に、応力の縦曲げ成分と二重底面外曲げ成分の位相関係をより詳細に調べるため、各 Hold における両成分の相関係数を求める。Table 8 に 40 分程度の走行データより得られた波浪応答の各有義値、各応力成分の比、相関係数 ρ を示す。なお、相関係数 ρ は(8)式より求めた。

$$\rho = \frac{\sigma_{g+l-s}^2 - \sigma_{g-s}^2 - \sigma_{l-s}^2}{2\sigma_{g-s}\sigma_{l-s}} \quad (8)$$

Fig.27 D Hold, comparison between longitudinal bending stress and bottom pressure.

Fig.28 D Hold, comparison between double bottom bending stress and bottom pressure.

ここで

σ_{g-s} : 縦曲げのみによる応力の有義値

σ_{l-s} : 二重底面外曲げのみによる応力の有義値

σ_{g+l-s} : 縦曲げによる応力と二重底面外曲げによる応力を足し合わせた応力の有義値

強度評価上実際に重要であるのは、縦曲げモーメントが最大のときの局部曲げの位相差であるが、ここでは位相差の一つの指標として、全時刻にわたる平均的な相関係数である(8)式を用いて考察する。

Table 8 に波浪応答成分のみの σ_g , σ_l , σ_{g+l} の各有義値、 σ_{g-s} , σ_{l-s} の比、及び相関係数 ρ をまとめた表を示す。Table 8 より、Midship 付近の B Hold, C Hold の中央部(MID)では相関係数が 1 に近い値を取っている。一方、同じ B Hold, C Hold の端部(AFT, FORE)では -1 に近い相関係数が得られた。

すなわち、Midship 付近の Hold 中央では σ_g , σ_l は正の強い相関を有し、 σ_g と σ_l が重畳して発生している。また、Midship 付近の Hold 端部では σ_g , σ_l が強い負の相関で発生しており、 σ_g と σ_l が打ち消しあっている。このように Fig.13, 17, 18 の波形観察による位相関係を裏付ける結果が得られた。

Table 8 Significant value of stress (wave component).

Position	$\sigma_{g,s}$ [MPa]	$\sigma_{l,s}$ [MPa]	$\sigma_{g+l,s}$ [MPa]	$\sigma_{g,s} : \sigma_{l,s}$	Correlation Factors ρ
D AFT	25.68	1.23	26.45	20.9 : 1	0.61
D MID	27.66	3.02	30.23	9.16 : 1	0.84
C AFT	29.88	2.14	28.10	14.0 : 1	-0.84
C MID	32.48	5.85	38.03	5.55 : 1	0.94
B AFT	32.59	4.49	28.73	7.26 : 1	-0.88
B MID	33.35	7.15	40.16	4.66 : 1	0.94
B FORE	32.23	4.95	27.98	6.51 : 1	-0.88
A AFT	28.41	6.72	34.98	4.23 : 1	0.97
A MID	27.57	3.35	28.89	8.23 : 1	0.34
A FORE	24.47	1.21	25.06	20.2 : 1	0.47

さらに、Midship 付近の強い相関は船首や船尾に向かうにつれて弱い相関になっている事も見て取れる。これは船体が波浪によりホッピングが最大となるのは、船体 Midship 付近に波の山が来て波浪変動圧が最大になるときであるからである。Midship 付近の Hold では縦曲げ応力 σ_g と二重底面外曲げ応力 σ_l の比が約 5:1 であった。

4.3 二重底の振動応答

次に弾性振動応答成分の有義値や相関係数を求め応力の比や相関について考察を行う。

各 Hold 位置における σ_g , σ_l のグラフを、Fig. 14 に加え、Fig. 29～Fig. 34 に示す。これらのグラフより、Midship 付近の B, C Hold MID では σ_g , σ_l が同位相で発生している事が分かる。一方で、船首・船尾に近い A, D Hold MID では σ_g , σ_l の位相が多少ずれていると同時に高周波成分がより大きく含まれていることも観察される。

また、Midship 付近の B Hold AFT では σ_g , σ_l が逆位相で発生している事が分かる。これは、船底圧力による波浪応答成分と同様、振動においても前後隔壁を固定端とした二重底の面外曲げモードが生じているためと考えられる。

Fig. 29 Time series of longitudinal bending stress σ_g , σ_l
(D Hold AFT, whipping component).

Fig. 30 Time series of longitudinal bending stress σ_g , σ_l
(D Hold MID, whipping component).

Fig. 31 Time series of longitudinal bending stress σ_g , σ_l
(C Hold MID, whipping component).

Fig. 32 Time series of longitudinal bending stress σ_g , σ_l
(B Hold AFT, whipping component).

Table 9 に 40 分程度の航行データより得られた弾性振動応答の各有義値、応力の比、相関係数 ρ を示す。結果より、波浪応答成分同様、船体中央部において比較的強い正の相関が見られた。Fig. 14 の観察からも、中央部では二重底の振動はホイッピング振動と同位相・同周期の成分が主であり、これは二重底がホイッピングによって起振され、二重底が強制振動していると考えられる。

Fig. 33 Time series of longitudinal bending stress σ_g, σ_l
(A Hold MID, whipping component).

Fig. 34 Time series of longitudinal bending stress σ_g, σ_l
(A Hold FORE, whipping component).

一般に、変位による強制振動を受けるばね－質量系において、強制振動の振動数がばね－質量系の固有振動数より小さいとき、ばね－質量系の振動は強制振動と同位相となり、強制振動の振動数が小さくなるにつれその最大変位振幅は強制振動による最大慣性力が準静的に作用したときの応答に近づくことが知られている。二重底を起振する船体2節振動の固有振動数は二重底の固有振動数よりかなり小さいため、二重底振動の最大変位振幅はホイッピングによる船体上下加速度で生じる局所的な慣性力の最大値が準静的に掛かった場合の応答に近いものと考えられる。また、ホイッピングとそれにより起振される二重底振動が同位相となり、応力が重畳する方向となるため、縦曲げ最終強度を低下させる方向に作用する要因となる。

さらに、Midship 付近の Hold 端部では σ_g, σ_l が強い負の相関で発生しており、 σ_g に対して σ_l が打ち消しあう相関となっている。

また、船体の前後に行くほど相関が弱くなるのは、ホイッピングによる起振力、すなわち船体上下振動の振幅が前後方向に行くに従って小さくなることによると考えられる。

Midship 付近の Hold では船体2節振動による応力と二重底振動による応力との比が約 6:1 で発生している。特に問題

となる大きさではないが、二重底の剛性が小さくなると強制振動の振幅が大きくなるので、注意が必要である。

Table 9 Significant value of stress (whipping component).

Position	$\sigma_{g,s}$ [MPa]	$\sigma_{l,s}$ [MPa]	$\sigma_{g+l,s}$ [MPa]	$\sigma_{g,s} : \sigma_{l,s}$	Correlation factors ρ
D AFT	32.23	2.03	33.32	15.9:1	0.51
D MID	35.32	3.11	36.65	11.4:1	0.39
C AFT	36.70	2.97	35.29	12.4:1	-0.51
C MID	40.03	6.72	45.28	5.96:1	0.75
B AFT	39.80	3.52	37.11	11.3:1	-0.78
B MID	39.13	6.70	44.15	5.84:1	0.71
B FORE	38.71	4.43	34.10	8.74:1	-0.83
A AFT	35.73	3.72	39.15	9.60:1	0.91
A MID	34.33	4.57	36.70	7.51:1	0.47
A FORE	34.39	1.11	35.12	31.0:1	0.65

Fig. 35 に各 Hold Mid 部における船体縦曲げによる縦方向応力のパワースペクトルを、Fig. 36 に二重底曲げによる縦方向応力のパワースペクトルを示す。また Fig. 37 及び Fig. 38 に今回使用した 14,000TEU 3D FE 全船モデルの2節と3節振動の変形モード図を各々示す。2節の固有振動数は 0.463Hz、3節の固有振動数は 0.915Hz となっている。

Fig. 35 Power spectrum of σ_g due to longitudinal bending.

Fig. 36 Power spectrum of σ_l due to double bottom bending.

Fig. 37 Eigenmode of 2-node vibration (0.463Hz).

Fig. 38 Eigenmode of 3-node vibration (0.915Hz).

Fig. 35 より, 0.09 Hz 付近には波浪応答成分が観察される. 0.46 Hz 付近の高い山が 2 節振動成分, 0.92 Hz 付近の低い山が 3 節振動成分である. 縦曲げ成分のみの発生応力において 2 節振動成分は Midship 付近の B Hold, C Hold で応答が大きく, 船首・船尾に近い A Hold, D Hold で応答が小さく発生している. 一方で 3 節振動成分では船首, 船尾に近い A Hold, D Hold で応答が大きくなり, Midship に近い B Hold, C Hold で応答が小さくなっている事が観察できる. これは Fig. 38 の 3 節の固有振動モード図より, Midship 付近の船体の曲率は小さく, 船首・船尾に近い A Hold, D Hold 付近では船体の曲率が大きい事が原因であると考えられる.

次に Fig. 36 より, 二重底の曲げのみによる発生応力においては 2 節の固有振動成分は Midship 付近の B Hold, C Hold にて応答が大きく, 船首・船尾に近い A Hold, D Hold で応答が非常に小さい. これは Fig. 37 より, Midship 付近が 2 節振動の丁度腹の位置にあたり変位量が大きく, より大きくふられる事から応答が大きくなり, A Hold, D Hold は 2 節振動の節付近にあたる事から変位量が少なく応答も低くなったと考えられる.

3 節の固有振動成分は各 A Hold, D Hold でも Midship 付近の B Hold, C Hold とほぼ同じ応答量を得られた. これは Fig. 38 より, 3 節の固有振動モードにおいて Midship 付近だけでなく船首・船尾に近い A Hold, D Hold でも振動の腹にあたり変位量が大きい事が原因である. またこの結果より, 3 節振動でも二重底が強制的に振動させられていると言える. しかし, その大きさは 2 節振動による強制振動よりも非常に小さい.

5. 結 言

本論文では, ランキンソース法による時刻歴船体運動解析と Newmark- β 法による時刻歴全船 3D FE 解析を組み合わせた解析により, 14,000TEU コンテナ船を題材として, 船体剛性の違いがホイッピング応答に及ぼす影響, および二重底面外曲げと船体縦曲げの相関について検討を行った. 有義波高 5m, 平均波周期 15 s の長波頂正面向波中のおよそ 40 分相当のシミュレーションにおける結果として, 以下の知見を得た.

1. スラミング荷重のピーク部とそれに続く腰掛け部を含むスラミング荷重作用時間は, 一般に船体 2 節振動固有周期より長く, その結果, ホイッピングにより発生する縦曲げ応力は, 船体の断面係数にほぼ反比例する. つまり, 応力と断面係数の積であるホイッピングによる曲げモーメントは, 船体剛性に依らずほぼ一定となる. 従って, ホイッピング影響を波浪中縦曲げモーメントに対するホイッピング係数として扱う手法は, 異なる船体剛性に対しても成立する.
2. 正面向波において, ホギングが最大となる瞬間にほぼ同位相で Midship 付近において二重底に対する上向きの面外曲げが最大となる. 本計算例の場合, 縦曲げ応力と二重底曲げ応力の波浪応答成分は, Midship 付近において相関係数 0.94, 大きさの比およそ 5:1 であり, 相関係数は前後部に行くにつれ減少した.
3. 大きいホイッピング応答が発生すると, 特に Midship 付近において二重底がホイッピングにより起振される. 二重底の固有振動数は一般に船体 2 節振動固有振動数より大きいため, ホイッピング振動と二重底振動は同位相となり, 縦曲げ最終強度を更に低下させる要因となる. 本計算例の場合, Midship 付近においてホイッピングによる船底縦方向応力と二重底振動による船底縦方向応力の比は, およそ 6:1 であった.

参 考 文 献

- 1) M. Toyoda, N. Kiji, Y. Nakajima, T. Okada, Y. Nakanishi and K. Inose: Safety of mega container ship focusing on brittle crack initiation and arrest behavior of heavy thickness plate, The ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE2008), Estoril, Portugal, pp.187-198, 2008.
- 2) T. Okada, Y. Takeda and T. Maeda: On board measurement of stresses and deflections of a post-panamax containership and its feedback to rational design, Marine Structures, Vol.19, pp.141-172, 2006.
- 3) M. Toyoda, T. Okada, T. Maeda and T. Matsumoto: Full scale measurement of stress and deflections of post-panamax container ship, Design and Operation of Container Ships, London, RINA, 2008.
- 4) 三宅竜二, 松本俊之, 朱庭耀, 阿部憲和: 超大型コンテナ船のスプリングによる流力弾性応答に関する実験的研究(第一報), 日本船舶海洋工学会論文集第 8 号, pp.185-194, 2008.
- 5) S. Rajendran, N. Fonseca. and C. Guedes Soares: A numerical investigation of the flexible vertical response of an ultra large containership in high seas compared with experiments, Ocean Engineering, Vol.122, pp.293-310, 2016.

- 6) M. Corak, J. Parunov and C. Guedes Soares: Long-term prediction of combined wave and whipping bending moments of containerships, *Ships and Offshore Structures*, Vol.10, No.1, pp.4-19, 2015.
- 7) 日本海事協会大型コンテナ船安全検討会: 大型コンテナ船安全検討会報告書, 2014.
- 8) 辰巳晃, 藤久保昌彦: 船底局部荷重を考慮したコンテナ船の縦曲げ最終強度解析に関する研究—第1報 非線形有限要素法による解析—, *日本船舶海洋工学会論文集*第24号, pp.189-198, 2016.
- 9) 辰巳晃, 藤久保昌彦, 松井貞興: 船底局部荷重を考慮したコンテナ船の縦曲げ最終強度解析に関する研究—第2報 実用的逐次崩壊解析法の開発—, *日本船舶海洋工学会論文集*第24号, pp.199-210, 2016.
- 10) JH Kim, KH Kim, DY Lee, BH Jung, YH Kim: A fully coupled BEM-FEM analysis on ship structural hydroelasticity and experimental validation, *Proceedings of the International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures*, PRADS2013, Changwon, Korea, pp.603-611, 2013.
- 11) 小早川広明, 岡田哲男, 楠本裕己, 長島智樹, 根本勲: コンテナ船船体の動的弾性応答計算に基づく構造健全性評価—第1報 向波中の非定常時刻歴船体運動解析—, *日本船舶海洋工学会論文集*第22号, pp.161-173, 2015.
- 12) Y. Kawasaki, T. Okada, H. Kobayakawa, I. Amaya, T. Miyashita, T. Nagashima, I. Neki: Influence of hull girder flexibility to whipping response of an ultra large container ship, *The 30th Asian-Pacific Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structures (TEAM2016)*, Mokpo, Korea, 2016.
- 13) 笹島洋, 金山維史: 特異点分布法による接水振動の解法, *関西造船協会誌*第223号, pp.99-104, 1995.
- 14) 亘理厚: 機械力学, 1.11 単位ステップ関数と単位インパルス関数に対する応答, pp.39-43, 共立出版, 1969.
- 15) IACS: UR-S11A Longitudinal strength standard for container ships, 2015.
- 16) 日本海事協会: 鋼船規則 C 編 32.2.8-2, 2016.