

博士論文

大型コンテナ船を対象とした弾性振動応答を含む疲労強度の簡易推定手法に関する研究

Simple estimation method of fatigue strength due to wave induced hull girder bending including the effect of vibration response on a large container ship

横浜国立大学大学院

工学府

システム統合工学専攻

海洋宇宙システム工学コース

宮下 哲治

Tetsuji Miyashita

2020年9月

目次

第 1 章	緒論.....	1
1. 1	研究背景.....	1
1. 2	研究の沿革.....	2
1. 2. 1	弾性振動応答が疲労強度に与える影響に関する研究.....	3
1. 2. 2	シミュレーション技術に基づく疲労強度評価に関する研究.....	4
1.2.2.1.	荷重一構造応答一貫解析.....	4
1.2.2.2.	弾性振動応答の直接解析.....	6
1. 3	研究の目的.....	10
1. 4	本論文の構成.....	11
第 2 章	実船計測に基づく弾性振動応答が疲労強度に与える影響.....	12
2. 1	緒言.....	12
2. 2	実船計測概要.....	14
2. 2. 1	対象船.....	14
2. 2. 2	遭遇海象.....	16
2. 3	スペクトル法の実用性の検証.....	21
2. 3. 1	評価対象点.....	21
2. 3. 2	弾性振動応答成分と波浪応答成分の標準偏差の比.....	21
2. 3. 3	検証結果.....	21
2. 4	2章のまとめ.....	27
第 3 章	実船計測に基づく、簡易推定手法構築のための相関式の検討 ～弾性振動応答と海象の相関関係～.....	28
3. 1	緒言.....	28

3. 2	弾性振動応答の分析方法.....	29
3. 2. 1	応力の分離方法.....	29
3. 3	実船計測事例.....	30
3. 4	弾性振動応答の成分分離結果検証.....	33
3. 4. 1	波浪応答の成分分離結果.....	33
3. 4. 2	弾性振動応答の成分分離結果.....	39
3. 5	弾性振動応答の統計的特性.....	50
3. 5. 1	弾性振動応答の標準偏差の海象統計テーブル.....	50
3. 5. 2	弾性振動応答の標準偏差と海象の相関関係.....	60
3. 5. 3	デッキに作用する応力の超過確率.....	64
3. 5. 4	ホイッピングとスプリングの区分け.....	66
3. 5. 5	ホイッピングとスプリング区分けによる疲労強度評価.....	71
3. 6	ねじり弾性振動応答が疲労強度に与える影響.....	73
3. 7	疲労被害度と海象の相関関係.....	75
3. 8	θ の近似曲線を用いた場合の疲労被害度.....	81
3. 9	θ と Tze を用いた相関式の提案.....	82
3. 10	3章のまとめ.....	83
第4章	弾性振動応答を考慮した疲労強度の簡易推定手法の提案.....	86
4. 1	簡易推定手法の提案：統計的性質を用いた弾性振動応答のモデル化.....	86
4. 1. 1	θ の算出および相関式の定式化.....	87
4. 1. 2	λ_0, L の算出.....	89
4. 2	簡易推定手法の計算手順.....	95
4. 3	4章のまとめ.....	96

第 5 章	弾性振動応答を考慮した疲労強度の簡易推定手法の適用範囲の検証	97
5. 1	緒言	97
5. 2	評価対象部	97
5. 3	検証結果	97
5. 3. 1	疲労被害度	97
5. 3. 2	居住区前に配置したセンサー(L-1)の誤差要因の検討	103
5. 3. 3	居住区後に配置したセンサー(L-2)の誤差要因の検討	112
5. 4	弾性振動応答が長期の疲労強度に与える影響	116
5. 5	5 章のまとめ	120
第 6 章	結論	121
6. 1	結論	121
6. 2	今後の課題	123
参考文献	124	
謝 辞	129	
APPENDIX-A	130
A	θ , 海象および船速との相関	130
APPENDIX-B	151
B	船体荷重計算および弾性振動応答解析システム	151
B.1	システムの構成	151
B.2	非定常・非線形時刻歴船体運動計算	151
B.3	流体の支配方程式	152
B.3.1.	船の座標系	152
B.3.2.	流体の支配方程式	152

B.3.3.	境界条件.....	154
B.4	流体力を求める.....	155
B.5	運動方程式を解く.....	156
B.6	Newmark の β 法を用いた構造解析法.....	157
B.6.1.	運動方程式.....	157
B.6.2.	付加質量 M_w について.....	158
B.6.3.	波浪変動圧荷重ベクトル F_w : Zwave パネル-全船 FEM マッチング.....	159
B.6.4.	慣性力荷重ベクトル F_i について.....	161
B.7	計算時間および制約.....	161
B.8	システムの検証（不規則波中の計算）.....	162
B.8.1.	解析条件.....	162
B.8.2.	船体運動結果.....	162
B.8.3.	船体弾性応答結果.....	165

図目次

Fig. 1-1 Example of wave pressure load.	5
Fig. 1-2 Example of inertia load of container weight.....	5
Fig. 1-3 荷重-構造一貫解析の概略フロー	8
Fig. 1-4 弾性振動応答の直接解析の概略フロー	9
Fig. 2-1 Sensor arrangement	15
Fig. 2-2 Sensor arrangement at each section.....	15
Fig. 2-3 Asia-North America route from 2015/07/05 to 2015/08/31.	17
Fig. 2-4 Comparison between the wave radar and forecast for the significant wave height.....	18
Fig. 2-5 Comparison between the wave radar and forecast for the mean wave period.....	18
Fig. 2-6 Frequency of sea state during measurement term.....	19
Fig. 2-7 Relative direction considering the encountered waves and ship heading angle.	19
Fig. 2-8 Frequency distribution table of encountered wave direction (oblique and beam sea covers wider range of angle including waves from both sides of the ship) and that of significant wave height.....	20
Fig. 2-9 Frequency distribution tables for mean wave period and ship speed.	20
Fig. 2-10 Comparison of fatigue damage of low frequency between ΔD_{rf} and ΔD_{nb}	23
Fig. 2-11 Comparison of fatigue damage with high frequency between ΔD_{rf} and ΔD_{nb}	24
Fig. 2-12 各センサー位置での疲労被害度（レインフロー法）	25
Fig. 2-13 各センサー位置での疲労被害度（スペクトル法）	25
Fig. 3-1 Voyage route.....	31
Fig. 3-2 Time series of measured data（2014/01/29 21:43）	31
Fig. 3-3 Power spectrum concerning DFP, DMP and DAP	32

Fig. 3-4 Relationship of the STD of LF between σDMP and $\sigma VB/\sigma HB/\sigma WP/\sigma AX$ during measurement term.	34
Fig. 3-5 Relationship of the STD of LF between σDAP and $\sigma VB/\sigma HB/\sigma WP/\sigma AX$ during measurement term.	35
Fig. 3-6 Relationship of the STD of LF between σDFP and $\sigma VB/\sigma HB/\sigma WP/\sigma AX$ during measurement term.	36
Fig. 3-7 Stress time history of DMP at 21:00-22:00 on 2014/01/29 (JST).	38
Fig. 3-8 Magnified stress time history of DMP from 700 seconds to 1200 seconds.....	38
Fig. 3-9 FFT spectrum corresponding to VB, HB, WP respectively, concerning DMP (2014/01/29 23:00).....	40
Fig. 3-10 FFT spectrum corresponding to VB, HB, WP respectively, concerning DAP (2014/01/29 23:00).....	41
Fig. 3-11 FFT spectrum corresponding to VB, HB, WP respectively, concerning DFP (2014/01/29 23:00).....	42
Fig. 3-12 FFT spectrum corresponding to VB, HB, WP respectively, concerning DMP (2016/01/10 19:00).....	43
Fig. 3-13 FFT spectrum corresponding to VB, HB, WP respectively, concerning DAP (2016/01/10 19:00).....	44
Fig. 3-14 FFT spectrum corresponding to VB, HB, WP respectively, concerning DFP (2016/01/10 19:00).....	45
Fig. 3-15 Relationship of the STD of HF between σDMP and $\sigma VB/\sigma HB/\sigma WP/\sigma AX$ during measurement term	46
Fig. 3-16 Relationship of the STD of HF between σDAP and $\sigma VB/\sigma HB/\sigma WP/\sigma AX$ during measurement term	47
Fig. 3-17 Relationship of the STD of HF between σDFP and $\sigma VB/\sigma HB/\sigma WP/\sigma AX$ during measurement term	48
Fig. 3-18 Relationship between σDMP , σVB and σHB concerning the ratio of LF to HF... ..	49
Fig. 3-19 Relationship between σDMP , σWP and σAX concerning the ratio of LF to HF... ..	49
Fig. 3-20 Relation between θ and mean wave period concerning the head sea.....	53

Fig. 3-21 Relation between θ and mean wave period concerning the forward oblique sea.....	54
Fig. 3-22 Relation between θ and mean wave period concerning the beam sea.....	54
Fig. 3-23 Relation between θ and mean wave period concerning the aft oblique sea.	55
Fig. 3-24 Relation between θ and mean wave period concerning the follow sea.....	55
Fig. 3-25 Relationship between θ and ship speed when the wave period is between 8 and 10 seconds in head sea and forward oblique sea.	58
Fig. 3-26 Relationship between θ and ship speed when the wave period is between 8 and 10 seconds in follow sea, aft oblique sea and beam sea.....	59
Fig. 3-27 Relationship between significant wave height and θ concerning DMP.	61
Fig. 3-28 Relationship between encounter wave period and θ concerning DMP.	62
Fig. 3-29 Relationship between encounter wave period and θ concerning DMP ($H_s > 2\text{m}$).	63
Fig. 3-30 Stress corresponding to the exceedance probability of 10^{-8} during measurement term concerning DAP.	64
Fig. 3-31 Stress corresponding to the exceedance probability of 10^{-8} during measurement term concerning DMP.	65
Fig. 3-32 Stress corresponding to the exceedance probability of 10^{-8} during measurement term concerning DFP.....	65
Fig. 3-33 Relationship between standard deviation of wave frequency response and that of high frequency response as it affects vertical bending stress; distinguishing between whipping and springing.....	68
Fig. 3-34 Stress time history of DMP in the sea state 1 where the standard deviation of high frequency response is greater than that of wave frequency.....	69
Fig. 3-35 Stress time history of DMP in the sea state 2 where the standard deviation of high frequency response is approximately equal to that of wave frequency.....	69
Fig. 3-36 Stress time history of DMP in the sea state 3 where the standard deviation of high frequency response is less than that of wave frequency response.....	69
Fig. 3-37 Relationship between standard deviation of the wave frequency and that of the high-frequency response as it affects vertical bending stress; distinguishing between whipping and springing and filtering by a wave height of 3 m or more.	70

Fig. 3-38 Comparison between measurement and proposed method concerning influence of θ on fatigue damage.	72
Fig. 3-39 Voyage routes distinguishing between whipping and springing responses.	72
Fig. 3-40 Measured fatigue damage with high frequency response of DMP.	73
Fig. 3-41 Measured fatigue damage with high frequency response of DFP.	74
Fig. 3-42 Measured fatigue damage with high frequency response of DAP.	74
Fig. 3-43 Comparison of the fatigue damage of low frequency concerning DMP between measurement and proposed method, categorized by significant wave height.	76
Fig. 3-44 Comparison of the fatigue damage with high frequency concerning DMP between measurement and proposed method, categorized by significant wave height.	76
Fig. 3-45 Comparison of the fatigue damage of low frequency concerning DMP between measurement and proposed method, categorized by relative wave direction.	77
Fig. 3-46 Comparison of the fatigue damage with high frequency concerning DMP between measurement and proposed method, categorized by relative wave direction.	77
Fig. 3-47 the fatigue damage with ratio of $RAW-LF$ to LF (D_{RF}).	78
Fig. 3-48 the fatigue damage with ratio of $RAW-LF$ to LF (D_{NB}).	78
Fig. 3-49 Fatigue damage of $D_{RF}(LF)$ in each short-term sea state obtained from measurement.	79
Fig. 3-50 Fatigue damage of $D_{RF}(RAW)$ in each short-term sea state obtained from measurement.	79
Fig. 3-51 Ratio $D_{RF}(RAW)$ to $D_{RF}(LF)$ in each short-term sea state obtained from measurement.	80
Fig. 3-52 Relationship between encounter wave period and θ concerning DMP ($H_s > 2m$). : 再掲載.	81
Fig. 4-1 Fatigue assessment flow.	87
Fig. 4-2 Simulation model for Rankin source method (ZWAVE).	88
Fig. 4-3 Whole ship FEM model.	88
Fig. 4-4 Relationship between θ and encounter zero cross period.	89

Fig. 4-5	DMP 位置における単位有義波高当たりの標準偏差	90
Fig. 4-6	Comparison of the 2012/04-2012/10 time history of standard deviation concerning LF stress ($\lambda\theta, L$) between simulation and measurement.	91
Fig. 4-7	Comparison of the 2012/10-2013/03 time history of standard deviation concerning LF stress ($\lambda\theta, L$) between simulation and measurement.	91
Fig. 4-8	Comparison of the 2013/06-2014/01 time history of standard deviation concerning LF stress ($\lambda\theta, L$) between simulation and measurement.	92
Fig. 4-9	Comparison of the 2014/01-2014/07 time history of standard deviation concerning LF stress ($\lambda\theta, L$) between simulation and measurement.	92
Fig. 4-10	Comparison of the 2014/07-2015/02 time history of standard deviation concerning LF stress ($\lambda\theta, L$) between simulation and measurement.	93
Fig. 4-11	Comparison of the 2015/07-2016/01 time history of standard deviation concerning LF stress ($\lambda\theta, L$) between simulation and measurement.	93
Fig. 4-12	Comparison of the 2016/01-2016/05 time history of standard deviation concerning LF stress ($\lambda\theta, L$) between simulation and measurement.	94
Fig. 4-13	Comparison of exceedance probability between measured data and stress obtained from JMU-HULL.	94
Fig. 5-1	シミュレーション結果	99
Fig. 5-2	Comparison between results of simulation and measurement concerning θ (DFP)	99
Fig. 5-3	Comparison between results of simulation and measurement concerning θ (DMP)	100
Fig. 5-4	Comparison between results of simulation and measurement concerning θ (DAP)	100
Fig. 5-5	Comparison between results of simulation and measurement concerning θ (L-1)	101
Fig. 5-6	Comparison between results of simulation and measurement concerning θ (L-2)	101
Fig. 5-7	Simulation result of Fatigue damage	102
Fig. 5-8	解析と実船計測結果の比較 (LF)	102
Fig. 5-9	解析と実船計測結果の比較 (RAW)	103
Fig. 5-10	L-1, L-2 付近の構造イメージ図 (上面図)	104

Fig. 5-11	L-1, L-2 付近の解析モデル図	104
Fig. 5-12	波浪応答と振動応答の船長方向応力分布の比較.....	105
Fig. 5-13	評価位置 (L-1, L-2) でのパワースペクトラム (2014/01/29 23:00 の海象)	107
Fig. 5-14	評価位置 (DFP,DMP,DAP) でのパワースペクトラム (2014/01/29 23:00 の海象)	108
Fig. 5-15	評価位置 (L-1, L-2) でのパワースペクトラム (2016/01/10 19:00 の海象)	109
Fig. 5-16	評価位置 (DFP,DMP,DAP) でのパワースペクトラム (2016/01/10 19:00 の海象)	110
Fig. 5-17	船長方向分布の比較 : VBM と弾性振動応答(2014/01/29 23:00).....	111
Fig. 5-18	船長方向分布の比較 : VBM と弾性振動応答(2016/01/10 19:00).....	111
Fig. 5-19	ZWAVE より計算したパワースペクトル (DMP)	112
Fig. 5-20	ZWAVE より計算したパワースペクトル (L-2)	113
Fig. 5-21	船首部に波の山が来た瞬間の海面の様子	113
Fig. 5-22	船首部に波の山が来た瞬間から 10.5 秒後の海面の様子.....	113
Fig. 5-23	荷重範囲 (船首側)	114
Fig. 5-24	荷重範囲 (船尾側)	114
Fig. 5-25	ZWAVE により求めた荷重時刻歴 (上 : 船首, 下 : 船尾)	115
Fig. 5-26	ZWAVE により求めた荷重時刻歴拡大図 (上 : 船首, 下 : 船尾)	115
Fig. 5-27	Fatigue damage of $D_{NB}(LF)$ in each short-term sea state.	117
Fig. 5-28	Fatigue damage of $D_{NB}(RAW)$ in each short-term sea state.....	117
Fig. 5-29	Fatigue damage of $D_{NB}(LF)$ in each short-term sea state.(波高 5m 以上で減速)..	118
Fig. 5-30	Fatigue damage of $D_{NB}(RAW)$ in each short-term sea state. (波高 5m 以上で減速)	118
Fig. 5-31	疲労被害度と有義波高の関係	119

Fig. 5-32 疲労被害度と有義波高の関係 (波高 5m 以上で減速).....	119
Fig. A-1 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Aft oblique sea, ship speed = 0kt-10kt)	131
Fig. A-2 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Aft oblique sea, ship speed = 10kt-15kt)	132
Fig. A-3 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Aft oblique sea, ship speed = 15kt-20kt)	133
Fig. A-4 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Aft oblique sea, ship speed = 20kt-25kt)	134
Fig. A-5 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Beam sea, ship speed = 0kt-10kt)	135
Fig. A-6 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Beam sea, ship speed = 10kt-15kt)	136
Fig. A-7 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Beam sea, ship speed = 15kt-20kt)	137
Fig. A-8 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Beam sea, ship speed = 20kt-25kt)	138
Fig. A-9 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Follow sea, ship speed = 0kt-10kt)	139
Fig. A-10 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Follow sea, ship speed = 10kt-15kt)	140
Fig. A-11 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Follow sea, ship speed = 15kt-20kt)	141
Fig. A-12 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Follow sea, ship speed = 20kt-25kt)	142
Fig. A-13 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Forward oblique sea, ship speed = 0kt-10kt)	143
Fig. A-14 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Forward oblique sea, ship speed = 10kt-15kt)	144

Fig. A-15 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Forward oblique sea, ship speed = 15kt-20kt)	145
Fig. A-16 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Forward oblique sea, ship speed = 20kt-25kt)	146
Fig. A-17 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Head sea, ship speed = 0kt-10kt)	147
Fig. A-18 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Head sea, ship speed = 10kt-15kt)	148
Fig. A-19 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Head sea, ship speed = 15kt-20kt)	149
Fig. A-20 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Head sea, ship speed = 20kt-25kt)	150

表目次

Table 2-1	Basic characteristics of the container ship.....	14
Table 2-2	Sensor list.....	15
Table 2-3	Cumulative damage factors of each method (Measurement).....	24
Table 2-4	弾性振動応答が疲労被害度に与える影響に関する文献調査結果.....	26
Table 3-1	Top five sea conditions causing large vertical bending stress.....	37
Table 3-2	Top five sea states causing large warping stress.....	37
Table 3-3	Top five sea states causing large horizontal bending stress.....	37
Table 3-4	Statistics table of θ in each sea condition (head sea).....	51
Table 3-5	Statistics table of θ in each sea condition (forward oblique sea).....	51
Table 3-6	Statistics table of θ in each sea condition (beam sea).....	52
Table 3-7	Statistics table of θ in each sea condition (aft oblique sea).....	52
Table 3-8	Statistics table of θ in each sea condition (follow sea).....	53
Table 3-9	Statistics table of θ classified by ship speed in the head sea.....	56
Table 3-10	Statistics table of θ classified by ship speed in the forward oblique sea.....	56
Table 3-11	Statistics table of θ classified by ship speed in the beam sea.....	57
Table 3-12	Statistics table of θ classified by ship speed in the aft oblique sea.....	57
Table 3-13	Statistics table of θ classified by ship speed in the follow sea.....	58
Table 3-14	Typical head sea states observing stress time history of high frequency response (HF) and wave frequency response (WF).....	68
Table 3-15	疲労被害度の比較.....	81
Table 5-1	抽出した海象.....	105
Table B-1	Results of statistics analysis (Hogging).....	170
Table B-2	Results of statistics analysis (Sagging).....	170

第1章 緒論

1. 1 研究背景

船舶は就航後から長期間にわたって運用される。IMO/GBS では疲労強度に関する要件として設計寿命を 25 年としている。設計段階において、その 25 年に亘る就航期間で船体構造の健全性が維持されるように配慮する必要がある。船舶は航行中に会う波浪により繰返し荷重を受ける。その繰返し荷重が船体構造に作用することにより、最終強度や降伏応力より大幅に小さい応力で破壊することがある。この現象を材料の疲労(Fatigue)と呼ぶ。構造物や機械部品の損傷原因の約 8 割は疲労が関係しているといわれ[1]、疲労強度は船舶設計時における重要な検討項目のひとつである。

ところで、輸送量の増大、船舶からの温室効果ガス削減規制 (GHG 規制) の世界動向により、船舶の取り巻く環境が大きく変化しつつある。GHG を抑制するための手段として (1) エネルギー効率の向上、(2) 運航的手法がある[2][3]。構造分野に関わる具体的な手法として、前者では船舶の大型化・船体重量低減技術が挙げられている。後者では減速運航、ウェザールーティングによる最適運航や船隊全体の運航管理が挙げられている。この状況下、特にコンテナ船は大型化がますます顕著となっている。コンテナ船はばら積み船やタンカーなどの他の一般商船と比較して、大きな船首フレア形状を有する構造となっており、船首フレアスラミング等による衝撃荷重によりホイッピングやスプリングング (本論では弾性振動応答と呼ぶ) が生じやすくなる。また、船体が大型化すると船体 2 節振動モードの固有振動周期が長くなり、出会い波周期と近づくため弾性振動応答が起りやすくなる。さらにハッチ部の大開口により横断面のせん断中心が船底より下にあり、左右力によって振りモーメントが発生し、斜波中での振りモーメントが相対的に大きくなる。特に 2013 年に発生した大型コンテナ船の折損事故を契機として、国土交通省や関係機関による事故原因調査が実施され、安全対策に対する提言がなされた[4]。事故の主要因として、弾性振動応答を誘起するスラミングなどの衝撃荷重の影響、船底局部荷重が最終強度に及ぼす影響、およびこれら荷重および強度の不確実性の影響が挙げられている。この報告書では最終強度に関わる検討が進められ、疲労強度に関する検討は十分に進められていない。この事案により、船体構造の健全性を確保することは保守面での経済性や健全性が損なわれたときの社会的責任の重さの観点から非常に重要であることが再認識され、

現在でもこの弾性振動応答の発生応力が疲労寿命や最終強度へ与える影響について盛んに研究が行われている。

軽量化の観点からみると、TMCP 高張力鋼の実用化と FEM を用いた直接強度計算の導入により、ハイテン率の高い船舶が建造されている。船体軽量化に伴い船体構造部材の高応力化が生じることとなり、疲労強度の低下が懸念される。また、弾性振動応答により疲労強度がさらに低下すると考えられるが、その影響度合いを明らかにする必要がある。

構造設計者の観点からは、船舶の高性能化と高品質化による他社との差別化、軽量化と生産性向上によるコストダウンが至上課題となる。現在の事業環境における課題として、売れ筋船種が短周期で変化することによる受注機会の逸失、円高是正したものの国内外相手に対する競争激化がある。そのような中、受注競争を勝ち抜くためには、売れ筋船種のタイムリーな市場投入とコストダウンが必要である。それらを達成するには今までの知識や経験を基にしたやり方だけでは難しい。今までの知識や経験をベースにしつつも他社に先じた新しいやり方を生み出せるか否かが重要な要素になる。品質確保を最大限追求できる方法として有効な解決策が数値シミュレーション技術を活用することであると著者は考える。

以上の背景のもと、本論文では、大型コンテナ船を対象とし、大型化による弾性振動応答が疲労強度に与える影響に関する課題を取り上げ、その解決のために実施した研究について述べる。以下に疲労強度に関する研究沿革について述べ、本研究の目的を明らかにする。

1. 2 研究の沿革

弾性振動応答を含めた疲労強度を評価するには遭遇海象や船体構造応答の履歴を把握することが重要である。具体的には弾性振動応答の発生頻度や応答量、および疲労強度に与える影響を明確にする必要がある。その把握にあたっては下記の順序で取り組むこととなる。

- ① 実態を把握する。（実船計測から弾性振動応答が船体構造の疲労強度に与える影響を把握する。）
- ② 状況を再現する。（シミュレーション技術を駆使して弾性振動応答が船体構造の疲労強度に与える影響を把握する。）
- ③ 将来の状態を予測する。（仮想の運航状態とシミュレーションを統合させて船体構造

の疲労強度を予測する。①と②の技術の応用となる。)

④ 現設計の強度余裕度を今以上に明確にする。

1.2.1.項では①に関連して実船計測に基づく弾性振動応答が疲労強度に与える影響に関する既往研究について述べ、1.2.2.項では②に関連してシミュレーション技術に基づく疲労強度評価に関する既往研究について述べる。

1. 2. 1 弾性振動応答が疲労強度に与える影響に関する研究

コンテナ船の大型化による弾性振動応答が疲労強度に与える影響を知るには、実船計測が有効であり、様々な会社や研究機関にて実施されてきた。岡田[5]らは、当時世界最大級の6,700TEUポストパナマックスコンテナ船の実船計測を行い、明確なホイッピング波形が計測されることを示した。計測期間にわたって単純に疲労被害度を計算すると、波浪荷重による準静的な応答（以降、波浪応答と呼ぶ）に対して弾性振動応答まで含めると疲労被害度が2倍になることを示し、注意を喚起した。これ以来、実船計測が多数実施され、特に大型コンテナ船で弾性振動応答の寄与率が50%を超えるとの報告が相次いだ例えば[6]から[14]。これらの実船計測では、船体2節の垂直縦曲げの弾性振動応答に着目した分析を行っているが、個船ごとの差異について明確にされていない。さらに、代表的な振動モードである水平縦曲げ弾性振動応答とねじり弾性振動応答に着目した分析は始まったばかりであり先行研究は少ない。Storhaug[11]らは2,800TEUコンテナ運搬船と4,400TEUコンテナ運搬船2隻の実船計測を行い、波浪応答に対して船体中央部における水平縦曲げ応力とワーピング応力が疲労被害度に与える影響を考察している。しかし、この当時は垂直縦曲げ振動成分が疲労被害度に与える影響について考察しているが、水平縦曲げやねじり振動成分の詳細な考察まで至っていない。その後、Storhaug[12]らは8,600TEUコンテナ運搬船と8,400TEUコンテナ運搬船2隻の実船計測を行い、横置隔壁の上甲板部応力の計測結果の分析により振り振動が発生していることを示し、全疲労被害度に対する振動成分の寄与が、8600TEUにおいて14%から16%、8400TEUにおいて52%から55%であったと報告している。この報告では垂直縦曲げ振動成分と振り振動成分の合力値で評価しており、各成分に対する疲労被害度の寄与度の分析はされていない。Kim[13]らは13,000TEUコンテナ運搬船を対象として縦曲げ振動とねじり振動の成分分離を行い、各成分がアップデッキの疲労被害度に与える影響について調べ、垂直縦曲げ応力が支配的な成分であると報告している。一方、Ki[14]らは14,000TEUコンテナ運搬船の実船計測結果から、船体

中央部の縦強度部材とハッチコーナーの疲労強度に関して、弾性振動応答の寄与が半分、あるいはそれ以上であり、ねじり弾性振動応答の全疲労被害度に対する寄与率は船体中央部の縦強度部材に関しておよそ 10%、ハッチコーナーに関しておよそ 20%から 30%であったと報告し、ハッチコーナーに関してはねじり弾性振動応答の寄与が大きいとした。このようにねじり弾性振動応答の影響度合いのばらつきを明らかにすることが課題として残されている。大沢ら[15][16]は一般性のある高周波影響の評価手法は未だ確立されていないと述べ、実船の荷重パターンを模擬した疲労試験を実施している。試験サンプル数が少ないものの、定荷重振幅 SN 線図と重畳疲労試験等価応力 SN 線図の 50%非破壊の線図と一致するように修正した上で、レインフローカウント法と修正マイナー則を用いることにより近似的に疲労寿命を評価できるとした。

実船計測は運航上で起きうる実態を正確に把握できる。一方で、IoT 技術が日進月歩で発展しているが、メンテナンスコスト等の都合もあり計測期間は数か月から数年に留まり、長期的な実態を把握するには不十分である。

1. 2. 2 シミュレーション技術に基づく疲労強度評価に関する研究

長期的な実態を把握する手段としてシミュレーション技術を活用することが挙げられる。疲労強度評価のためのシミュレーション技術は大きく 2 つに分離される。ひとつは規則波中の各部の応力計算結果を重ね合わせる手法（荷重—構造応答—貫解析と呼ぶ。）である。もうひとつは、直接応答解析により応力時系列を求める手法である。以下に両者の研究沿革について述べる。

1.2.2.1. 荷重—構造応答—貫解析

1990 年代頃、バルクキャリアやタンカーのホールドモデルを対象として、離散化解析手法が実用化されている[17]。著者が所属していた会社（旧ユニバーサル造船）においてもこのシステムを開発してきた。離散化手法とは単位荷重毎に各構造部材の応力を予め計算しておき、この値を応力影響係数として個々の荷重ケースに対して線形重ね合わせを行うものである。この当時の計算機性能では、データ容量の問題から同時に解析対象として選択できる要素は数箇所に限られており、対象外の要素の応力応答関数を求めるには再計算を行う必要があった。さらに、離散化解析の特性上、内外圧荷重のプロファイルを表示する機能を有していないため、荷重の負荷状態を視覚的に把握することが困難であった。

近年の計算機性能の発展，および全船 FEM モデルの取り扱いが容易となり，離散化解析法ではなく，Fig. 1-1, Fig. 1-2 に示すように規則波中の実荷重パターンとして内外圧の位相を考慮して直接負荷する方法が開発された [18][19][20]．構造解析により直接的に応力応答関数を求め，その応答関数に短期予測，長期予測を施すことをベースとする荷重-強度一貫解析の概略フローを Fig. 1-3 に示す．荷重ケースは「波向き×波周期×位相(×波高)」の組み合わせ数となる．この手法で疲労強度評価を行う場合，S-N 線図と応力の長期分布を用いることが一般的によく知られている．しかし，弾性振動応答が疲労強度に与える影響を考慮できないことが課題である．

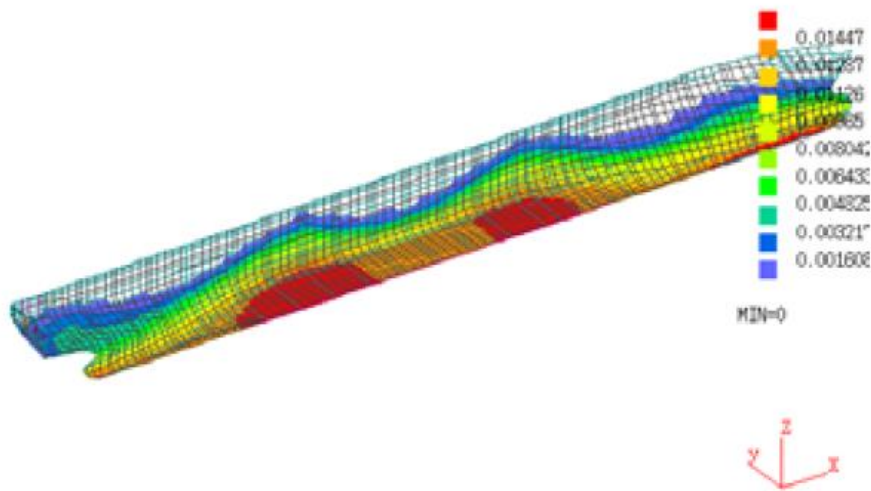


Fig. 1-1 Example of wave pressure load.

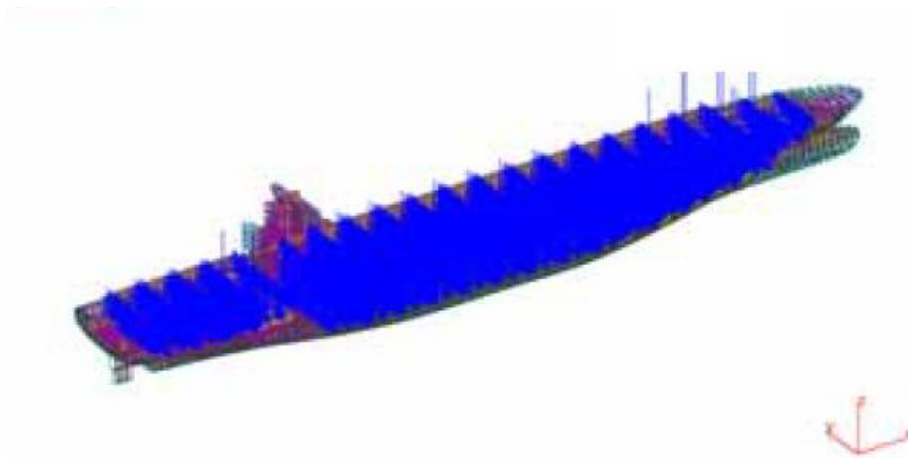


Fig. 1-2 Example of inertia load of container weight.

1.2.2.2. 弾性振動応答の直接解析

前述の手法では弾性振動応答を評価できないと述べた。弾性振動応答を定性的・定量的に評価するためには船体形状と液面変動等による非線形性を考慮した構造-流体連成-時刻歴過渡応答解析手法が不可欠である。非線形性は非線形ストリップ法、3D パネル法や CFD を用いることで考慮できる。また、計算機の性能向上に伴い、構造解析に全船 FEM を用いることが可能となってきた。

飯島らは、積荷の重量を含めた三次元有限要素モデルにて固有モード解析を行い、SSODAC(Shell Stress Oriented Dynamic Analysis Code)を用いて、不規則波中の剛体運動と弾性変形各モードのモード座標時系列を得て、不規則波中の応力時系列を得る手法を開発している[21]。この応力時系列からレインフローカウント法により作用応力の頻度を求めることを全ての短期海象について繰り返し、波浪頻度表と重ね合わせることで、一生涯に渡る作用応力の頻度を推定している。飯島らは弾性振動応答による影響を抽出するために、応力時系列の高次成分をフィルター処理により切り取った場合（弾性振動応答なし）と、そうでない場合（弾性振動応答あり）の疲労被害度の比較を行い、弾性振動応答が疲労被害度に与える影響を評価した[21]。しかし、実船計測結果との検証はなされておらず、評価結果は計算の前提条件に左右されると述べられている。また、計算条件として波向きを向波に限定している。

松井らは非線形 STRIP 法ベースの時系列荷重計算システム NMRIW-IIを開発し[22][23]、大型コンテナ船の分割弾性模型を用いた水槽試験と比較して良好な結果を得ている。また、NMRIW-IIにて得た荷重を FEM に受け渡して時系列過渡応答計算する手法を開発している。Kim らはランキンパネル法をベースとした時系列荷重計算システムを開発し、BEM と FEM の相互連成を考慮した流体-構造連成を考慮した過渡応答解析を開発した [24]。DNV-GL ではパネル法に基づく時系列荷重解析システム(WASIM)を開発している[25][26]。CFD に関しては耐航性の研究分野で適用事例が多くみられる[27] [28][29]。高見らは CFD と FEM を組み合わせた手法を構築している[30][31]。計算精度は CFD>パネル法>ストリップ法となるのが明らかであろうが、CFD の課題として、船体運動を 1 分間計算するために、1 ケースあたり 15 日ぐらいかかる。1 時間程度の短期海象中の波浪荷重を求めるには 900 日かかることとなり、まだまだ計算能力の向上が必要であること、規則波中での検討がほとんどであり、不規則波中での適用例は調査した範囲では見つからなかったことが挙げられる。また深沢らは大型コンテナ船を対象として、4 つの弾性振動応答を含む動的応答計算プログラム（波浪中の船体縦強度に関する非線形船体応答計算プログラム）についてのベンチマーク計算を実施している。ホイッピング振動を含む縦曲げモーメントと上下

加速度の比較を行った結果、4つの計算コードは、波浪変動成分についてはほぼ同程度の推定ができているものの、弾性振動応答については、各コードで差が生じることが分かった。このように、波浪変動成分がほぼ一致している場合も、スラミング衝撃の推定の違いにより、弾性振動応答や最大荷重等は異なってくるため、船体損傷を議論する場合は、弾性振動応答をも含めた計算コードの十分な検証が必要であろうと述べている[32][33]。

著者の所属する会社でも船体運動・波浪荷重計算手法を確立している。大波高による水面形状変化を時々刻々適切に処理する手法を組み込んだランキンソース法が将来的に最も有望と考え、非定常・非線形時刻歴船体運動計算と Newmark- β 法による船体の動的弾性応答計算を組み合わせたシステムを開発した[34]。この計算手法は船体形状変化による非線形性を適切に評価でき、大波高、時間領域での計算に対応できる。

解析精度の観点からは、計算機の性能に依存するが、モデルはできるだけ精緻なものを用いることが望ましい。時刻歴過渡応答の流体—構造連成解析に適用可能なモデル規模はスーパーコンピュータ「京」を用いることで約 5000 万自由度（約 875 万要素）の有限要素モデルにて計算が可能になっている[35]。大規模モデルを用いた検討事例は今後も出てくるであろう。

この手法の特徴としては大波高による非線形性を考慮できること、評価したい箇所の応力値が時系列データとして得られることであり、これらを頻度解析や統計解析することで弾性振動応答を含めた疲労強度評価が実施できる。一方、疲労強度評価のためには、船舶の稼働期間にわたる全ての応力の頻度分布が必須であることから、多数の異なる海象状態と運用下での船の応答が非線形特性も含めて調査されるべきである。解析フローを Fig. 1-4 に示す。荷重ケース（海象の選択）は「波向き×波周期×波高」の組み合わせ数となる。したがって、波向きを 25 ケース（15 度ピッチ）、波周期を 14 ケース（3 秒から 16 秒）、有義波高を 10 ケースとすると 3500 ケースもの海象にて計算を実施する必要がある。また、有意な頻度分布や統計値を得るためには 1 海象あたり 60 分以上の時系列データが必要となる。過渡応答を取り扱うので解析の時間刻みも小さくする必要があること、流体—構造連成を考慮するために流体のモデル化が必須となることから、上述の時刻歴過渡応答解析手法は荷重—構造応答—貫解析と比較して膨大な計算量と計算時間を必要とすることが課題である。

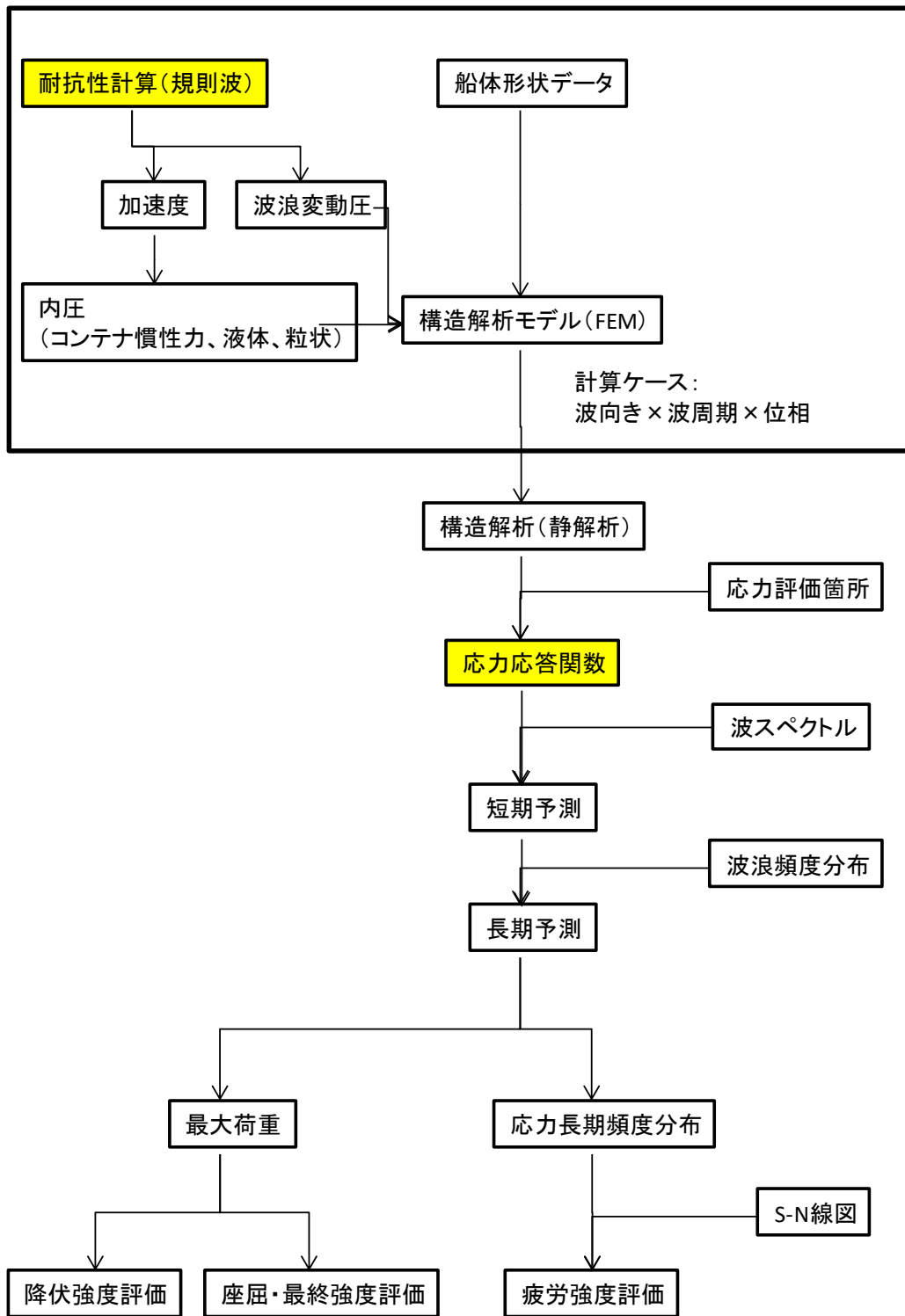


Fig. 1-3 荷重-構造一貫解析の概略フロー

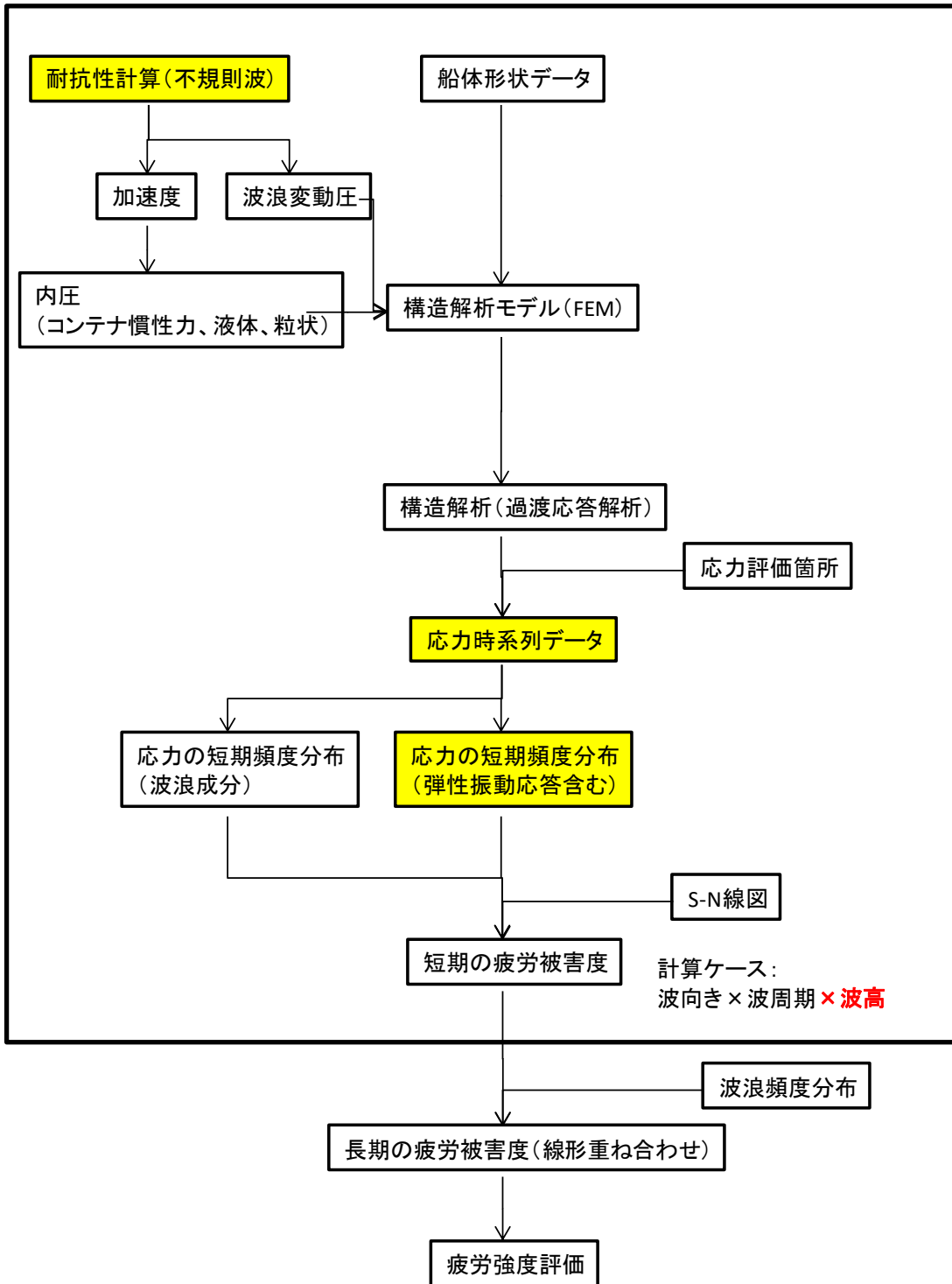


Fig. 1-4 弾性振動応答の直接解析の概略フロー

1. 3 研究の目的

前節にて現在の弾性振動応答を考慮した疲労強度評価法での課題点を整理した。まとめると下記の3点に集約できる。

1. 実船計測が疲労強度評価する上で一番正確である。しかし、センサーや計測機器のメンテナンスの都合上、長期的な実態を把握することは難しい。そのため、シミュレーション技術を援用して、現象を把握することが望まれる。
2. S-N 線図と応力の長期分布を用いて疲労被害度を求める荷重-構造応答-貫解析手法が一般的によく知られているが、その手法では弾性振動応答が疲労強度に与える影響を考慮できない。
3. 弾性振動応答を解析的に定性的・定量的に評価するためには船体形状と液面変動等による非線形性を考慮した構造-流体連成-時刻歴過渡応答解析手法が不可欠である。疲労強度評価のためには、船舶の稼働期間にわたる全ての応力の頻度分布が必須であることから、多数の異なる海象状態と運用下での船の応答が非線形特性も含めて調査されるべきである。しかし、時刻歴過渡応答解析手法は膨大な計算量と計算時間を必要とする。つまり、計算時間の短縮（計算高速化）と簡易推定手法の構築が課題として挙げられるが本論では後者を課題とする。簡易推定手法の構築にあたっては弾性振動応答と海象の相関関係を明らかにすることが課題となる。

本論文ではこれらの課題点を解決するために「船体モニタリング」と「疲労被害度算定方法（1.2.2.1.で述べた手法）」と「弾性振動応答の定量的推定（1.2.2.2.で述べた手法）」を統合し、これらの技術を基にした新しい「弾性振動応答を考慮した簡易的な疲労強度推定手法」を提案することを目的とする。この手法により、数値計算にかかる工数を削減し、あらゆる海象に対して弾性振動応答を考慮した疲労強度評価が可能となることが期待できる。

1. 4 本論文の構成

本論文では、第1章で、弾性振動応答が疲労強度に与える影響およびそれらの解析手法に関する研究背景を整理し、現在の弾性振動応答を考慮した疲労強度評価法での課題点を示し、本研究の目的について述べた。第2章「実船計測に基づく弾性振動応答が疲労強度に与える影響」では、弾性振動応答を含む疲労被害度をスペクトル法により統計値で表されることを示す。さらに、実船計測に基づいて、スペクトル法を用いた疲労被害度と、一般的な疲労被害度の算出手法であるレインフロー法との結果比較を行い、スペクトル法を用いた疲労被害度算出方法の実用性を示す。第3章「実船計測に基づく、簡易推定手法構築のための相関式の検討～弾性振動応答と海象の相関関係～」では、弾性振動応答を含む疲労被害度をスペクトル法にて算出することとし、弾性振動応答の影響をより簡易的に取り扱うために、実船計測に基づいて弾性振動応答と遭遇海象の相関関係について明らかにする。また、ねじり振動応答が疲労被害度に与える影響についても論じる。第4章「弾性振動応答を考慮した疲労強度の簡易推定手法の提案」では、弾性振動応答を考慮した疲労被害度を算出するにあたって課題であった計算量と計算時間の多さを解決するため、新しい「弾性振動応答を考慮した簡易的な疲労強度推定手法」を提案する。第5章「弾性振動応答を考慮した疲労強度の簡易推定手法の適用範囲の検証」では、提案手法の大型コンテナ船に対する適合性検証を行い、その結果について論述する。第6章では、以上の研究成果をまとめ、総括する。

第2章 実船計測に基づく弾性振動応答が疲労強度に与える影響

2. 1 緒言

本研究では船体縦強度部材に対し、効率的かつ高精度が期待できる弾性振動応答を考慮した疲労被害度の簡易推定手法を構築する。そのために従来手法である荷重－構造応答一貫解析を用いた疲労強度評価手法に準じつつ、弾性振動応答が同時に作用する場合においても適用できるように拡張する。新しい「弾性振動応答を考慮した簡易的な疲労強度推定手法」を提案するにあたって、まずは実船計測から弾性振動応答が船体構造の疲労強度に与える影響を明らかにする。

ここで、疲労強度評価において一般的にマイナー則に基づく疲労被害度が適用され、式(1)で表される。この D が1に達した時に疲労破壊に至ると考えるのが船型累積疲労被害度の基本的な考え方である。

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (1)$$

$$N_i \cdot \sigma_i^m = K \quad (2)$$

D : 累積疲労被害度

σ_i : 応力範囲

n_i : σ_i の頻度

N_i : σ_i での破断繰返し数

m, K : σ_i と N_i を用い S-N 曲線の疲労強度指数と疲労強度係数

応力の頻度分布を求める方法は、レインフローカウント法や標準偏差で表す方法がある。本研究の最終目的である簡易推定手法を提案することに対し、スペクトル法は統計値を取り扱う算式となっていることから簡易推定手法に適合し易いと考えられる。そこで、本論では弾性振動応答と波浪応答の2つの成分が含まれる応力を取り扱うこととし、疲労被害度を応力の標準偏差で表す方法を用いる。以下にその方法を説明する。添え字 L, H を用いて低

周波成分の応力スペクトル $S_L(\omega)$ と高周波成分の応力スペクトル $S_H(\omega)$ に分けると、2つの振動成分が含まれるときの n 次のモーメント λ_n は以下ようになる。

$$\lambda_{n,L} + \lambda_{n,H} = \int_0^\infty \omega^n S_L(\omega) d\omega + \int_0^\infty \omega^n S_H(\omega) d\omega \quad (3)$$

ガウス過程かつ狭帯域で極値がレイリー分布に近似できる場合、評価期間 T_i [sec]における疲労被害度は応力の標準偏差 $\sqrt{\lambda_0}$ と Γ 関数を用いて以下のように表すことができる[36][37]。

$$\Delta D_{NB,i} = \frac{v_0 T_i}{K} (2\sqrt{2\lambda_0})^m \Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right) \quad (4)$$

本論文では特段の断りが無ければ強度等級を F とし、 $m = 3$ 、 $K = 5.49 \times 10^{11}$ とする。 v_0 は繰り返し荷重の平均周波数である。 Γ はガンマ関数である。応力の低周波成分の標準偏差を $\sqrt{\lambda_{0,L}}$ 、高周波成分の標準偏差を $\sqrt{\lambda_{0,H}}$ とし、それぞれの平均周波数 $v_{0,L}$ と $v_{0,H}$ を用いると v_0 は下記のように表すことができる。

$$v_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\lambda_{2,L} + \lambda_{2,H}}{\lambda_{0,L} + \lambda_{0,H}}} = \sqrt{\frac{v_{0,L}^2 \lambda_{0,L} + v_{0,H}^2 \lambda_{0,H}}{\lambda_{0,L} + \lambda_{0,H}}} \quad (5)$$

ここで、

$$v_{0,L} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\lambda_{2,L}}{\lambda_{0,L}}}, \quad v_{0,H} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\lambda_{2,H}}{\lambda_{0,H}}}$$

よって、式(4)(5)より、式(6)となる。

$$\Delta D_{NB,i} = \sqrt{\frac{v_{0,L}^2 \lambda_{0,L} + v_{0,H}^2 \lambda_{0,H}}{\lambda_{0,L} + \lambda_{0,H}}} \frac{T_i}{K} (2\sqrt{2\lambda_{0,L} + 2\lambda_{0,H}})^m \Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right) \quad (6)$$

弾性振動応答の波浪応答に対する標準偏差の比を θ とし、 $\theta = \sqrt{\frac{\lambda_{0,H}}{\lambda_{0,L}}}$ を用いて、式(6)を以下に変換する。

$$\Delta D_{NB,i} = \sqrt{\frac{v_{0,L}^2 + \theta^2 v_{0,H}^2}{1 + \theta^2}} \frac{T_i}{K} \left(2\sqrt{2\lambda_{0,L}(1 + \theta^2)}\right)^m \Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right) \quad (7)$$

上式を「スペクトル法」と定義する。この式では応力範囲の打ち切り限界は設けていない。なお、 θ を求める手順は2.3.2項で述べる。累積した疲労被害度を各疲労度の線形和で表せば、 $D_{NB} = \sum_i \Delta D_{NB,i}$ となる。これにより、船体構造応答の標準偏差を用いて疲労被害度を表すことができた。従って、弾性振動応答の波浪応答に対する標準偏差の比 (θ) と

船体構造応答の標準偏差の統計的性質を明らかにすることが重要課題となる。ここで、式(7)は2つの応力成分の振動数が十分に離れた狭帯域のガウス過程とみなせる場合の最も単純な組み合わせ手法であり、船底スラミング等の過渡応答を伴うような高周波振動はガウス過程では十分な精度で表すことができず、高周波振動の第1波目のピーク値がレイリー分布に従う過渡減衰振動として扱う方法や、広帯域の場合の修正係数を用いるなど様々な方法[36]が提案されている。一方、長期間かつ様々な海象下にて実船に対してこれらの適用性を検討した事例は、著者らが調査した限りでは見当たらなかった。そこで、本章および次章にて、スペクトル法の適用性について述べる。まず本章では実船計測に基づいて、一般的な手法であるレインフローカウントによる疲労被害度との比較を行う。

2. 2 実船計測概要

2. 2. 1 対象船

実船計測を行った船はジャパン マリンユナイテッド(株)にて建造した8600個積コンテナ船で、その主要目を **Table 2-1** に示す。計測は2012年5月から2016年9月にかけて行った。計測した項目を **Fig. 2-1** に示す。各位置にひずみゲージを貼り付け、上甲板縦応力と船底部縦応力を求めた。ここで、船体中央部上甲板左舷応力を σ_{DMP} 、船体中央部上甲板右舷応力を σ_{DMS} 、船体中央部船底左舷応力を σ_{BMP} 、船体中央部船底右舷応力を σ_{BMS} とする。その他の計測点の名称は **Table 2-2** に示す。

Table 2-1 Basic characteristics of the container ship.

LOA	334.5 m (approx.)
Breadth	45.6 m
Depth	24.4 m
Design Draft	14.0 m
Gross Tonnage	97,000 ton (approx.)

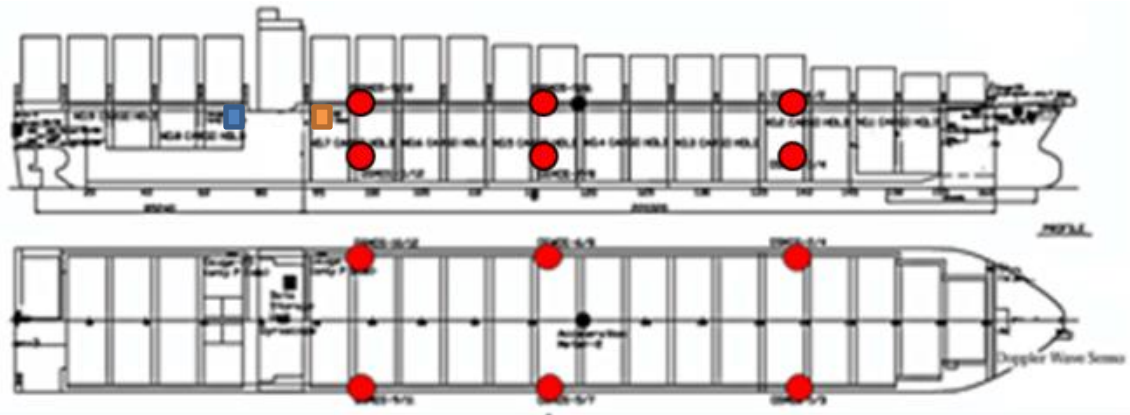


Fig. 2-1 Sensor arrangement

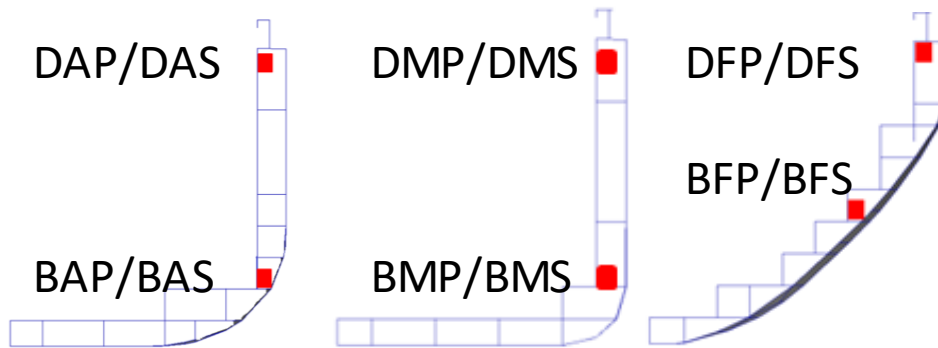


Fig. 2-2 Sensor arrangement at each section.

Table 2-2 Sensor list.

DAP/DAS	deck at aft port/starboard
BAP/BAS	lower longitudinal bulkhead at aft port/starboard
DMP/DMS	deck at mid-ship port/starboard
BMP/BMS	lower longitudinal bulkhead at mid-ship port/starboard
DFP/DFS	deck at fore port/starboard
BFP/BFS	lower longitudinal bulkhead at fore port/starboard
L-1	deck at accommodation area(fore) at port side
L-2	deck at accommodation area(aft) at port side

2. 2. 2 遭遇海象

船の構造応答と海象との相関関係を調査するには、有義波高、平均波周期、および相対波向きなどの海象情報を収集する必要がある。波浪推定手法は以下にまとめられる。

- (1) 船舶へのレーダーシステムの設置
- (2) 波予報データ (Forecast)
- (3) Hindcast
- (4) 波浪に対する船体応答を利用した推定手法

(1)のレーダーシステムは、海表面の波反射を計測して波浪状態を推定するものであり、風速 3m/s 以上で海面の波浪変動が比較的大きい状態[38]においては遭遇海象を正確に表すと考えられる。レーダーシステムによって得られるパラメータとしては、波高、波周期、波向き、波スペクトル等がある。ただし、対象船においてはレーダーシステムを搭載したものの、システムの未起動や機械の不具合等により統計分析するのに十分な数のデータを取得することができなかった。(2)の Forecast データは気象庁の全球計算に基づく 11 日間先まで (6 時間毎に 264 時間先まで) の予報データが使用されている[39]。船の位置情報と時刻を基に時空間補正を行うことで 1 時間の短期海象中の有義波高、平均波周期、平均波向きを得ることができる。(3)の Hindcast データは全球波浪推算データベースに基づいて推定される。全球波浪推算データベースは NCEP(National Centers for Environmental Prediction)の海上風客観解析値を入力値とし、波浪モデル (WAM) を用いて計算したものである[40]。得られるパラメータとしては、1 時間の短期海象中の有義波高、波周期、波向き、波スペクトル、風向・風速等がある。ただし、本実船計測においては入手するにはコストがかかるため、すべての計測期間中でのデータは取得できていない。(4)の波浪に対する船体応答を利用した推定手法として、Nielsen et al. [41]らにより船体運動から海象を逆解析する手法が試みられている。また近年では機械学習を用いて海象の逆解析する手法も研究されている[42][43]。しかし、実用的に使用するには精度検証を十分に行う必要がある。

本研究では、SEA-NAVI®を用いて Forecast を入手した。この海象データは気象庁の全球計算に基づく予報データであり、1 日に 2 回 (0 時と 12 時) に配信される。この予報データに関してはこれまでにを行った船上計測データと海象予報データの比較検証により予報発表後の 2 日程度の期間は実海象と概ね一致することが確認されている。そのことから

12時間経過毎に海象データを最新のものに更新する手法を採用した。ただし、どの程度正確に予測できているか、実用性を調査する必要がある。そこで、Fig. 2-3に2015年07月05日から2015年07月31日のアジア-北米航路と、2015年08月01日から2015年08月31日の喜望峰を經由した北米-アジア航路にてレーダーシステムによる計測値とForecastの有義波高との比較検討した例を示す。Fig. 2-4にレーダーシステムによる計測値とForecastの有義波高との比較を示す。平均波周期もFig. 2-5に示す。これらの図よりForecastとレーダーシステムは概ね一致していることがわかる。以上の考察結果より、Forecastデータを使用して船体構造応答と海象との関係を調査することは差し障りがないと言える。

本研究では、データの統計的な定常性を確保するために、船速は0.1ノット以上、または、1時間以内に針路または船速が大幅に変化した状態は排除し、計測全期間の中から19,897個の海象を抽出した。その結果をFig. 2-6に示す。相対波向き、有義波高、平均波周期、船速の度数分布表をFig. 2-8とFig. 2-9に示す。ここで、向波、斜向波、横波、斜追波、追波はFig. 2-7に示す通り $180^{\circ} \pm 22.5^{\circ}$ 、 $135^{\circ} \pm 22.5^{\circ}$ または $225^{\circ} \pm 22.5^{\circ}$ 、 $90^{\circ} \pm 22.5^{\circ}$ または $270^{\circ} \pm 22.5^{\circ}$ 、 $45^{\circ} \pm 22.5^{\circ}$ または $315^{\circ} \pm 22.5^{\circ}$ 、 $0^{\circ} \pm 22.5^{\circ}$ と定義する。上記の期間で本船が遭遇した海象の頻度分布をFig. 2-6に示す。遭遇海象に関し、向波は他の遭遇波向きよりも頻度が多いことが観察され、横波との遭遇はそれほど頻度が多くない。全海象のうち91%は有義波高3m以下であり、遭遇の69%は8~12秒の平均波周期であった。これらの観察から、遭遇した海象は概して穏やかだったと推測される。



Fig. 2-3 Asia-North America route from 2015/07/05 to 2015/08/31.

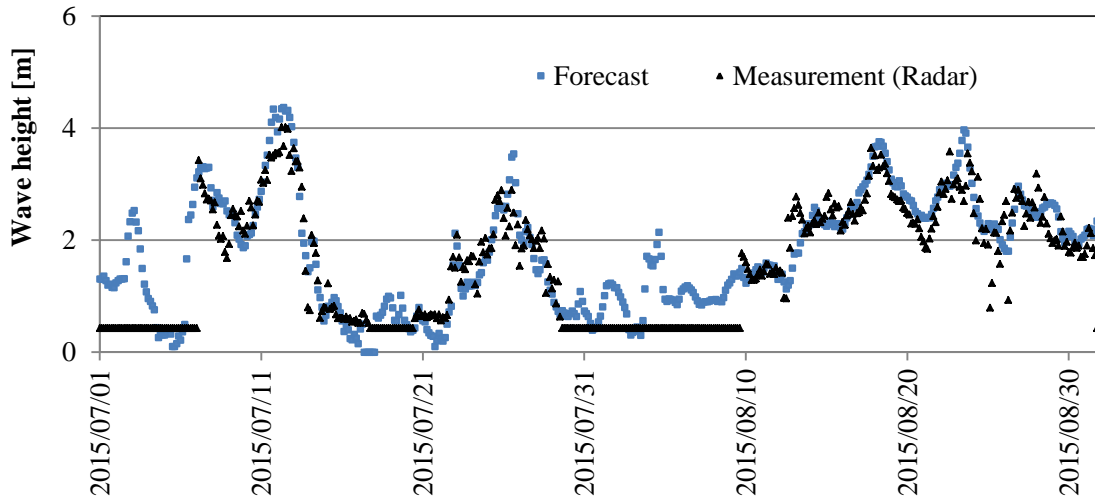


Fig. 2-4 Comparison between the wave radar and forecast for the significant wave height.

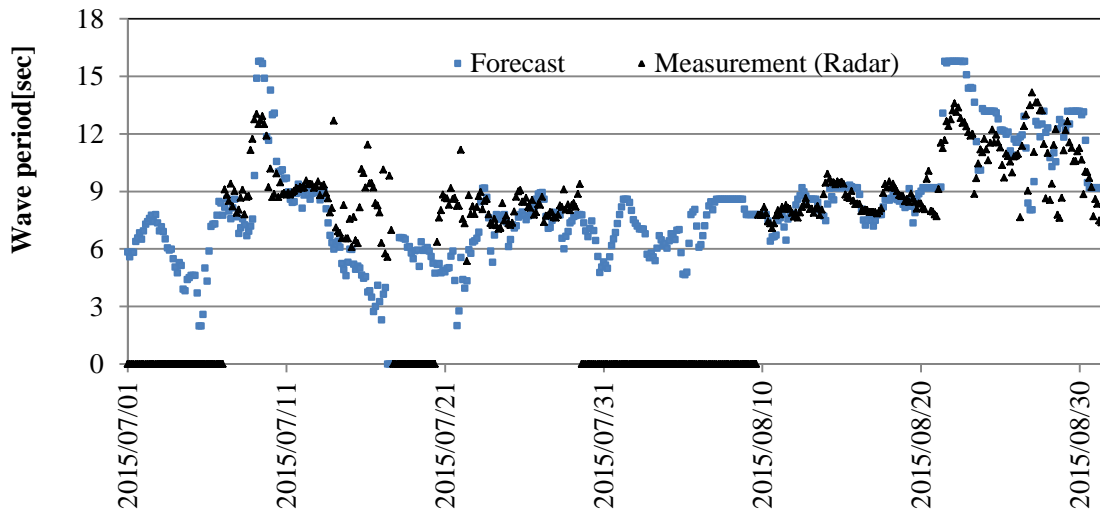


Fig. 2-5 Comparison between the wave radar and forecast for the mean wave period.

H\T	0.0-2.0	2.0-4.0	4.0-6.0	6.0-8.0	8.0-10.0	10.0-12.0	12.0-14.0	14.0-16.0	16.0-	SUM
0.0-1.0	176	836	2514	1368	547	597	67	14		6119
1.0-2.0			918	3067	1925	1365	423	200	17	7915
2.0-3.0			4	1432	1235	765	453	222	34	4145
3.0-4.0				194	572	277	155	49		1247
4.0-5.0				2	200	96	64	22		384
5.0-6.0					50	11	13	10	3	87
SUM	176	836	3436	6063	4529	3111	1175	517	54	19897

Fig. 2-6 Frequency of sea state during measurement term.

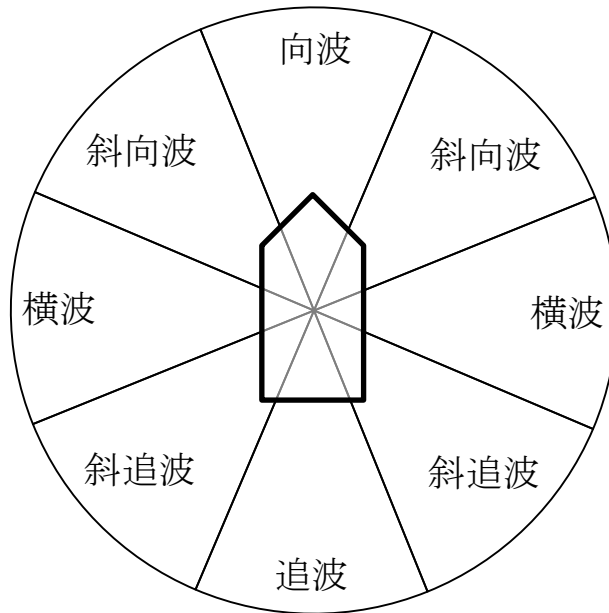


Fig. 2-7 Relative direction considering the encountered waves and ship heading angle.

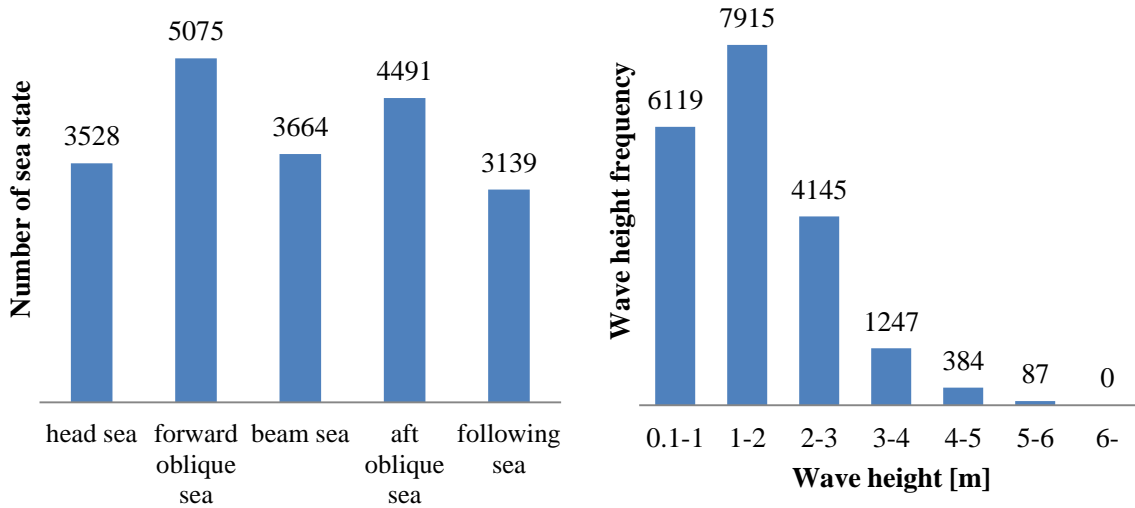


Fig. 2-8 Frequency distribution table of encountered wave direction (oblique and beam sea covers wider range of angle including waves from both sides of the ship) and that of significant wave height.

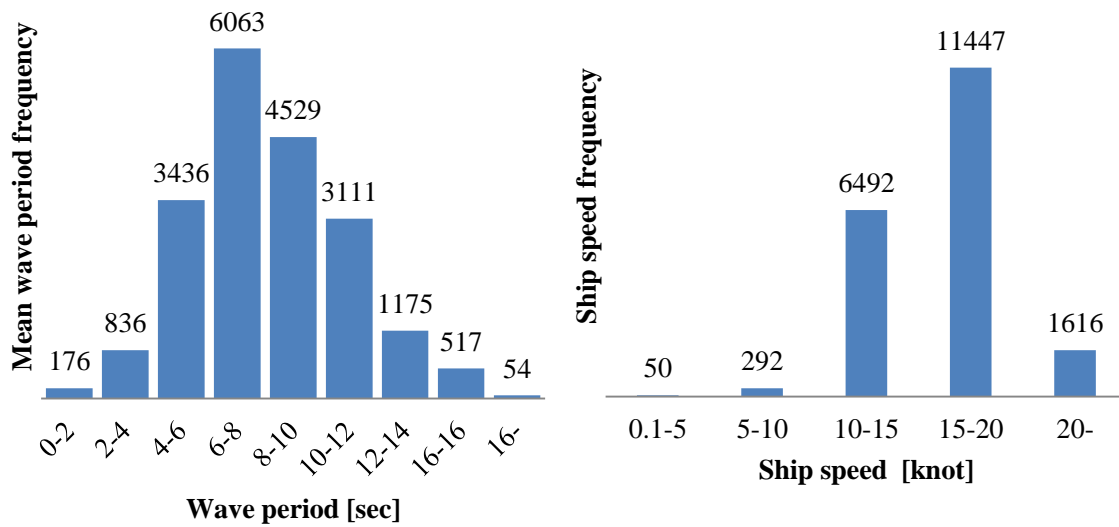


Fig. 2-9 Frequency distribution tables for mean wave period and ship speed.

2. 3 スペクトル法の実用性の検証

標記手法の適用性を検証するため、レインフローカウント法(RF)を用いて累積疲労被害度を計算した結果と比較する。

2. 3. 1 評価対象点

下記の5か所とする。

- 船体後部（居住区前）（Fig.2-1 の橙色部） : L-1
- 船体後部（居住区後）（Fig.2-1 の青色部） : L-2
- 船体後部アッパーデッキ左舷 : DAP
- 船体中央部アッパーデッキ左舷 : DMP
- 船体前部アッパーデッキ左舷 : DFP

2. 3. 2 弾性振動応答成分と波浪応答成分の標準偏差の比

弾性振動応答の統計的特性を詳細に調べるにあたり、弾性振動応答と波浪応答成分に分離し、各々の標準偏差の比を θ と定義する。下記の手順にて θ を求めた。

- (1) 応力時系列データを1時間毎に切り分ける。
- (2) 高周波成分を含む応力時系列データ（これ以降は RAW と呼ぶ）から波浪応答のみを抽出するためにカットオフ周波数 0.3Hz のローパスフィルターをかける。これ以降、0.3Hz 以下の応力データを波浪応答または低周波成分(LF)と呼び、0.3Hz 以上の応力データを弾性振動応答または高周波成分(HF)と呼ぶ。
- (3) この低周波成分と高周波成分それぞれの標準偏差を求める。なお、低周波成分に関し、ゼロアップクロス法を用いてゼロクロッシング周期を求める。
- (4) 高周波成分と低周波成分の標準偏差の比をとる。この比を θ と定義する。

2. 3. 3 検証結果

Fig. 2-10 と Fig. 2-11 に短期海象毎の疲労被害度 ($\Delta D_{NB,i}$, $\Delta D_{RF,i}$) の比較結果を示す。短期海象中において、波浪応答に関して $\Delta D_{RF}(LF)$ と $\Delta D_{NB}(LF)$ は概ね一致している。RAW では ΔD_{RF} よりも ΔD_{NB} の方が 1.249 倍高めの結果となり、RAW では LF と比較してばらつきが大きくなった。このばらつきいの要因として上述のように 2 つの応力成分の振動数が十分

に離れた狭帯域のガウス過程とみなせる場合の最も単純な組み合わせ手法であることが考えられる。つぎに実船計測期間中の累積疲労被害度を求め、Table 2-3にまとめた。また、Fig. 2-12, Fig. 2-13に各計測点での累積疲労被害度を示す。船体中央部アップーデッキ左舷(DMP)における累積疲労被害度は波浪応答に関して $D_{RF}(LF)$ と $D_{NB}(LF)$ は概ね一致している。RAWでは D_{RF} よりも D_{NB} の方が1.26倍高めの結果となる。よって本船では標準偏差を用いる方法で疲労被害度を評価すると安全側の評価となった。

疲労被害度に関して次の特徴がみられた。

- 居住区前側 (L-1) は DAP 位置での疲労被害度よりも大きくなっている。居住区前側ではワーピング応力が大きくなるためである。
- 居住区後側 (L-2) は居住区前側 (L-1) よりも疲労被害度が相対的に小さくなっている。ただし、弾性振動応答を考慮すると疲労被害度は3倍近くなり、DMP位置よりも弾性振動応答が疲労被害度に与える影響は大きい。これらの要因のひとつとして弾性振動応答として2節振動だけでなく高周波成分(例えば3節振動)がでていることが挙げられる。詳細は、第5章にて実施するシミュレーション結果と合わせて考察を行う。
- 弾性振動応答が疲労被害度に与える影響として、計測期間中の累積疲労被害度は波浪応答で $D_{RF}(LF) = 0.01135$ 、RAWで $D_{RF}(RAW) = 0.02859$ となることから、2.51倍の差がみられた。本船の累積疲労被害度と他文献調査結果をTable 2-3に示す。本論の結果は他研究の結果と比較してやや大きくなっているが、概ね同等であるといえる。

以上の結果より、スペクトル法による疲労被害度は船体構造の縦強度部材に対する疲労強度評価として実用的に適用可能であることを確認し、さらに計測位置毎の疲労被害度の差異について考察した。しかし、北村ら[44]は、以下のように述べており、疲労設計へ織り込む際にはさらなる検討が必要であろう。

「弾性振動応答等の波浪に起因する大型船の船体振動は近年になって発生し始めた新事象では無い、従って疲労損傷実績に基づいてキャリブレーションされてきた、乃至は、安全率を陽に確保する半経験的疲労寿命評価手法に於いては、例えホイッピングが陽に考慮されていなくても、その影響は陰に織り込まれてきた、と解釈すべき点である。手続き上、波浪縦曲げ変動応力のみ考慮する伝統的な疲労強度設計法に基づいていても、船体縦強度部材、特に一般的な上甲板構造部材の疲労損傷が頻発しておらず、重点的な監視・管理対象とはなっていないとの実績が、これに対応する。過去、モデル試験や実船モニタリングの結果を基として、北大西洋航路や北太平洋航路に限らず、World-wide航路や極東～欧州航路に就航する大型船舶であっても、船体縦強度部材の疲労被害度が、ホイッピング等の船体振動の影響を考慮すれば、最大で7倍超から少なくとも2倍超になる

(波浪縦曲げよりも船体振動による疲労被害が支配的)という主張がある[45][10]. 実際に 2.0 の疲労被害度を 1.0 に戻す為には, 例えば 32 キロ級高張力鋼ベースの船体縦強度設計を, 軟鋼ベースに変更する様な抜本的対策を要する. しかし, 北太平洋航路等に専ら就航した大型船での豊富な長期「非」損傷実績(注: 最近の構造設計 に比較して旧設計船では, 縦通肋骨への不等辺型鋼の採用や交差溶接結合部の端部形状や防食対策などで, 疲労強度への配慮が劣る)を, 実際的に説明できなければ, 説得力を持たないと考える. 即ち, ホイッピング等の船体振動の長期的な影響を無視してはならないが, 過剰反応もすべきではない. 」

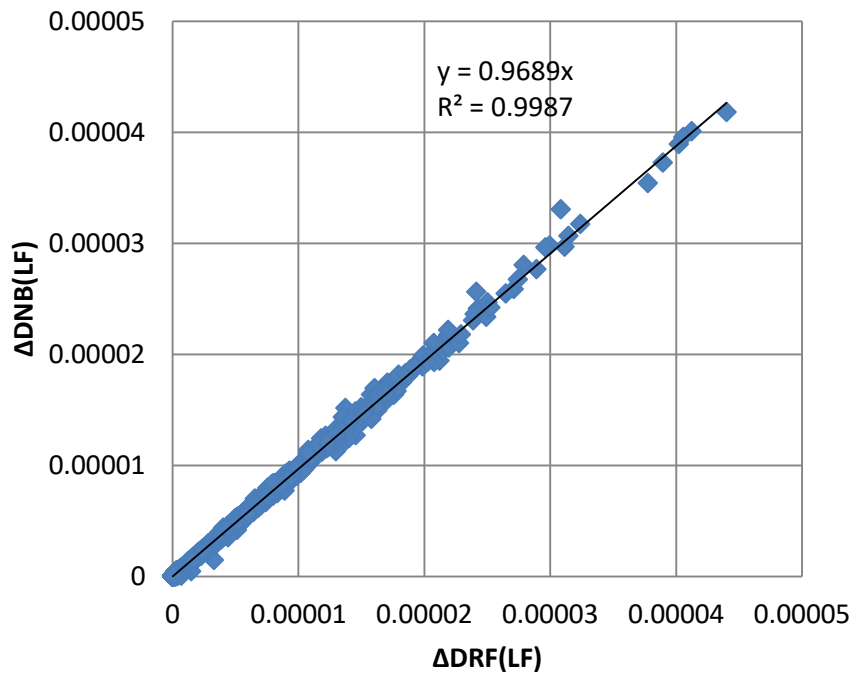


Fig. 2-10 Comparison of fatigue damage of low frequency between ΔDRf and ΔDnb .

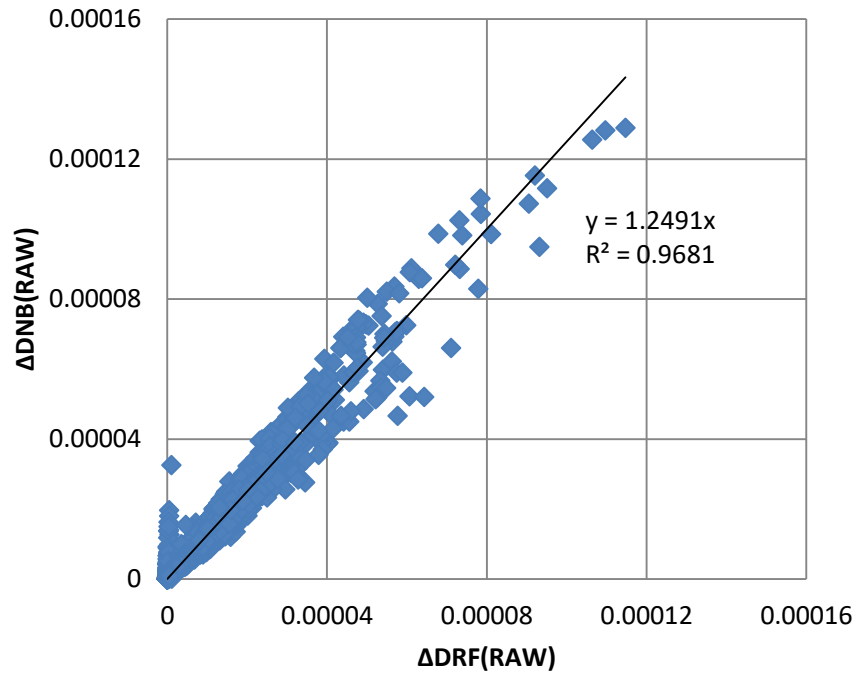


Fig. 2-11 Comparison of fatigue damage with high frequency between ΔD_{RF} and ΔD_{NB} .

Table 2-3 Cumulative damage factors of each method (Measurement).

	$D_{NB} (LF)$	$D_{NB} (RAW)$	$D_{RF} (LF)$	$D_{RF} (RAW)$
DMP	0.01106	0.03616	0.01135	0.02859
DAP	0.00691	0.02440	0.00673	0.01584
DFP	0.00364	0.01053	0.00349	0.00687
L-1	0.00899	0.02200	0.08920	0.01705
L-2	0.00273	0.00871	0.00264	0.00752

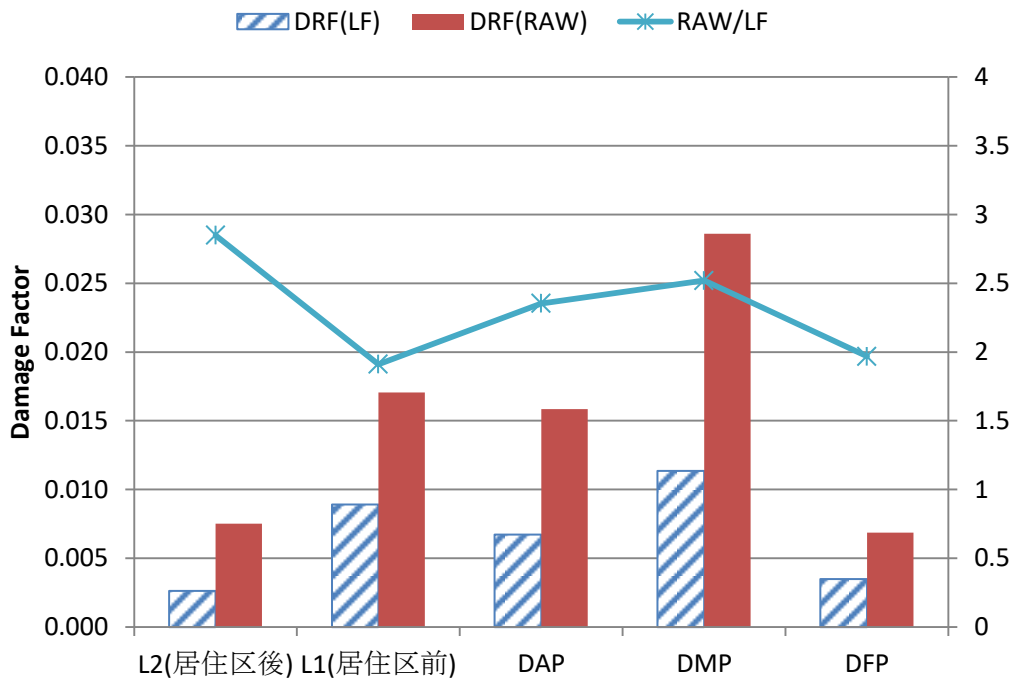


Fig. 2-12 各センサー位置での疲労被害度（レインフロー法）

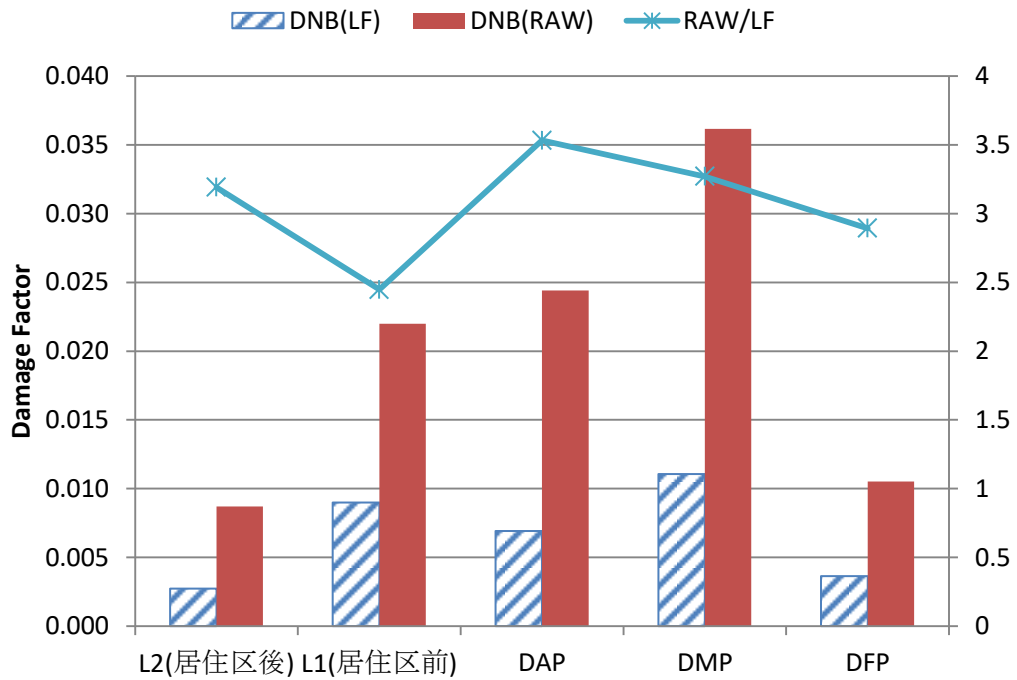


Fig. 2-13 各センサー位置での疲労被害度（スペクトル法）

Table 2-4 弾性振動応答が疲労被害度に与える影響に関する文献調査結果

Ship Type	Fatigue Damage : $(D(LF+HF))/D(LF)$	reference
8600TEU	2.51	本論
14000TEU	2倍以上	H.G. Ki et.al [14]
4600TEU	1.53	[46]
14000TEU	1.75	
8600TEU	2.27(航路:East-Asia to Europe) 2.38(航路:North Pacific)	G. Storhaug et.al [12]
8400TEU	1.72	
14000TEU	2.36	Helge Rathje et.al [8]
13000TEU	水槽試験の結果 1.88 (波向き 0 度 : head sea) 2.45 (波向き 30 度) 3.50 (波向き 60 度)	[47]
2800TEU	1.35	[48]
4000TEU	1.85	
4400TEU	1.41	
4400TEU	水槽試験の結果 1.59	
8600TEU	水槽試験の結果 7.14	

2. 4 2 章のまとめ

本章では，縦強度部材の疲労被害度の簡易推定手法を提案するにあたり，統計値を取り扱う算式となっていることから簡易推定手法に適合し易いと考え，スペクトル法を用いた疲労被害度算出方法である D_{NB} の実用性を検証した．得られた結論を以下に示す．

1. スペクトル法による疲労被害度 D_{NB} とレインフローカウント法を用いて累積疲労被害度 D_{RF} を1時間の短期海象毎に比較した結果，波浪応答に関して $\Delta D_{RF}(LF)$ と $\Delta D_{NB}(LF)$ は一致し，RAWでは ΔD_{RF} よりも ΔD_{NB} の方が1.249倍高めとなることを確認した．したがって本船では標準偏差を用いる方法で疲労被害度を評価すると安全側の評価となった．他の4つの評価対象点においても同様に安全側の評価であった．
2. RAWではLFと比較してばらつきが大きくなった．このばらつきいの要因として2つの応力成分の振動数が十分に離れた狭帯域のガウス過程とみなせる場合の最も単純な組み合わせ手法であると考察した．

以上の検討結果より，スペクトル法による疲労被害度は船体構造の縦強度部材に対する疲労強度評価として実用的に適用可能であることを確認した．

第3章 実船計測に基づく，簡易推定手法構築のための相関式の検討 ～弾性振動応答と海象の相関関係～

3. 1 緒言

2章では，実船計測に基づいてスペクトル法による疲労被害度算出の実用性を示した．本章では実船計測に基づいて，波浪応答の標準偏差 $\sqrt{\lambda_{0,L}}$ および弾性振動応答のパラメータである θ の統計的性質について考察し，海象との相関関係を明らかにする．そのために，弾性振動応答と波浪応答の標準偏差の比(θ)を海象毎に整理して，疲労強度に与える影響について明らかにする．

ここで，弾性振動応答に含まれる周波数成分として，垂直縦曲げ振動，水平縦曲げ振動，ねじり振動，軸方向の伸縮振動がある．これら個々の振動が弾性振動応答に与える影響を把握しておくべきである．その理由として以下の事が挙げられる．コンテナ船では，大型化により船体2節の垂直縦曲げ振動応答，ねじり振動応答ともに固有振動数が低下してきている．そのためスラミング等の衝撃荷重によって誘起される船体2節の垂直縦曲げ振動，およびねじり振動が波浪による応力応答に重畳することにより，過大な応力が発生することが懸念され，船体構造設計において解決すべき重要な項目として注目を集めている．船体構造設計の観点から見ると，これらの現象に対し，使用する鋼材の強度余裕度を把握し，適切な安全率をもっておくことが船の健全性を保つ上で非常に重要である．1.2.1.で述べたように，過去に行われた実船計測では，船体2節の垂直縦曲げ振動応答に着目して分析を行い，弾性振動応答が疲労強度に与える影響が表れたと報告している．一方，ねじり振動に着目した分析は近年始まったばかりであり文献は少ない．波長と船長の関係から，向波中よりも斜波中の方が船体縦曲げ応力が大きくなるとの報告もある．[49]

これらの文献によるとその影響度合いは個々の船でばらつきがあり，相関性のあるパラメータが解明されたとは言えない．このばらつきの基で安全率を考慮すれば，強度過剰または過少な構造となり，経済性または安全性が損なわれる可能性がある．船体構造様式の違いがあるものの，ばらつきの要因として，各成分の高周波振動が疲労強度に与える影響が十分に明確になっていないことが考えられる．

さらに、本論では、波浪衝撃に起因するホイッピングやスプリングを弾性振動応答と定義したが、ホイッピング現象が比較的多く観察される海象（ホイッピングが支配的な海象）とスプリング現象が比較的多く観察される海象（スプリングが支配的な海象）に分け、各々が疲労強度に与える影響について調べておく必要がある。ただし、遭遇した全ての海象において、時系列グラフを目視により観察し、ホイッピングまたはスプリングと思わしき弾性振動応答を抽出する方法では、膨大な分析作業量となることが想像に難くない。そこで、弾性振動応答と波浪応答の標準偏差の比 (θ) を海象毎に整理するにあたって、多くの計測データからホイッピング現象が起きたと思わしきデータを機械的に抽出することが求められる。

そこで、本章では、8600TEU コンテナ船の約4年間の実船計測を元に、波高、相対波向き、波周期と船体縦曲げ成分、および振り振動成分に起因する弾性振動応答との関係を明確化するため、計測した船体中央部断面の応力値から波浪中垂直縦曲げ応力、波浪中水平縦曲げ応力、ワーピング応力および軸応力の4成分に分離し、各成分に対する弾性振動応答の統計的特性を調べた。さらに、垂直縦曲げ応力成分に着目して、応力と海象・船速との相関関係の抽出を試みた。この相関関係を明確化することにより、信頼性の高い船舶構造設計の実現、船舶航行中に遭遇する厳しい荷重条件を回避する操船に資する。さらに、 θ によりホイッピングとスプリングを区分けし、各々の疲労被害度へ与える影響を調査した。

3. 2 弾性振動応答の分析方法

3. 2. 1 応力の分離方法

実船計測で得られたある断面4隅の計測データを元に垂直縦曲げ応力、水平縦曲げ応力、ワーピング応力、軸力の4成分に分離できる[50]。上甲板側2点と船底側2点はそれぞれ左右対称であり、垂直縦曲げ応力成分は σ_{DP} と σ_{DS} 、および σ_{BP} と σ_{BS} の符号が一致する。また水平縦曲げ成分と振り成分では絶対値が等しく符号は逆となる。よって式(8)が導かれる。 C_{VB} は垂直縦曲げ応力成分に対する分離係数であり上甲板の計測点から中性軸までの距離と船底部計測点から中性軸までの距離の比とする。 C_{HB} は水平縦曲げ応力成分に対する分離係数であり上甲板の計測点からセンターラインまでの距離と船底部計測点からセンターラインまでの距離の比とする。 C_{WP} はねじり成分に対する分離係数であり全船FEMモデルを用いた固有値解析から求めた。ここで、特にコンテナ船の場合、全船FEMモデルによって得られる振り振動モードは水平縦曲げと振りが重畳したモードとなる。厳密に水平

縦曲げ成分と純捩り成分に分離するには **Warping Function** を用いるべきであるが、ここでは **FEM** の振動モードの観察結果から純捩りに近いモードであると判断した。これらの成分分離結果及び応力時系列の代表的な波形は 2.4 節にて述べる。本船では中央部での分離係数は $C_{VB_M} = 0.6135$, $C_{HB_M} = 1.0$, $C_{WP_M} = 0.9397$ となった。同様に、前方部での分離係数は $C_{VB_F} = 0.345$, $C_{HB_F} = 0.75$, $C_{WP_F} = 0.148$, 後方部での分離係数は $C_{VB_A} = 0.670$, $C_{HB_A} = 1.0$, $C_{WP_A} = 0.117$ となった。

$$\begin{bmatrix} \sigma_{VB} \\ \sigma_{HB} \\ \sigma_{WP} \\ \sigma_{AX} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 \\ -C_{VB} & C_{HB} & -C_{WP} & 1 \\ -C_{VB} & -C_{HB} & C_{WP} & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \sigma_{DP} \\ \sigma_{DS} \\ \sigma_{BP} \\ \sigma_{BS} \end{bmatrix} \quad (8)$$

σ_{DP} : アッパーデッキの応力成分 (P 舷)

σ_{DS} : アッパーデッキの応力成分 (S 舷)

σ_{BP} : L. Bulkhead 下端の応力成分 (P 舷)

σ_{BS} : L. Bulkhead 下端の応力成分 (S 舷)

C_{VB} : 垂直縦曲げ応力成分に対する分離係数

C_{HB} : 水平縦曲げ応力成分に対する分離係数

C_{WP} : ワーピング応力成分に対する分離係数

3. 3 実船計測事例

2014 年 1 月 29 日に、船体中央部アッパーデッキ左舷の応力(σ_{DMP})で最大応力が観測された。観測された地点は Fig. 3-1 に示すようにポルトガル沖合であった。船速は 10.1 kt であり、Forecast データによると有義波高は 5.31 m であった。X バンドレーダーから取得した平均波周期は 13.9 秒であった。波向きは北西から南東、本船は南東から北西に向かって移動しており、出会い波向きは向波であった。計測された船体中央部の応力時系列データを Fig. 3-2 に示す。この図より、弾性振動応答が明確に観察できる。パワースペクトルを Fig. 3-3 に示す。この図の観察に基づいてカットオフ周波数 0.3 Hz とし、ローパスフィルターを適用した波形も Fig. 3-2 に併せて示す。波浪応答の周波数成分は 0.078Hz (13 秒) であることが確認された、弾性振動応答の周波数成分は 0.518 Hz (1.93 秒) であった。IACS-UR-S11A で規定されている波浪曲げモーメント (Hog) は、デッキ上で 105 MPa で

ある。したがって、実船計測におけるデッキの縦曲げ応力（Hog）は、対応する設計値に比べて十分に小さいことが確認された。

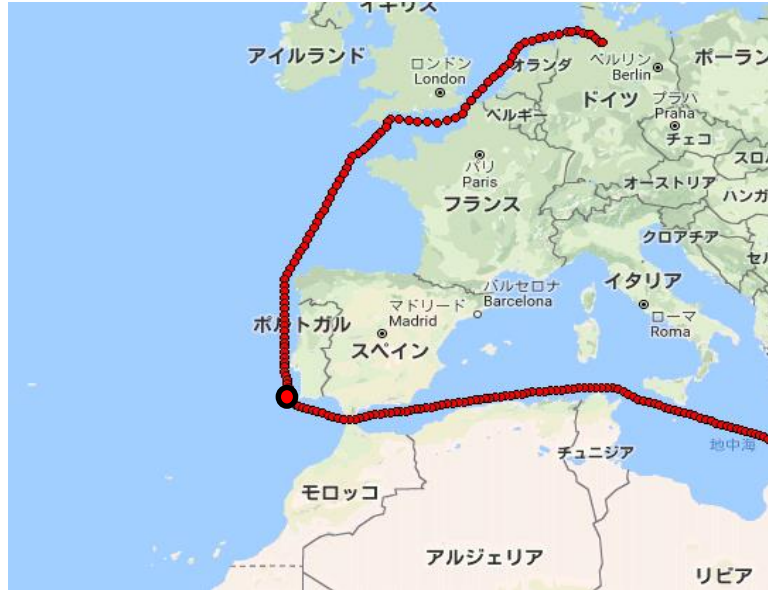


Fig. 3-1 Voyage route

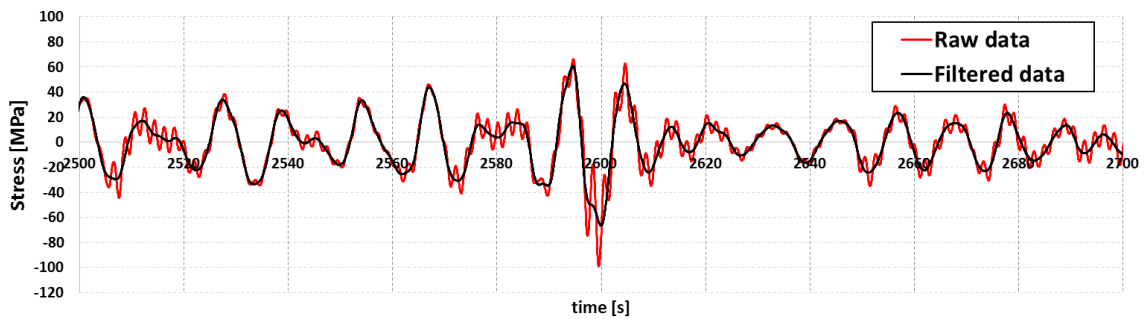


Fig. 3-2 Time series of measured data (2014/01/29 21:43)

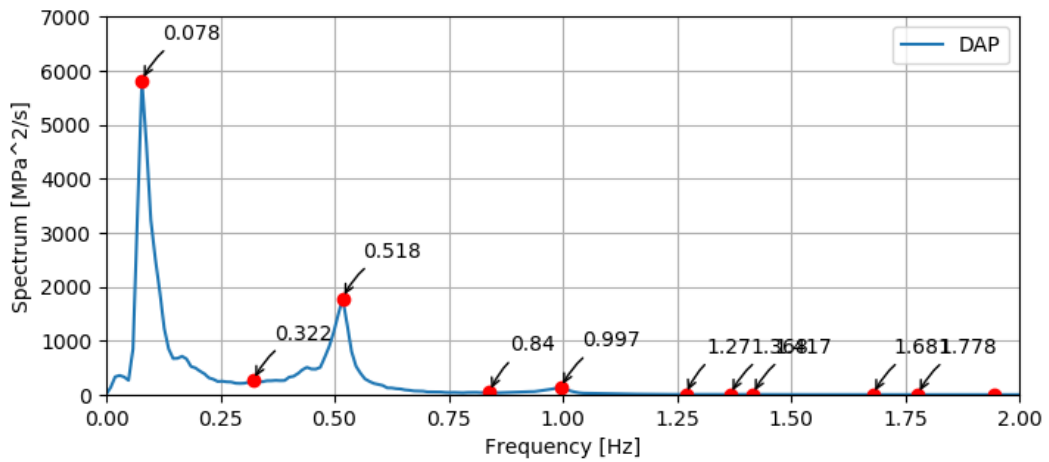
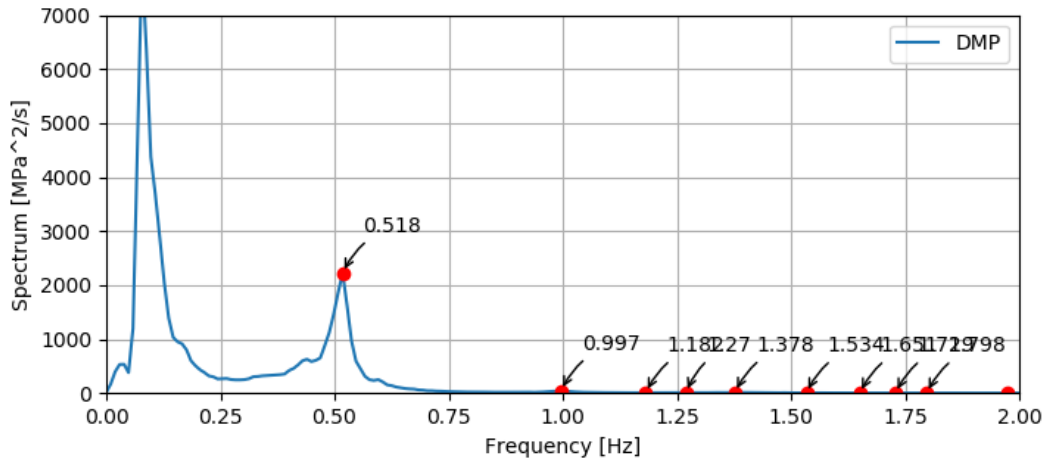
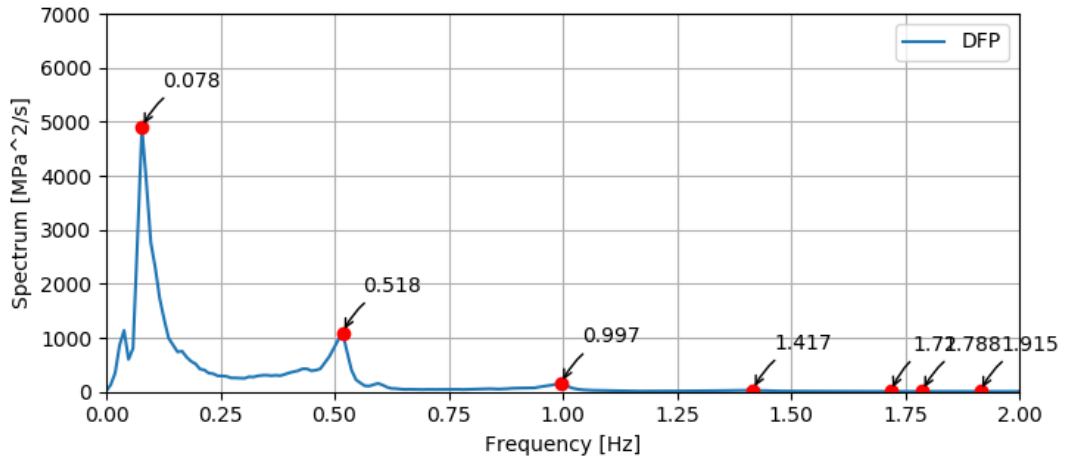


Fig. 3-3 Power spectrum concerning DFP, DMP and DAP

3. 4 弾性振動応答の成分分離結果検証

3. 4. 1 波浪応答の成分分離結果

波浪応答（低周波成分）に関し、成分分離結果の確からしさを調べるため、船体中央部アッパーデッキ左舷の応力(σ_{DMP})の標準偏差と各応力成分の標準偏差（それぞれ VB/HB/WP/AX と呼ぶ）の相関関係を求めた。Fig. 3-4 に σ_{DMP} の低周波成分の標準偏差と VB/HB/WP/AX の低周波成分の相関関係を示す。Fig. 3-4 に示すとおり、低周波成分に対して σ_{DMP} の標準偏差と VB, AX は比例関係が見られる。HB, WP は明確な相関関係が見られない。相対波向きの影響を大きく受けるためである。低周波成分については σ_{DMP} の標準偏差が大きくなるほど VB の影響が大きく、 σ_{DMP} の標準偏差が小さくなると WP の影響が比較的大きく表れている。

同様に船体後部アッパーデッキ左舷の応力(σ_{DAP})の標準偏差と各応力成分の標準偏差（それぞれ VB/HB/WP/AX と呼ぶ）の相関関係を Fig. 3-5 に、船体前部アッパーデッキ左舷の応力(σ_{DFP})の標準偏差と各応力成分の標準偏差（それぞれ VB/HB/WP/AX と呼ぶ）の相関関係を Fig. 3-6 に示す。概ね σ_{DMP} と同様の傾向が得られているが、船体前部については WP が相対的に大きくなっている。

Table 3-1 に観察された垂直曲げ応力の中から上位 5 つの海象を抽出した。この 5 つの海象では、相対波向きが 178.6°から 210.2°の範囲にあった。平均波周期は 13.08 から 13.20 秒であり、これは無限水深での規則波の波長約 270m に相当する。したがって、船長に近い波長により垂直曲げ応力が大きくなったと考えられる。Table 3-2 に観察された Warping 応力の中から上位 5 つの海象を抽出した。Warping 応力は、2014 年 1 月 29 日を除き、波の方向が 40.29°~65.09°の範囲にある斜波で大きかった。

Table 3-3 に観察された水平縦曲げ応力の中から上位 5 つの海象を抽出した。水平縦曲げ応力は、2014 年 1 月 29 日を除き、斜波または横波で高くなった。これらの結果から、計測された応力から各成分に正常に分離されたと推測できる。また、2014 年 1 月 29 日 21 時のデータに着目すると、垂直縦曲げ応力、水平縦曲げ応力、および Warping 応力が同時に大きくなっていた。この現象の原因を確認するために、Fig. 3-7 に示すように、垂直縦曲げ応力、水平縦曲げ応力、および Warping 応力の時刻歴を比較した。この図より垂直縦曲げ応力が最も大きく支配的であったことがわかる。ただし、水平縦曲げ応力と Warping 応力が図中の 800~1000 秒の期間に増加することが観察された。Fig. 3-8 は、700~1200 秒の期間における応力時系列を拡大したものである。水平縦曲げ応力と Warping 応力の両方が、20 秒以上の長周期で変動していたことがわかる。船の横揺れ周期が約 20 秒であることを

考慮すると、船が外洋を航行中に「パラメトリックローリング」などの非線形現象が発生した可能性がある。

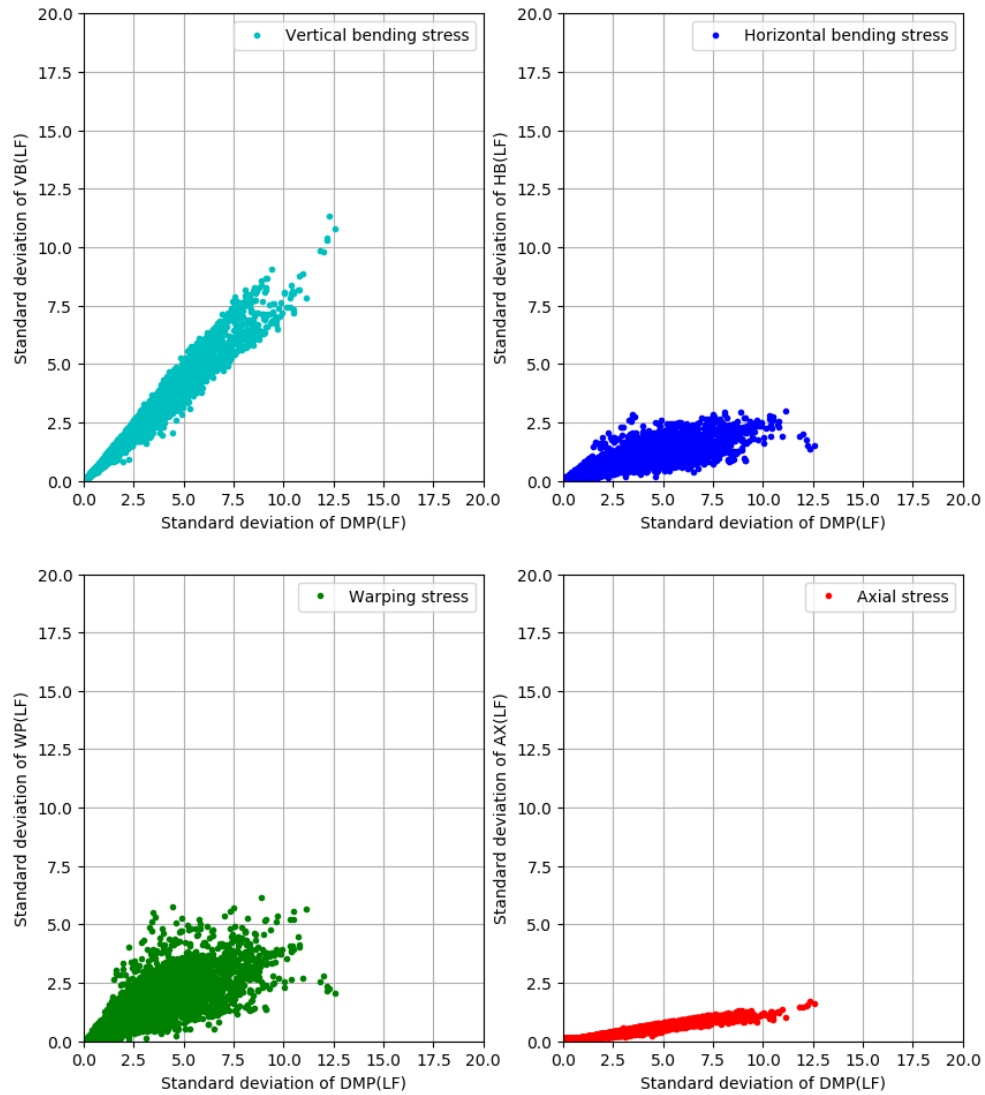


Fig. 3-4 Relationship of the STD of LF between σ_{DMP} and $\sigma_{VB}/\sigma_{HB}/\sigma_{WP}/\sigma_{AX}$ during measurement term.

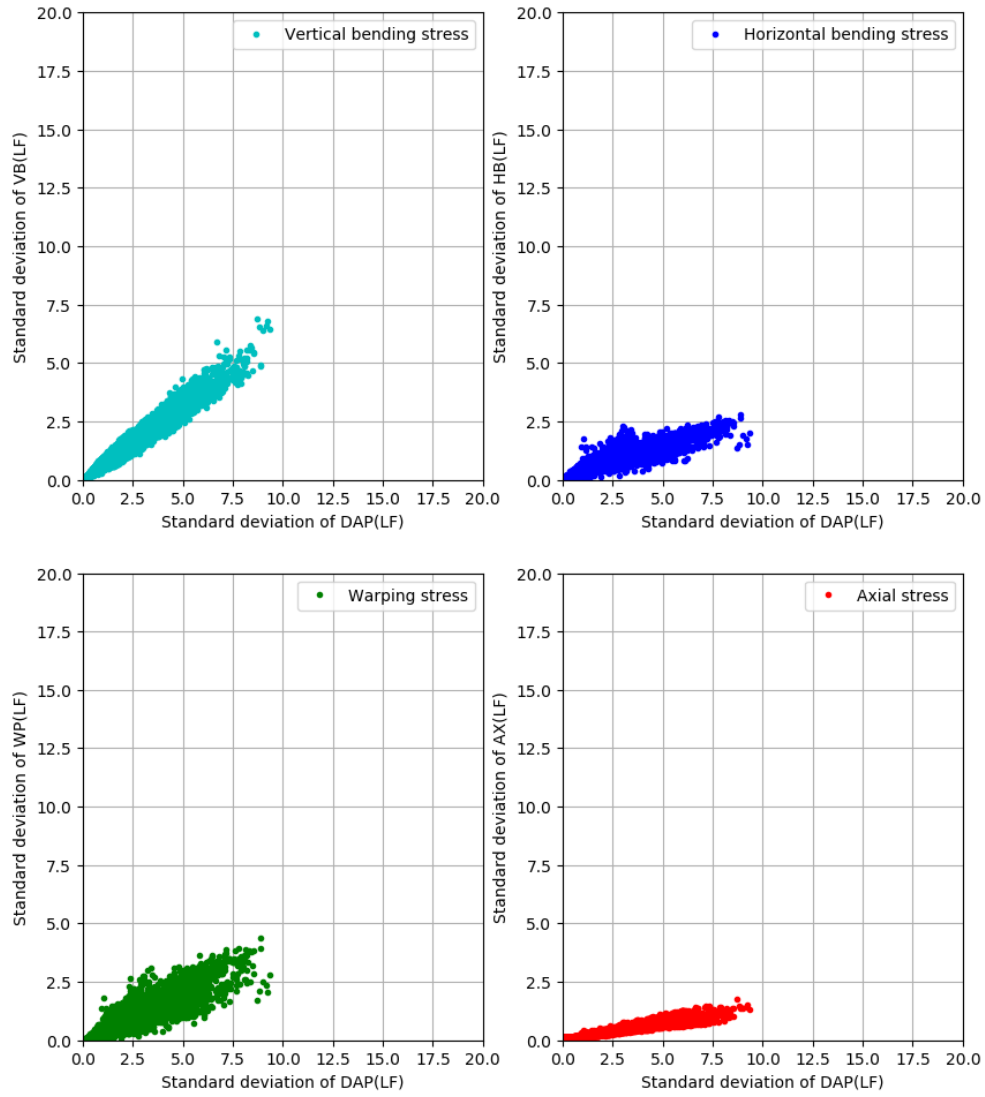


Fig. 3-5 Relationship of the STD of LF between σ_{DAP} and $\sigma_{VB}/\sigma_{HB}/\sigma_{WP}/\sigma_{AX}$ during measurement term.

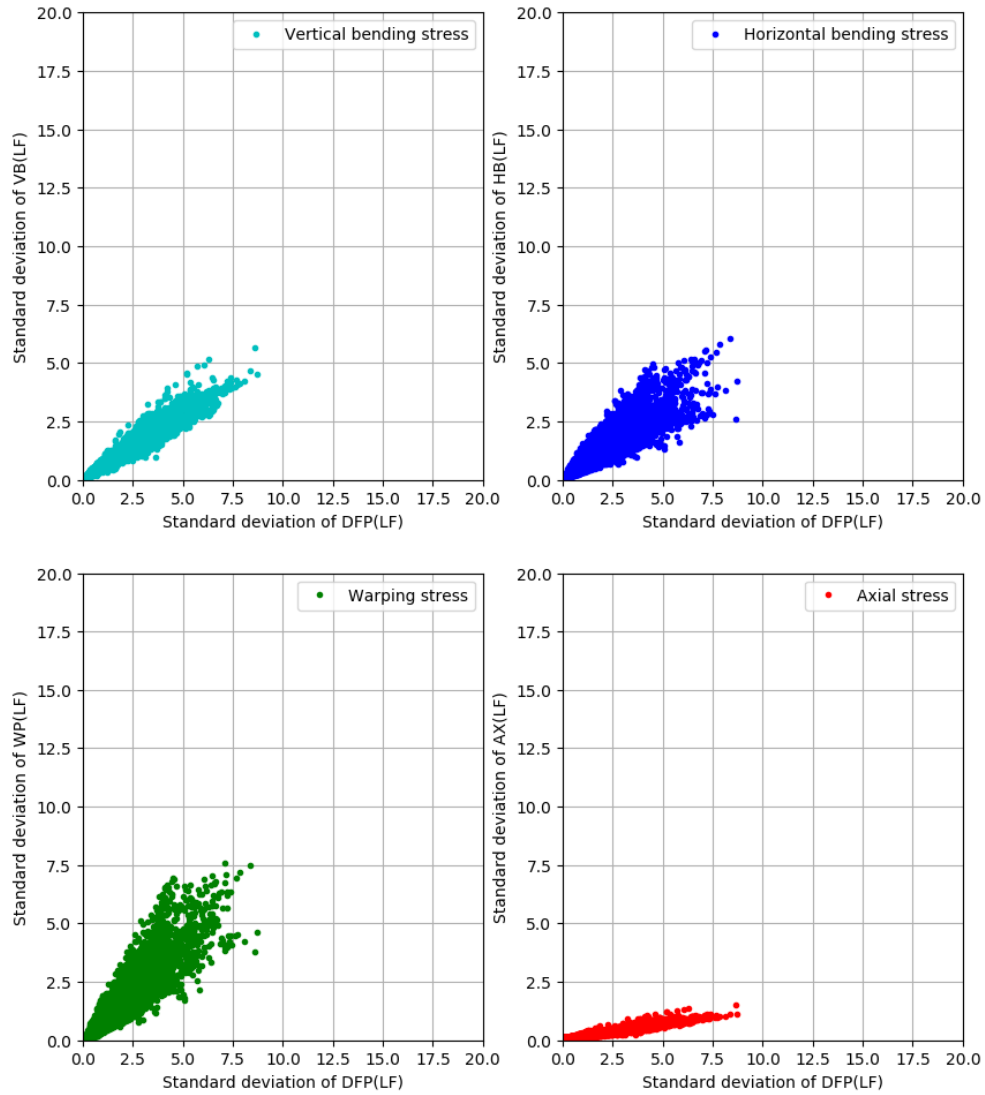


Fig. 3-6 Relationship of the STD of LF between σ_{DFP} and $\sigma_{VB}/\sigma_{HB}/\sigma_{WP}/\sigma_{AX}$ during measurement term.

Table 3-1 Top five sea conditions causing large vertical bending stress.

Date/Time (JST)	Latitude	Longitude	1/1000 Expected stress	Wave Direction	Wave Period	Wave Height
2014/01/29 23:00	37.07	-9.38	56.01	210.20	13.18	5.18
2014/01/29 22:00	36.88	-9.31	55.32	184.29	13.15	5.28
2014/01/29 21:00	36.75	-9.17	53.39	178.60	13.08	5.31
2014/01/30 01:00	37.46	-9.51	50.96	209.74	13.20	4.95
2014/01/30 00:00	37.26	-9.44	49.93	208.40	13.20	5.06

Table 3-2 Top five sea states causing large warping stress.

Date/Time (JST)	Latitude	Longitude	1/1000 Warping stress	Wave Direction	Wave Period	Wave Height
2016/01/10 19:00	39.34	-49.58	23.09	60.81	9.52	5.63
2016/01/11 09:00	39.74	-55.26	21.91	22.23	10.70	4.05
2016/01/11 01:00	39.52	-51.97	21.38	41.40	9.38	5.45
2016/01/10 20:00	39.38	-49.93	20.98	59.40	9.34	5.69
2014/01/29 21:00	36.75	-9.17	20.89	178.60	13.08	5.31

Table 3-3 Top five sea states causing large horizontal bending stress.

Date/Time (JST)	Latitude	Longitude	1/1000 Expected stress	Wave Direction	Wave Period	Wave Height
2014/01/29 21:00	36.75	-9.17	14.55	178.60	13.08	5.31
2016/01/10 17:00	39.26	-48.88	13.30	65.09	9.61	5.45
2016/01/11 20:00	39.83	-59.11	11.85	276.75	8.68	5.03
2016/01/10 16:00	39.22	-48.50	11.55	66.93	9.37	5.32
2016/01/10 20:00	39.38	-49.93	11.19	59.40	9.34	5.69

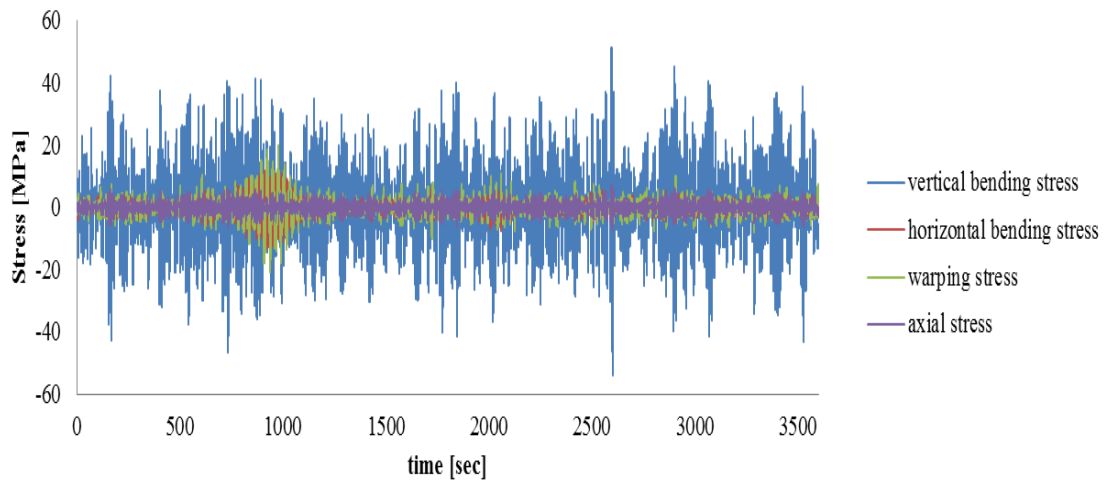


Fig. 3-7 Stress time history of DMP at 21:00-22:00 on 2014/01/29 (JST).

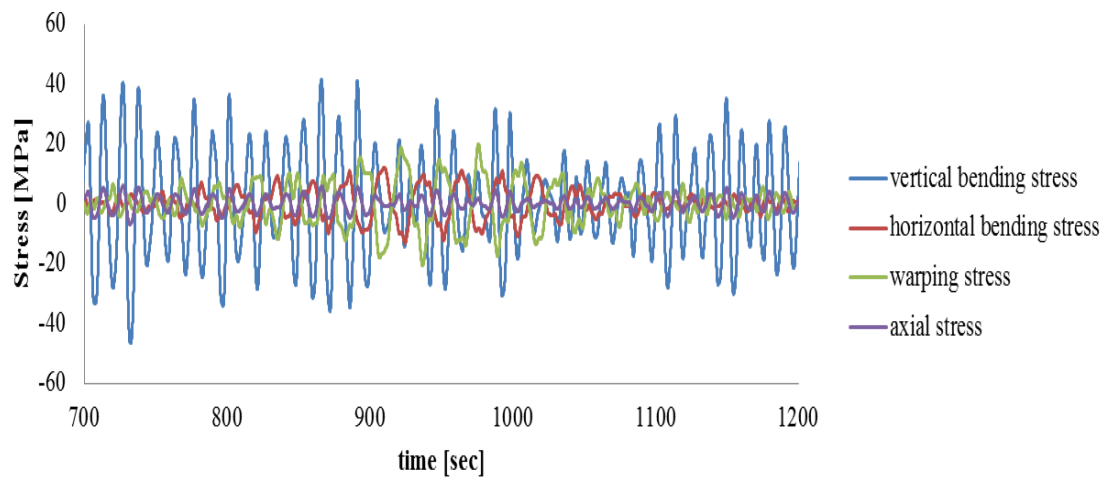


Fig. 3-8 Magnified stress time history of DMP from 700 seconds to 1200 seconds.

3. 4. 2 弾性振動応答の成分分離結果

弾性振動応答（高周波成分）に関し、成分分離の確からしさを確認するため、各成分のパワースペクトラムを求めた。Fig. 3-9 から Fig. 3-11 に 2014 年 1 月 29 日 23 時の DMP, DAP, DFP 各成分のパワースペクトラムを示す。Fig. 3-12 から Fig. 3-14 に 2016 年 1 月 10 日 19 時の DMP, DAP, DFP 各成分のパワースペクトラムを示す。各図の上図が垂直縦曲げ応力(VB)のパワースペクトラムを示し、中図は水平縦曲げ応力(HB), 下図はワーピング応力(WP)のパワースペクトラムである。これらの図を観察すると、VB においては喫水の違いによるがそれぞれ 0.52Hz と 0.55Hz で明瞭なピークが観察できる。この振動数は船体 2 節振動の固有振動数に一致している。HB および WP については応答量が小さいので明瞭なピークが観察できないが、0.4Hz 付近と 0.5Hz 付近にピークがあるようである。よって垂直縦曲げに対する弾性振動応答とその他の振動成分は明瞭に区別できた。

Fig. 3-15 から Fig. 3-17 に σ_{DMP} の高周波成分の標準偏差と VB/HB/WP/AX の高周波成分の相関関係を示す。これらの図を観察すると、高周波成分に関しては σ_{DMP} の標準偏差と VB/HB/WP/AX には比例の関係が見られ、特に VB は σ_{DMP} の標準偏差と概ね一致することが確認された。また、HB, WP に対する高周波成分は VB と比較して著しく小さいことが観察できる。3 章に疲労被害度の観点から HB, WP の高周波成分の影響について考察している。Fig. 3-18, Fig. 3-19 に σ_{DMP} の高周波成分と低周波成分の比である $\theta(\sigma_{DMP})$ と VB に対する高周波成分と低周波成分の比である $\theta(\sigma_{VB})$, HB に対する高周波成分と低周波成分の比である $\theta(\sigma_{HB})$, WP に対する高周波成分と低周波成分の比である $\theta(\sigma_{WP})$, AX に対する高周波成分と低周波成分の比である $\theta(\sigma_{AX})$, を比較した。この結果から VB の高周波成分と低周波成分の比は σ_{DMP} のものと概ね同等の値を得ることができる。よって本研究では $\theta(\sigma_{VB})$ を用いて種々の検討を行う。

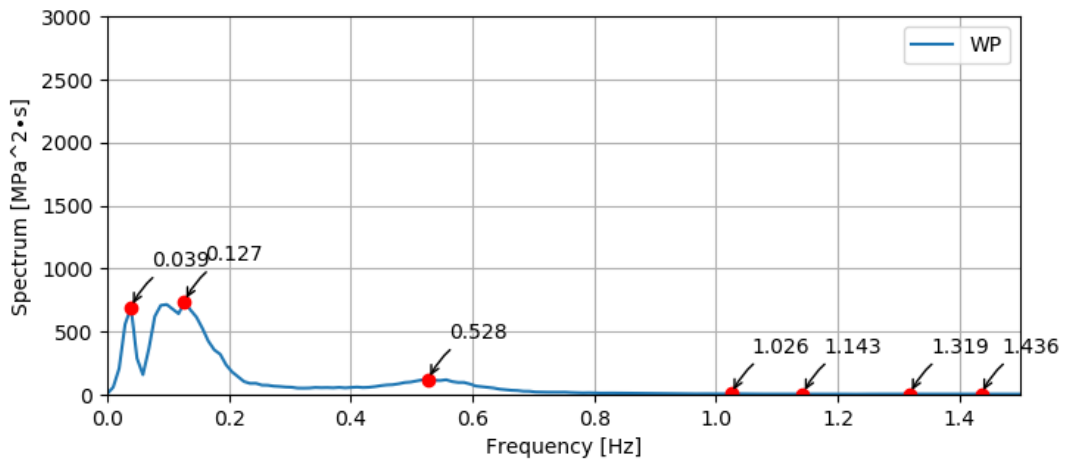
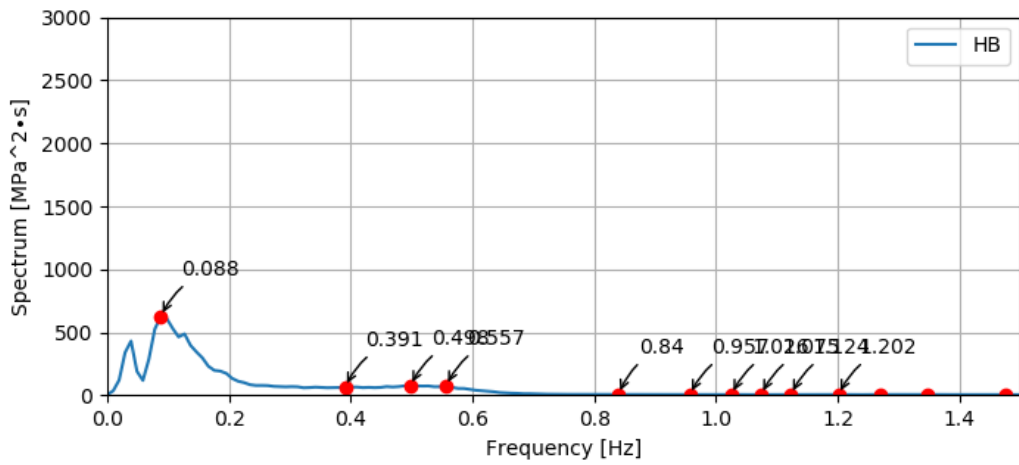
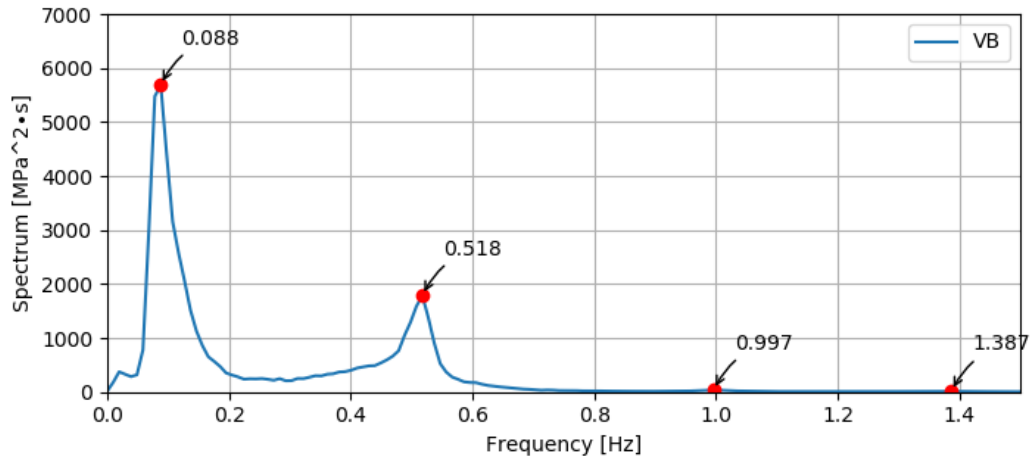


Fig. 3-9 FFT spectrum corresponding to VB, HB, WP respectively, concerning DMP (2014/01/29 23:00)

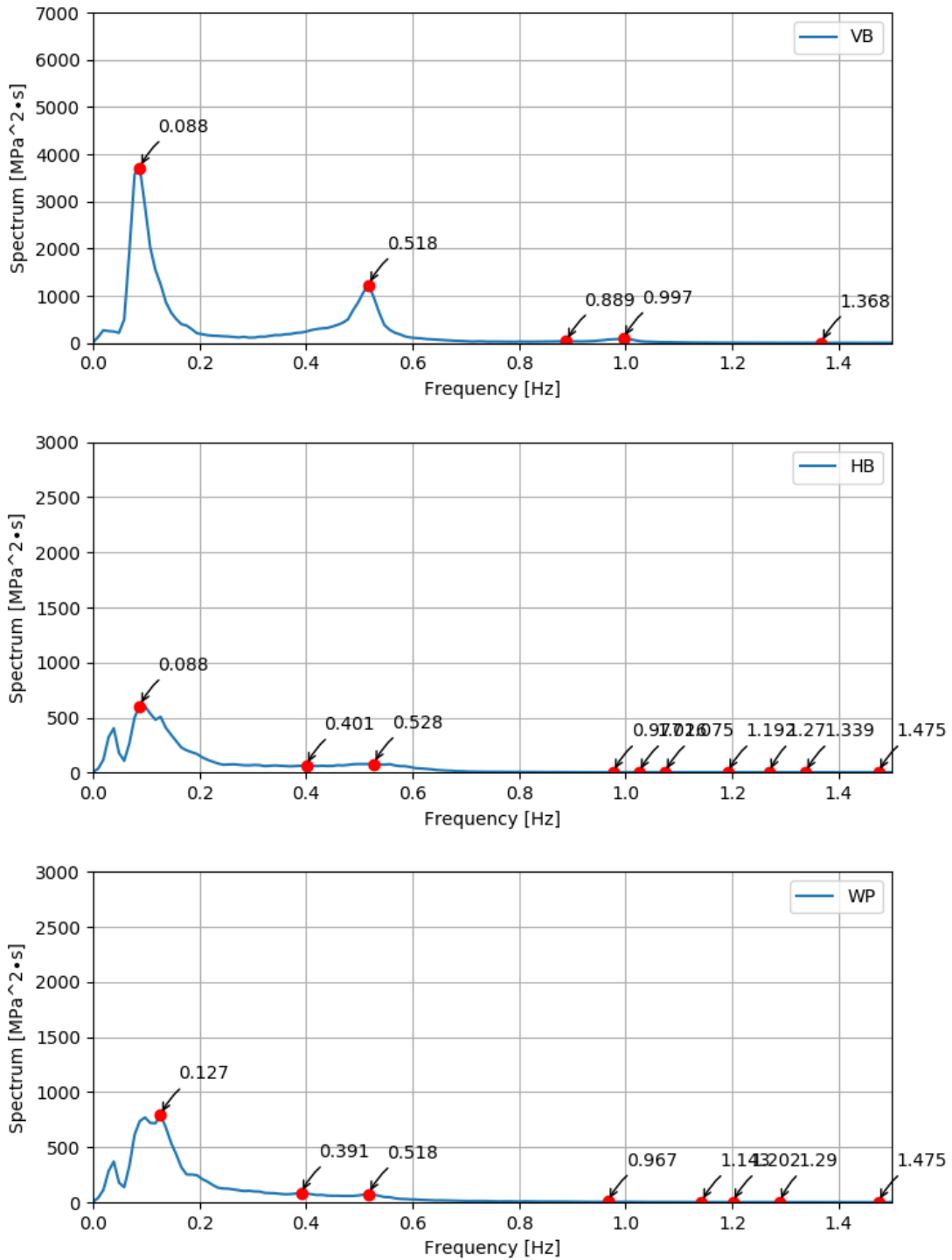


Fig. 3-10 FFT spectrum corresponding to VB, HB, WP respectively, concerning DAP (2014/01/29 23:00)

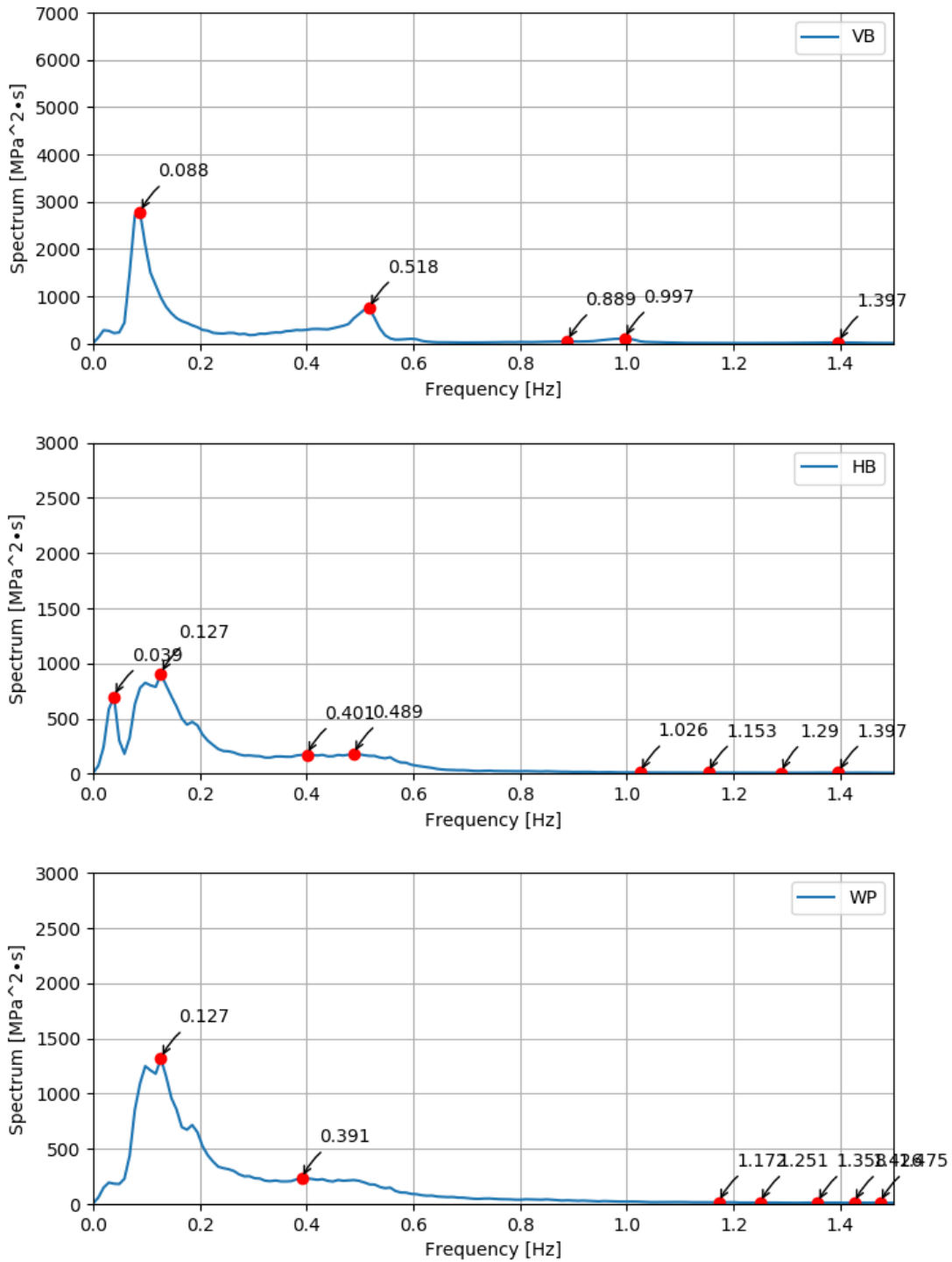


Fig. 3-11 FFT spectrum corresponding to VB, HB, WP respectively, concerning DFP (2014/01/29 23:00)

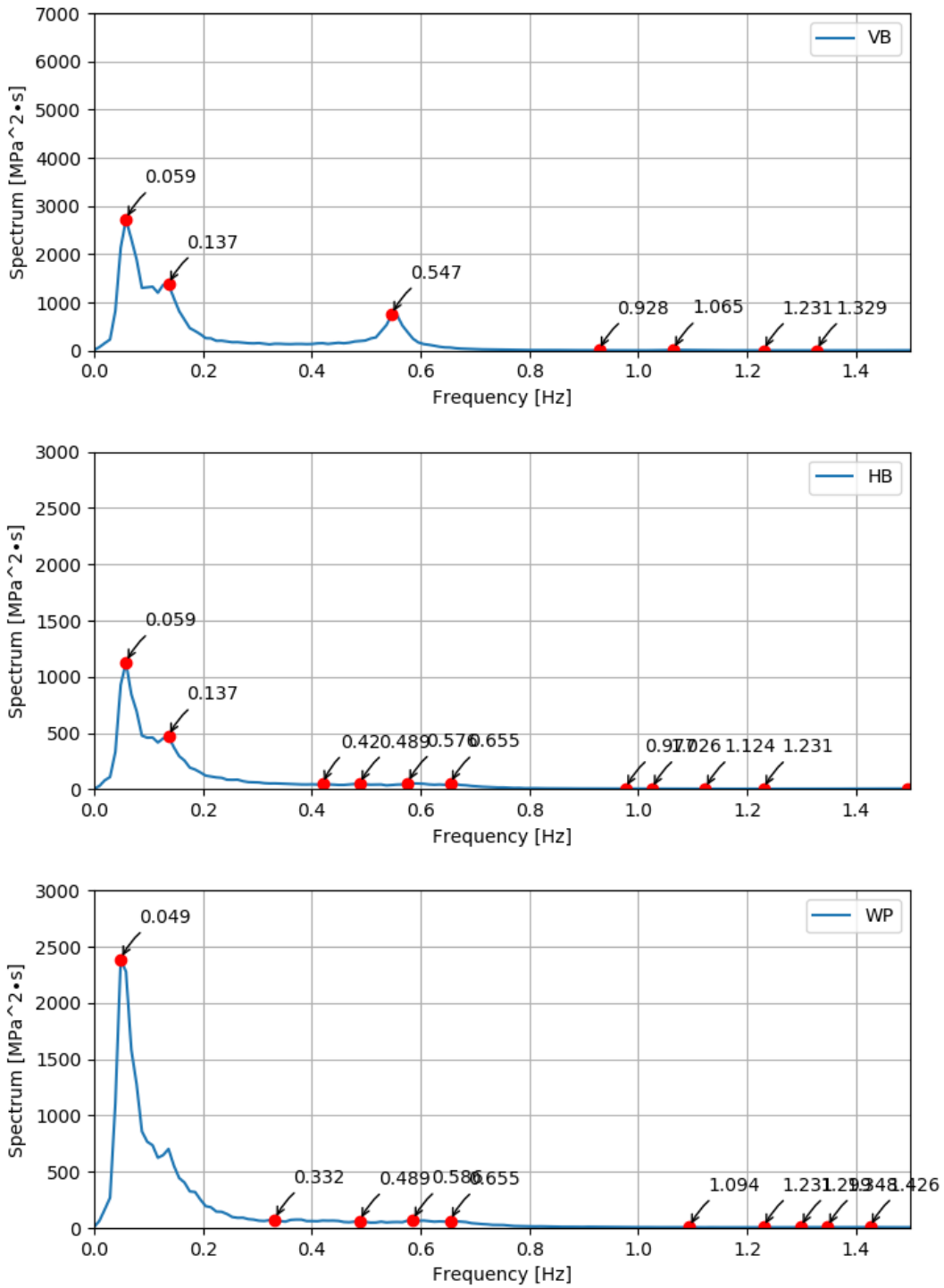


Fig. 3-12 FFT spectrum corresponding to VB, HB, WP respectively, concerning DMP (2016/01/10 19:00)

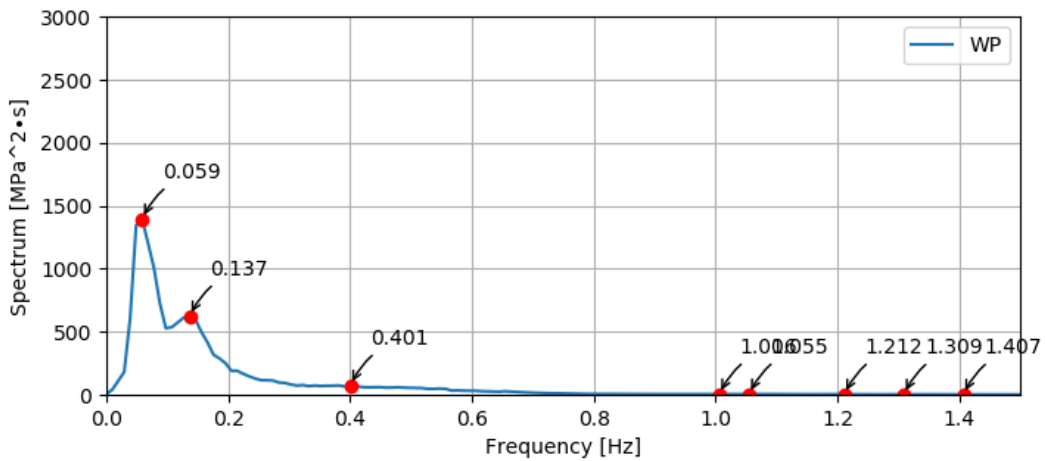
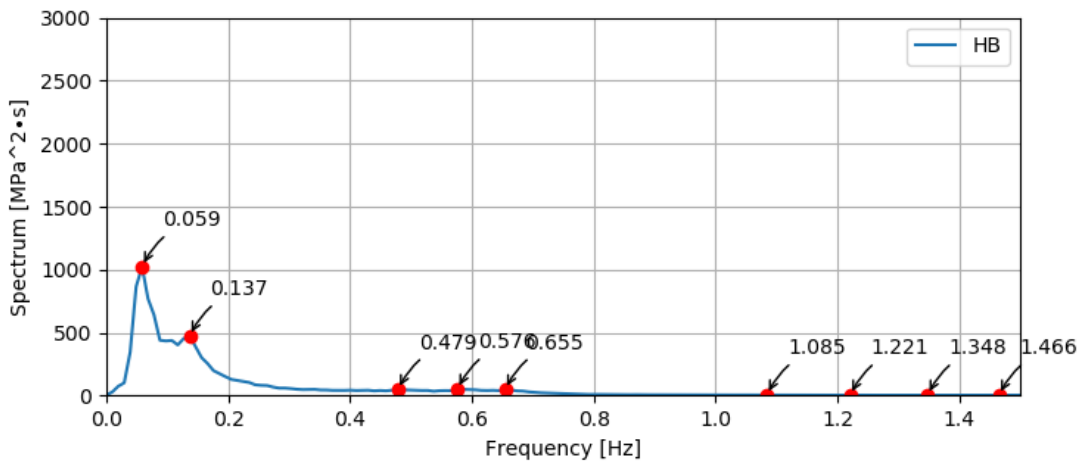
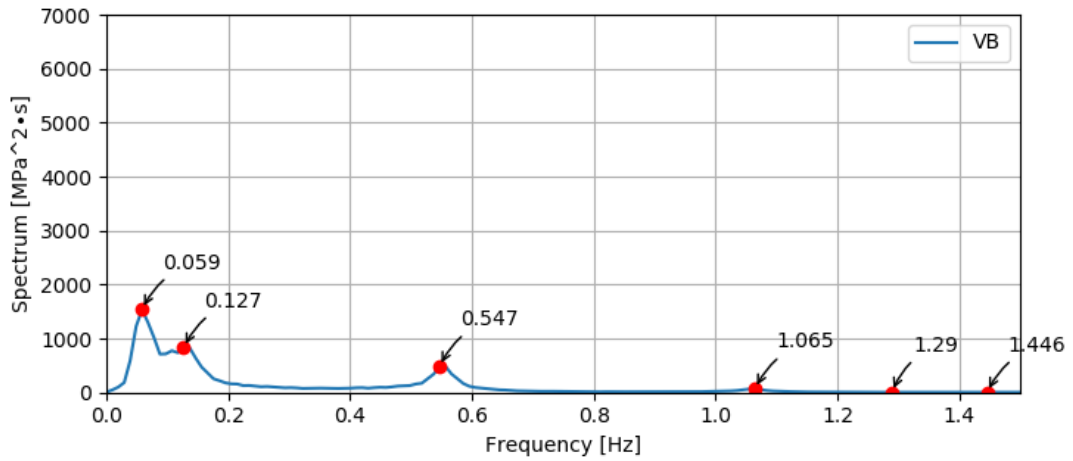


Fig. 3-13 FFT spectrum corresponding to VB, HB, WP respectively, concerning DAP (2016/01/10 19:00)

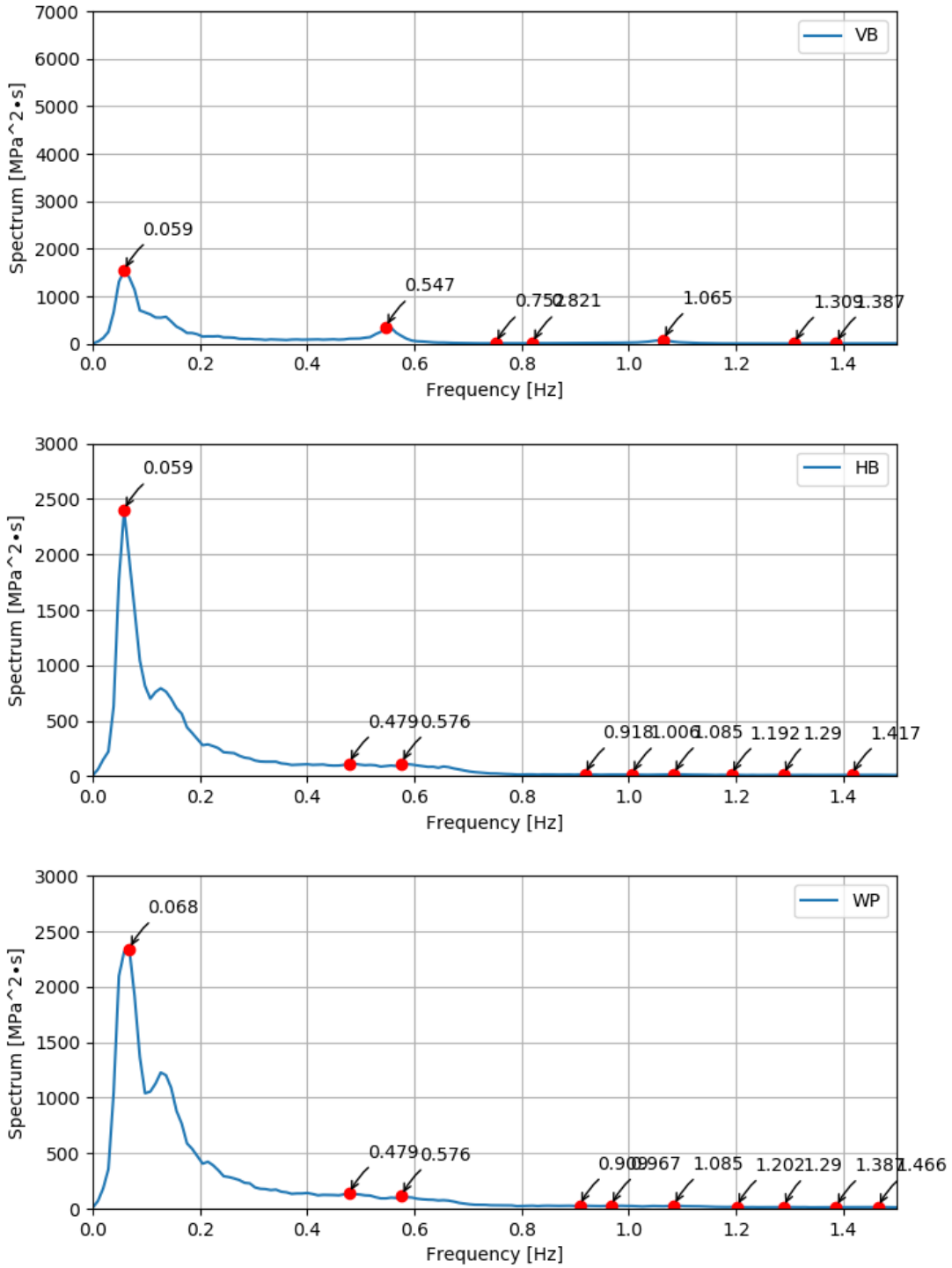


Fig. 3-14 FFT spectrum corresponding to VB, HB, WP respectively, concerning DFP (2016/01/10 19:00)

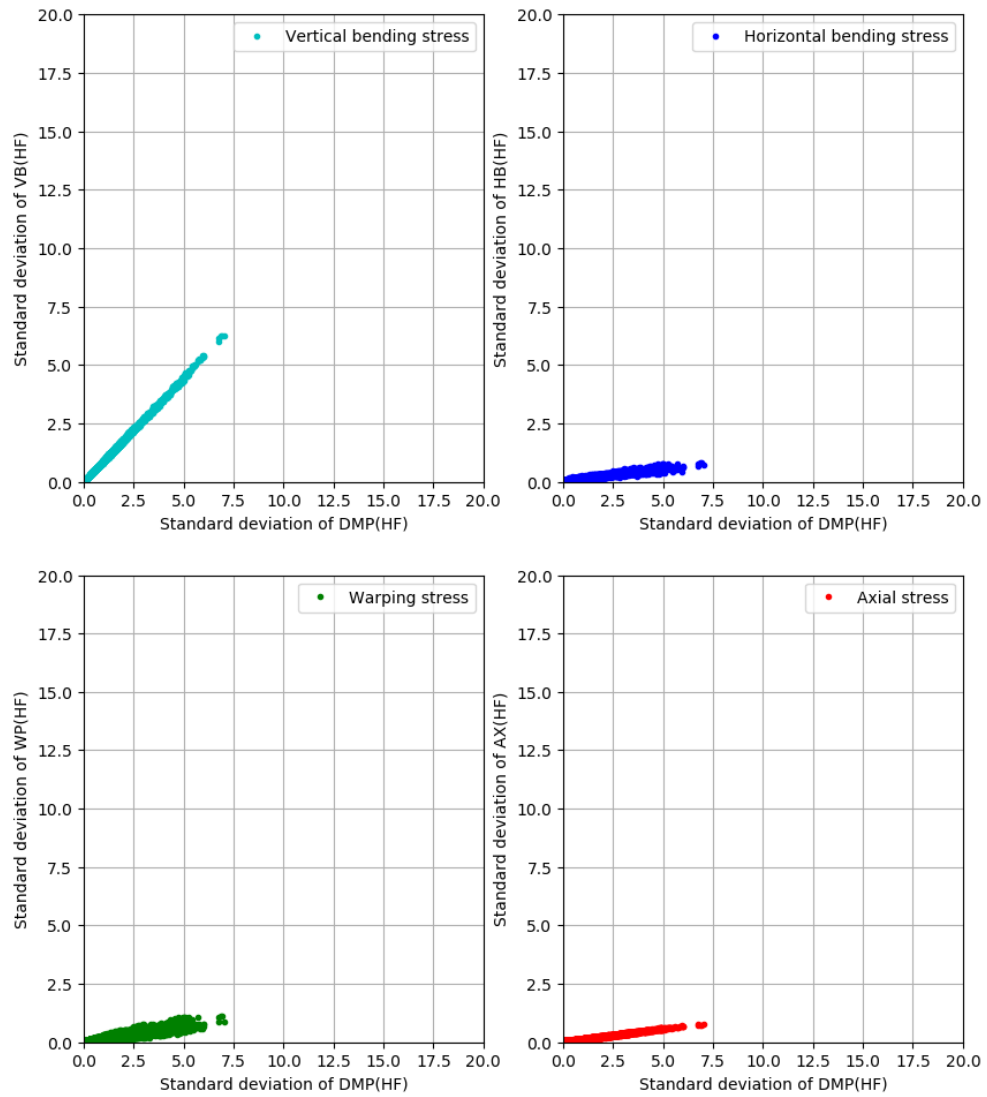


Fig. 3-15 Relationship of the STD of HF between σ_{DMP} and $\sigma_{VB}/\sigma_{HB}/\sigma_{WP}/\sigma_{AX}$ during measurement term .

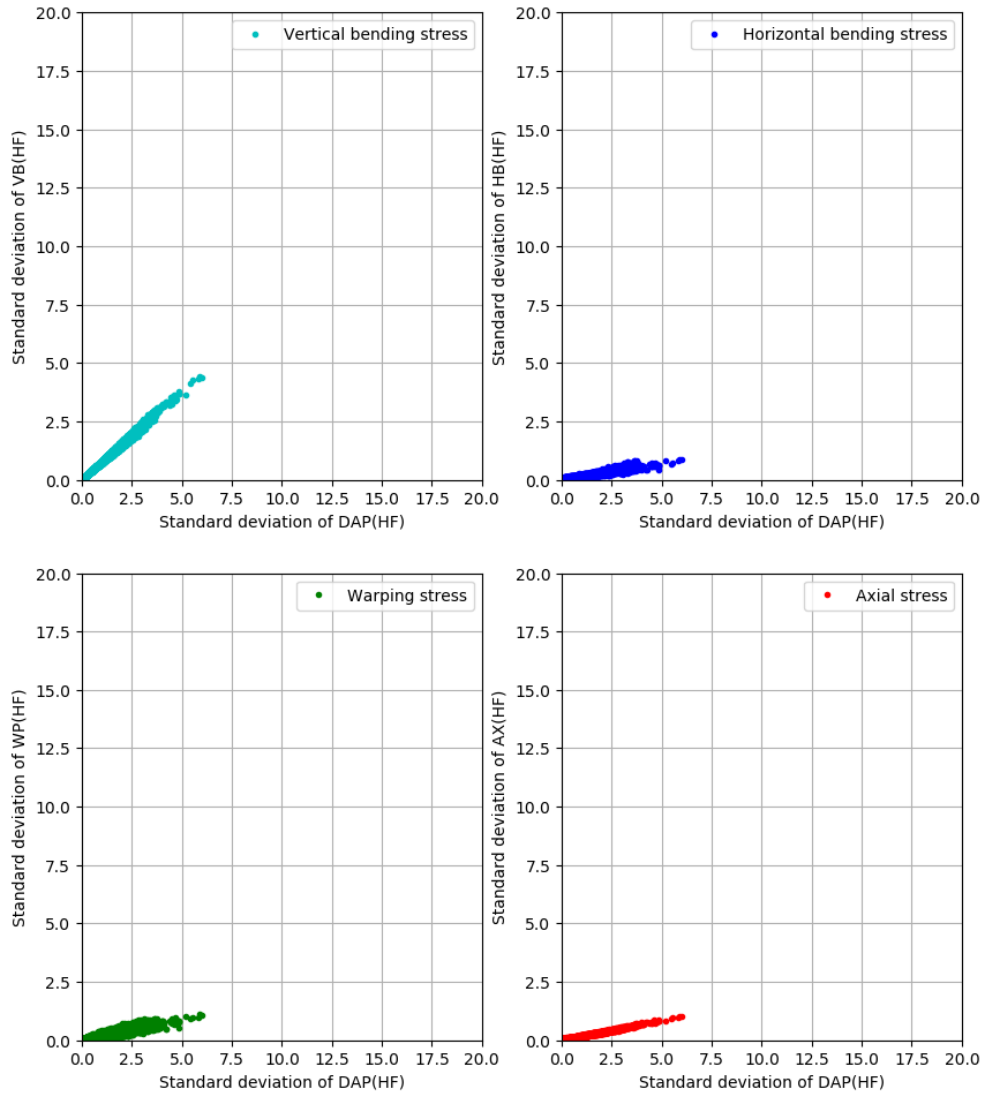


Fig. 3-16 Relationship of the STD of HF between σ_{DAP} and $\sigma_{VB}/\sigma_{HB}/\sigma_{WP}/\sigma_{AX}$ during measurement term .

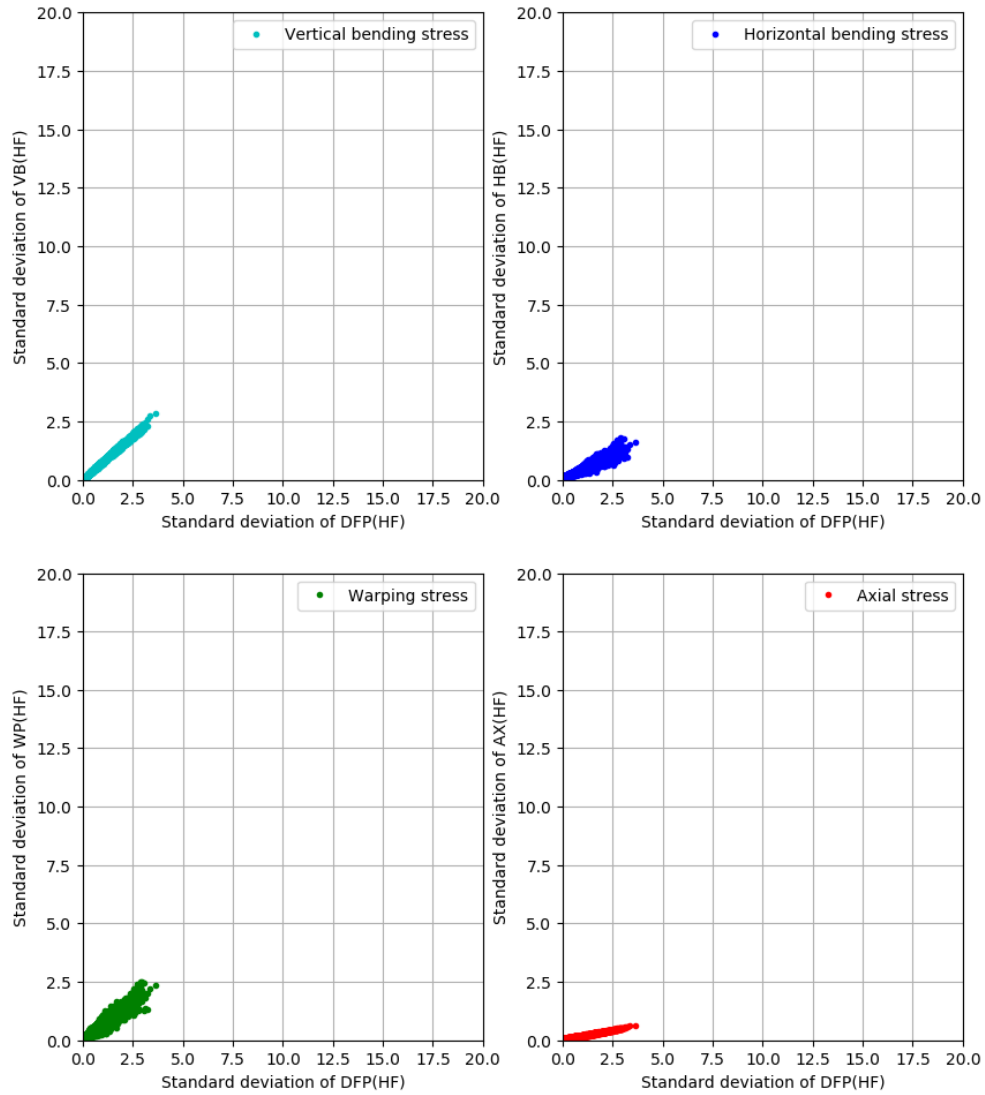


Fig. 3-17 Relationship of the STD of HF between σ_{DFP} and $\sigma_{VB}/\sigma_{HB}/\sigma_{WP}/\sigma_{AX}$ during measurement term .

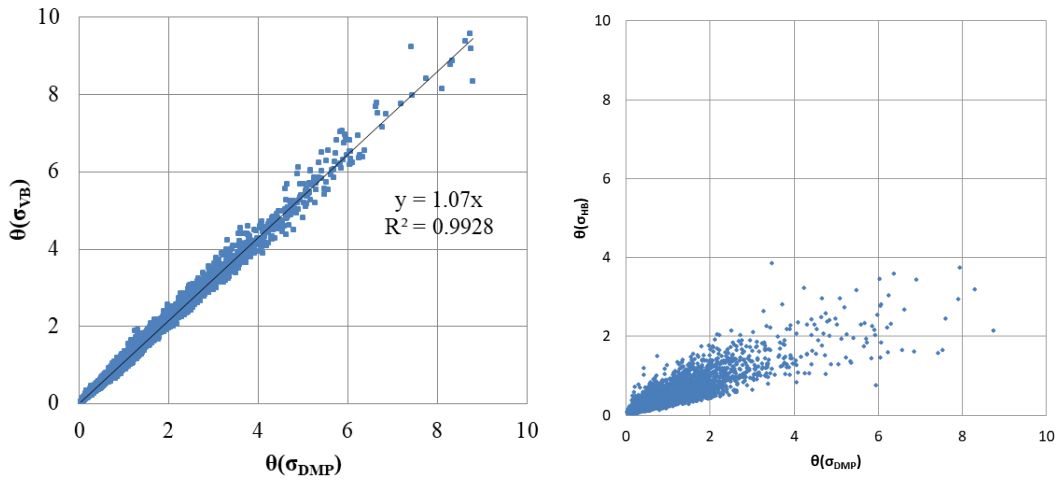


Fig. 3-18 Relationship between σ_{DMP} , σ_{VB} and σ_{HB} concerning the ratio of LF to HF.

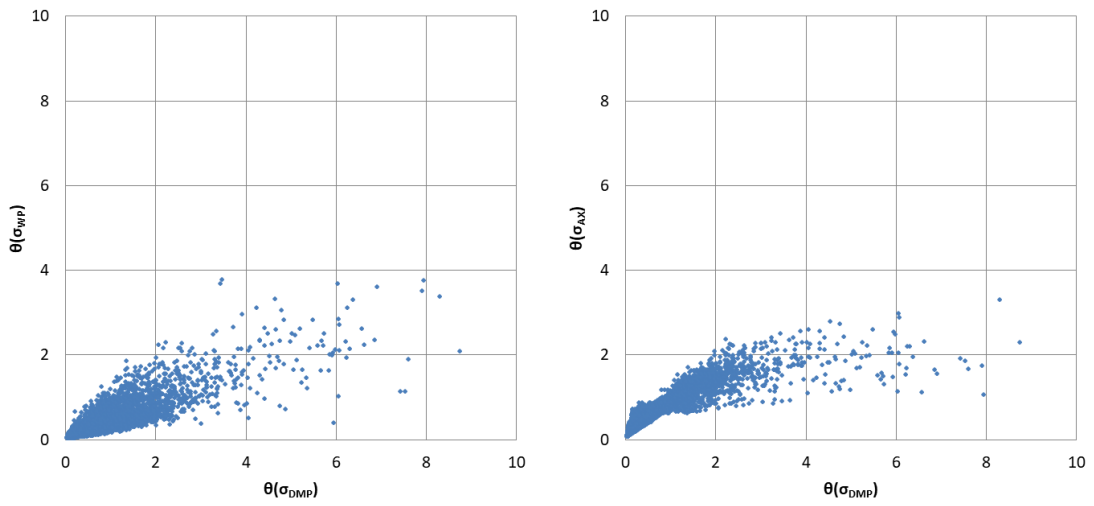


Fig. 3-19 Relationship between σ_{DMP} , σ_{WP} and σ_{AX} concerning the ratio of LF to HF.

3. 5 弾性振動応答の統計的特性

弾性振動応答を考慮した疲労強度の簡易推定式を構築するにあたり、 θ と海象の相関を求めることが重要である。そこで、まず全体像を把握するため、「 θ の海象統計テーブル」を作成した[51]。これは海象を有義波高、平均波周期、相対波向き、船速等で分類して各カテゴリでの平均値をまとめたものである。詳細は3. 5.1に示す。なお、前節で述べた通り、HB、WPに対して弾性振動応答の影響を考慮する必要性は低いことから、VBの弾性振動応答に着目して弾性振動応答と波周期及び有義波高などの海象情報との相関関係を明らかにする。

3. 5. 1 弾性振動応答の標準偏差の海象統計テーブル

垂直縦曲げ応力成分に着目して、各海象、相対波向き、船速ごとの θ の相関関係の抽出を試みた。実船でモニタリングした船速、およびForecastの有義波高、平均波周期と相対波向き（Forecastの波向きと船の針路から算出）で分類し、その分類に該当する θ の値を集計し平均値を求めた。Table 3-4～Table 3-8では有義波高、平均波周期と相対波向きで分類した結果を示す。さらに船速での分類を追加した結果をTable 3-9～Table 3-13にそれぞれ示す。これらの集計表を海象統計テーブルと呼ぶこととする。また、 θ と平均波周期の関係をFig. 3-20からFig. 3-24に示す。これらの図表より波周期が長くなるほど θ が小さくなる傾向が観察される。振動応答の固有周期から離れることで共振が抑えられることが要因として考えられる。また、Table 3-4とTable 3-5の有義波高0mから3mまでは波高が大きくなるほど θ が小さくなる傾向がみられ、3m付近より大きいと θ も大きくなる傾向が観察できる。さらに向波に遭遇した時は追波時に比べて θ が大きくなる傾向にある。つまり正面波で遭遇波高が高いほど船首部に大きな荷重が作用し、弾性振動応答が船体構造に与える影響が大きくなる。なお、これらの図表は、波周期が長いほど、波高が高いほどデータ数が少なく、平均値で評価することの信頼性が欠けてくることに留意願いたい。

次に、船速に着目して考察するために、Table 3-9～Table 3-13から平均波周期8秒から10秒のデータを抽出して図示した。Fig. 3-25は船速と θ の関係を示し、有義波高毎に色分けしている。またHead SeaとForward oblique seaを合わせた平均値としている。Fig. 3-26はBeam sea, Aft oblique sea, Follow seaの平均値を図示している。船速に着目すると、Fig. 3-25に示す通り、向波では船速が速くなるほど θ も上昇する傾向がみられ、Fig. 3-26に示す通り、横波と追波では増速による θ の上昇傾向はみられない。したがって、運航中において弾性振動応答を低減するには大波高を避けることが一番であるが、不可避な状況に遭遇した時は変針と減速が有効な操船方法であることがわかる。なお、Fig. 3-25にて船速20 knot以上になると θ が小さくなる傾向が見られる。理由としては、全海象19,897個のうち

船速 20 knot 以上は 1,616 個と限られた海象での分析結果しかなく、ほぼすべての海象で 3 m 以下であり波高と船速による分類ができなかったことに起因すると考えられる。

Table 3-4 Statistics table of θ in each sea condition (head sea).

Wave direction	Significant Wave Height [m]	Mean Wave Period [s]								
		0.0-2.0	2.0-4.0	4.0-6.0	6.0-8.0	8.0-10.0	10.0-12.0	12.0-14.0	14.0-16.0	16.0-
head sea	0.0-1.0	6.222	2.147	3.453	1.537	0.557	0.284	0.439		
	1.0-2.0			2.153	1.287	0.681	0.465	0.227		
	2.0-3.0				0.699	0.559	0.506	0.273		
	3.0-4.0				0.664	0.565	0.577	0.240		
	4.0-5.0				0.859	0.609	0.470	0.463	0.130	
	5.0-6.0						0.481	0.480	0.210	0.405

Table 3-5 Statistics table of θ in each sea condition (forward oblique sea).

Wave direction	Significant Wave Height [m]	Mean Wave Period [s]								
		0.0-2.0	2.0-4.0	4.0-6.0	6.0-8.0	8.0-10.0	10.0-12.0	12.0-14.0	14.0-16.0	16.0-
forward oblique sea	0.0-1.0	6.219	2.847	2.528	0.995	0.441	0.419	0.565		
	1.0-2.0			1.779	0.963	0.477	0.424	0.365	0.391	
	2.0-3.0				0.799	0.568	0.451	0.492	0.473	
	3.0-4.0				0.754	0.659	0.503	0.422	0.616	
	4.0-5.0				0.224	0.527	0.568	0.516	0.343	
	5.0-6.0						0.874	0.606	0.556	0.489

Table 3-6 Statistics table of θ in each sea condition (beam sea).

Wave direction	Significant Wave Height [m]	Mean Wave Period [s]							
		2.0-4.0	4.0-6.0	6.0-8.0	8.0-10.0	10.0-12.0	12.0-14.0	14.0-16.0	16.0-
beam sea	0.0-1.0	2.296	1.657	0.771	0.426	0.365	0.212	0.139	
	1.0-2.0		1.317	0.641	0.400	0.266	0.382	0.420	0.263
	2.0-3.0			0.574	0.385	0.294	0.319	0.340	
	3.0-4.0			0.575	0.426	0.337	0.306	0.429	
	4.0-5.0				0.396	0.406	0.407	0.518	
	5.0-6.0				0.369		0.542		

Table 3-7 Statistics table of θ in each sea condition (aft oblique sea).

Wave direction	Significant Wave Height [m]	Mean Wave Period [s]								
		0.0-2.0	2.0-4.0	4.0-6.0	6.0-8.0	8.0-10.0	10.0-12.0	12.0-14.0	14.0-16.0	16.0-
aft oblique sea	0.0-1.0	1.976	2.133	1.201	0.803	0.421	0.246	0.938	0.640	
	1.0-2.0			0.816	0.500	0.238	0.216	0.420	0.136	0.087
	2.0-3.0				0.355	0.213	0.115	0.148	0.221	0.292
	3.0-4.0				0.271	0.195	0.165	0.262	0.207	
	4.0-5.0					0.196	0.173	0.434		
	5.0-6.0					0.237	0.230			

Table 3-8 Statistics table of θ in each sea condition (follow sea).

Wave direction	Significant Wave Height [m]	Mean Wave Period [s]							
		0.0-2.0	2.0-4.0	4.0-6.0	6.0-8.0	8.0-10.0	10.0-12.0	12.0-14.0	14.0-16.0
follow sea	0.0-1.0	2.530	2.297	1.303	0.925	0.572	0.251	0.226	
	1.0-2.0			0.715	0.422	0.200	0.214	0.263	0.117
	2.0-3.0			0.501	0.246	0.150	0.089	0.205	0.094
	3.0-4.0				0.122	0.101	0.099	0.136	
	4.0-5.0					0.065	0.134		
	5.0-6.0					0.057	0.067		

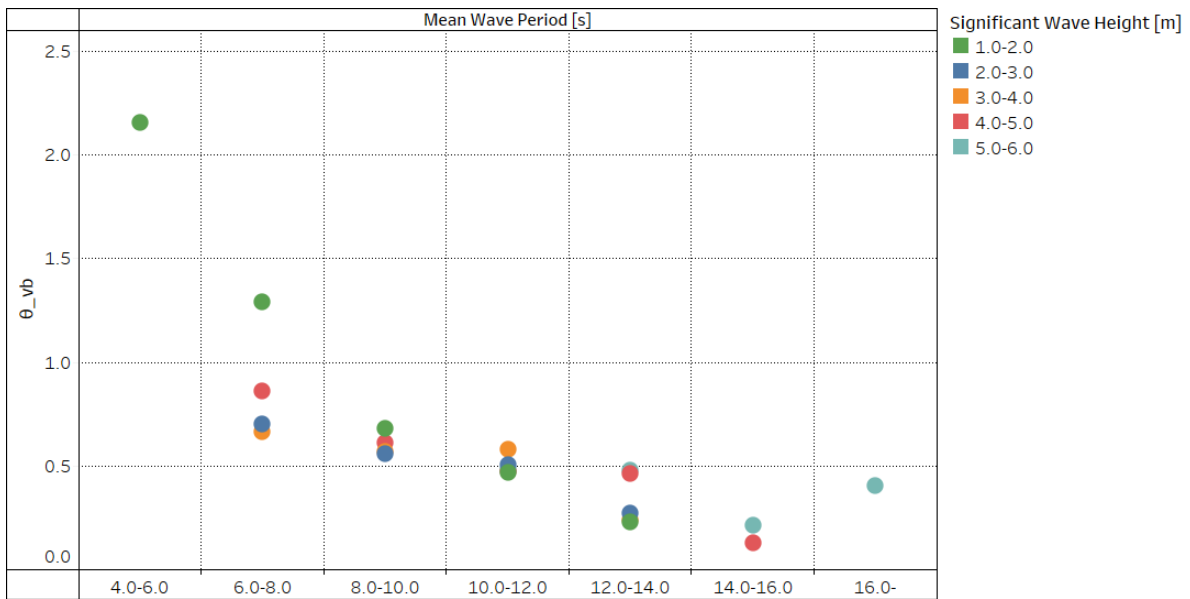


Fig. 3-20 Relation between θ and mean wave period concerning the head sea.

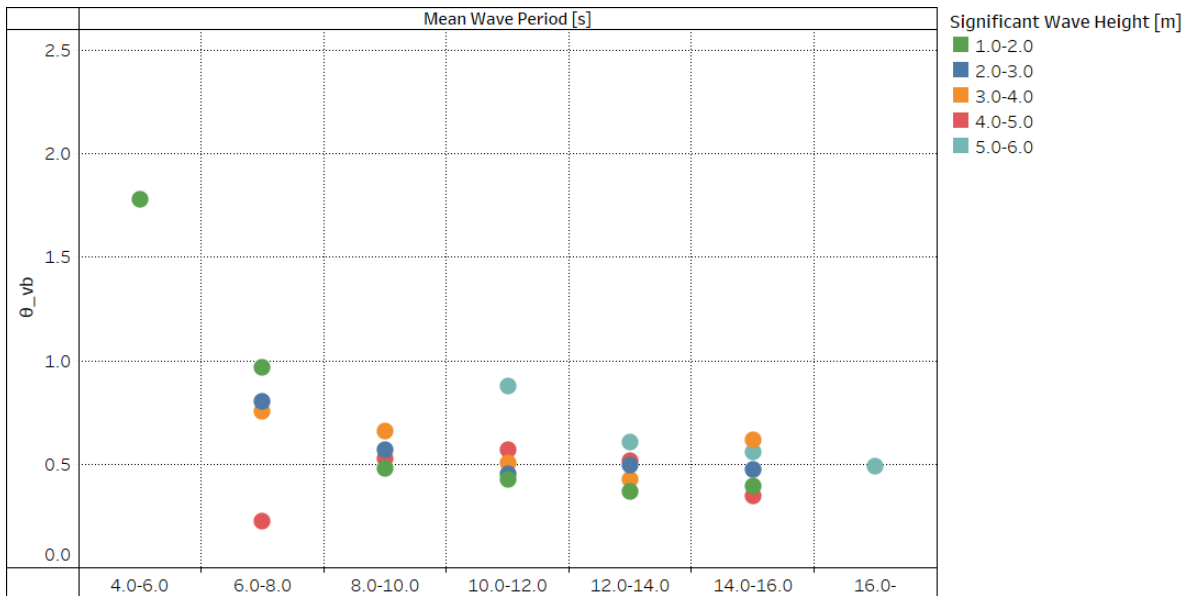


Fig. 3-21 Relation between θ and mean wave period concerning the forward oblique sea.

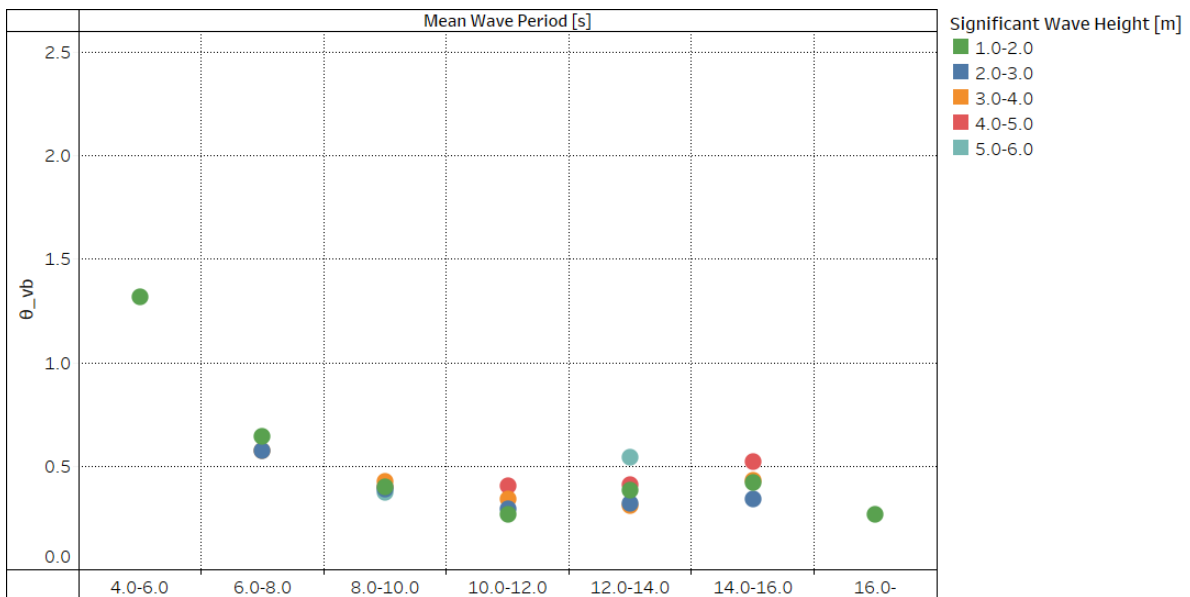


Fig. 3-22 Relation between θ and mean wave period concerning the beam sea.

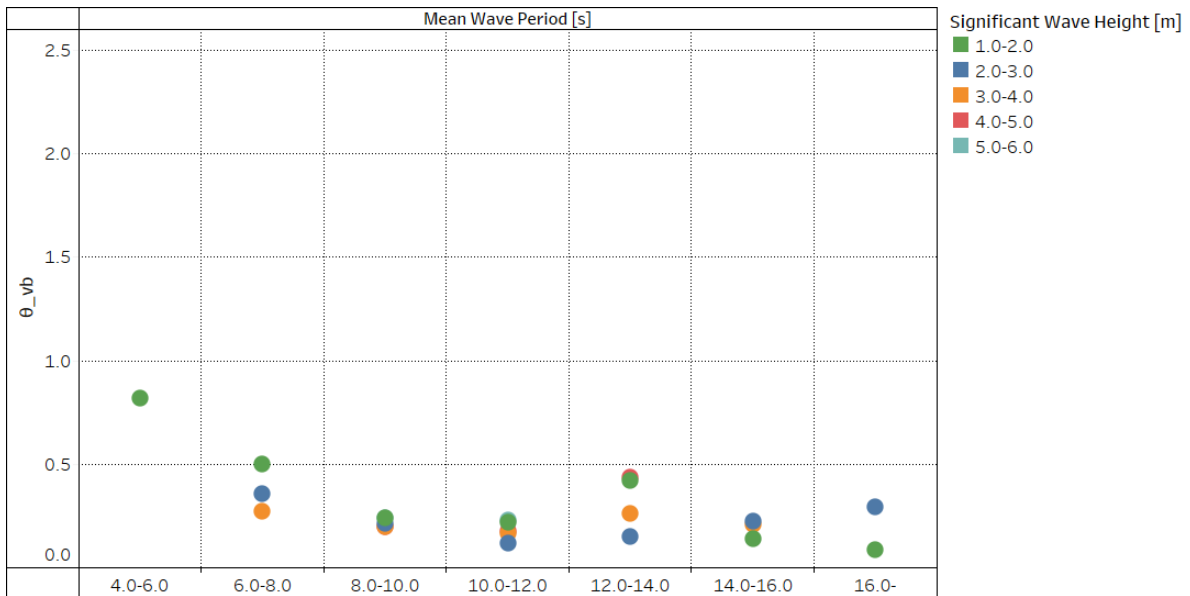


Fig. 3-23 Relation between θ and mean wave period concerning the aft oblique sea.

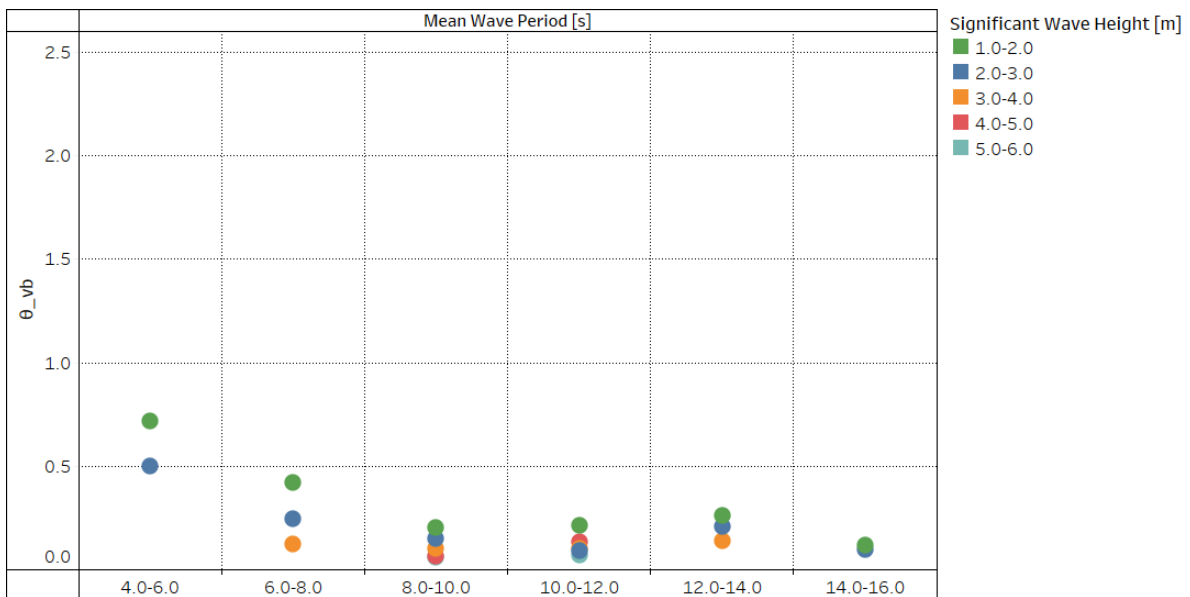


Fig. 3-24 Relation between θ and mean wave period concerning the follow sea.

Table 3-9 Statistics table of θ classified by ship speed in the head sea.

Wave direction	Significant Wave Height [m]	Ship speed [kt]	Mean Wave Period [s]								
			0.0-2.0	2.0-4.0	4.0-6.0	6.0-8.0	8.0-10.0	10.0-12.0	12.0-14.0	14.0-16.0	16.0-
head sea	0.0-1.0	5.0-10.0			0.536	0.776	0.671	0.230	0.182		
		10.0-15.0	2.785	3.177	2.835	1.077	0.635	0.274	0.323		
		15.0-20.0	8.106	1.975	3.600	1.718	0.415	0.807	0.593		
		20.0-		1.612	4.008	2.373	0.569	0.198	0.279		
	1.0-2.0	0.1-5.0				0.813					
		5.0-10.0			0.663	0.247	0.440				
		10.0-15.0			1.648	1.072	0.684	0.250	0.127		
		15.0-20.0			2.466	1.305	0.666	0.455	0.312		
	2.0-3.0	20.0-			2.021	2.311	0.844	0.761	0.216		
		5.0-10.0				0.382	0.333				
		10.0-15.0				0.639	0.511	0.616	0.868		
		15.0-20.0				1.219	0.597	0.501	0.262		
	3.0-4.0	20.0-				1.867	0.574	0.517			
		0.1-5.0				0.477					
		5.0-10.0				0.379	0.310				
		10.0-15.0				0.588	0.406				
	4.0-5.0	15.0-20.0				0.832	0.797	0.577	0.240		
		5.0-10.0					0.481	0.259		0.130	
		10.0-15.0					0.570	0.533	0.444		
		15.0-20.0				0.859	0.718	0.470	0.498		
	5.0-6.0	5.0-10.0						0.481		0.210	
		10.0-15.0							0.480		0.405

Table 3-10 Statistics table of θ classified by ship speed in the forward oblique sea.

Wave direction	Significant Wave Height [m]	Ship speed [kt]	Mean Wave Period [s]								
			0.0-2.0	2.0-4.0	4.0-6.0	6.0-8.0	8.0-10.0	10.0-12.0	12.0-14.0	14.0-16.0	16.0-
forward oblique sea	0.0-1.0	0.1-5.0				0.287					
		5.0-10.0			0.864	1.148	1.094	0.420			
		10.0-15.0	5.938	4.302	1.987	0.893	0.647	0.272	1.325		
		15.0-20.0	6.591	2.436	2.674	0.912	0.425	0.528	0.485		
		20.0-		2.836	2.590	2.131	0.463	0.169			
	1.0-2.0	5.0-10.0			0.626	0.850	0.291	0.168			
		10.0-15.0			1.293	0.841	0.494	0.622	0.311		
		15.0-20.0			1.951	0.995	0.464	0.386	0.438	0.391	
		20.0-			3.304	1.352	0.619	0.171	0.106		
	2.0-3.0	5.0-10.0				0.298			0.273		
		10.0-15.0				0.720	0.502	0.403	0.439	0.318	
		15.0-20.0				0.819	0.702	0.525	0.500	0.482	
		20.0-				1.732	0.645	0.433			
	3.0-4.0	5.0-10.0				0.713	0.326	0.177	0.249		
		10.0-15.0				0.688	0.454	0.443		0.433	
		15.0-20.0				0.792	0.706	0.509	0.425	0.642	
		20.0-					0.560				
	4.0-5.0	5.0-10.0				0.224	0.260			0.206	
		10.0-15.0					0.420	0.774	0.479	0.288	
		15.0-20.0					0.583	0.557	0.525	0.515	
	5.0-6.0	10.0-15.0						0.874		0.368	
		15.0-20.0							0.606	0.661	0.489

Table 3-11 Statistics table of θ classified by ship speed in the beam sea.

Wave direction	Significant Wave Height [m]	Ship speed [kt]	Mean Wave Period [s]								
			2.0-4.0	4.0-6.0	6.0-8.0	8.0-10.0	10.0-12.0	12.0-14.0	14.0-16.0	16.0-	
beam sea	0.0-1.0	0.1-5.0		0.462	0.348						
		5.0-10.0	2.441	4.401							
		10.0-15.0	2.463	1.403	0.628	0.400	0.402	1.151			
		15.0-20.0	1.847	1.856	0.835	0.438	0.379	0.170	0.121		
		20.0-	2.296	2.161	0.694	0.428	0.352	0.305	0.640		
	1.0-2.0	0.1-5.0			0.504			0.443			
		5.0-10.0			0.883	0.755					
		10.0-15.0		1.268	0.471	0.431	0.204	0.541	0.138		
		15.0-20.0		1.329	0.792	0.382	0.278	0.359	0.420	0.263	
		20.0-		0.770	1.108	0.460	0.329	0.266	0.265		
	2.0-3.0	5.0-10.0			0.770	0.205			0.298	0.266	
		10.0-15.0			0.367	0.419	0.315	0.309	0.309		
		15.0-20.0			0.694	0.302	0.281	0.319	0.439		
		20.0-			0.915	0.313	0.386	0.456			
	3.0-4.0	5.0-10.0			0.539	0.221	0.180				
		10.0-15.0			0.745	0.406	0.399	0.353	0.431		
		15.0-20.0			0.596	0.453	0.360	0.295	0.426		
		20.0-			0.553	0.346	0.326				
	4.0-5.0	10.0-15.0				0.420			0.378		
		15.0-20.0				0.387	0.408	0.417	0.518		
		20.0-					0.288	0.379			
	5.0-6.0	10.0-15.0				0.360			0.496		
		15.0-20.0				0.384			0.558		

Table 3-12 Statistics table of θ classified by ship speed in the aft oblique sea.

Wave direction	Significant Wave Height [m]	Ship speed [kt]	Mean Wave Period [s]								
			0.0-2.0	2.0-4.0	4.0-6.0	6.0-8.0	8.0-10.0	10.0-12.0	12.0-14.0	14.0-16.0	16.0-
aft oblique sea	0.0-1.0	0.1-5.0			0.760	0.457	0.225				
		5.0-10.0		2.148	1.098	0.926	0.944				
		10.0-15.0	1.827	2.153	1.119	0.720	0.786	1.298	1.034	0.640	
		15.0-20.0	2.197	2.059	1.405	0.848	0.447	0.246	0.776		
		20.0-		2.443	0.955	0.956	0.305	0.240			
	1.0-2.0	0.1-5.0				0.238	0.384				
		5.0-10.0			0.674	0.479	0.273	0.225			
		10.0-15.0			0.627	0.429	0.236	0.135	0.095	0.118	0.087
		15.0-20.0			0.934	0.534	0.230	0.239	0.420	0.140	
		20.0-			0.879	0.463	0.363	0.700	0.214		
	2.0-3.0	0.1-5.0					0.457				
		5.0-10.0				0.449					
		10.0-15.0				0.338	0.202	0.133	0.177	0.266	0.660
		15.0-20.0				0.363	0.213	0.106	0.127	0.208	0.260
		20.0-				0.309	0.359	0.088	0.101		
	3.0-4.0	0.1-5.0				0.505	0.753				
		5.0-10.0					0.197				
		10.0-15.0				0.421	0.143	0.212	0.264	0.207	
		15.0-20.0				0.248	0.194	0.161	0.227		
		20.0-					0.257	0.236			
	4.0-5.0	0.1-5.0					0.097				
		10.0-15.0					0.444		0.353		
		15.0-20.0					0.190	0.131	0.441		
		20.0-					0.255	0.239			
5.0-6.0	15.0-20.0					0.237	0.230				
	20.0-					0.242					

Table 3-13 Statistics table of θ classified by ship speed in the follow sea.

Wave direction	Significant Wave Height [m]	Ship speed [kt]	Mean Wave Period [s]							
			0.0-2.0	2.0-4.0	4.0-6.0	6.0-8.0	8.0-10.0	10.0-12.0	12.0-14.0	14.0-16.0
follow sea	0.0-1.0	5.0-10.0			1.157	0.904				
		10.0-15.0	2.436	2.142	0.934	0.912	0.717	4.998		
		15.0-20.0	2.688	2.681	1.878	1.269	0.528	0.224	0.226	
		20.0-		1.107	0.990	0.756	0.489	0.653		
	1.0-2.0	0.1-5.0				0.265	0.223			
		5.0-10.0				0.313				
		10.0-15.0			0.703	0.393	0.385	0.158	0.172	
		15.0-20.0			0.768	0.473	0.176	0.392	1.451	0.117
		20.0-			0.642	0.436	0.617	0.650	0.309	
	2.0-3.0	0.1-5.0				0.174				
		5.0-10.0				0.171	0.072	0.067		
		10.0-15.0			0.975	0.229	0.120	0.141	0.284	0.149
		15.0-20.0			0.489	0.296	0.182	0.082	0.158	0.093
		20.0-				0.213	0.180		0.139	0.229
	3.0-4.0	10.0-15.0					0.120			
		15.0-20.0				0.122	0.096	0.088	0.111	
		20.0-				0.161	0.184	0.109	0.149	
	4.0-5.0	15.0-20.0					0.065	0.140		
		20.0-					0.041	0.035		
	5.0-6.0	15.0-20.0					0.057	0.067		

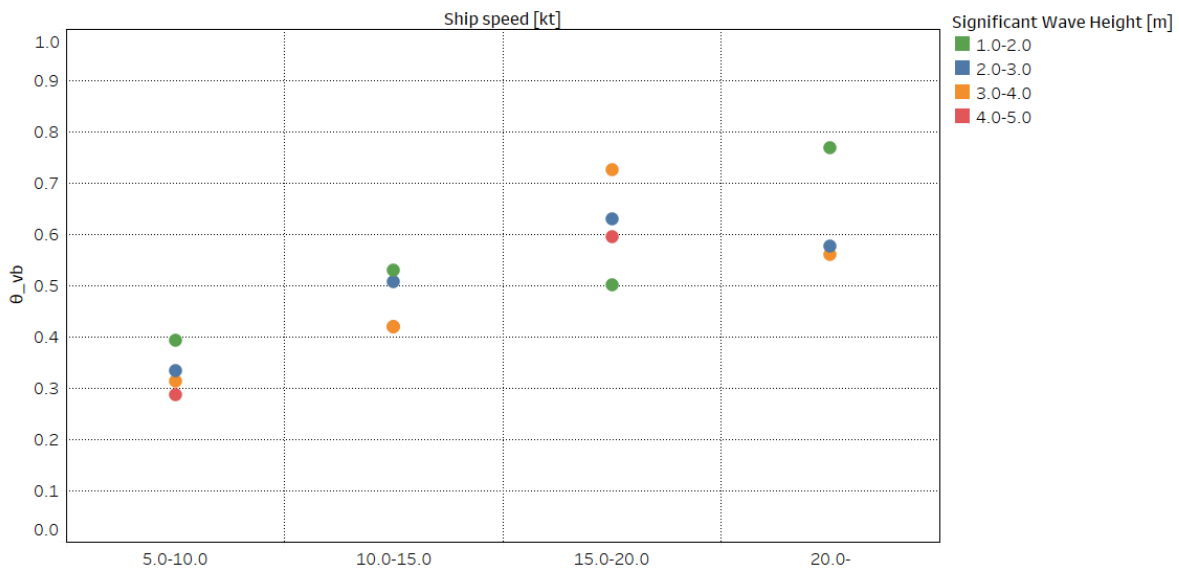


Fig. 3-25 Relationship between θ and ship speed when the wave period is between 8 and 10 seconds in head sea and forward oblique sea.

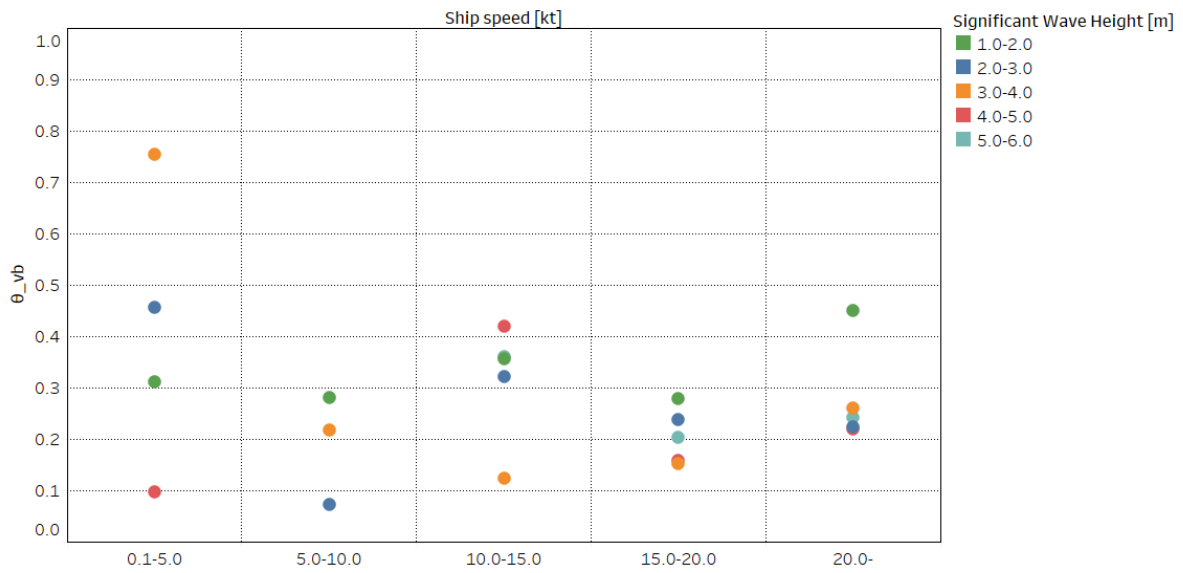


Fig. 3-26 Relationship between θ and ship speed when the wave period is between 8 and 10 seconds in follow sea, aft oblique sea and beam sea.

3. 5. 2 弾性振動応答の標準偏差と海象の相関関係

前項で述べた通り、 θ の海象統計テーブルから、波周期が長くなるほど θ が小さくなる傾向が観察された。そこで、本項では有義波高と出会い波周期をパラメータとして着目して検討する。ここでは、評価対象点は、 $\sigma_{DMP}, \sigma_{DAP}, \sigma_{DFP}$ の3か所とし、各評価点での標準偏差の比 (θ) を求めた。

θ と有義波高の相関関係に関し、ここでは一例として σ_{DMP} について Fig. 3-27 に示す。有義波高が大きくなるにつれ θ は小さくなる傾向がみられる。逆に低波高では θ が非常に大きくなる。これは低波高により VB(HF)も小さくなるが、VB(LF)はそれ以上に小さくなり、その比が相対的に大きくなるためである。また、この図には相対波向きを色分けして示しているが、相対波向きに対する明確な傾向をつかみにくい。また、一般的に有義波高が大きくなる程、弾性振動応答の影響は大きくなると考えられ、大波高でのデータがほとんどなく、その傾向が観察できない。つまり、 θ と有義波高で相関式を求めることは困難であった。

つぎに、 θ と出会い波周期の相関関係を調べ、その相関関係を Fig. 3-28 に示した。横軸は垂直縦曲げ応力の波浪応答の出会いゼロクロス周期 (T_{ze}) とした。なお、ばらつきの大きい波高 2m 以下は除外した図を Fig. 3-29 に示す。これらの図を観察すると、全体的に波周期が長くなるほど θ が小さくなる傾向がみられる。相対波向きに関わらずまとまりがよいことが窺える。この要因として弾性振動応答が小さくなる追波で出会い波周期が大きくなり、弾性振動応答が大きくなる向波で出会い波周期が小さくなること[52]、波周期が長いと船体2節縦曲げ振動の共振点から離れていくこと、および本計測期間中は6m以下の有義波高にしか遭遇せず船底が露出するほどの強非線形な現象はみられなかったことが考えられる。APPENDIX-A に箱ひげ図を示す。上述の考察結果と同様の傾向が覗える。

したがって、船体構造応答のパラメータである θ と海象と船情報（船速、出会い波周期）のパラメータである出会いゼロクロス周期 (T_{ze}) に相関関係が見出す可能性が示唆される。次項以降にてこの θ と応力の超過確率や疲労被害度の関係についてさらに詳しく分析していく。

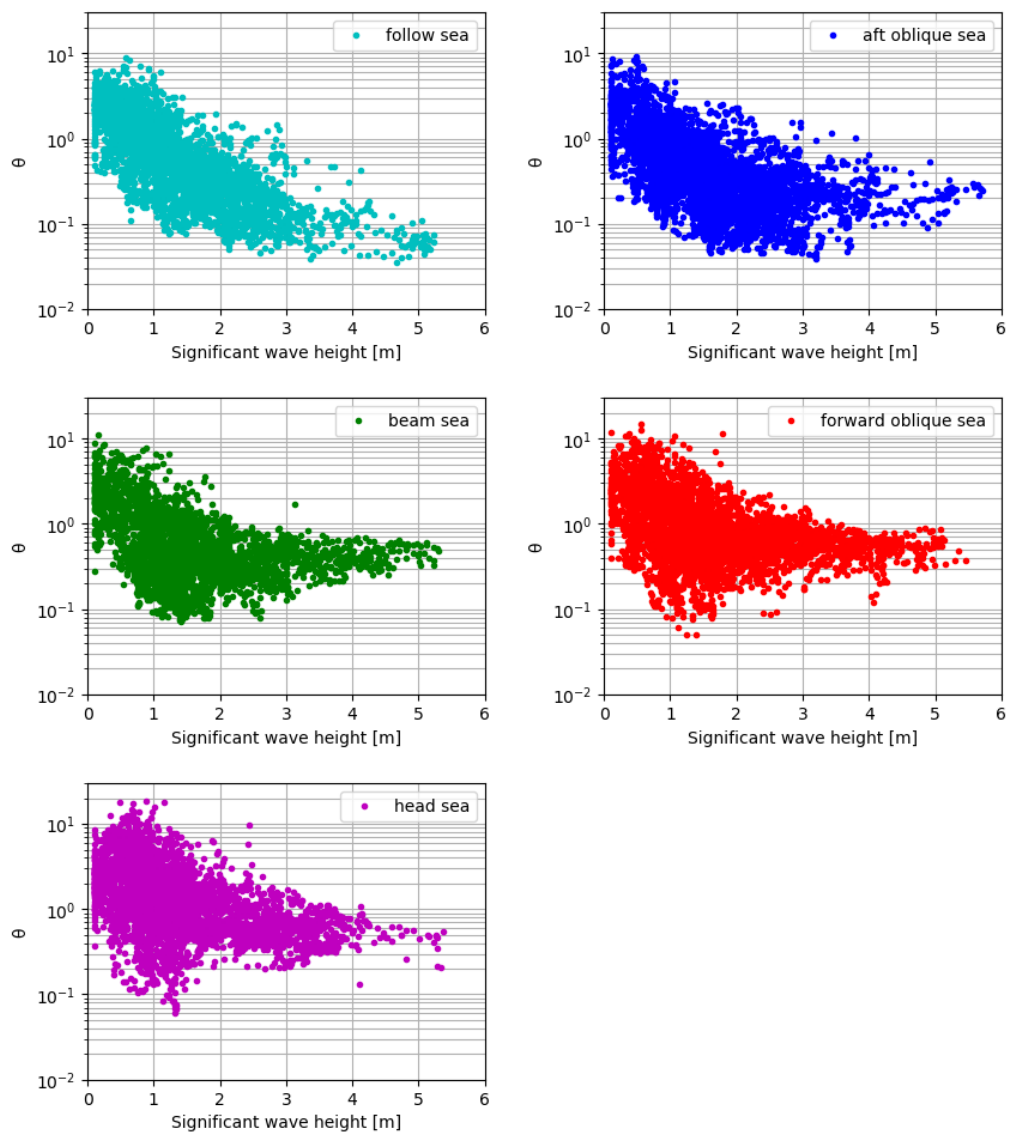


Fig. 3-27 Relationship between significant wave height and θ concerning DMP.

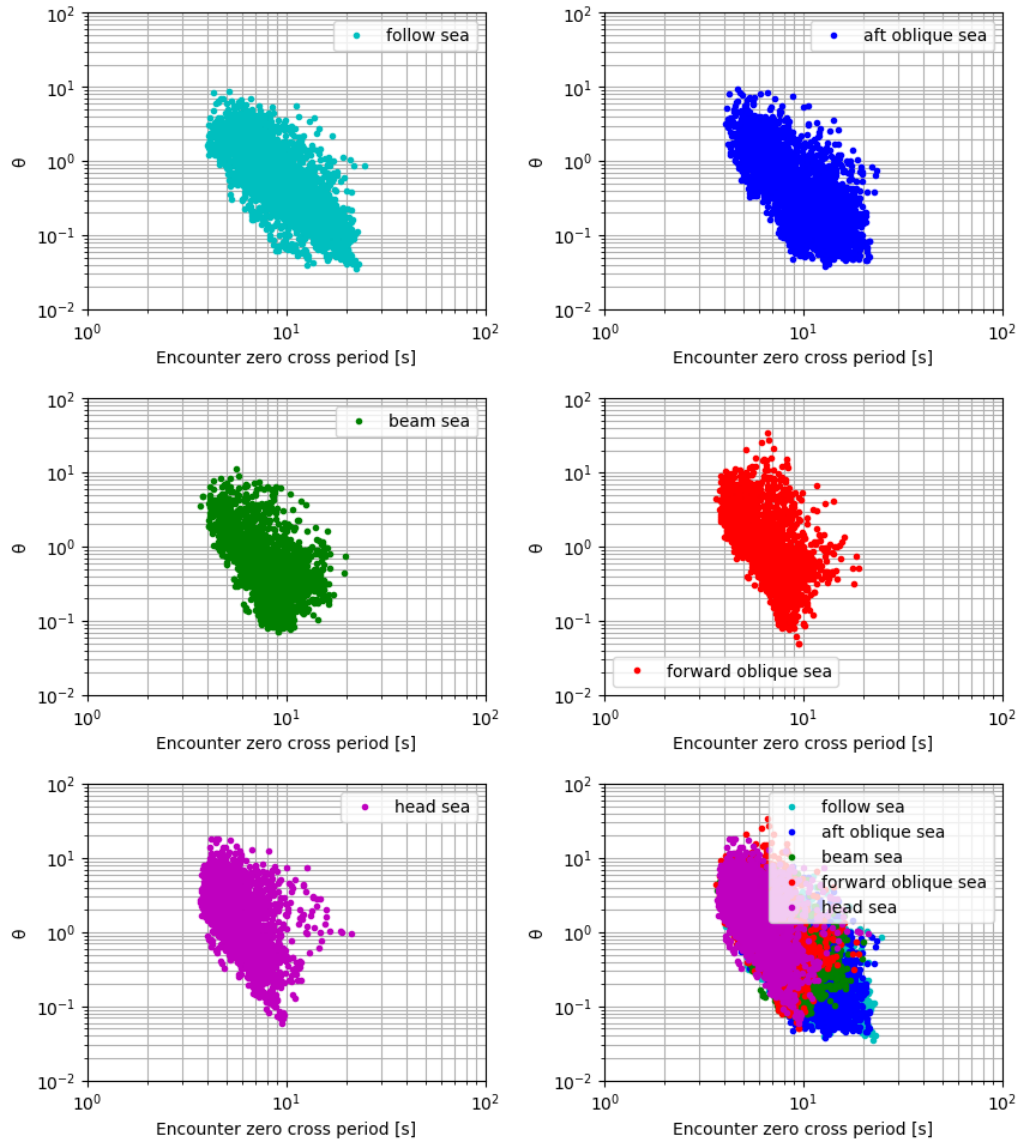


Fig. 3-28 Relationship between encounter wave period and θ concerning DMP.

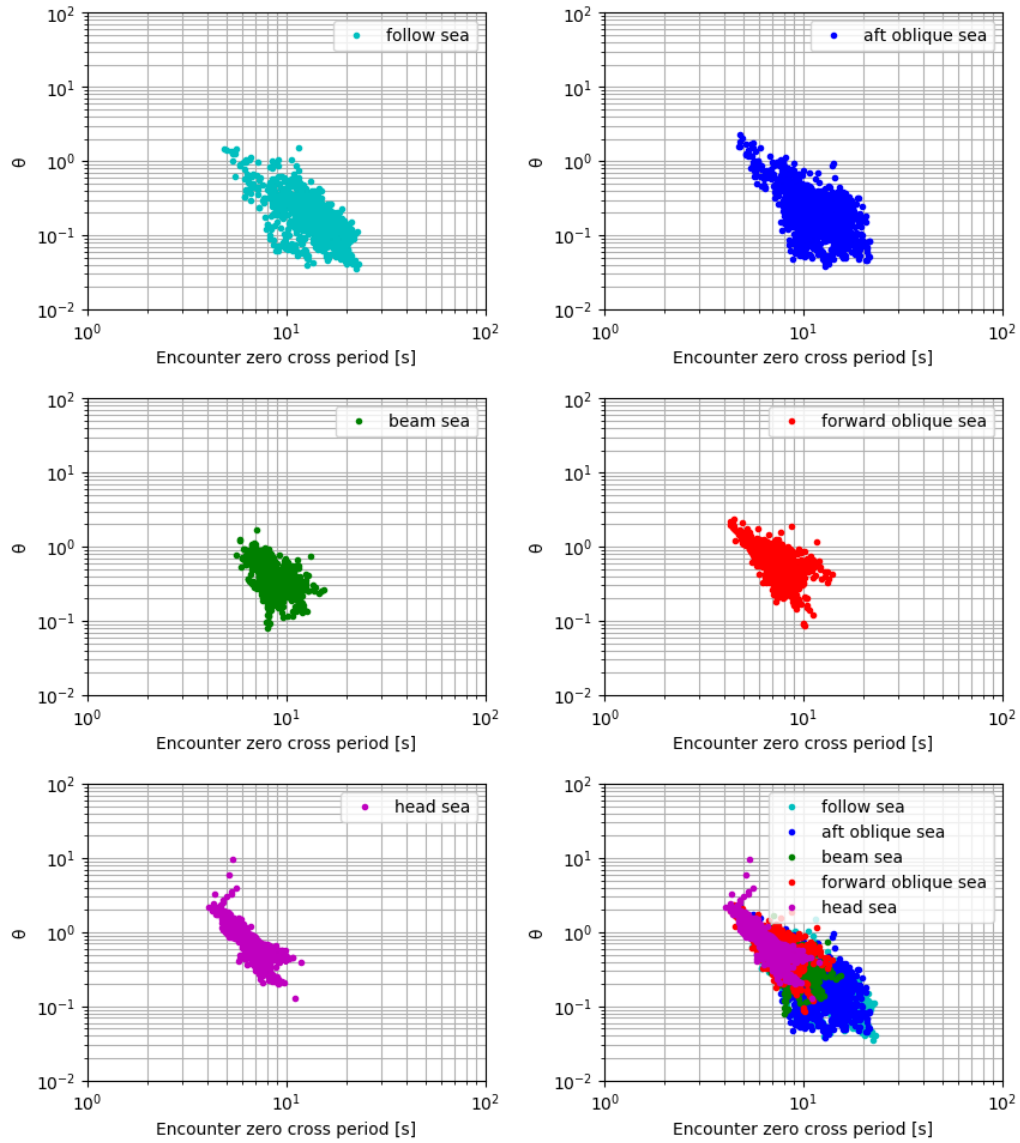


Fig. 3-29 Relationship between encounter wave period and θ concerning DMP ($H_s > 2\text{m}$).

3. 5. 3 デッキに作用する応力の超過確率

弾性振動応答の特性を調べるため、 σ_{DAP} 、 σ_{DMP} 、 σ_{DFP} における応力の超過確率を求めた。超過確率 10^{-8} における応力値を Fig. 3-30, Fig. 3-31, Fig. 3-32 に示す。図中には各応力成分の結果を併せて示す。Fig. 3-31 より、中央部において垂直縦曲げ成分が全応力値に対し占める割合は 89% であることがわかる。また、垂直縦曲げ応力には弾性振動応答の重畳が見られる。一方、水平縦曲げ応力、ワーピング応力に対して弾性振動応答の重畳はほとんど見られないことから、これらの成分に対して弾性振動応答の影響を考慮する必要性は低いことが示唆される。一方、前方部については垂直縦曲げ応力と同等以上に水平縦曲げ応力、ワーピング応力の成分も出ている。また弾性振動応答の重畳もみられる。これらの結果より、船体 2 節の固有振動数成分である垂直縦曲げの弾性振動応答を除けば、弾性振動応答が船体後方まで伝わっていないことがわかる。つまり、水平縦曲げ応力とワーピング応力に対する弾性振動応答の減衰は船体 2 節振動のものよりも大きいと言える。各成分に対する減衰値を定量的に示すことが今後の課題である。

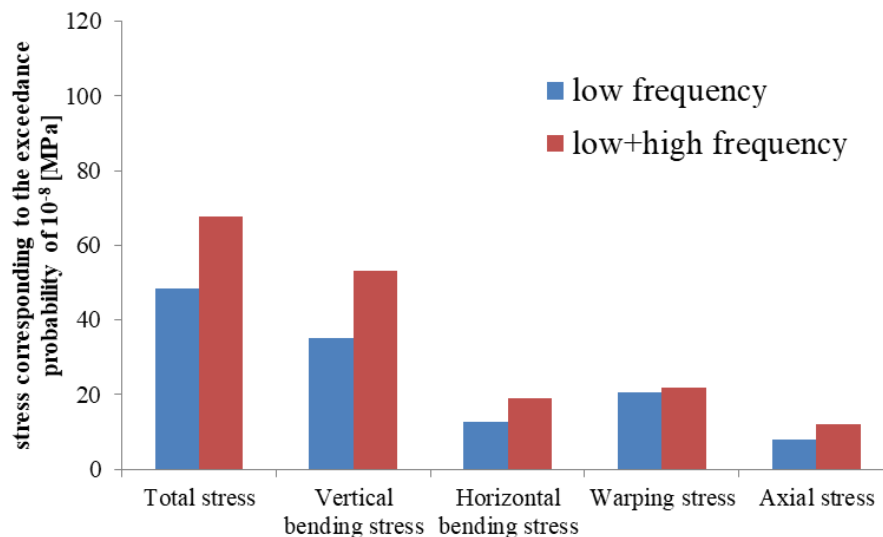


Fig. 3-30 Stress corresponding to the exceedance probability of 10^{-8} during measurement term concerning DAP.

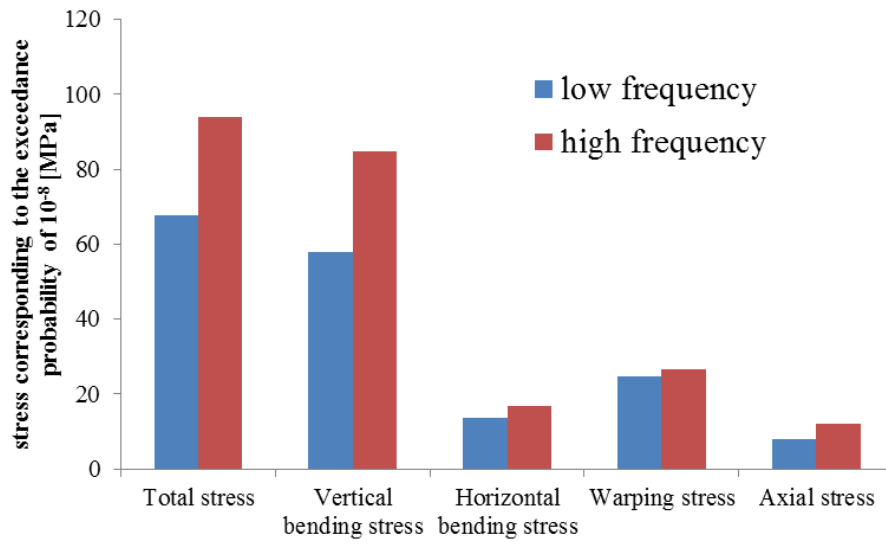


Fig. 3-31 Stress corresponding to the exceedance probability of 10^{-8} during measurement term concerning DMP.

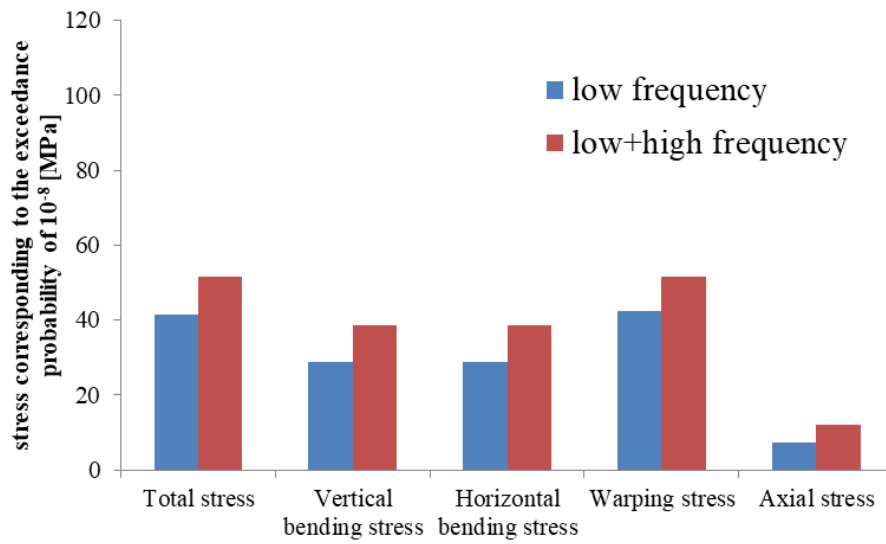


Fig. 3-32 Stress corresponding to the exceedance probability of 10^{-8} during measurement term concerning DFP.

3. 5. 4 ホイッピングとスプリングングの区分け

前項では弾性振動応答が観察され、垂直縦曲げ応力成分が支配的であることを示した。さらに弾性振動応答の特性を定量的に理解するために、ホイッピングとスプリングングを区別する。両者を区別する方法はいくつか考えられる。1つは遭遇する波高で区分する方法であり、もう1つ統計処理を行い、標準偏差に基づくパラメータを設定し（例えば θ ）、閾値を設定する方法である [14]。また、時系列データからある閾値を超えたときの極値を抽出する方法もあろう [52]。

ここでは、弾性振動応答と波浪応答の標準偏差の比を用いた分類方法と波高で区分する方法を比較した。まず、Fig. 3-33 は、各海象での垂直縦曲げ応力の波浪応答に対する標準偏差と弾性振動応答の標準偏差との関係を示している。ここで、 K_i ら[14]は $\theta < 1$ となる海象では波浪荷重による準静的な応力応答が支配的であり、その状況下で生じる弾性振動応答はホイッピング現象であるとした。逆に $\theta > 1$ の場合をスプリングング現象と定義している。この定義に倣えば、本船において θ が1以上つまりスプリングング現象に分類されたのは、全 19897 海象のうち 7,215 海象であった。

この区分方法について検証するために、いくつかの代表的な海象における DMP での垂直曲げ応力の弾性振動応答と波浪応答を観察した。Fig. 3-34～Fig. 3-36 に、Table 3-14 に示す 3つの海象での応力時系列データを示す。Fig. 3-34 の Sea state 1 は弾性振動応答の標準偏差が波浪応答の標準偏差よりも大きい海象での応力時系列データである。波浪応答を赤線で示し、弾性振動応答を青線で示す。この海象では有義波高が 0.785 m と低いため、波浪応答と弾性振動応答のともに応力値小さい。弾性振動応答を観察すると、この応答は定常的でほとんど中断することなく、さらに衝撃等によって生じる急峻な応力上昇とその後に続く過渡応答振動が見られない。よってこの現象はスプリングング現象であると考えられる。次に、Fig. 3-35 に Sea state 2 の応力時系列データを示す。ここで、弾性振動応答の標準偏差は、波浪応答の標準偏差とほぼ等しくなっている。この海象での有義波高と平均波周期は、それぞれ 3.724 m と 8.6 秒であった。このときの弾性振動応答では衝撃等によって生じる急峻な応力上昇とその後に続く過渡応答振動が観察できる。このときの現象はホイッピング現象であると考えられる。さらに、スプリングング現象も観察でき、ホイッピング現象とスプリングング現象が同時に発生したことが示される。したがって、標準偏差の比率が 1.0 に近い海象では厳密に区別することは困難である。最後に、Fig. 3-36 に Sea state 3 の応力時系列データを示す。この海象では、高周波英文の標準偏差が波浪応答の標準偏差よりも小さい。この海象での有義波高と波周期はそれぞれ 5.164 m と 12.82 秒であり、ホイッピング現象のような衝撃応答がしばしば観測できる。この海象では弾性振

動応答の最大応力振幅は、波高が大きいために波浪応答の最大応力振幅よりも小さくなった。スプリング現象も観察できたが、振幅値が設計値に対して小さい値であり、支配的ではない。

つぎに、有義波高での分類を試みた。全海象の中から有義波高が 3 m 以上の海象データのみ抽出し、Fig. 3-37 に図示した。この図によれば、 $\theta > 1$ の海象 (7,215 海象) のうち 41 海象が含まれていた。つまり、スプリング現象として分類されたデータのほとんどは 3 m 以下の有義波高であったことを示している。波高で分類する方法は個船毎にその閾値はことなると考えられ、一般性を持たせつつホイッピング現象とスプリング現象を区別することも困難である。

以上の結果より、下記の知見を得た。

- 波高が小さい場合、船体の垂直縦曲げ応力は小さく、相対的にスプリング現象が支配的になる。
- 波高が大きい場合、船体の垂直縦曲げ応力は大きく、相対的にホイッピング現象が支配的になる。したがって、スラミング等の衝撃力によって大きなホイッピング応答を引き起こす可能性があるが、弾性振動応答は波浪応答よりも支配的ではない。
- 弾性振動応答の標準偏差と波浪応答の標準偏差の比 (θ) による分類でホイッピング現象とスプリング現象を概ね区別できることを確認した。
- 有義波高によるホイッピング現象とスプリング現象を概ね区別として、全海象の中から有義波高が 3 m 以上の海象データのみ抽出して図示した結果、 $\theta > 1$ の海象 (7,215 海象) のうち 41 海象が含まれていた。つまり、スプリング現象として分類されたデータのほとんどは 3 m 以下の有義波高であったことを示している。波高で分類する方法は個船毎にその閾値はことなると考えられ、一般性を持たせつつホイッピング現象とスプリング現象を区別することも困難である。

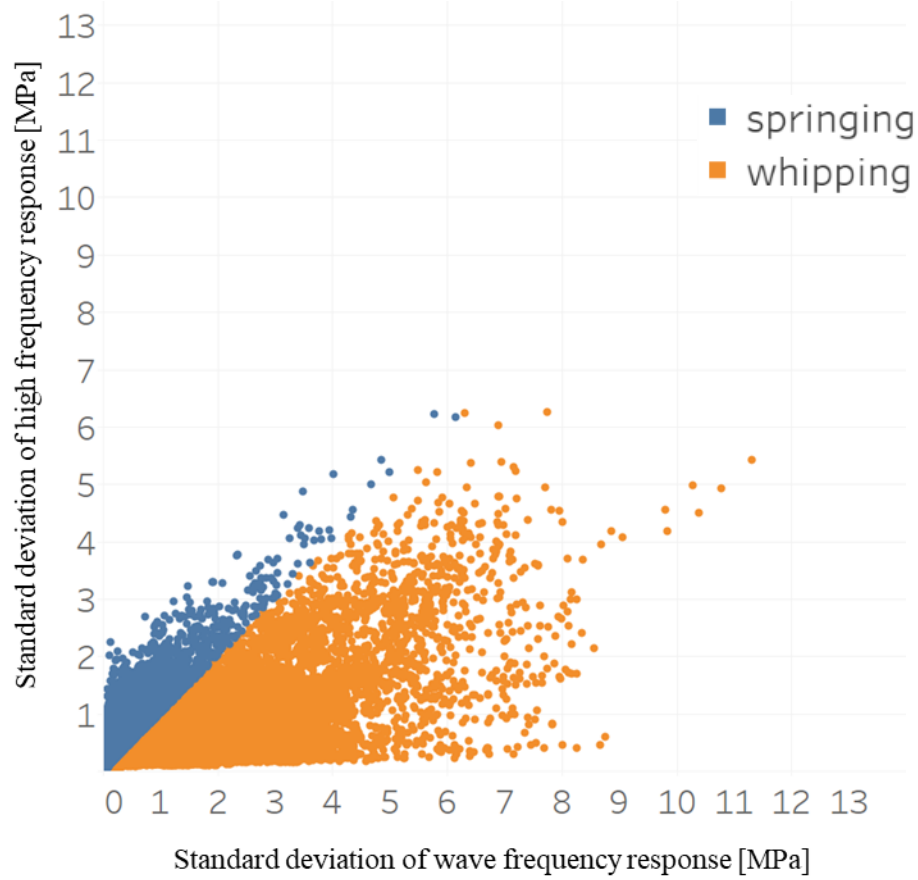


Fig. 3-33 Relationship between standard deviation of wave frequency response and that of high frequency response as it affects vertical bending stress; distinguishing between whipping and springing.

Table 3-14 Typical head sea states observing stress time history of high frequency response (HF) and wave frequency response (WF).

sea state	date time [JST]	wave height [m]	wave period [s]	ship speed [knot]	Standard deviation of HF stress [MPa]	Standard deviation of WF stress [MPa]	ratio (HF/WF)	Whipping Factor
1	2013/08/09 13:00	0.785	6.0	19.8	1.87	0.80	2.34	2.83
2	2013/01/09 6:00	3.724	8.60	17.2	6.16	6.14	1.00	1.73
3	2014/01/29 9:00	5.164	12.82	12.6	5.43	11.32	0.48	1.37

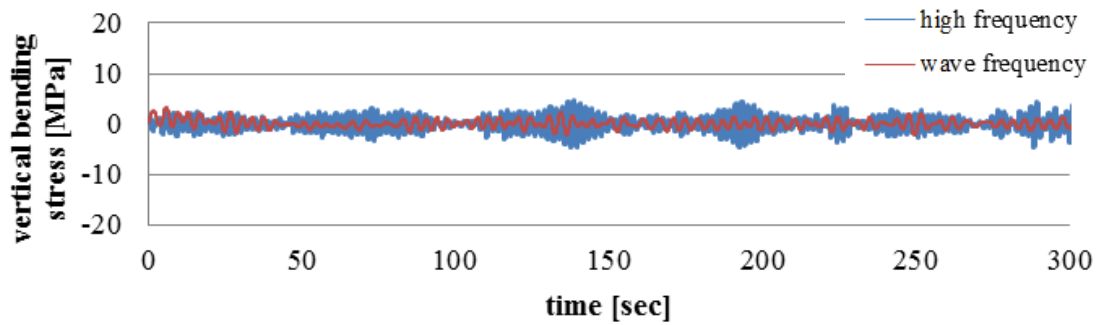


Fig. 3-34 Stress time history of DMP in the sea state 1 where the standard deviation of high frequency response is greater than that of wave frequency.

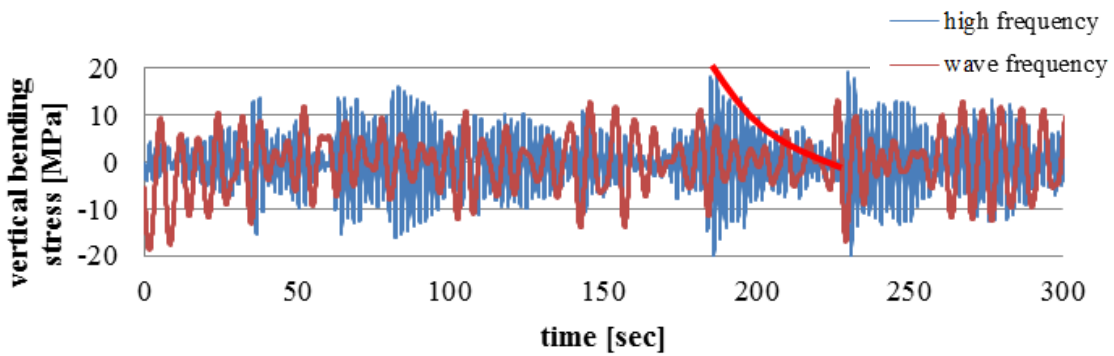


Fig. 3-35 Stress time history of DMP in the sea state 2 where the standard deviation of high frequency response is approximately equal to that of wave frequency.

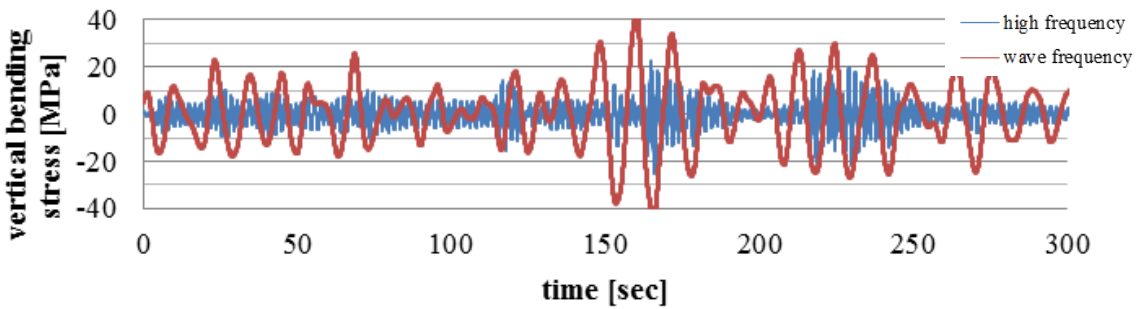


Fig. 3-36 Stress time history of DMP in the sea state 3 where the standard deviation of high frequency response is less than that of wave frequency response.

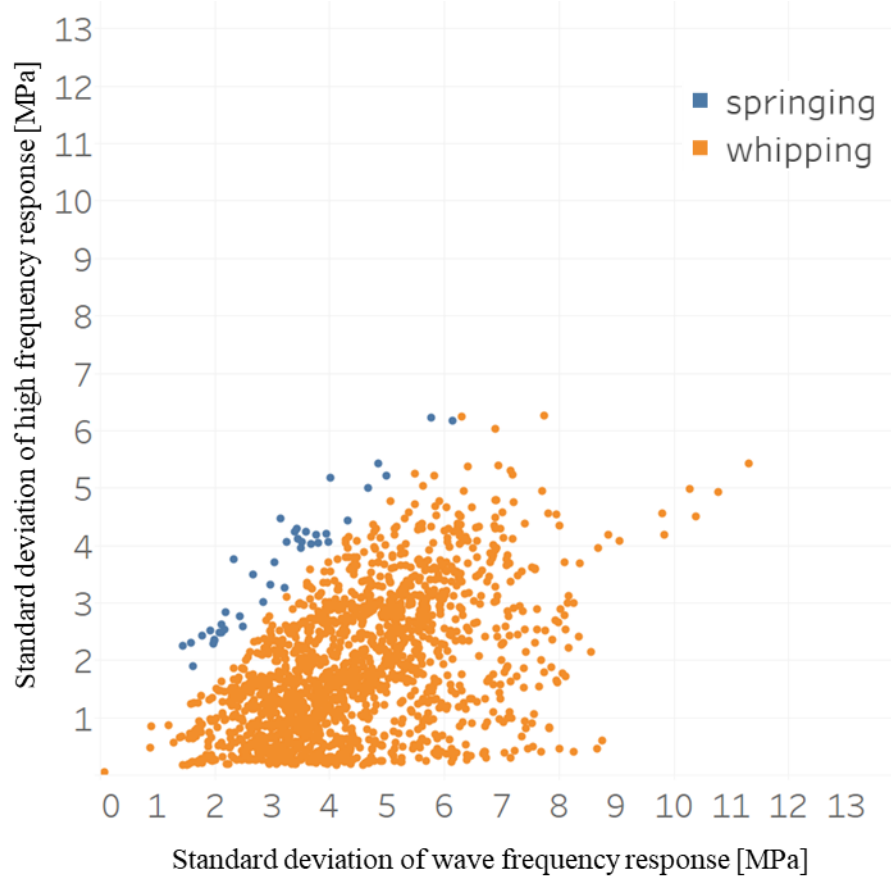


Fig. 3-37 Relationship between standard deviation of the wave frequency and that of the high-frequency response as it affects vertical bending stress; distinguishing between whipping and springing and filtering by a wave height of 3 m or more.

3. 5. 5 ホイッピングとスプリングング区分けによる疲労強度評価

3.5.4項で述べたホイッピング現象とスプリングング現象を θ が1より大きかった海象と、 θ が1以下の海象で区分けする方法を用いて、それらと疲労被害度の関係性について考察する。疲労被害度を θ が1より大きかった海象で累積したものと、 θ が1以下の海象で累積したものに分類し比較した結果を Fig. 3-38 に示す。3.5.4項で述べたとおり、 $\theta < 1$ となる海象では波浪荷重による準静的な応力応答が支配的であり、その状況下で生じる弾性振動応答はホイッピング現象である。逆に $\theta > 1$ の場合をスプリングング現象となる。この定義に倣えば、本船において θ が1以上つまりスプリングング現象に分類されたのは、全海象のうち7,215海象であった。また θ が1以下つまりホイッピング現象に分類されたのは、全海象のうち12,682海象であった。スプリングング現象は全海象中で36%であるが、疲労被害度にするとその影響は4%であり、非常に小さいことが確認できる。3.4節で考察したように波周期が短いと θ が大きくなる傾向にあるものの、波長が船長から離れ、波高も小さいため、波浪に起因する応力応答が小さくなったこと、相対的に弾性振動応答は大きくなっているが絶対値としては小さいためである。別の観点から、Fig. 3-39は $\theta > 1$ をクライテリアとして計測期間中の航路にホイッピング現象とスプリングング現象を区別して図示したものである。この図によれば、ホイッピング現象は主に外洋で発生し、スプリングング現象は主に地中海や陸地に近い水域で発生していたことが観察できる。これらの海域では風浪やうねりが十分に発達していない等の要因により、周期の短い波が多く発生していたと考えられる。一方、外洋を航行しているときに θ が1以下となる頻度が多いことが観察できる。なお、 $\theta < 1$ によってホイッピングに分類したが遭遇有義波高が小さい場合も多く含まれており、常にホイッピングが生じているわけではないことを付記しておく。

以上の検討結果により、外洋を航行するときにホイッピングが発生しやすいこと、さらにホイッピング現象が比較的多く発生する海域での累積疲労被害度が全体の96%となり、その影響が大きいといえる。しかし、海象または海域とホイッピング現象の関係についてはまだ多くの不確実性がある。したがって、次節にてホイッピング現象と運行情報と海象情報、つまり船速、有義波高、波周期、遭遇する波向などの相関関係を明らかにする。

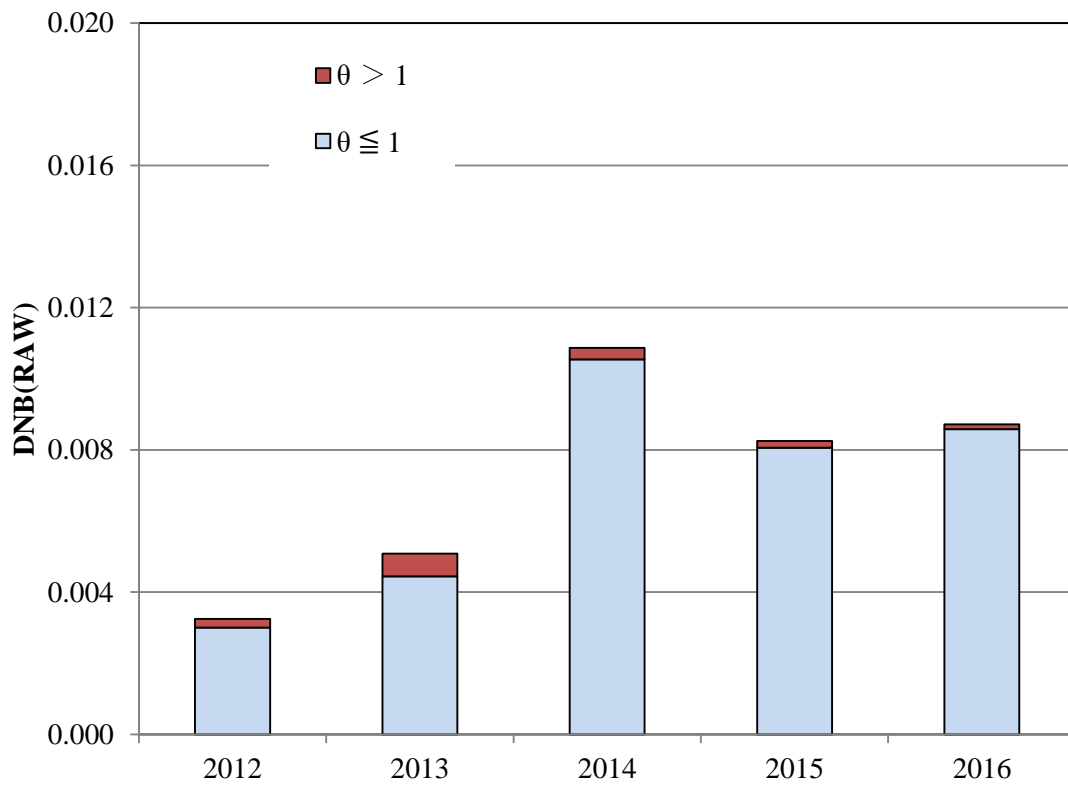


Fig. 3-38 Comparison between measurement and proposed method concerning influence of θ on fatigue damage.

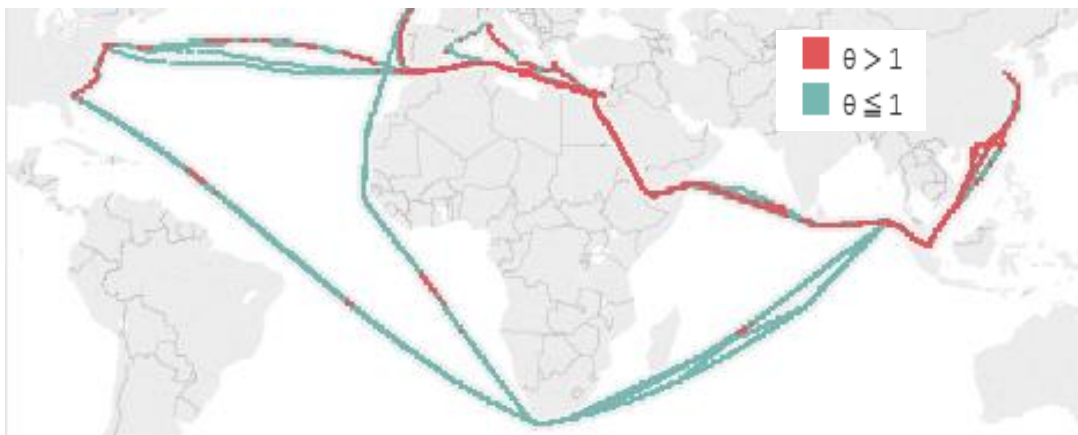


Fig. 3-39 Voyage routes distinguishing between whipping and springing responses.

3. 6 ねじり弾性振動応答が疲労強度に与える影響

Fig. 3-40, Fig. 3-41, Fig. 3-42 に船体中央部アップーデッキ(DMP), 船体前部アップーデッキ(DFP), および船体後部アップーデッキ(DAP)の RAW, および RAW から WP と HB の弾性振動応答を除いたもの, RAW から WP と HB の波浪応答と弾性振動応答を除いた疲労被害度を示す. 疲労被害度はレインフロー法とマイナー則により全 19,897 海象中での累積値を求めた. 各点においては WP と HB の弾性振動応答を取り除いても疲労被害度の変化は微小であることが確認できる. また, 全疲労被害度に対し, VB の影響が支配的であること, ねじり振動成分が疲労被害度に与える影響は小さいことが確認できた. よって, 実船計測結果により船体中央部における疲労被害度の推定においてねじり振動成分が与える影響は少ないことが示された.

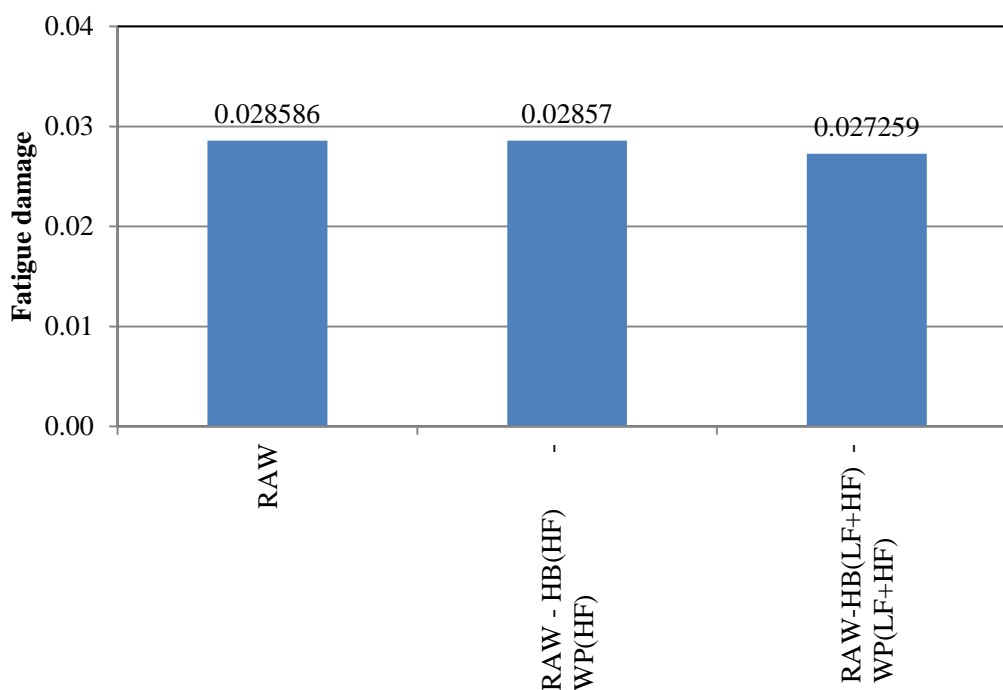


Fig. 3-40 Measured fatigue damage with high frequency response of DMP.

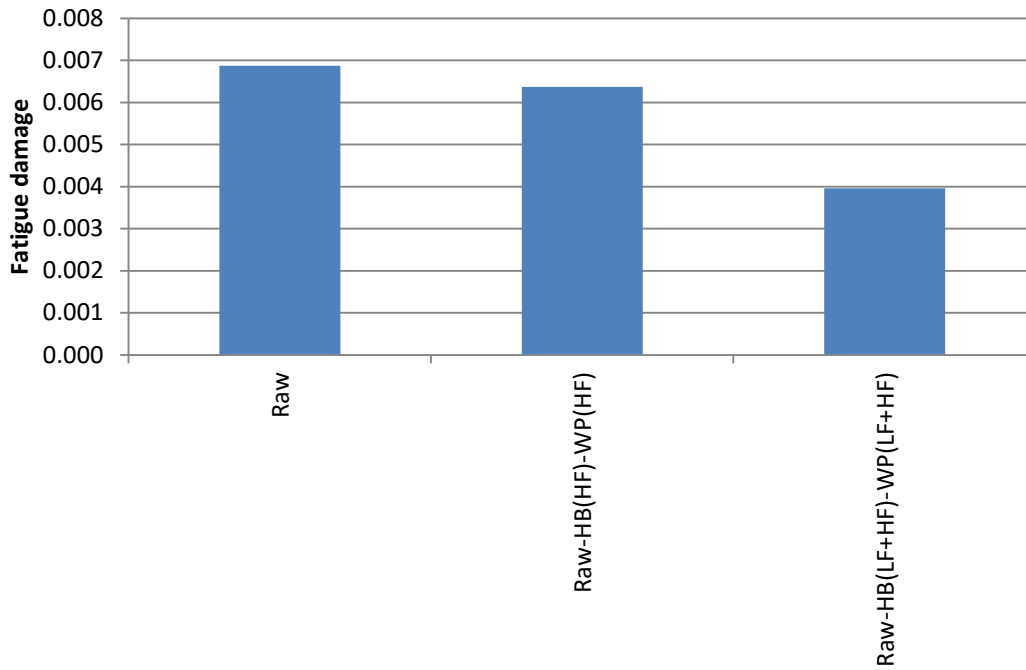


Fig. 3-41 Measured fatigue damage with high frequency response of DFP.

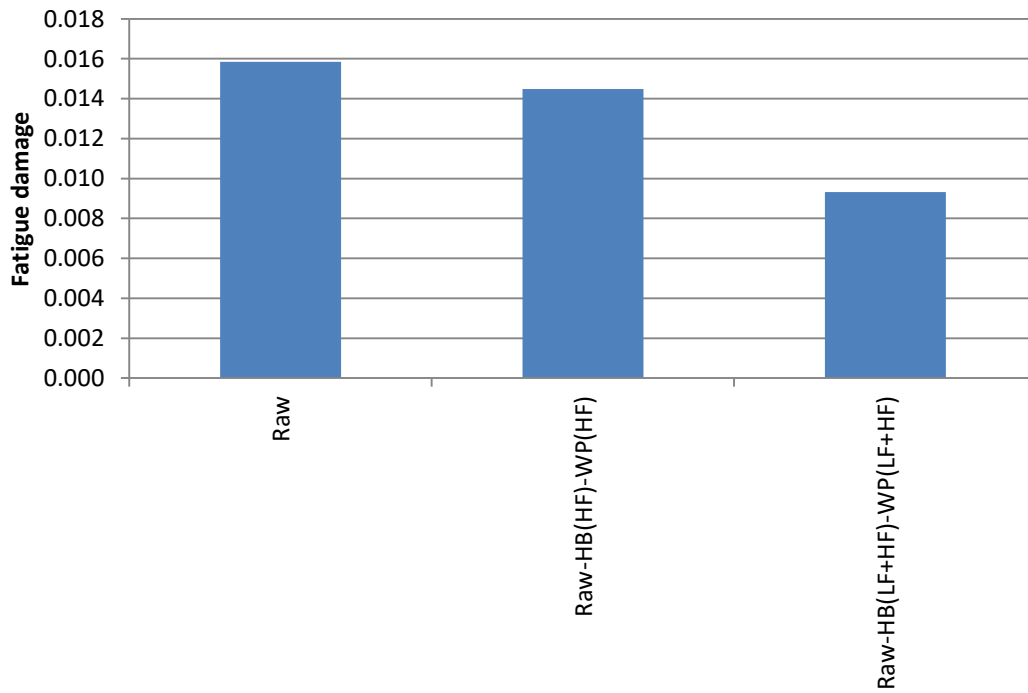


Fig. 3-42 Measured fatigue damage with high frequency response of DAP.

3. 7 疲労被害度と海象の相関関係

3.5.5 項にてホイッピング現象が比較的多く観察される海域にて累積疲労被害度が 96% 占めることを示した。本節では、さらに船体中央部アッパーデッキ左舷 (DMP) を評価対象として、Fig. 3-43 から Fig. 3-46 に示すように累積疲労被害度を有義波高毎および相対波向き毎に分類し、影響の大きい海象を特定する。なお、本節ではホイッピングとスプリングの区分けは行わず、全海象を用いてデータを整理した。これらの図を観察すると向波・斜向波で疲労被害度が大きく、追波・斜追波で小さくなっている。Fig. 3-43 と Fig. 3-44 より疲労被害度への寄与が大きい海象は有義波高が 3 m から 5m であることが観察できる。また Fig. 3-45, Fig. 3-46 に示す通り、斜向波での寄与が大きい。Fig. 3-47 に相対波向きに対する $D(LF)$ と $D(RAW) - D(LF)$ (弾性振動応答による疲労被害度増加量) の比を示す。この図より、弾性振動応答が疲労被害度に与える影響は追波よりも向波で大きい傾向にあることがわかる。

疲労被害度と海象の相関関係についてさらに考察を深めるために、船体中央部 (DMP) を評価対象として、Fig. 3-49 から Fig. 3-51 に累積疲労被害度を波高と平均波周期毎に分類した。Fig. 3-49 は波浪応答における累積疲労被害度と海象の相関関係を示し、Fig. 3-50 は弾性振動応答を含む累積疲労被害度と海象の相関関係を示す。Fig. 3-51 は弾性振動応答を含む累積疲労被害度と波浪応答の累積疲労被害度の比と海象の相関関係を示したものである。これらの図より RAW, LF とともに波高 3~5 m かつ平均波周期が 8~10 秒の海象が疲労被害度への寄与が大きいことがわかる。一方、Fig. 3-51 に示す通り、低波高かつ短波周期の海象と大波高かつ長波周期でこれらの比は上昇傾向にある。前者は波浪応答成分が小さく、相対的に弾性振動応答の影響が大きくなったためと考えられる。後者は遭遇した有義波高が高いことからバウフレアスラミングや船底スラミング等の非線形荷重が生じ、弾性振動応答の寄与が大きくなるからだと考えられる。

以上の考察結果より、RAW, LF とともに疲労被害度への寄与が大きい海象は有義波高 3m から 5m かつ平均波周期が 8 秒から 10 秒の海象である一方、弾性振動応答が大きく影響する海象は有義波高 5m かつ平均波周期が 12 秒から 14 秒である。両者の影響が大きくなる海象が異なることから、疲労強度評価において弾性振動応答を考慮する場合は、海象毎に細分化して評価を行う、または疲労への寄与が大きい海象にて影響係数などを決定する必要があると考えられる。

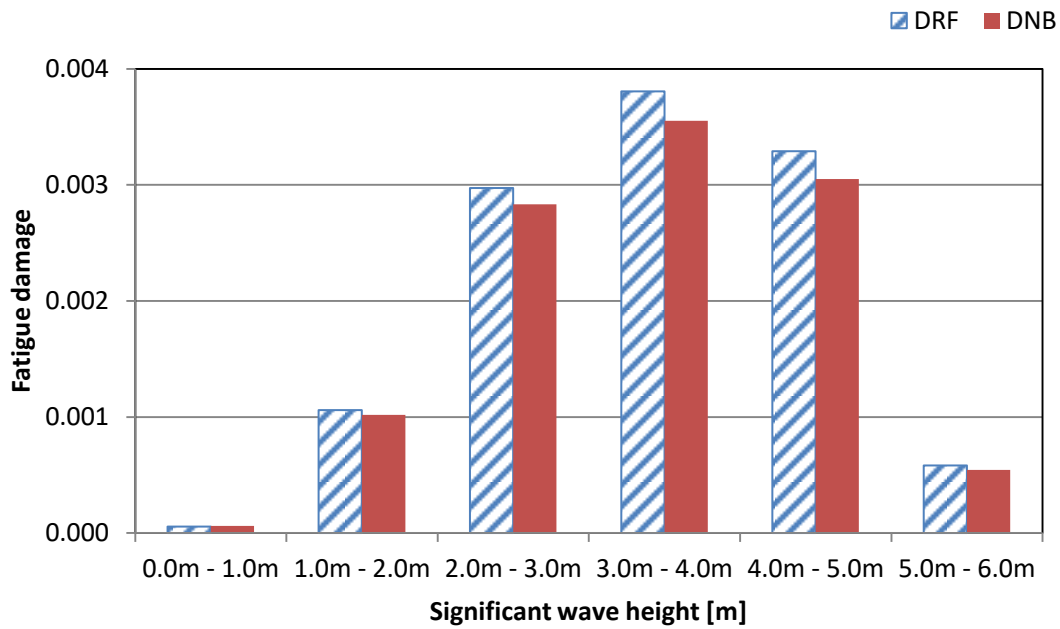


Fig. 3-43 Comparison of the fatigue damage of low frequency concerning DMP between measurement and proposed method, categorized by significant wave height.

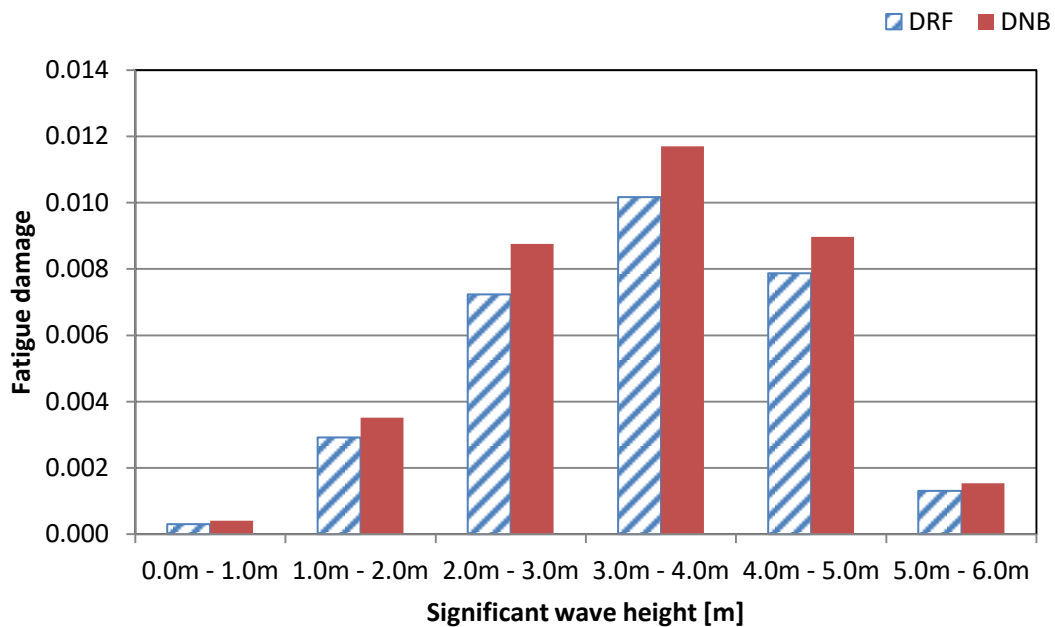


Fig. 3-44 Comparison of the fatigue damage with high frequency concerning DMP between measurement and proposed method, categorized by significant wave height.

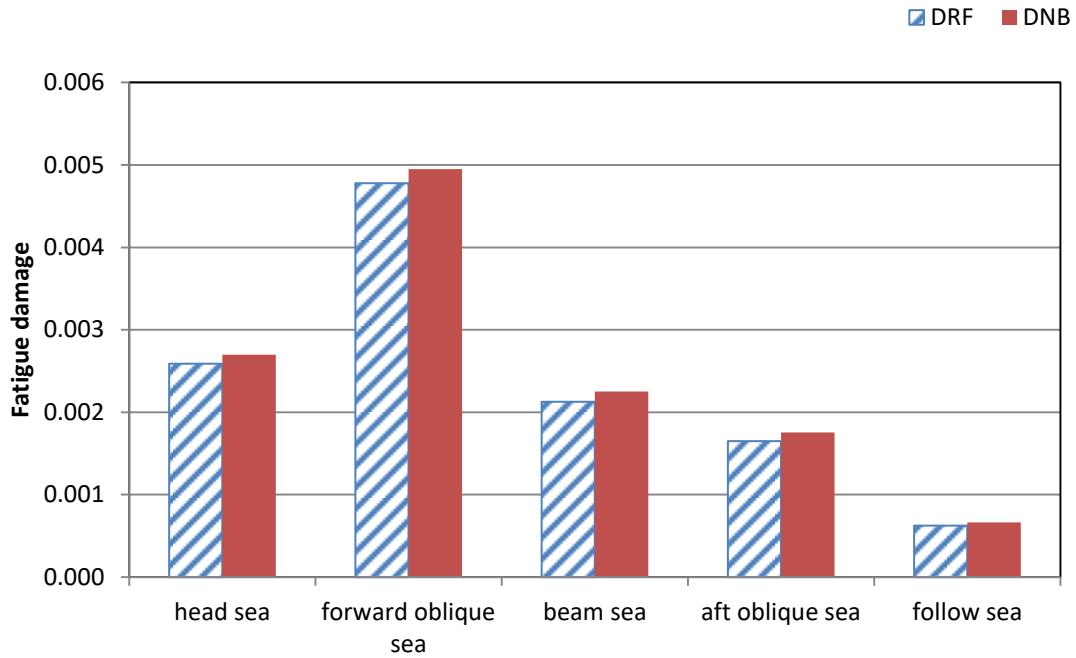


Fig. 3-45 Comparison of the fatigue damage of low frequency concerning DMP between measurement and proposed method, categorized by relative wave direction.

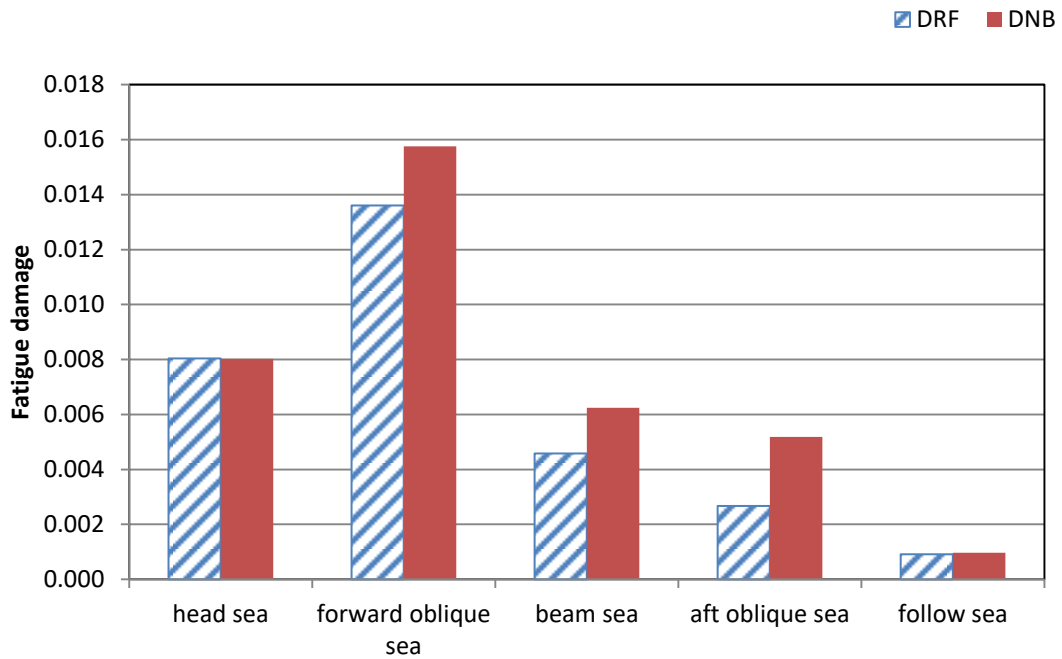


Fig. 3-46 Comparison of the fatigue damage with high frequency concerning DMP between measurement and proposed method, categorized by relative wave direction.

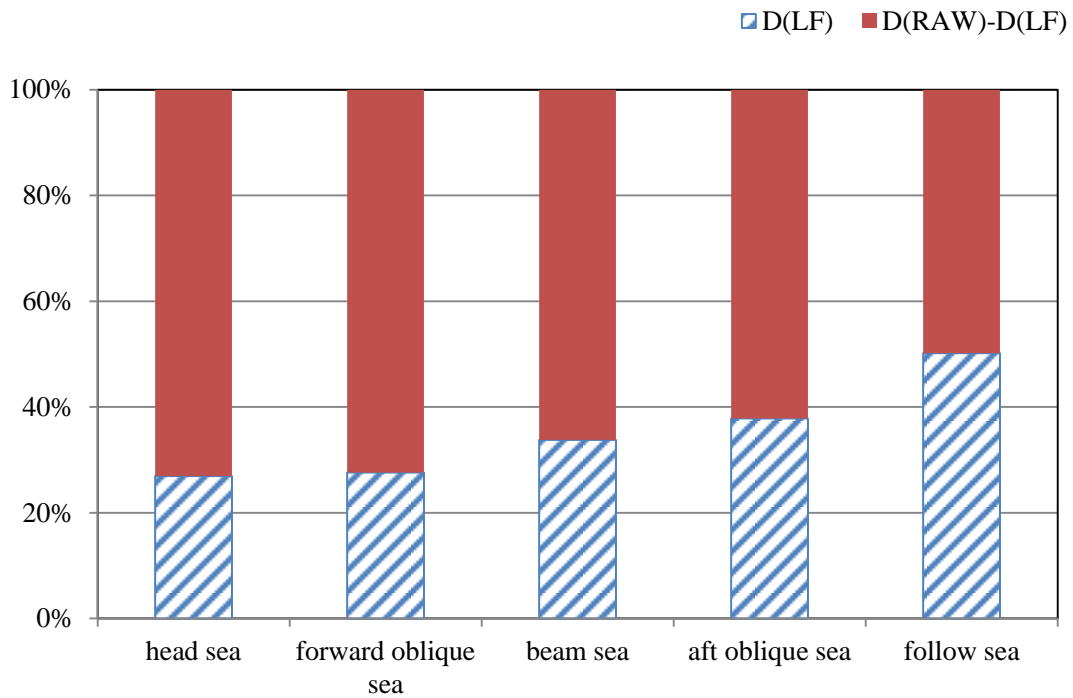


Fig. 3-47 the fatigue damage with ratio of $RAW-LF$ to LF (D_{RF}).

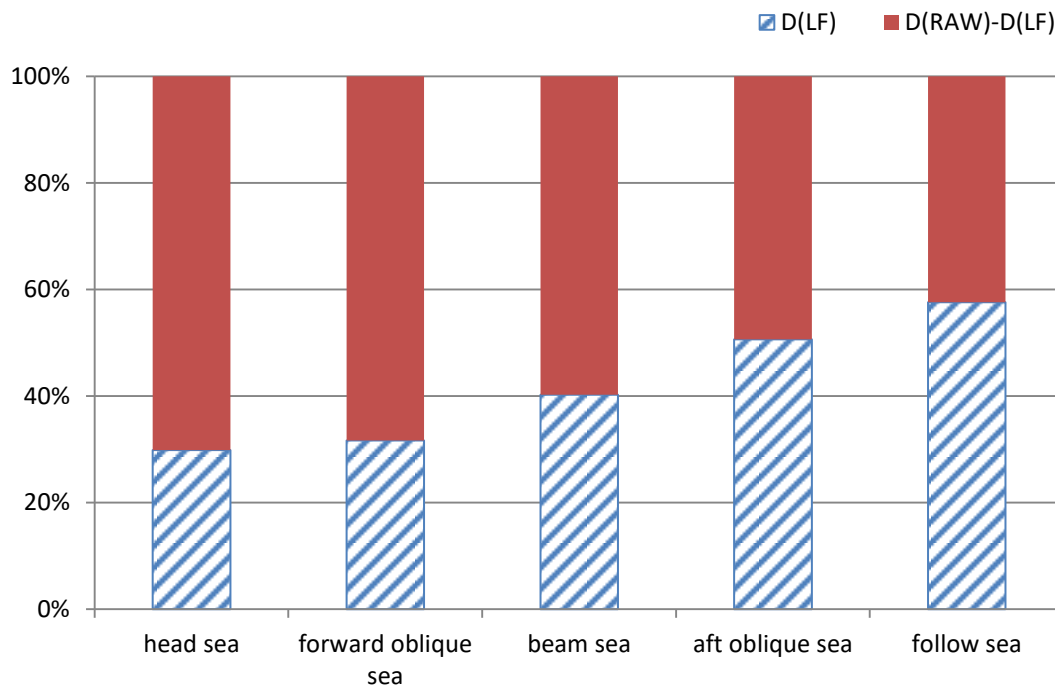


Fig. 3-48 the fatigue damage with ratio of $RAW-LF$ to LF (D_{NB}).

Significant Wave Height (m)	Mean Wave Period (s)								
	0.0-2.0	2.0-4.0	4.0-6.0	6.0-8.0	8.0-10.0	10.0-12.0	12.0-14.0	14.0-16.0	16.0-
0.0-1.0	0.000000	0.000000	0.000007	0.000009	0.000010	0.000024	0.000002	0.000000	
1.0-2.0			0.000027	0.000234	0.000317	0.000293	0.000136	0.000022	0.000001
2.0-3.0			0.000000	0.000759	0.000868	0.000623	0.000438	0.000205	0.000009
3.0-4.0				0.000452	0.001985	0.000791	0.000400	0.000094	
4.0-5.0				0.000005	0.001761	0.000596	0.000556	0.000159	
5.0-6.0					0.000295	0.000079	0.000115	0.000065	0.000016

Fig. 3-49 Fatigue damage of $D_{RF}(LF)$ in each short-term sea state obtained from measurement.

Significant Wave Height (m)	Mean Wave Period (s)								
	0.0-2.0	2.0-4.0	4.0-6.0	6.0-8.0	8.0-10.0	10.0-12.0	12.0-14.0	14.0-16.0	16.0-
0.0-1.0	0.000000	0.000000	0.000152	0.000053	0.000027	0.000048	0.000004	0.000000	
1.0-2.0			0.000276	0.001044	0.000694	0.000548	0.000231	0.000052	0.000001
2.0-3.0			0.000000	0.002535	0.002196	0.001234	0.000758	0.000336	0.000015
3.0-4.0				0.001532	0.005459	0.001811	0.000848	0.000212	
4.0-5.0				0.000018	0.003997	0.001401	0.001462	0.000329	
5.0-6.0					0.000463	0.000227	0.000412	0.000185	0.000029

Fig. 3-50 Fatigue damage of $D_{RF}(RAW)$ in each short-term sea state obtained from measurement.

Significant Wave Height (m)	Mean Wave Period (s)								
	0.0-2.0	2.0-4.0	4.0-6.0	6.0-8.0	8.0-10.0	10.0-12.0	12.0-14.0	14.0-16.0	16.0-
0.0-1.0	19.2	33.5	21.8	5.9	2.7	2.0	1.8	1.4	
1.0-2.0			10.2	4.5	2.2	1.9	1.7	2.4	1.3
2.0-3.0			2.7	3.3	2.5	2.0	1.7	1.6	1.7
3.0-4.0				3.4	2.8	2.3	2.1	2.3	
4.0-5.0				3.6	2.3	2.4	2.6	2.1	
5.0-6.0					1.6	2.9	3.6	2.9	1.8

Fig. 3-51 Ratio $D_{RF}(RAW)$ to $D_{RF}(LF)$ in each short-term sea state obtained from measurement.

3. 8 θ の近似曲線を用いた場合の疲労被害度

前項までの検討により，船体構造応答のパラメータである θ と海象と船情報（船速，出会い波周期）のパラメータである出会いゼロクロス周期（ T_{ze} ）に相関関係があることを示した．一方，近似曲線と実船計測の散布図にばらつきが大きいようにも見て取れる．そこで，近似曲線を用いたときの影響を検証する．Fig. 3-52はFig. 3-29の右下に示した図を再掲載したものであり，実船で得られた船体中央部アッパーデッキの応力（DMP）における θ と出会いゼロクロス周期の関係を示している．この散布図から得られた近似曲線も併せてプロットした．曲線の式は $\theta = 16.4T_{ze}^{-1.74}$ である．近似曲線を用いる場合，実船計測にて得られている T_{ze} から上式をもとに換算した．両者における弾性振動応答を含めた疲労被害度を求めると，Table 3-15 となり，その誤差は6.9%であった．したがって疲労被害度を求めるにあたっては，近似曲線を用いても実用上問題ないと言える．

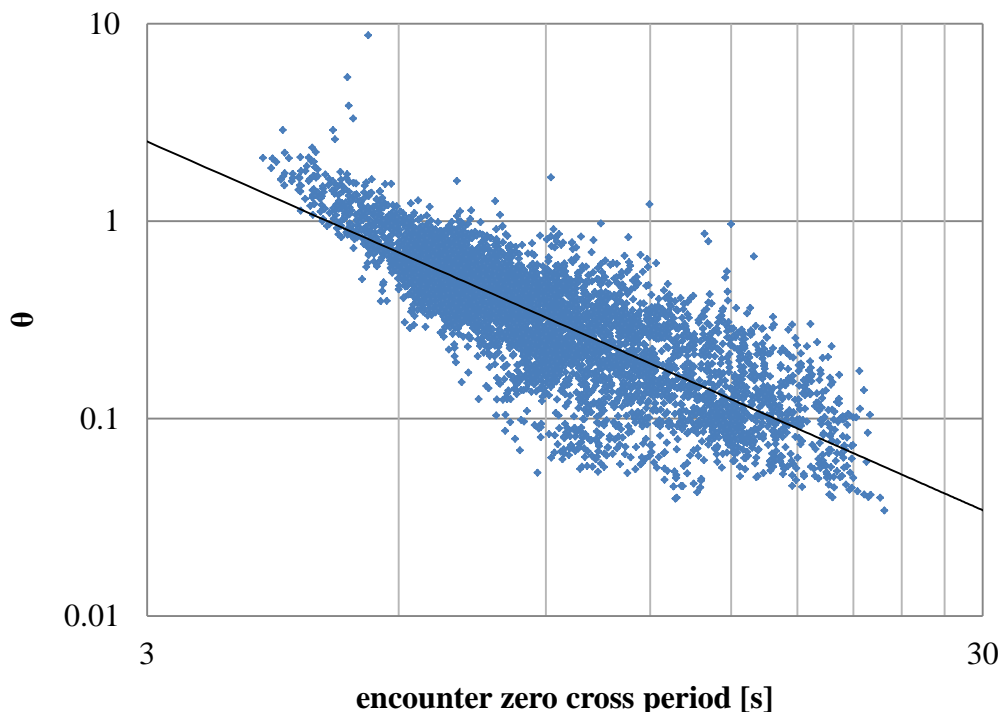


Fig. 3-52 Relationship between encounter wave period and θ concerning DMP ($H_s > 2m$). : 再掲載

Table 3-15 疲労被害度の比較

	実船計測の θ を用いた場合	近似曲線により θ を求めた場合
疲労被害度 (RAW)	0.03616	0.0338

3. 9 θ と T_{ze} を用いた相関式の提案

前節までの検討結果により，船体構造応答のパラメータである θ と海象と船情報（船速，出会い波周期）のパラメータである出会いゼロクロス周期（ T_{ze} ）に相関関係があること，スプリングが比較的多く発生する海象での累積疲労被害度の影響は小さいこと，かつデータのばらつきがあったとしても疲労被害度に与える影響は7%程度であり，近似曲線を用いることは実用的に可能であることを示した．したがって，海象と弾性振動応答の関係において，以下の相関式を提案できると考える．

$$\theta = AT_{ze}^{-B} \quad (8)$$

この相関式の定数項 A ， B は実船計測結果が獲得できていれば求めることが可能であるが，設計段階では入手できるはずもない．そこで，設計段階で弾性振動応答を考慮した疲労強度の簡易推定を行うための手法，および提案式の定数項 A ， B をシミュレーションにて算出する方法や各種検証について第4章と第5章で述べる．

3. 10 3章のまとめ

本章では、8,600個積コンテナ船の約4年間にわたる実船計測データを元に、船体前・中・後部断面の応力値から垂直縦曲げ応力、水平縦曲げ応力、ワーピング応力および軸応力の4成分に分離し、各成分に対する弾性振動応答の統計的特性を調べた。その結果、船体構造応答のパラメータである θ と海象と船情報（船速、出会い波周期）のパラメータである出会いゼロクロス周期（ Tze ）に相関関係があり、定式化の可能性を見出した。また、近似曲線と実船計測の散布図にばらつきが大きいようにも見て取れるため、実船計測で得られた散布図から近似曲線を求め、両者における累積疲労被害度の誤差は6.9%であった。したがってスペクトル法を用いて累積疲労被害度を求めるにあたって、近似曲線を用いても実用上問題ないことを示した。以上の結果より、船体構造応答のパラメータである θ と海象と船情報（船速、出会い波周期）のパラメータである出会いゼロクロス周期（ Tze ）に相関関係があり、かつデータのばらつきがあつたとしても疲労被害度に与える影響は7%程度であり、近似曲線を用いることは実用的に可能であることを示した。

さらに、垂直縦曲げ応力成分に着目して応力と海象・船速との相関関係の抽出を試みた。その結果、得られた結論と知見を以下に示す。

1. 疲労被害度を船体応力の標準偏差で表現する式を示し、波浪応答の標準偏差と弾性振動応答の標準偏差の統計的性質を明確にすべきことを指摘した。
2. 統計的性質を明らかにするために、船体中央部断面の応力値から垂直縦曲げ応力、水平縦曲げ応力、ワーピング応力および軸応力の4成分に分離する必要性を示した。成分分離を行うための定式化を行い、代表的な海象にて検証を実施した結果、波浪応答、弾性振動応答ともに分離できていることを確認できた。船体中央部アッパーデッキ応力の高周波成分の標準偏差とVB/HB/WP/AXの高周波成分の相関関係を観察すると、高周波成分に関しては σ_{DMP} の標準偏差とVB/HB/WP/AXには比例の関係が見られ、特にVBは σ_{DMP} の標準偏差と概ね一致することが確認された。また、HB、WPに対する高周波成分はVBと比較して著しく小さい。
3. 成分分離した各応力にて超過確率を求めた結果、弾性振動応答を含む全応力に対して船体垂直縦曲げ応力成分が約89%となった。弾性振動応答は、船体垂直縦曲げ応力成分に重畳し、水平縦曲げ応力・ワーピング応力にはほとんど重畳しない。つまり、水

平縦曲げや振りに対する弾性振動応答の重畳影響を考慮する必要性は低いことが示唆される。

4. 海象と船速と θ の相関関係を調べた結果、向波で弾性振動応答が大きくなる。一方、横波や追い波になると弾性振動応答が小さくなることを明らかにした。また、船速に着目すると、向波では船速が速くなるほど θ も上昇する傾向がみられ、横波と追波では増速による θ の上昇傾向はみられない。つまり、変針と減速が弾性振動応答を避けるために有効な操船方法である。
5. 船体中央部アッパーデッキ(DMP)、船体前部アッパーデッキ(DFP)、および船体後部アッパーデッキ(DAP)の RAW、および RAW から WP と HB の弾性振動応答を除いたもの、RAW から WP と HB の波浪応答と弾性振動応答を除いたものの疲労被害度を求めた結果、各点においては WP と HB の弾性振動応答を取り除いても疲労被害度の変化は微小であることが確認できる。また、全疲労被害度に対し、VB の影響が支配的であること、ねじり振動成分が疲労被害度に与える影響は小さいことが確認できた。よって、実船計測結果により船体中央部における疲労被害度の推定においてねじり振動成分が与える影響は少ないことが示された。
6. 疲労被害度を θ が 1 より大きかった海象で累積したものと、 θ が 1 以下の海象で累積したものに分類し比較した。その結果、本船において θ が 1 以上つまりスプリングング現象に分類されたのは、全海象のうち 7,215 海象であった。また θ が 1 以下つまりホイッピング現象に分類されたのは、全海象のうち 12,682 海象であった。スプリングング現象は全海象中で 36%発生したが、疲労被害度にするとその影響は 4%であり、非常に小さいことが確認できた。
7. 航路にてホイッピングとスプリングングを区分けした結果、 θ が 1 より大きいと分類される時は大陸や諸島に囲まれた狭海域を航行している。これらの海域では風浪やうねりが十分に発達していない等の要因により、周期の短い波が多く発生していたと考えられる。一方、外洋を航行しているときに θ が 1 以下となる頻度が多いことが観察できる。よって外洋を航行するときにホイッピングが発生しやすいこと、さらに疲労被害度に与える影響が大きいといえる。
8. 弾性振動応答が疲労被害度に与える影響として、全計測期間中の RAW と LF の累積疲労被害度の比はレインフロー法を用いた場合は 2.51 倍となった。
9. 船体中央部アッパーデッキ左舷 (DMP) を評価対象として、累積疲労被害度を有義波高每および相対波向き毎に分類し、向波・斜向波で疲労被害度が大きく、追波・斜追波で小さくなっていることを確認した。さらに、弾性振動応答が疲労被害度に与える影響は追波よりも向波で大きい傾向にあることを明らかにした。

10. DMP を評価対象として，弾性振動応答を含む累積疲労被害度と波浪応答の累積疲労被害度の比を海象毎に整理すると，低波高かつ短波周期の海象と大波高かつ長波周期でこれらの比は上昇傾向にあることを明らかにした．前者は波浪応答成分が小さく，相対的に弾性振動応答の影響が大きくなったためと考えられる．後者は遭遇した有義波高が高いことからバウフレアスラミングや船底スラミング等の非線形荷重が生じ，弾性振動応答の寄与が大きくなるためであると推察した．
11. RAW, LF とともに疲労被害度への寄与が大きい海象は有義波高 3m から 5m かつ平均波周期が 8 秒から 10 秒の海象である一方，弾性振動応答が大きくなる海象は有義波高 5m かつ平均波周期が 12 秒から 14 秒である．両者の影響が大きくなる海象が異なることから，疲労強度評価において弾性振動応答を考慮する場合は，海象毎に細分化して評価を行う，または疲労への寄与が大きい海象にて影響係数などを決定する必要があると考えられる．

第4章 弾性振動応答を考慮した疲労強度の簡易推定手法の提案

4. 1 簡易推定手法の提案：統計的性質を用いた弾性振動応答のモデル化

2章にて、実船の疲労被害度算出に、スペクトル法は実用的であると述べた。さらに3章にて、弾性振動応答と波浪応答の標準偏差の比(θ)と海象の相関関係を示し、出会いゼロクロス周期をパラメータとして定式化できることを示した。本章では、数値シミュレーションに上記の結果を織り込むことで、弾性振動応答を考慮した疲労強度評価を可能とすることを試みた。具体的には、荷重-構造応答一貫解析システム(1.2.2.1の解析手法)と弾性振動応答の応力評価が可能なシステム(1.2.2.2の解析手法)を組み合わせ、新しい「弾性振動応答を考慮した簡易的な疲労強度推定手法」を提案する。計算フローをFig. 4-1に示す。従来は、両者の評価手法をそれぞれ単独に使用していたが、本提案は1.2.2.1の解析手法をベースとして、1.2.2.2の解析手法と3章で見出した相関式を統合するものである。

第2章の式(7)で示したようにスペクトル法による疲労被害度算出にあたり、波浪応答の応力の標準偏差($\sqrt{\lambda_{0,L}}$)と弾性振動応答と波浪応答の標準偏差の比(θ)を求める必要がある。まず、 $\lambda_{0,L}$ は荷重-構造応答一貫解析システム[20]により計算可能である。この手法は様々な波周期・相対波向きの単位波振幅の規則波を想定し、それらの波に対する構造応答から応力の応答関数を求め、発生応力の標準偏差や期待値を求めるものであり、既に確立されている。

上記手法をベースとして弾性振動応答を考慮する方法の構築を試みる。弾性振動応答の影響を考慮するため、1.2.2.2で述べたとおり、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、およびNewmark- β 法に基づく時刻歴船体弾性振動応答解析手法を開発し、弾性振動応答が船体構造強度に与える影響について種々の検討を重ねてきた[53][54][55][56]。本研究ではこの解析手法を活用し、限定した解析条件にて θ と出会いゼロクロス周期の相関関係を求め、第3章で提案した相関式の定数項A、Bを求める。ここで提案する手法は数ケースの数値シミュレーションにて θ と海象の相関関係を求め、

十分な精度を確保しつつ計算時間の短縮を図ることであり、新しい手法である。次節にて解析結果から簡易式を導き、 θ の影響を考慮する方法を具体的に述べる。

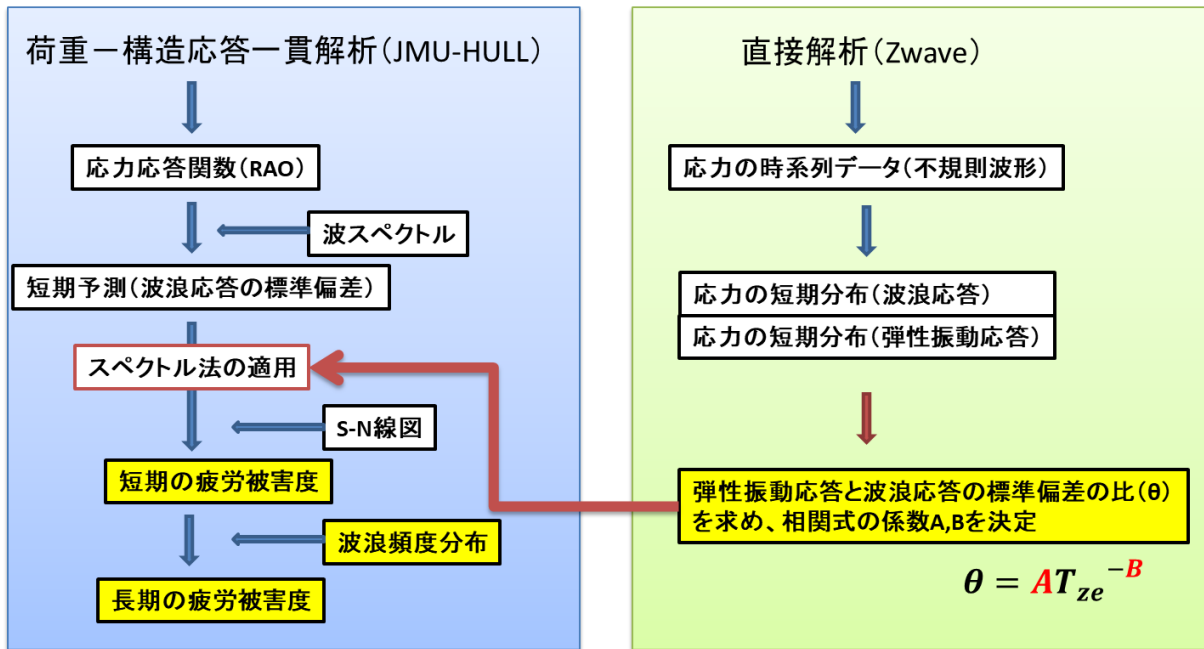


Fig. 4-1 Fatigue assessment flow

4. 1. 1 θ の算出および相関式の定式化

本節ではZWAVEを用いて非定常・非線形時刻歴船体運動計算を実施し、2章に示した手順にて θ を算出し、出会い波周期と θ の関係式を導く。対象船は8600 TEUコンテナ運搬船とし、応力評価箇所はDMPとした。ZWAVEに用いたモデルをFig. 4-2、弾性応答解析に用いた全船FEMモデルをFig. 4-3に示す。ZWAVEに用いたモデルのメッシュサイズは凡そ10mとし、FEMモデルのメッシュサイズはおおよそ3mとした。計算は1時間の時系列データを得た時点で終了させた。3章で考察したようにHB、WPの弾性振動応答の影響が小さいことと、 $\theta(\sigma_{VB})$ は $\theta(\sigma_{DMP})$ と同等の結果を得られることから、波向きは向波に限定した。有義波高は5m、平均波周期は8秒、10秒、12秒、14秒、16秒の5ケース、船速は10kt、20ktの2ケースとした。解析手法の詳細はAPPENDIX-Bを参照いただきたい。

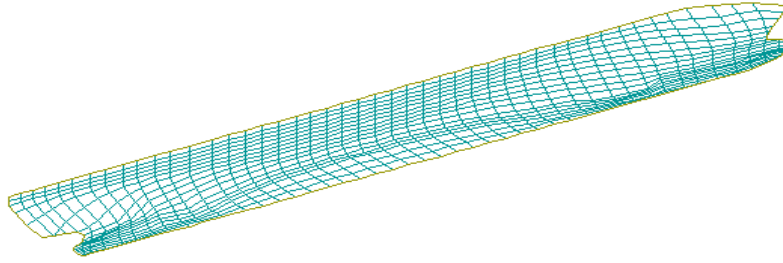


Fig. 4-2 Simulation model for Rankin source method (ZWAVE).

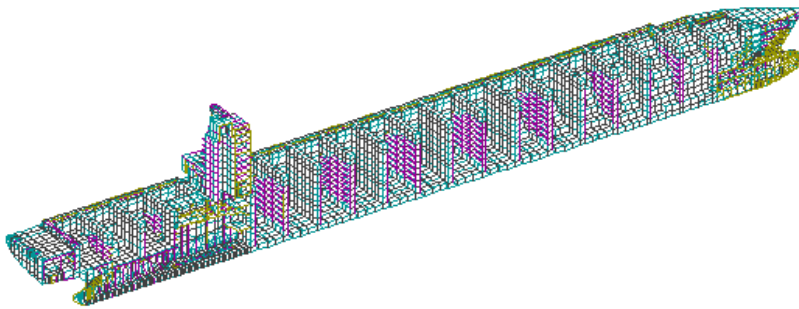


Fig. 4-3 Whole ship FEM model.

シミュレーション結果を Fig. 4-4 に示す. この図では横軸を 1 時間あたりの出会いゼロクロス周期 T_{ze} , 縦軸を θ として縦軸-横軸を対数表示としている. 出会い波周期が長くなるほど θ が小さくなる傾向が観察できる. 実船計測結果も Fig. 4-4 に併せて示す. なお, 実船計測は相対波向きに関わらず, すべてのデータを図示している. 実船計測結果と解析結果を比較すると, 両者ともに出会い波周期が長くなるほど θ が小さくなる傾向にあり, 概ね一致している. また, 実船計測では相対波向きを考慮せずに整理したにも関わらず, 向波条件に限定して実施した解析結果と定性的・定量的に概ね一致している. このことから, 向波条件に限定して弾性振動影響 θ と海象の相関関係を求めることが可能であることが示唆される. この結果より, 相対波向きに関わらず定式化できると仮定し, θ と運航中の船舶が遭遇する出会いゼロクロス周期 T_{ze} との相関関係を表す式(8)を導いた.

$$\theta = AT_{ze}^{-B} \quad (8)$$

ここで, ZWAVE で計算した結果 (図中の▲点) を用いてカーブフィッティングを行い, 上式の定数項を求めると $A=7.44$, $B=1.31$ となった. この関数で求まる曲線を Fig. 4-4 に併せて示す. 赤線が解析結果, 黒鎖線が実船計測結果の曲線である. 以上により, 解析結果

は出会いゼロクロス周期が長いほど大きい値を示すものの、限定した解析ケースにて式(8)を導くことができ、少ない計算ケースにて弾性振動応答の影響を考慮できるようになった。

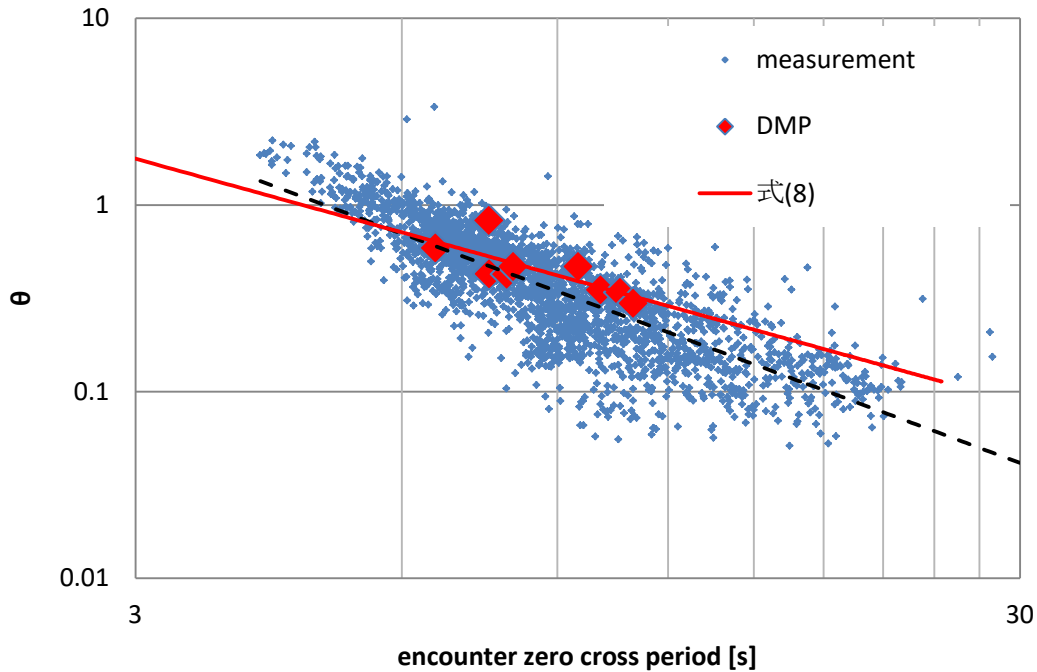


Fig. 4-4 Relationship between θ and encounter zero cross period.

4. 1. 2 $\lambda_{0,L}$ の算出

応力の標準偏差を算出するにあたって、船体中央部アッパーデッキ左舷(DMP)の応力応答関数は荷重-構造応答一貫解析システム[20]と遭遇海象(Forecastによって得られる有義波高と平均波周期)により計算した。構造 FEM 解析には Fig.11 の全船モデルを両舷モデルに拡張したものをを用いた。応答関数から短期海象中の応力の標準偏差や超過確率を求める手法は参考文献[57]に倣った。このシステムにより、平均波周期および相対波向き毎に単位有義波高あたりの標準偏差が計算できる。その結果の一例を Fig. 4-5 に示す。なお、船速は 15kt とした。Fig. 4-5 に示すテーブルと本船が遭遇した海象（有義波高と平均波周期）より 1 時間の短期海象毎に船体中央部アッパーデッキ左舷(DMP)の応力の標準偏差を計算

した。その結果と実船計測結果の比較を Fig. 4-8 から Fig. 4-12 に示す。全体的に解析結果の方が高めの傾向にある。

解析精度を検証するため、Fig. 4-13 に示す通り船体中央部アップーデッキ左舷(DMP)における超過確率を求めた。この結果、本システムで得られる結果は実船計測結果よりも約 1.3 倍大きいものの、船体構造応答を概ね推定可能であるといえる。誤差要因としては、実際の積付け、喫水を再現できておらず、実際と重量分布が多少異なること、船速を固定していること、出会い波は ALL-Headings としていること、海象予報値(Forecast データ)の精度や、実船の短期応答がレイリー分布と外れ、解析で用いた波スペクトル形状や波の方向分布と一致しなくなったこと等が挙げられる。また、計算手法による影響も大きい。武田ら[58][59]によれば荷重計算をストリップ法とパネル法のそれぞれで実施した結果、応力の長期予測にて 6%の差があったと報告している。また Li ら[60]も同様の結果を報告している。第 5 章にて実施する提案手法の大型コンテナ船に対する適合性検証においては、解析結果に修正係数を乗じた応力分布を用いることとする。修正係数は実船計測結果と解析結果との差が最小になるよう最小二乗法を用いて求めた。そのときの長期予測値を Fig. 4-13 に併せて示した。なお、ここで用いた修正係数は数値計算方法、および個船毎の FEM モデル化の精緻度に依存する。

T [sec]	相対波向き																																
	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345									
3.5	0.12	0.15	0.20	0.22	0.26	0.25	0.27	0.23	0.22	0.16	0.14	0.12	0.11	0.16	0.19	0.25	0.26	0.31	0.28	0.30	0.24	0.22	0.15	0.13									
4.5	0.30	0.31	0.37	0.52	0.45	0.41	0.46	0.40	0.40	0.34	0.32	0.32	0.33	0.39	0.41	0.51	0.50	0.58	0.53	0.57	0.48	0.48	0.37	0.36									
5.5	0.51	0.52	0.59	0.59	0.69	0.65	0.71	0.63	0.63	0.56	0.52	0.53	0.55	0.65	0.67	0.80	0.79	0.91	0.83	0.89	0.76	0.76	0.61	0.59									
6.5	0.93	0.91	0.93	0.93	0.99	0.96	0.99	0.95	0.94	0.92	0.91	0.96	1.00	1.08	1.11	1.20	1.17	1.26	1.17	1.24	1.11	1.14	1.02	1.01									
7.5	1.43	1.39	1.36	1.31	1.28	1.24	1.23	1.23	1.25	1.31	1.36	1.44	1.50	1.56	1.55	1.57	1.50	1.52	1.44	1.50	1.44	1.51	1.47	1.48									
8.5	1.84	1.79	1.70	1.60	1.50	1.42	1.38	1.41	1.47	1.59	1.70	1.81	1.88	1.91	1.87	1.81	1.70	1.66	1.57	1.64	1.66	1.78	1.82	1.87									
9.5	2.08	2.02	1.90	1.75	1.60	1.48	1.42	1.47	1.57	1.73	1.88	2.02	2.09	2.09	2.03	1.92	1.76	1.68	1.60	1.68	1.75	1.92	2.01	2.09									
10.5	2.17	2.10	1.97	1.79	1.61	1.46	1.39	1.45	1.58	1.76	1.93	2.08	2.15	2.14	2.05	1.92	1.74	1.63	1.55	1.64	1.75	1.94	2.07	2.16									
11.5	2.15	2.08	1.95	1.76	1.56	1.40	1.32	1.38	1.52	1.72	1.90	2.04	2.11	2.09	2.00	1.85	1.66	1.53	1.45	1.55	1.68	1.89	2.04	2.14									
12.5	2.07	2.00	1.87	1.68	1.47	1.31	1.23	1.29	1.43	1.63	1.81	1.95	2.01	1.99	1.89	1.74	1.55	1.41	1.35	1.44	1.59	1.79	1.95	2.05									
13.5	1.95	1.89	1.76	1.57	1.37	1.21	1.13	1.19	1.33	1.53	1.70	1.83	1.89	1.86	1.77	1.61	1.43	1.30	1.23	1.32	1.47	1.67	1.83	1.93									
14.5	1.82	1.76	1.64	1.46	1.27	1.11	1.03	1.09	1.23	1.41	1.58	1.70	1.75	1.73	1.63	1.49	1.31	1.18	1.12	1.21	1.36	1.55	1.70	1.80									
15.5	1.69	1.63	1.52	1.35	1.17	1.01	0.94	1.00	1.13	1.30	1.46	1.57	1.62	1.59	1.50	1.36	1.20	1.07	1.02	1.11	1.25	1.43	1.57	1.67									
16.5	1.56	1.51	1.40	1.24	1.07	0.93	0.86	0.91	1.03	1.20	1.34	1.44	1.49	1.46	1.38	1.25	1.09	0.98	0.93	1.01	1.14	1.31	1.45	1.54									
17.5	1.43	1.39	1.29	1.14	0.98	0.85	0.78	0.83	0.95	1.10	1.23	1.33	1.37	1.34	1.26	1.14	1.00	0.89	0.85	0.92	1.05	1.21	1.33	1.42									
18.5	1.32	1.28	1.18	1.05	0.90	0.78	0.72	0.76	0.87	1.01	1.13	1.22	1.25	1.23	1.16	1.05	0.91	0.81	0.77	0.84	0.96	1.11	1.23	1.30									

Fig. 4-5 DMP 位置における単位有義波高当たりの標準偏差

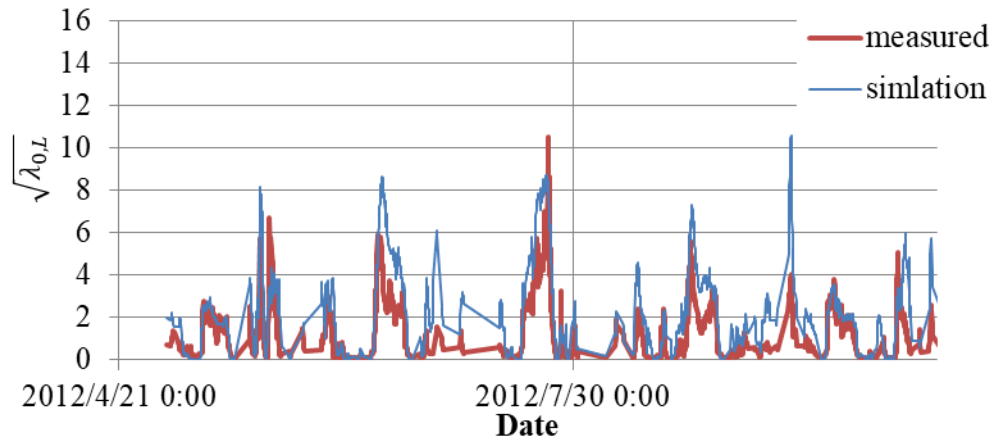


Fig. 4-6 Comparison of the 2012/04-2012/10 time history of standard deviation concerning LF stress ($\sqrt{\lambda_{0,L}}$) between simulation and measurement.

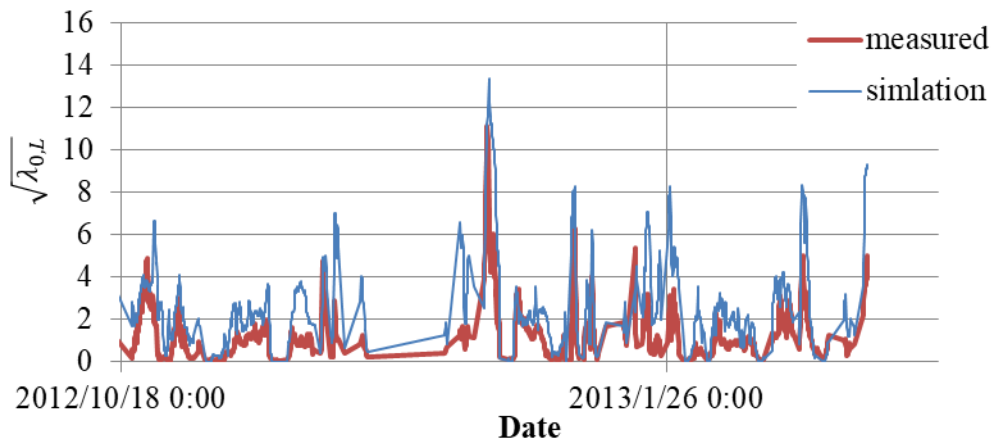


Fig. 4-7 Comparison of the 2012/10-2013/03 time history of standard deviation concerning LF stress ($\sqrt{\lambda_{0,L}}$) between simulation and measurement.

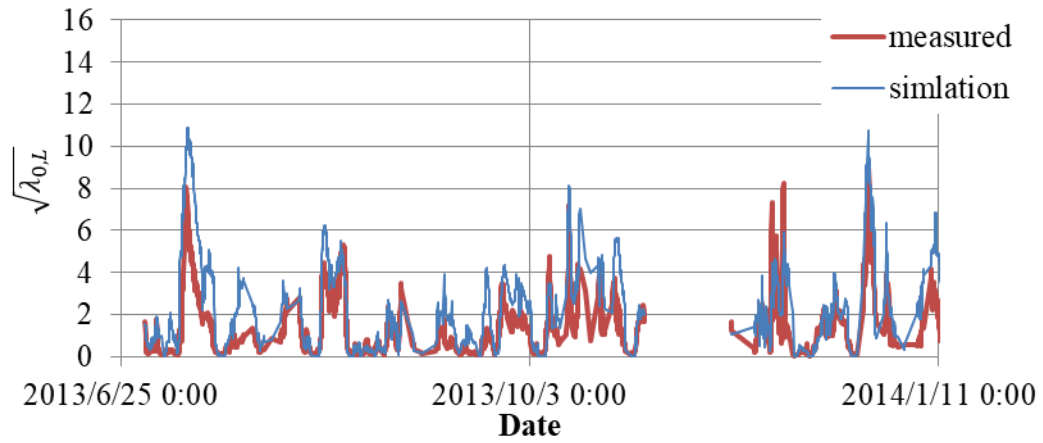


Fig. 4-8 Comparison of the 2013/06-2014/01 time history of standard deviation concerning LF stress ($\sqrt{\lambda_{0,L}}$) between simulation and measurement.

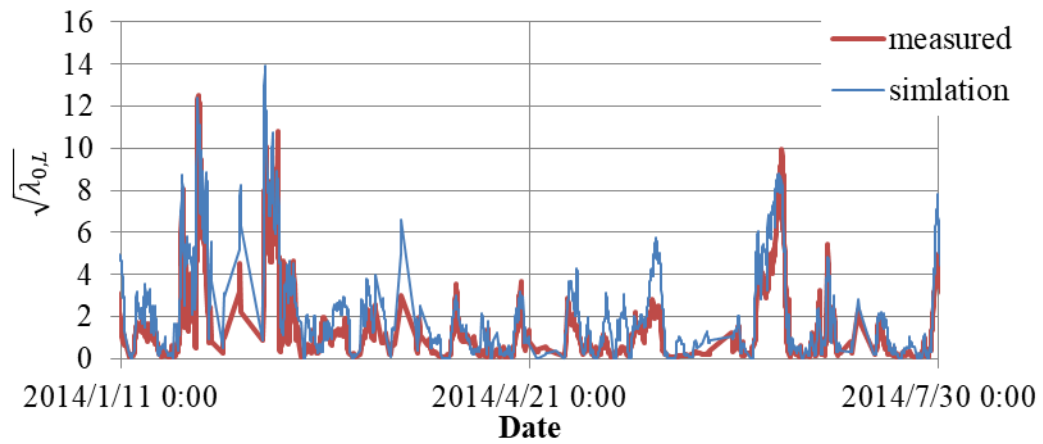


Fig. 4-9 Comparison of the 2014/01-2014/07 time history of standard deviation concerning LF stress ($\sqrt{\lambda_{0,L}}$) between simulation and measurement.

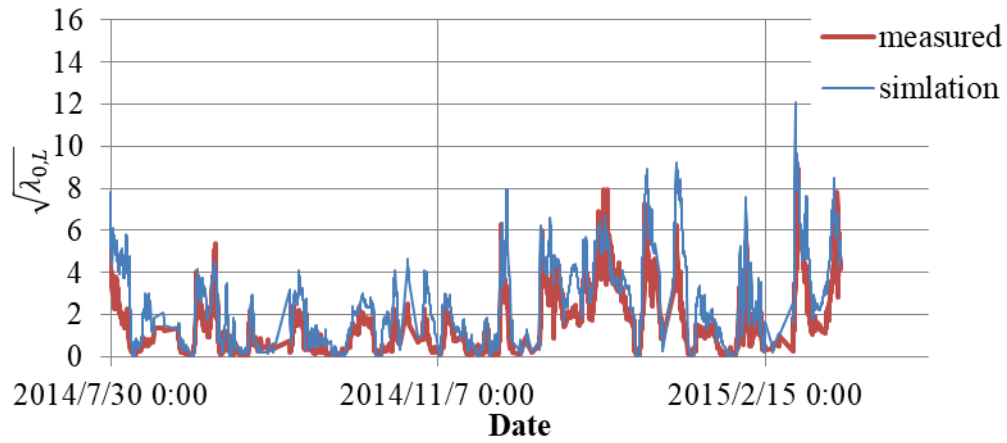


Fig. 4-10 Comparison of the 2014/07-2015/02 time history of standard deviation concerning *LF* stress ($\sqrt{\lambda_{0,L}}$) between simulation and measurement.

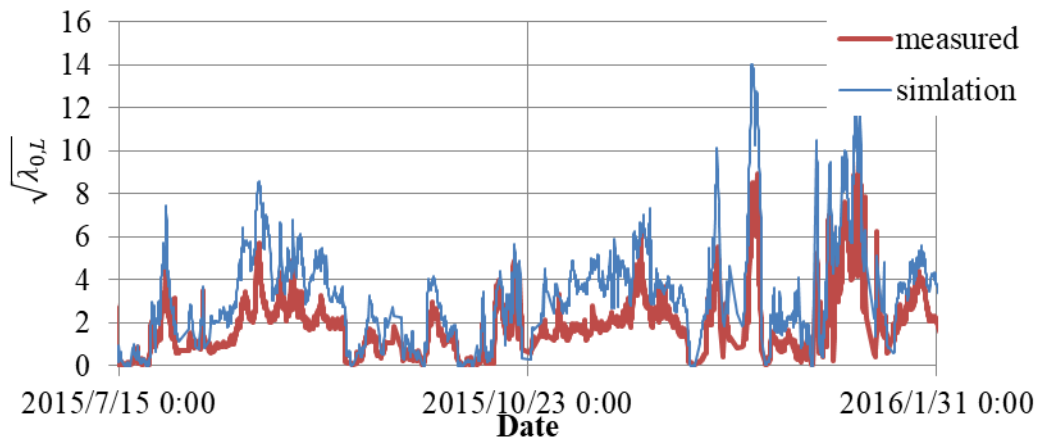


Fig. 4-11 Comparison of the 2015/07-2016/01 time history of standard deviation concerning *LF* stress ($\sqrt{\lambda_{0,L}}$) between simulation and measurement.

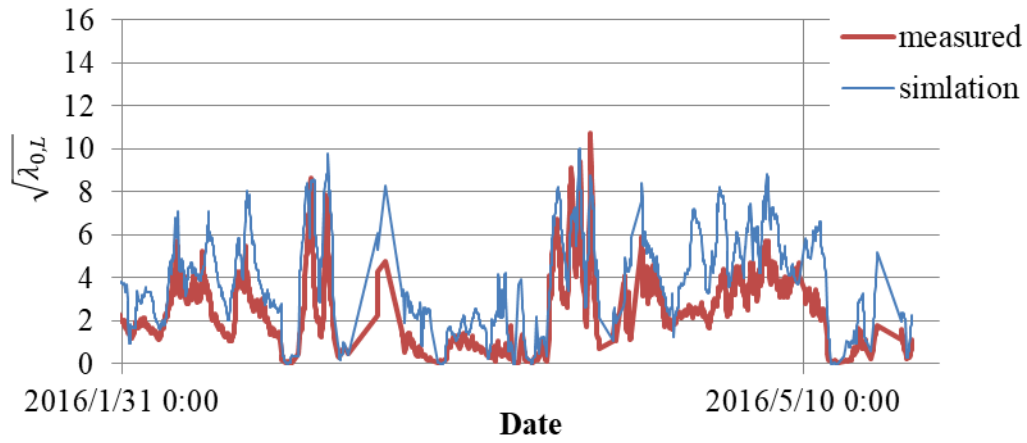


Fig. 4-12 Comparison of the 2016/01-2016/05 time history of standard deviation concerning *LF* stress ($\sqrt{\lambda_{0,L}}$) between simulation and measurement.

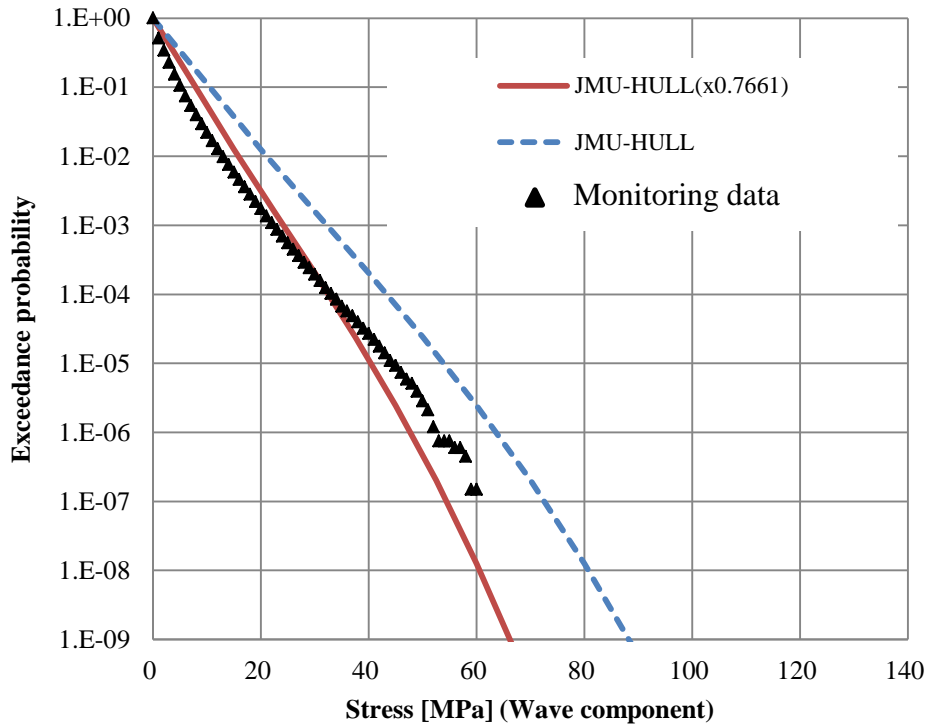


Fig. 4-13 Comparison of exceedance probability between measured data and stress obtained from JMU-HULL.

4. 2 簡易推定手法の計算手順

本節では、4.1.1と4.1.2の結果から弾性振動応答を考慮した疲労被害度を計算する手順を示す。

1. 4.1.1の結果より、各構造評価箇所での係数 A 、 B を決定する。
2. 4.1.2に示すとおり、遭遇海象毎に各構造評価箇所の応力標準偏差 ($\sqrt{\lambda_{0,L}}$) を求める。そのときの遭遇海象（有義波高と平均波周期）データも保存しておく。
3. 船体モニタリングによって得られる船の針路と波浪の相対波向き χ および船速 V [m/s] と 2.の遭遇海象（平均波周期と波向き）から式(9)を元に出会い波周期 $T_{ze}(=2\pi/\omega_e)$ を求める。ここで、 $K = \omega^2/g$ である。

$$\omega_e = \omega - KV \cos \chi \quad (9)$$

4. 式(8)と1.と3.で算出した A, B, T_{ze} より θ を求める。
5. 2.と4.で算出した応力の標準偏差と θ を式(7)に適用して疲労被害度を求める。
6. 1.から5.を遭遇海象毎、構造評価箇所毎に計算する。

4. 3 4 章のまとめ

本章では弾性振動応答を考慮した疲労強度評価のために、波浪応答の応力評価が可能なシステムと弾性振動応答の応力評価が可能なシステムを組み合わせ、新しい「弾性振動応答を考慮した簡易的な疲労強度推定手法」を提案した。

数値シミュレーションに基づいて、出会いゼロクロス周期と弾性振動応答と波浪応答の標準偏差の比(θ)の相関関係を計算する方法、応力の標準偏差を計算する方法、および弾性振動応答を考慮した疲労被害度を計算する手順を示し、以下の結論を得た。

1. APPENDIX-B にて非定常・時刻歴応答解析手法の精度検証した結果を示し、規則波中においては既存手法であるストリップ法の運動計算結果と概ねよい一致を示した。さらに不規則波中の弾性応答計算結果も実船計測値と概ね一致することが確認できた。また、出会いゼロクロス周期と弾性振動応答と波浪応答の標準偏差の比(θ)の相関関係を数値シミュレーションで実用的な精度で求めることが可能であることを示した。
2. 応力の標準偏差を算出するにあたって、荷重-構造応答一貫解析システムを用いる方法を示した。解析精度を検証した結果、本システムで得られる結果は実船計測結果よりも約 1.3 倍大きいものの、船体構造応答を概ね推定可能であるといえる。誤差要因としては、実際の積付け、喫水を再現できておらず、実際と重量分布が多少異なること、船速を固定していること、出会い波は ALL-Headings としていること、海象予報値(Forecast データ)の精度や、実船の短期応答がレイリー分布と外れ、解析で用いた波スペクトル形状や波の方向分布と一致しなくなったこと等が挙げられる。また、計算手法による影響も大きいことを考察した。つまり、ここで用いる修正係数は数値計算方法、および個船毎の FEM モデル化の精緻度に依存する。

以上の検討結果より、従来は 1.2.2.1 の解析手法と 1.2.2.2 の解析手法は単独で用いられていたが、本提案を用いることで、従来システムをベースとして効率的かつ高精度に弾性振動応答を考慮でき、かつ計算時間の短縮が可能となる評価手法を構築した。

第5章 弾性振動応答を考慮した疲労強度の簡易推定手法の適用範囲の検証

5. 1 緒言

第4章にて新しい「弾性振動応答を考慮した簡易的な疲労強度推定手法」を提案した。本章では提案した簡易推定手法の精度検証と適用範囲を明確にするため、大型コンテナ船の船体各部にて検証を実施する。

5. 2 評価対象部

第2章にて示した下記の5か所にて、標記簡易推定手法を適用する。また、同一箇所の実船計測データを用いて、適用可能性を考察する。

- 船体後部（居住区前） : L-1
- 船体後部（居住区後） : L-2
- 船体後部アッパーデッキ左舷 : DAP
- 船体中央部アッパーデッキ左舷 : DMP
- 船体前部アッパーデッキ左舷 : DFP

5. 3 検証結果

5. 3. 1 疲労被害度

まず、Zwaveを用いて各評価対象部の弾性振動応答と波浪応答の標準偏差の比(θ)を求めた。解析モデルや解析条件は第4章のとおりである。Fig. 5-1に出会いゼロクロス周期と θ の関係を図示した。各評価位置で得られた結果をそれぞれ最小二乗法で近似し、第4章で提案した式(8)に当て嵌めた。また全点で近似した曲線も黒実線で併せて示す。また2章で示した実船計測結果との比較を Fig. 5-2 から Fig. 5-6 に示す。実船計測の散布図から求めた近似曲線を鎖線で示している。これらの図を観察すると、解析によって得られた θ は評価対象部5点ともに実船計測結果よりも大きくなる傾向であった。さらに船尾側(DAP, L-1, L-2)に行くほど θ が大きくなる傾向が観察され、その傾向は解析結果の方が実船計測結果よりも大きい。

つぎに、この結果と JMU-HULL にて求めた各海象における標準偏差の結果と組み合わせ、弾性振動応答を考慮した累積疲労被害度を求めた。その結果を Fig. 5-7 に示す。各点で近似した結果と全点で近似した結果も併せて示している。この図より、各点で近似した場合と全点で近似した場合の誤差は L-2 と L-1 で 200%、その他は最大で +32% ~ -23% であった。船尾側で大きくなった要因として、解析条件の喫水と実船での喫水の差異が挙げられる。実船計測期間中の喫水は概ね 13m 以下であった。一方、解析では喫水を 14m と設定していたため、船尾オーバーハング部が水面と衝突する頻度が実船よりも多くなり、弾性振動応答が大きくなったと考えられる。船首尾での衝撃荷重の頻度については 5.3.3 項で考察する。各点で近似式を生成することが望ましいが、喫水の影響を考慮して調査する必要がある。本船においては、実用上においては全点で近似式を生成することも可能であると考えられる。

つぎに、本提案手法により求めた疲労被害度と実船計測結果を比較して、その適用性について考察する。Fig. 5-8 に波浪応答の比較結果を、Fig. 5-9 に弾性振動応答を考慮した累積疲労被害度の比較結果を示す。Fig. 5-9 には弾性振動応答を考慮した累積疲労被害度と波浪応答の累積疲労被害度の比を併せて示す。波浪応答に関しては、L-1 を除くと、簡易推定手法と実船計測結果を比較すると概ね一致している。なお、L-1 で乖離が起きた要因については 5.3.2 項にて考察する。

以上の検討結果により弾性振動応答を考慮した累積疲労被害度に関し、簡易推定手法は概ね実船計測結果と一致することが確認された。

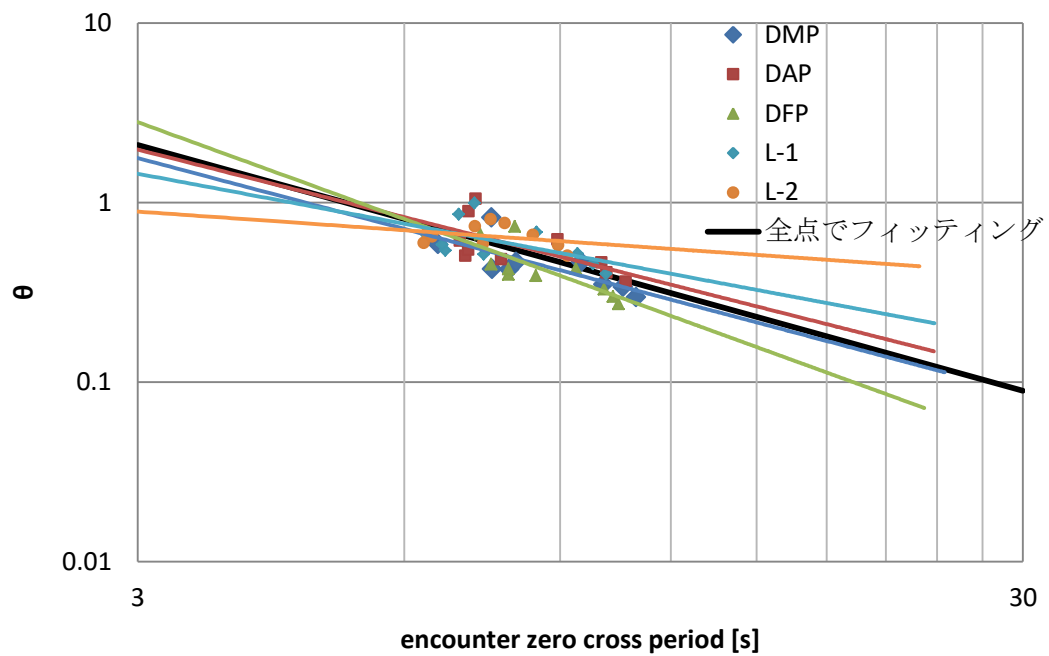


Fig. 5-1 シミュレーション結果

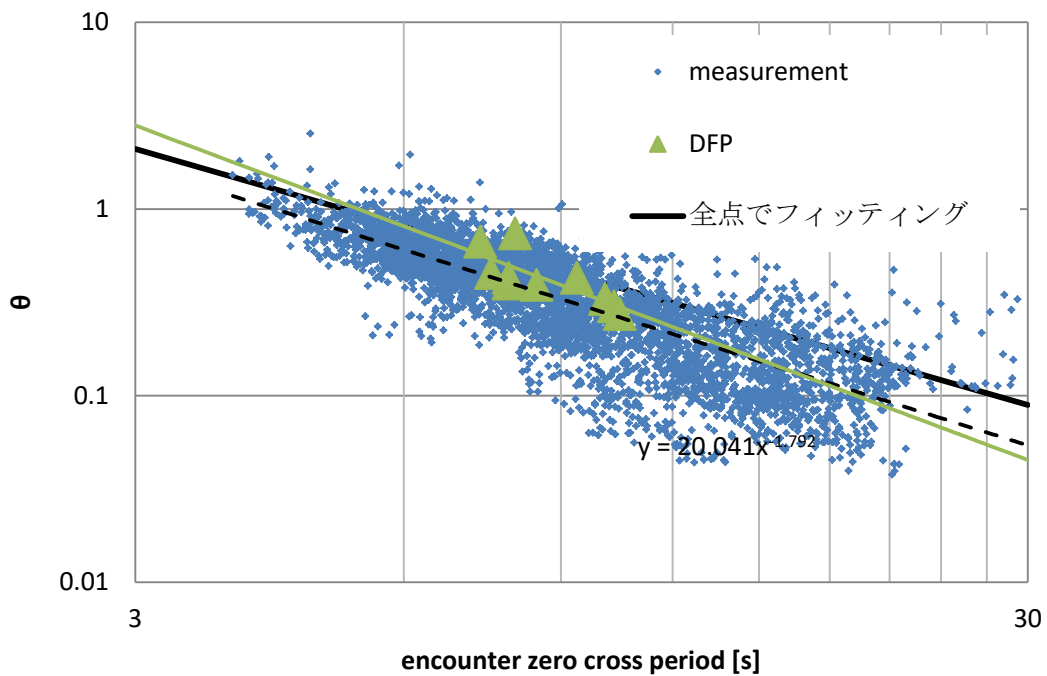


Fig. 5-2 Comparison between results of simulation and measurement concerning θ (DFP)

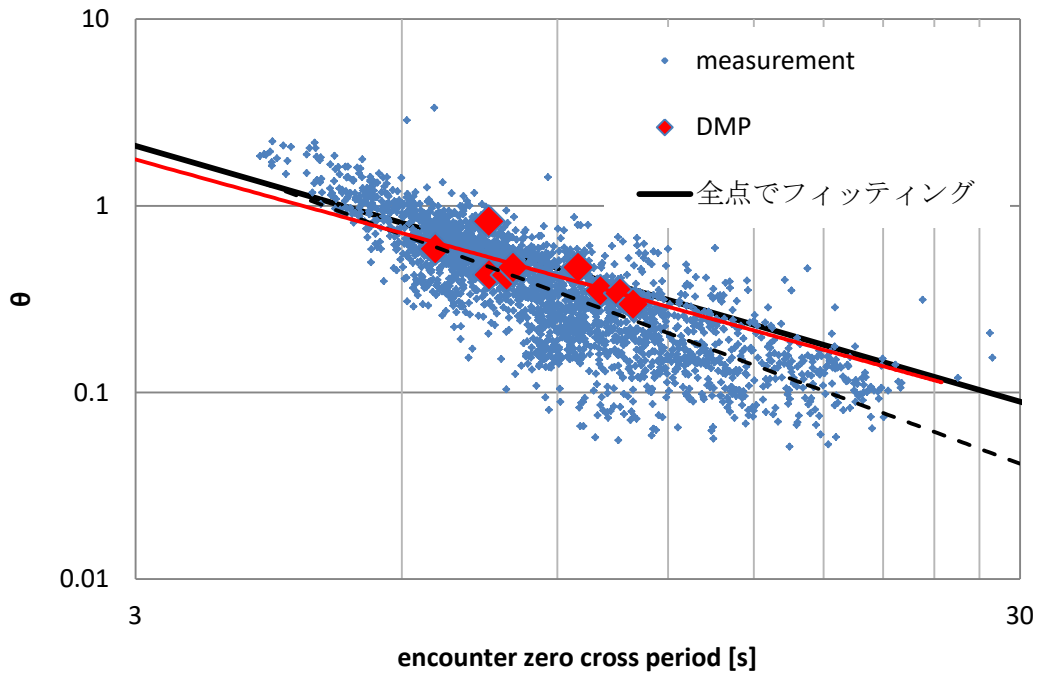


Fig. 5-3 Comparison between results of simulation and measurement concerning θ (DMP)

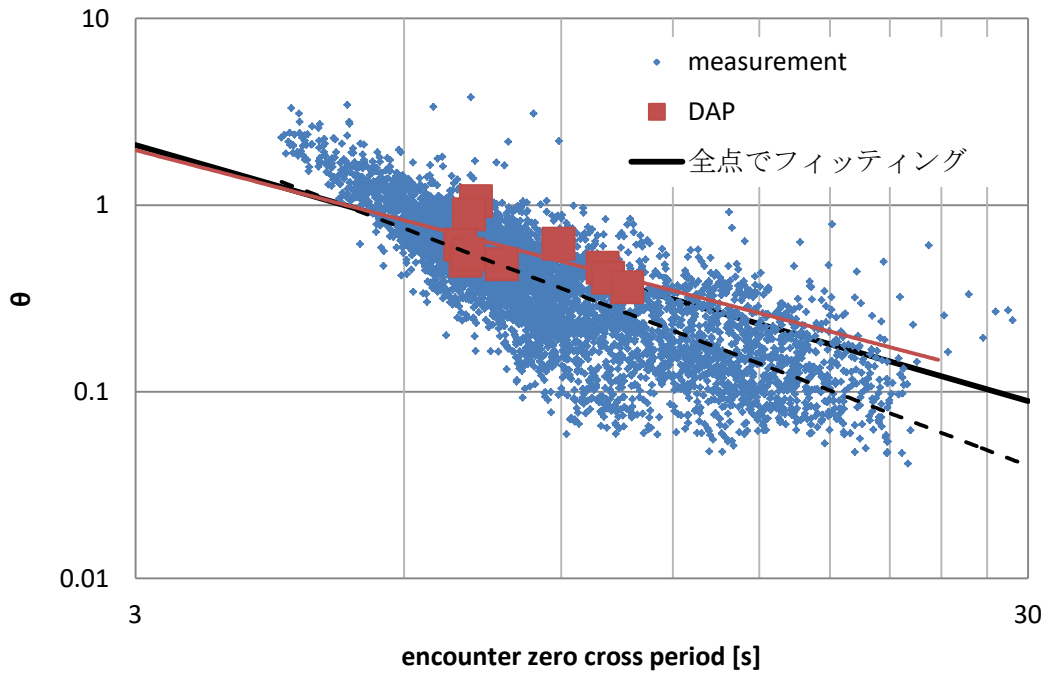


Fig. 5-4 Comparison between results of simulation and measurement concerning θ (DAP)

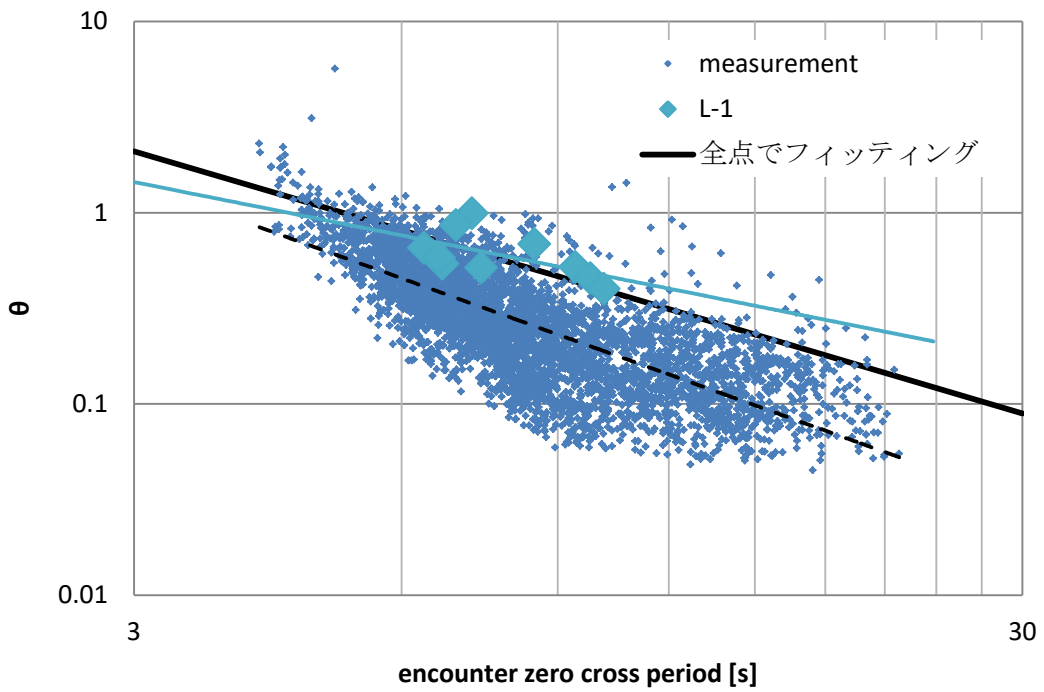


Fig. 5-5 Comparison between results of simulation and measurement concerning θ (L-1)

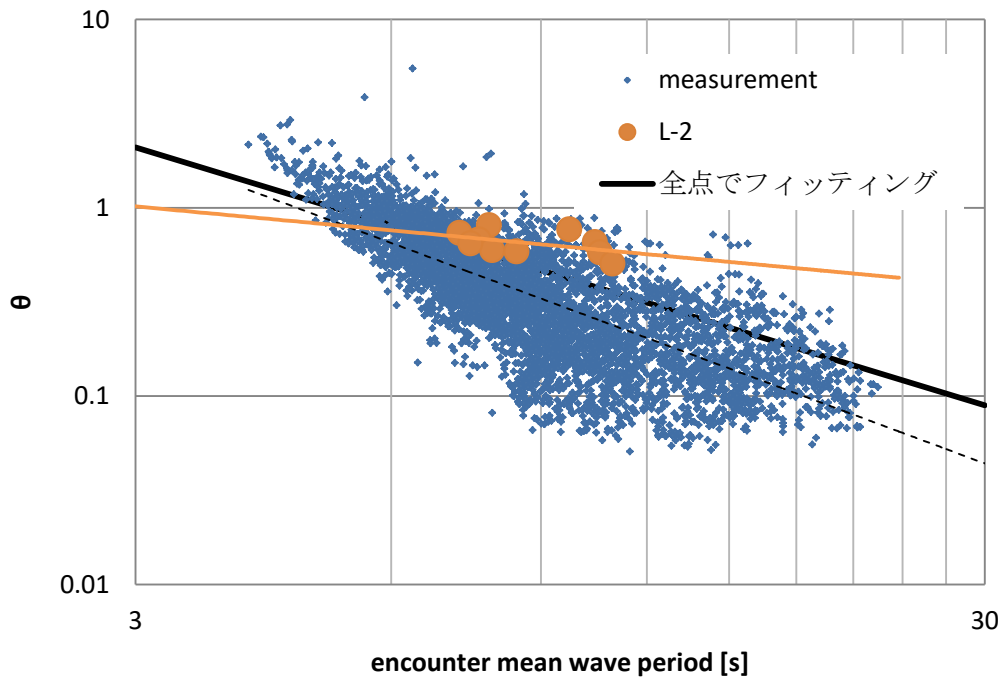


Fig. 5-6 Comparison between results of simulation and measurement concerning θ (L-2)

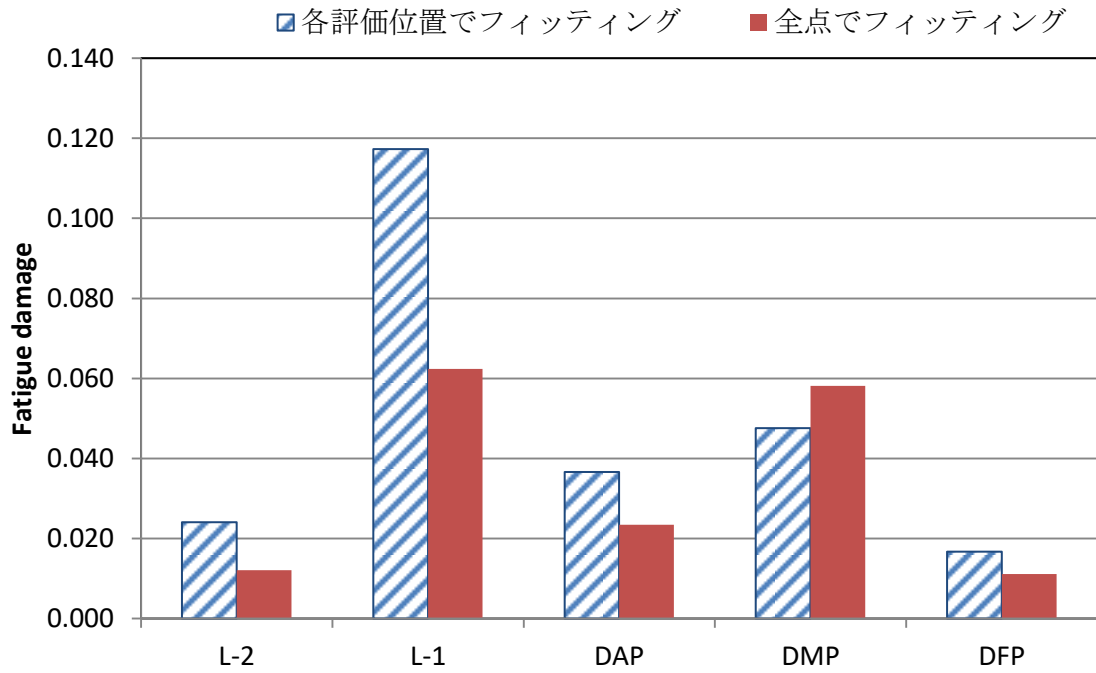


Fig. 5-7 Simulation result of Fatigue damage

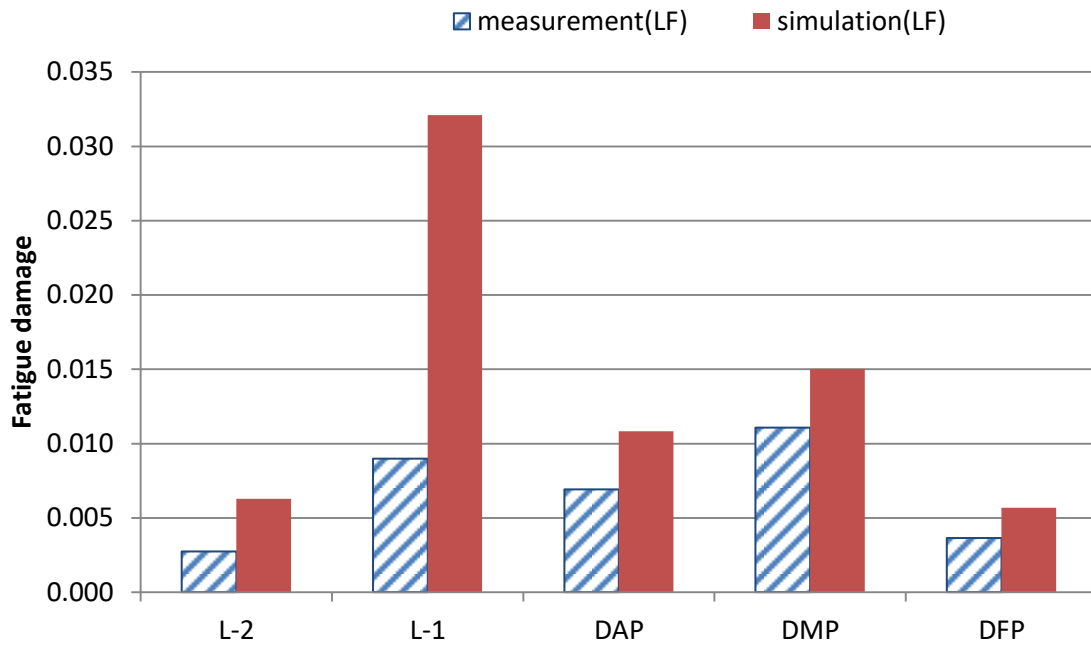


Fig. 5-8 解析と実船計測結果の比較 (LF)

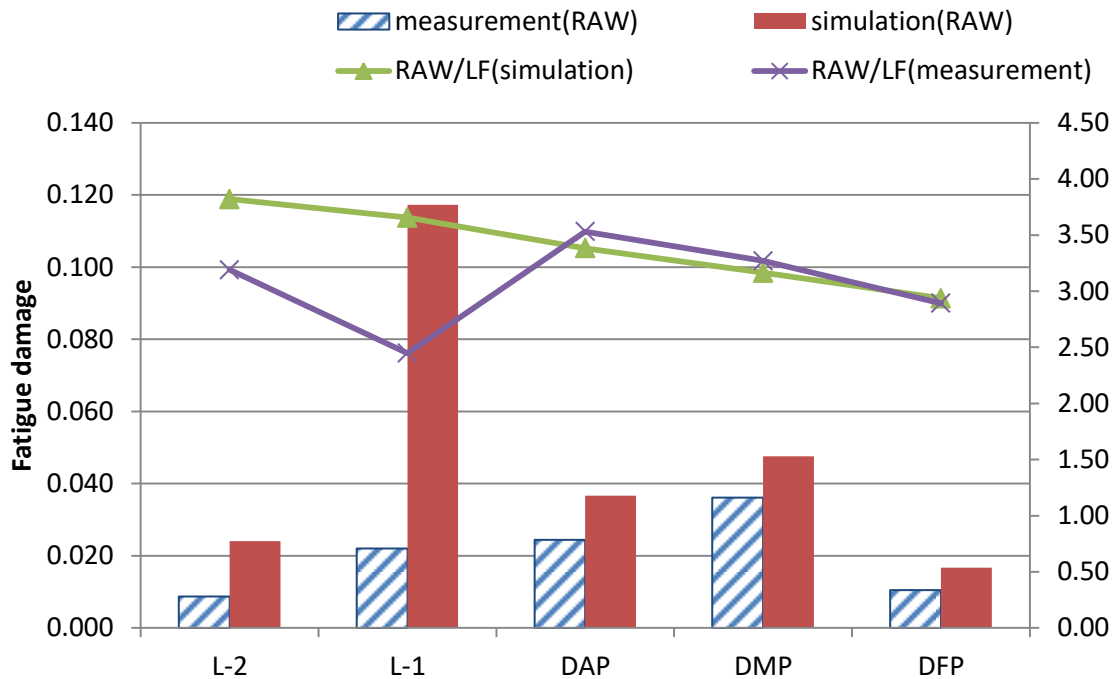


Fig. 5-9 解析と実船計測結果の比較 (RAW)

5. 3. 2 居住区前に配置したセンサー(L-1)の誤差要因の検討

前項のとおり，船尾側である居住区前側（L-1）に設置したセンサーから得た疲労被害度は実船計測値よりもシミュレーション結果の方が弾性振動応答の影響が大きくなったことに関し，考察する．

まず，使用した FEM モデルと図面の差を調査するため，L-1，L-2 付近の構造イメージ図を Fig. 5-10 に示し，使用した FEM モデル図を Fig. 5-11 に示す．Fig. 5-10 の黒線が実構造の部材配置となる．L-1 付近では赤点線で示した部分では高応力が発生しやすいためコーナー部を設けて応力集中を緩和している．一方，FEM モデルでは赤点線の形状にてモデル化を行っていた．そのため，応力緩和されていないことが主要因と考えられる．

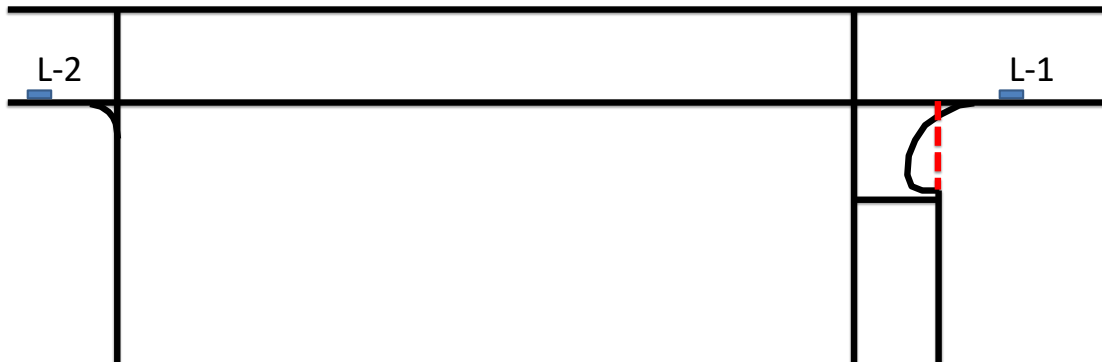


Fig. 5-10 L-1, L-2 付近の構造イメージ図（上面図）

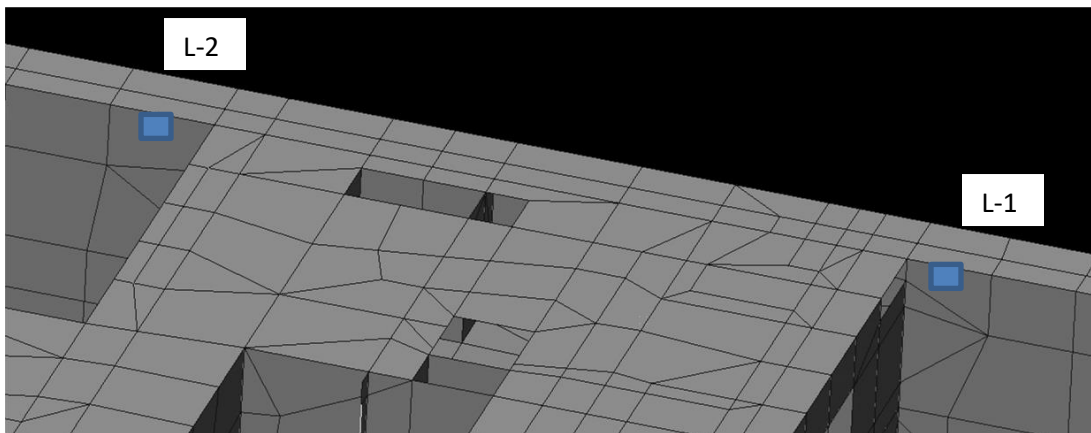


Fig. 5-11 L-1, L-2 付近の解析モデル図

ここで JMU-HULL にて長期予測した結果を Fig. 5-12 に示す。出会い波向きは ALL-Heading とした。各応力値は 10^4 レベルとした。JMU-HULL(FEM) では L-1 ($x=87\text{m}$) で値が大きくなり、応力集中が観察できる。応力集中が起きた要因として、Fig. 5-10 に示したとおりコーナー部を精緻にモデル化していないこと、FEM では船側外板に作用する水圧変動荷重も負荷しており、その荷重による船側外板と L. Bulkhead の局部的なたわみ変形が生じたと考えられる。一方、振動モードでは 2 節の節振動のみを抽出したので船体長手方向の応力は大きくなるが、局部的なたわみ変形やねじりによる応力や応力集中部での応力上昇がみられないためである。

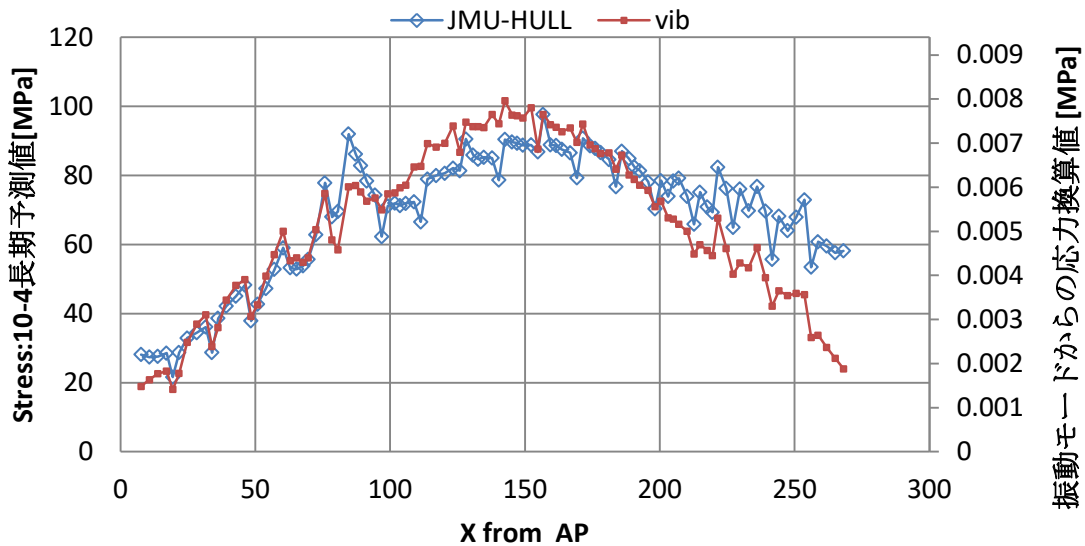


Fig. 5-12 波浪応答と振動応答の船長方向応力分布の比較

実際にどの程度の応力差があるのかを確認するため、実船計測データにてスペクトル解析を実施した。実船計測データにてスペクトル解析するにあたり、比較する海象は以下の2つとした。

Table 5-1 抽出した海象

Date Time	Wave direction [degree]	Wave period [s]	Significant wave height [m]	
2014/01/29 23:00	210.20	13.18	5.15	Head sea
2016/01/10 19:00	60.81	9.52	5.63	Aft oblique sea

1つめの海象は向波である。その時のスペクトルの周波数成分を Fig. 5-13, Fig. 5-14 に示す。これらの図を観察すると、出会い波の周波数成分として 0.078Hz (T=12.8s) となり、弾性振動応答の周波数成分は 0.518Hz (T=1.9s) であった。これらの図から先ほどの振動数におけるスペクトルパワー値を読み取り、平方根をとって応力値に変換した。その結果を Fig. 5-17 に示す。この図の観察結果から波浪応答、弾性振動応答ともに L-1, L-2 及び DAP の値はほぼ同程度である。2つめの海象は斜追波である。その時のスペクトルの周波数成分を Fig. 5-15, Fig. 5-16 に示す。これらの図を観察すると、出会い波の周波数成分

として 0.068Hz (T=14.7s) と 0.137Hz (T=7.3s) となり，弾性振動応答の周波数成分は 0.547Hz (T=1.8s) であった．1 つめの海象と同様にスペクトルパワー値を応力値に変換した結果を Fig. 5-18 に示す．この図の観察結果から波浪応答は L-2 が船体中央部の値と比較して大きくなり，弾性振動応答は L-と船体中央部の値はほぼ同程度である．よって，相対的に船尾側での弾性振動応答の影響が小さくなっている．

以上の結果から，2 つの代表的な海象にて船尾側で弾性振動応答の影響を考察したが，L-1 にて顕著な高応力は観察できず，ハッチコーナー部にて応力緩和がなされていたと考えられる．したがって，本論で使用した FEM モデルでの検討結果では評価対象部 (L-1) においては実船計測結果と比較した定量的な評価は困難である．そのため，定性的な考察に留めておくこととする．

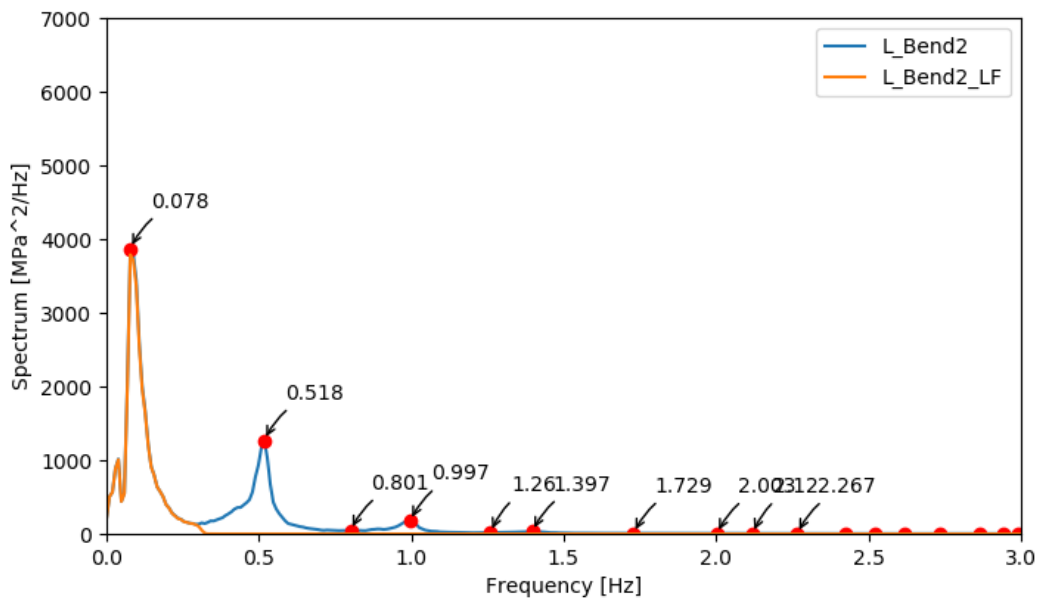
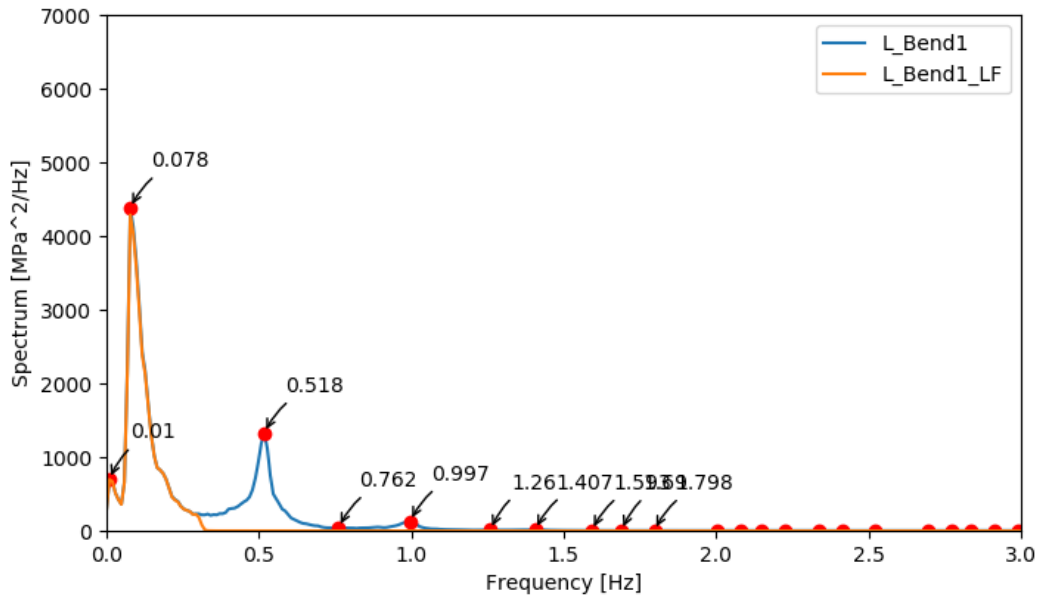


Fig. 5-13 評価位置 (L-1, L-2) でのパワースペクトラム (2014/01/29 23:00 の海象)

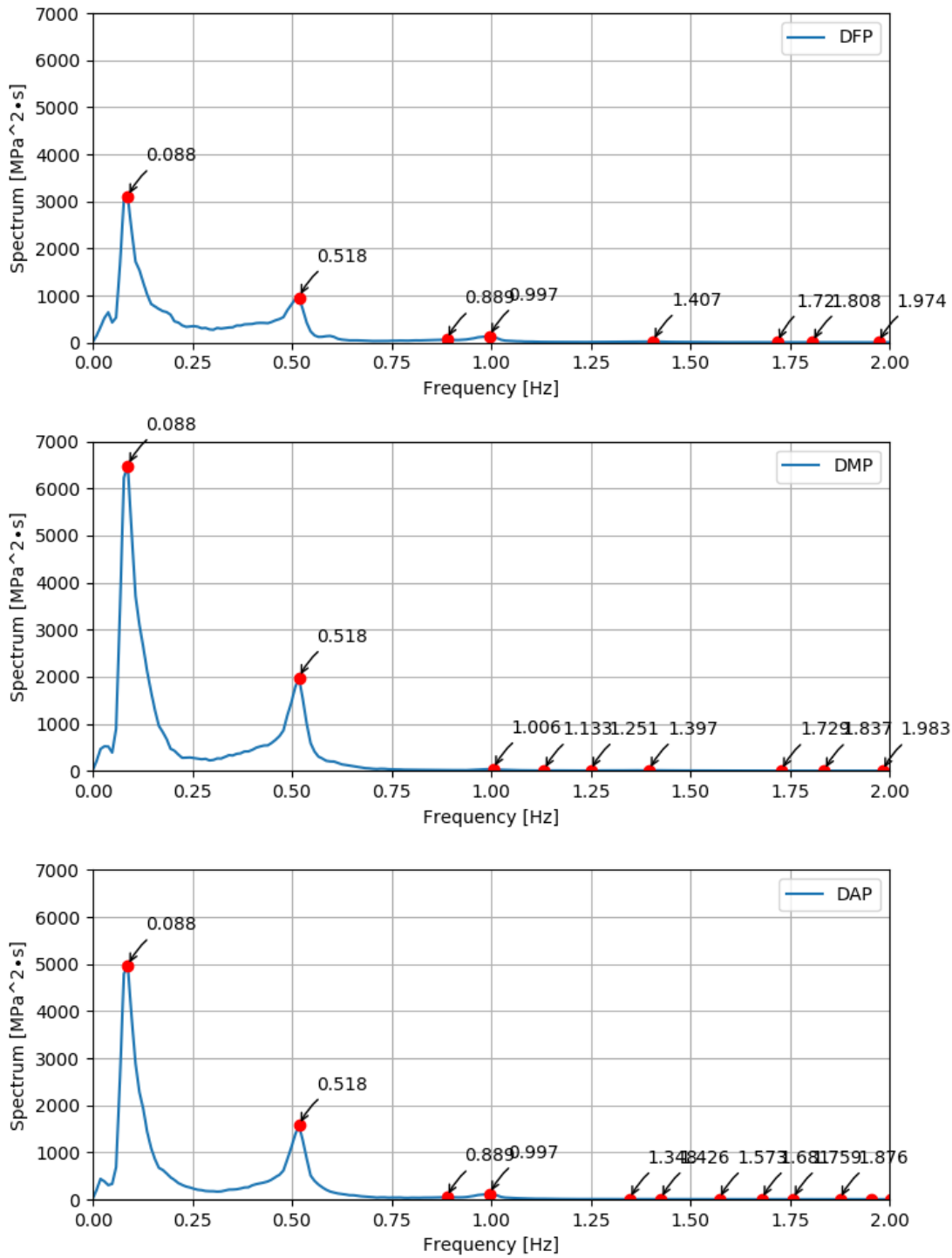


Fig. 5-14 評価位置 (DFP,DMP,DAP) でのパワースペクトラム (2014/01/29 23:00 の海象)

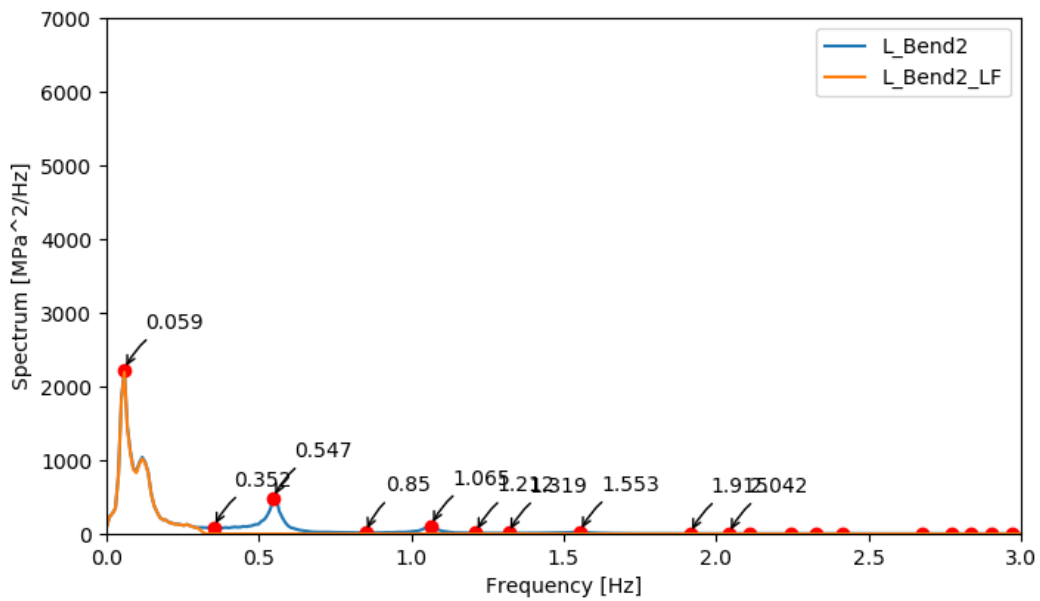
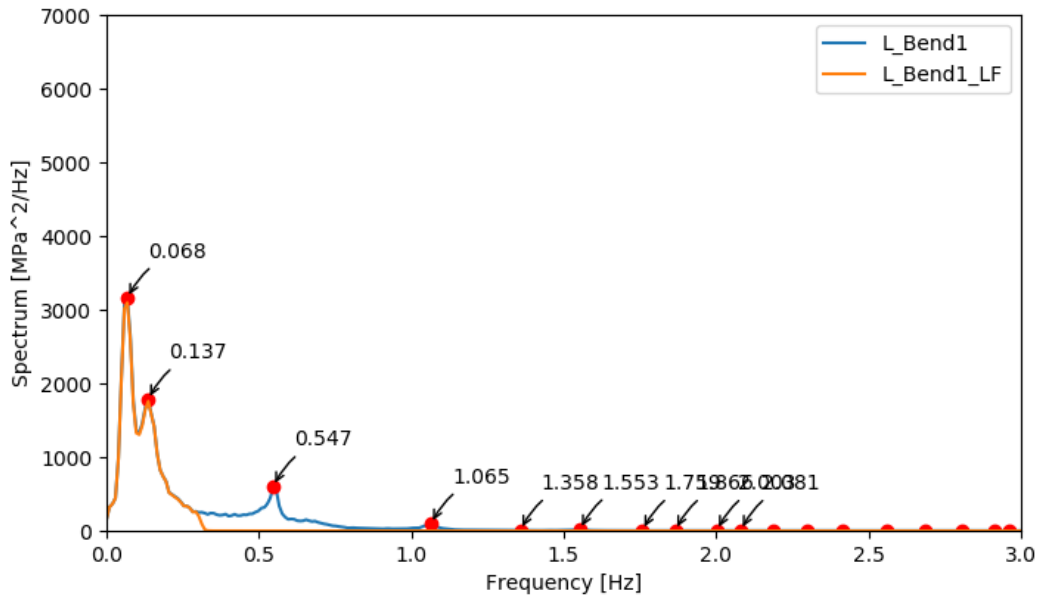


Fig. 5-15 評価位置 (L-1, L-2) でのパワースペクトラム (2016/01/10 19:00 の海象)

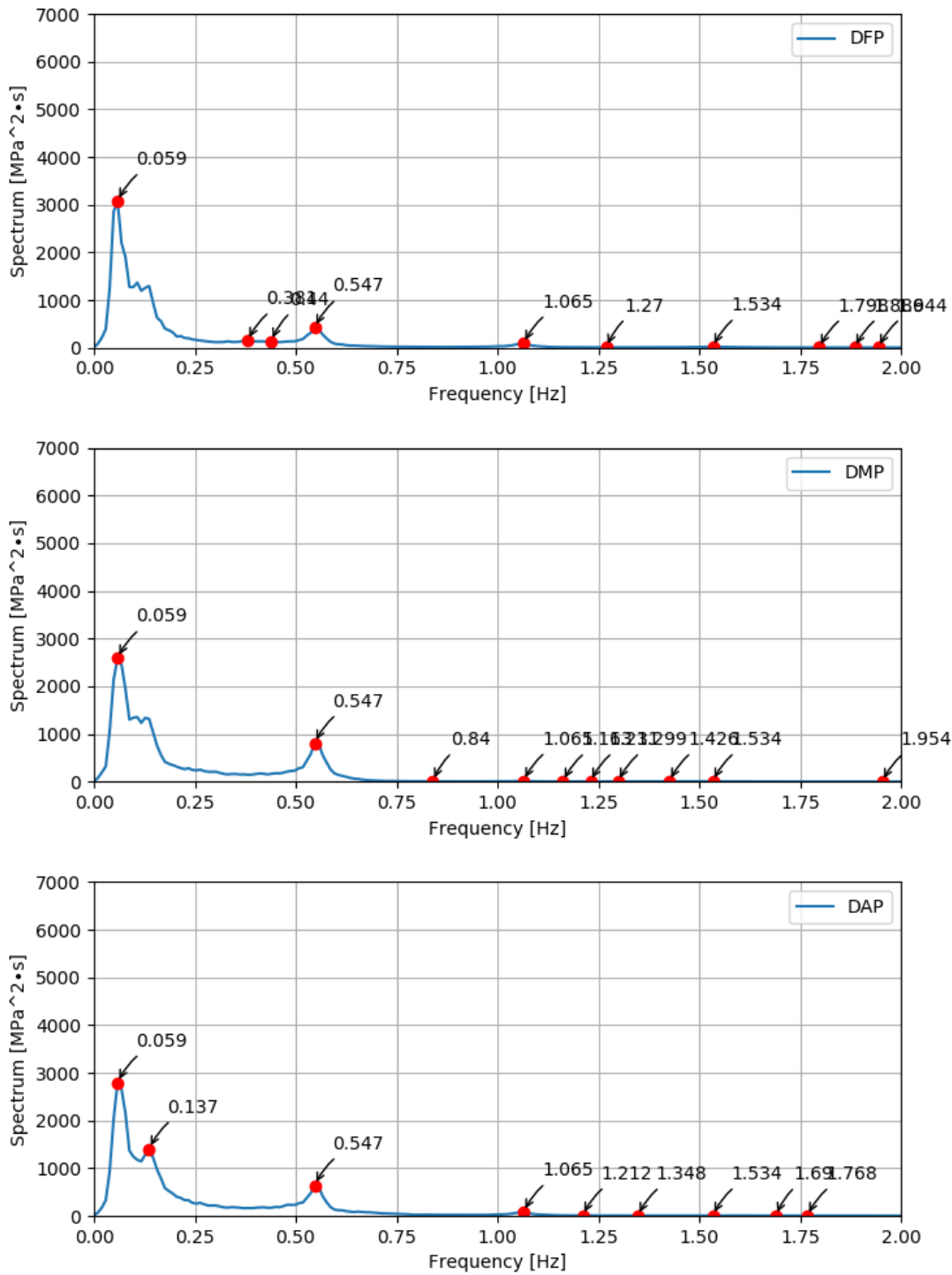


Fig. 5-16 評価位置 (DFP,DMP,DAP) でのパワースペクトラム (2016/01/10 19:00 の海象)

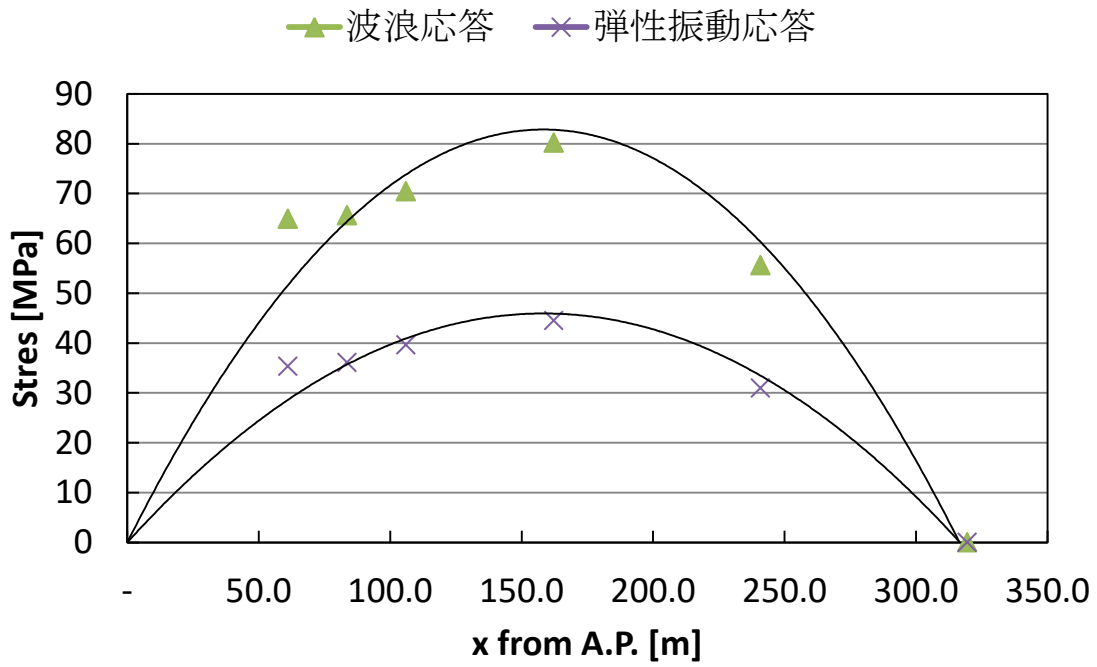


Fig. 5-17 船長方向分布の比較：VBM と弾性振動応答(2014/01/29 23:00)

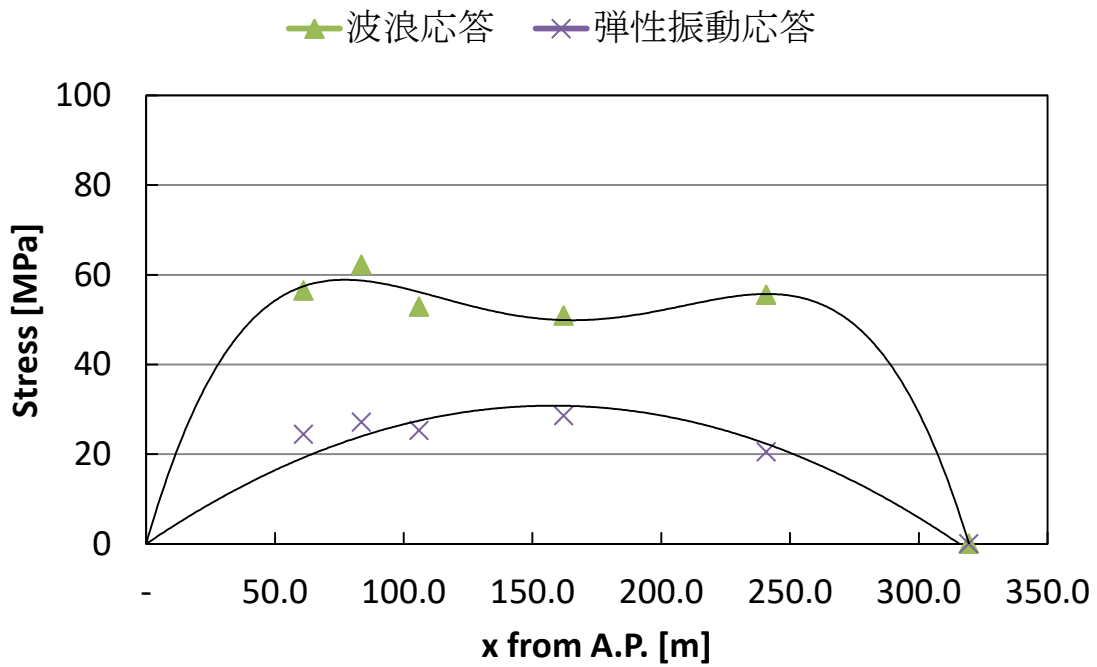


Fig. 5-18 船長方向分布の比較：VBM と弾性振動応答(2016/01/10 19:00)

5. 3. 3 居住区後に配置したセンサー(L-2)の誤差要因の検討

5.3.1 項のとおり，シミュレーション結果から得た疲労被害度に関し，船尾側である居住区後側（L-2）に設置したセンサーの結果の方が船体中央部よりも弾性振動応答が疲労被害度に与える影響が大きくなったことに関し考察する．ここで ZWAVE より求めた時系列データからパワースペクトルに変換した結果の一例を Fig. 5-19 と Fig. 5-20 に示す．ここでの解析条件は有義波高 5m，平均波周期 12 秒である．これらの図を観察すると 0.1Hz 付近に波浪応答に起因する応答が見られ，DMP のスペクトルが L-2 のスペクトルよりも大きくなっている．一方，弾性振動応答は 0.489Hz で明瞭に観察でき，その応答量は DMP と L-2 でほぼ同程度である．つまり，波浪応答と弾性振動応答の比で評価した場合，中央部よりも船尾の方が大きくなる．また，Fig. 5-21 に船首部に波の山が来た瞬間の海面状況を示す．この後の 10.5 秒後にはこの山が船尾側に移動する．その状況を Fig. 5-22 に示す．船首部では 4m 程度であった波高が船体の移動とともに 2m 程度まで急激に小さくなっていることが観察できる．よって，シミュレーションで生じた誤差要因のひとつとして，船尾側における波浪応答による応力が小さく計算されたことが挙げられる．

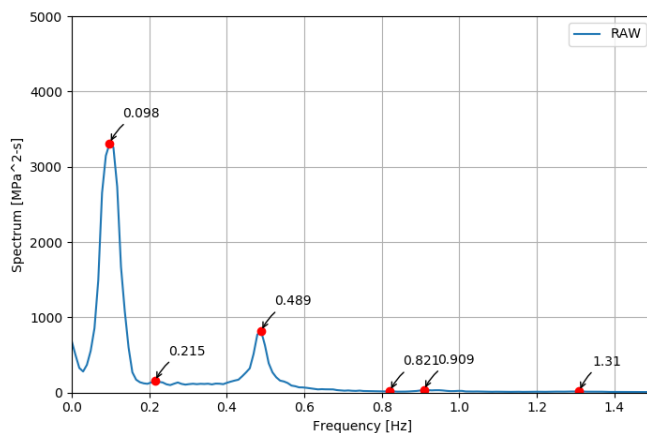


Fig. 5-19 ZWAVE より計算したパワースペクトル (DMP)

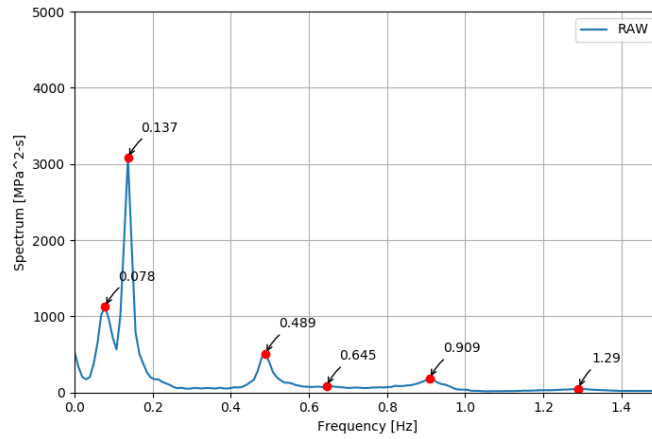


Fig. 5-20 ZWAVE より計算したパワースペクトル (L-2)

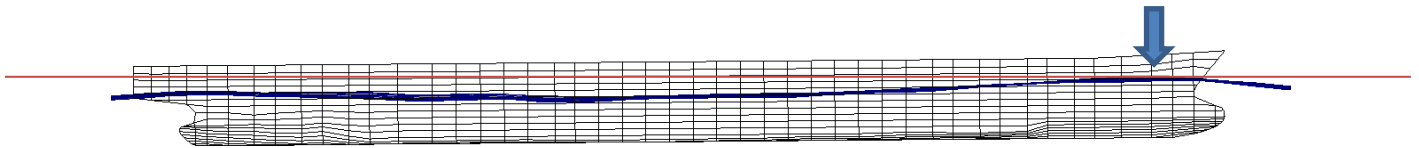


Fig. 5-21 船首部に波の山が来た瞬間の海面の様子

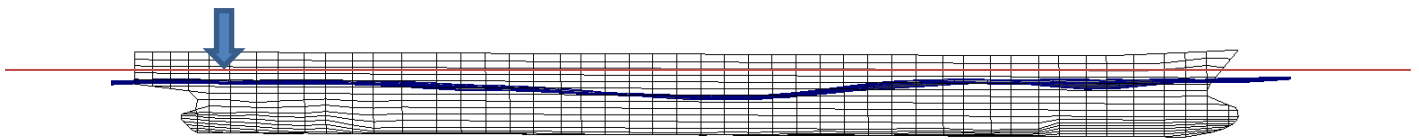


Fig. 5-22 船首部に波の山が来た瞬間から 10.5 秒後の海面の様子

大型コンテナ船では船首フレア部や船尾オーバーハング部において喫水面より上方にて大きく張り出していることから、喫水や遭遇波高によって没水面積が大きく変化することによって応力変動に非線形性が出てくる。そこで、ふたつめの要因を考察するため、船尾と船首の喫水上に作用する荷重範囲を Fig. 5-23 と Fig. 5-24 の赤枠部の範囲とし、その範囲に生じる荷重応答を調べた。なお赤枠部の底辺が喫水位置である。時系列の一例を Fig. 5-25 と Fig. 5-26 に示す。短時間（6 分間程度）ではあるが、喫水より上方に波が到達する回数は船尾側の方が少ないことが観察された。つまり、シミュレーションで生じた誤差要

因として、船尾側における弾性振動応答が大きく計算されたことが挙げられる。実船で得られた結果との相違を考察していくには、計算に用いるモデルのメッシュサイズを今以上に細かくし、かつシミュレーション時間をより多くしていく必要があると考えられる。一方で計算時間も今以上に要することとなることから、シミュレーションの計算速度向上に取り組む必要がある。

以上の考察の結果、波浪成分の応答は低めに、弾性振動応答成分は高めに推定しており、その影響を明らかにした。本シミュレーションを用いた場合、弾性振動応答に対する波浪成分の比は実船計測結果よりも高めの値となり、本研究で提案した弾性振動応答を考慮した疲労被害度の推定結果は安全側の結果となる。よって、船尾側を評価対象とした場合には、提案手法の精度には改善の余地があるものの、実用的に使用できると判断する。

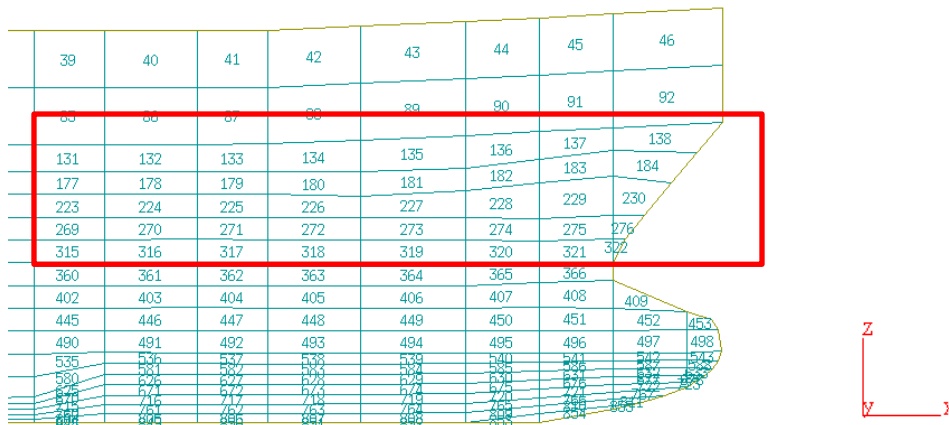


Fig. 5-23 荷重範囲 (船首側)

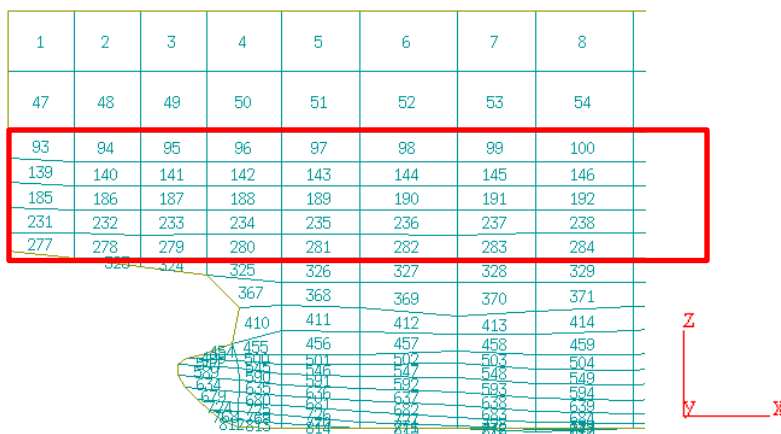


Fig. 5-24 荷重範囲 (船尾側)

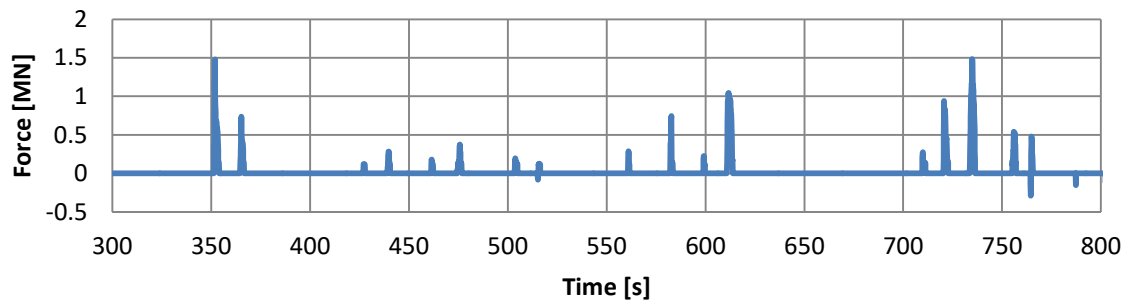
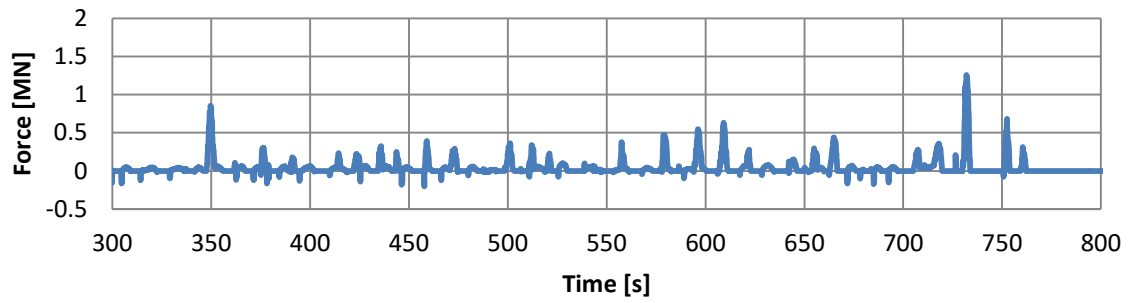


Fig. 5-25 ZWAVEにより求めた荷重時刻歴（上：船首，下：船尾）

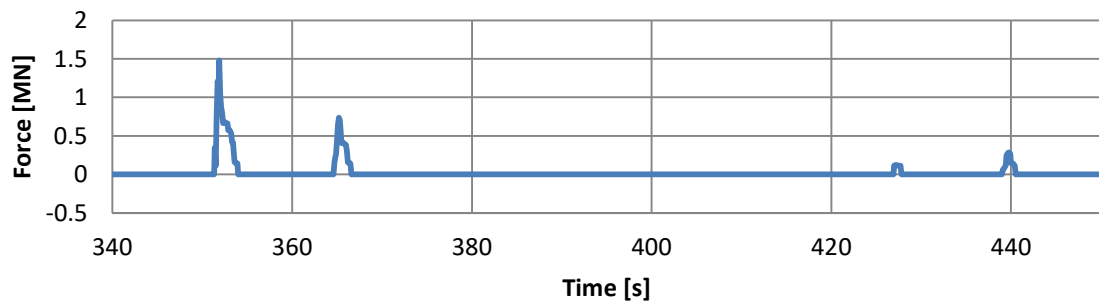
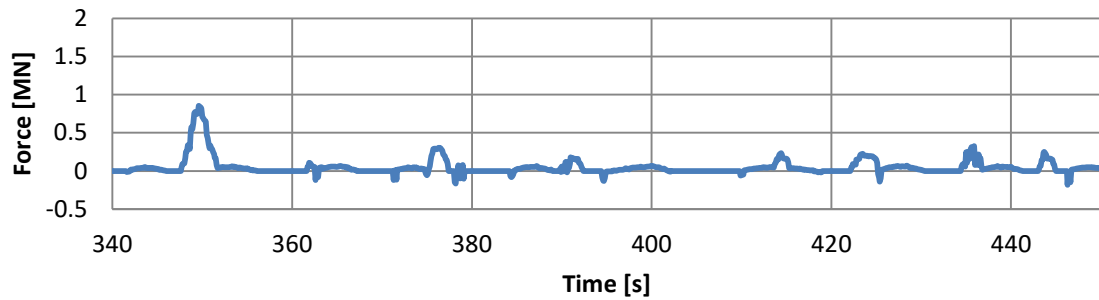


Fig. 5-26 ZWAVEにより求めた荷重時刻歴拡大図（上：船首，下：船尾）

5. 4 弾性振動応答が長期の疲労強度に与える影響

本節では数値シミュレーションにより、弾性振動応答が長期の疲労被害度に与える影響について検討を行う。解析条件を以下にまとめる。

1. 波浪頻度確率分布は IACS の World wide を用いる。短期海象の遭遇回数は 100,000 回とした。
2. 1.2.2.1 にて述べた荷重-構造応答一貫解析システムによって得た標準偏差 $\sqrt{\lambda_L}$ と式(4)および波浪頻度分布表から各海象での疲労被害度を算出する。
3. 波向きを予め定めることは難しいので、荷重-構造応答一貫解析システムでは ALL-Headings とする。
4. 評価対象部は船体中央アッパーデッキ左舷(DMP)とする。
5. 1.2.2.2 にて述べた弾性振動応答の直接解析にて得た時系列を統計処理し、 θ を算出し、 θ と T_{ze} で定式化する。第 4 章で示したとおり、DMP では $\theta = 7.44T_{ze}^{-1.31}$ となる。2 章にて実船計測では低波高または高波高にて θ が大きくなることを示したが、本計算では有義波高に対して一定の値とする。
6. 式(7)と $\sqrt{\lambda_L}$ 、 θ より弾性振動応答を考慮した疲労被害度を算出する。
7. 船速は、15kt で一定とした場合と、有義波高 5m 以上では 5kt に減速すると仮定した場合の 2 種類とする。

各海象における疲労被害度について、波浪応答のみの結果を Fig. 5-27 に、弾性振動応答を考慮した疲労被害度を Fig. 5-28 に示す。疲労被害度が大きくなる海象は有義波高が 3.0m から 7.0m、かつ平均波周期が 7.0s から 11.0s 付近であることがわかる。最も影響の大きい海象は有義波高が 3.5m、かつ平均波周期が 8.5s であった。波浪応答のみの場合と弾性振動応答を考慮した場合での傾向は同様であった。また有義波高 5m 以上では 5kt に減速した場合の結果をそれぞれ Fig. 5-29 と Fig. 5-30 に示す。有義波高 5m 以上で疲労被害度が若干ではあるが小さくなっている。

各疲労被害度と有義波高の関係を Fig. 5-31 と Fig. 5-32 に示す。各短期海象での疲労被害度を足し合わせると、長期の疲労被害度が求まる。今回の計算条件において、船速 15kt とした場合、弾性振動応答を考慮した疲労被害度は 0.724、波浪応答のみの疲労被害度は 0.245 となった。また、有義波高 5m 以上で減速した場合、弾性振動応答を考慮した疲労被害度は 0.545、波浪応答のみの疲労被害度は 0.187 となった。長期的にみて有義波高 5m 以上の海象で減速を行うと疲労被害度は約 25%低下する。弾性振動応答を考慮した疲労被害度と波浪応答のみの疲労被害度の比をとると、今回の計算条件においては、船速 15kt とした場合に 2.96、有義波高 5m 以上で減速した場合に 2.91 となった。長期的にみて有義波高 5m 以上の海象で減速を行っても弾性振動応答の影響はそれほど変化しないことが確認できる。これは θ を波高によらず一定の値としたためである。波高が大きくなるほど弾

性振動応答の影響も大きくなると考えられ、減速を考慮しない場合は弾性振動応答の影響が大きくなると推察される。θと波高の関係を考慮することが課題として残った。

H/T	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5	18.5
0.5	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
1.5	0.0000	0.0000	0.0002	0.0011	0.0023	0.0023	0.0013	0.0005	0.0002	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
2.5	-	0.0000	0.0002	0.0019	0.0067	0.0089	0.0061	0.0026	0.0008	0.0002	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
3.5	-	0.0000	0.0001	0.0015	0.0079	0.0141	0.0119	0.0060	0.0021	0.0006	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
4.5	-	-	0.0000	0.0008	0.0060	0.0139	0.0145	0.0086	0.0035	0.0011	0.0003	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
5.5	-	-	0.0000	0.0004	0.0035	0.0103	0.0128	0.0089	0.0041	0.0014	0.0004	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
6.5	-	-	0.0000	0.0001	0.0018	0.0062	0.0091	0.0073	0.0038	0.0015	0.0005	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
7.5	-	-	-	0.0001	0.0008	0.0033	0.0056	0.0051	0.0030	0.0013	0.0004	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
8.5	-	-	-	0.0000	0.0003	0.0016	0.0031	0.0031	0.0020	0.0009	0.0003	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
9.5	-	-	-	-	0.0001	0.0007	0.0015	0.0017	0.0012	0.0006	0.0003	0.0001	0.0000	-	-	-
10.5	-	-	-	-	0.0001	0.0003	0.0007	0.0008	0.0007	0.0004	0.0001	0.0001	0.0000	-	-	-
11.5	-	-	-	-	-	0.0002	0.0004	0.0004	0.0003	0.0002	0.0001	0.0001	-	-	-	-
12.5	-	-	-	-	-	-	0.0003	0.0002	0.0002	0.0002	-	-	-	-	-	-
13.5	-	-	-	-	-	-	-	-	0.0003	-	-	-	-	-	-	-
14.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
15.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
16.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Fig. 5-27 Fatigue damage of $D_{NB}(LF)$ in each short-term sea state.

H/T	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5	18.5
0.5	0.0000	0.0000	0.0001	0.0002	0.0002	0.0001	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
1.5	0.0000	0.0001	0.0012	0.0052	0.0090	0.0074	0.0036	0.0013	0.0004	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
2.5	-	0.0000	0.0012	0.0095	0.0255	0.0283	0.0169	0.0066	0.0019	0.0005	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
3.5	-	0.0000	0.0005	0.0076	0.0303	0.0450	0.0332	0.0152	0.0050	0.0013	0.0003	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
4.5	-	-	0.0002	0.0041	0.0230	0.0444	0.0403	0.0217	0.0081	0.0024	0.0006	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
5.5	-	-	0.0001	0.0018	0.0136	0.0327	0.0357	0.0225	0.0096	0.0031	0.0008	0.0002	0.0000	0.0000	-	-
6.5	-	-	0.0000	0.0007	0.0068	0.0198	0.0254	0.0185	0.0090	0.0032	0.0010	0.0003	0.0001	0.0000	-	-
7.5	-	-	-	0.0003	0.0031	0.0106	0.0156	0.0128	0.0070	0.0028	0.0009	0.0002	0.0001	0.0000	-	-
8.5	-	-	-	0.0001	0.0013	0.0051	0.0086	0.0079	0.0047	0.0021	0.0007	0.0002	0.0000	0.0000	-	-
9.5	-	-	-	-	0.0005	0.0022	0.0043	0.0042	0.0029	0.0014	0.0006	0.0002	0.0001	-	-	-
10.5	-	-	-	-	0.0003	0.0008	0.0021	0.0021	0.0017	0.0008	0.0003	0.0001	0.0001	-	-	-
11.5	-	-	-	-	-	0.0006	0.0011	0.0009	0.0007	0.0005	0.0002	0.0001	-	-	-	-
12.5	-	-	-	-	-	-	0.0007	0.0006	0.0005	0.0003	-	-	-	-	-	-
13.5	-	-	-	-	-	-	-	-	0.0006	-	-	-	-	-	-	-
14.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
15.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
16.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Fig. 5-28 Fatigue damage of $D_{NB}(RAW)$ in each short-term sea state.

H/T	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5	18.5
0.5	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
1.5	0.0000	0.0000	0.0002	0.0011	0.0023	0.0023	0.0013	0.0005	0.0002	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
2.5	-	0.0000	0.0002	0.0019	0.0067	0.0089	0.0061	0.0026	0.0008	0.0002	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
3.5	-	0.0000	0.0001	0.0015	0.0079	0.0141	0.0119	0.0060	0.0021	0.0006	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
4.5	-	-	0.0000	0.0008	0.0060	0.0139	0.0145	0.0086	0.0035	0.0011	0.0003	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
5.5	-	-	0.0000	0.0002	0.0017	0.0051	0.0064	0.0045	0.0021	0.0007	0.0002	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
6.5	-	-	0.0000	0.0001	0.0009	0.0031	0.0046	0.0037	0.0019	0.0007	0.0002	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
7.5	-	-	-	0.0000	0.0004	0.0017	0.0028	0.0025	0.0015	0.0006	0.0002	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
8.5	-	-	-	0.0000	0.0002	0.0008	0.0015	0.0016	0.0010	0.0005	0.0002	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
9.5	-	-	-	-	0.0001	0.0003	0.0008	0.0008	0.0006	0.0003	0.0001	0.0000	0.0000	-	-	-
10.5	-	-	-	-	0.0000	0.0001	0.0004	0.0004	0.0004	0.0002	0.0001	0.0000	0.0000	-	-	-
11.5	-	-	-	-	-	0.0001	0.0002	0.0002	0.0002	0.0001	0.0000	0.0000	-	-	-	-
12.5	-	-	-	-	-	-	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	-	-	-	-	-	-
13.5	-	-	-	-	-	-	-	-	0.0001	-	-	-	-	-	-	-
14.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
15.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
16.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Fig. 5-29 Fatigue damage of $D_{NB}(LF)$ in each short-term sea state. (波高 5m 以上で減速)

H/T	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5	18.5
0.5	0.0000	0.0000	0.0001	0.0002	0.0002	0.0001	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
1.5	0.0000	0.0001	0.0012	0.0052	0.0090	0.0074	0.0036	0.0013	0.0004	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
2.5	-	0.0000	0.0012	0.0095	0.0255	0.0283	0.0169	0.0066	0.0019	0.0005	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	-	-
3.5	-	0.0000	0.0005	0.0076	0.0303	0.0450	0.0332	0.0152	0.0050	0.0013	0.0003	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
4.5	-	-	0.0002	0.0041	0.0230	0.0444	0.0403	0.0217	0.0081	0.0024	0.0006	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
5.5	-	-	0.0000	0.0006	0.0052	0.0137	0.0159	0.0104	0.0046	0.0015	0.0004	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
6.5	-	-	0.0000	0.0002	0.0026	0.0083	0.0113	0.0086	0.0043	0.0016	0.0005	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
7.5	-	-	-	0.0001	0.0012	0.0045	0.0070	0.0059	0.0033	0.0014	0.0005	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
8.5	-	-	-	0.0000	0.0005	0.0022	0.0038	0.0037	0.0022	0.0010	0.0004	0.0001	0.0000	0.0000	-	-
9.5	-	-	-	-	0.0002	0.0009	0.0019	0.0020	0.0014	0.0007	0.0003	0.0001	0.0000	-	-	-
10.5	-	-	-	-	0.0001	0.0004	0.0009	0.0010	0.0008	0.0004	0.0001	0.0001	0.0000	-	-	-
11.5	-	-	-	-	-	0.0002	0.0005	0.0004	0.0003	0.0003	0.0001	0.0001	-	-	-	-
12.5	-	-	-	-	-	-	0.0003	0.0003	0.0002	0.0002	-	-	-	-	-	-
13.5	-	-	-	-	-	-	-	-	0.0003	-	-	-	-	-	-	-
14.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
15.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
16.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Fig. 5-30 Fatigue damage of $D_{NB}(RAW)$ in each short-term sea state. (波高 5m 以上で減速)

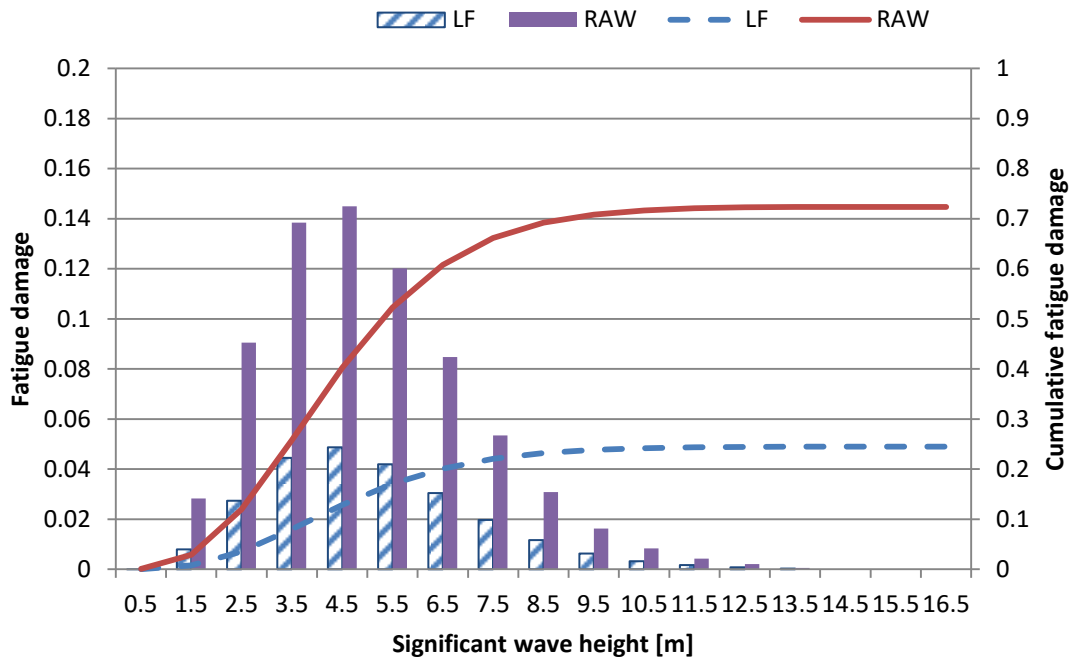


Fig. 5-31 疲労被害度と有義波高の関係

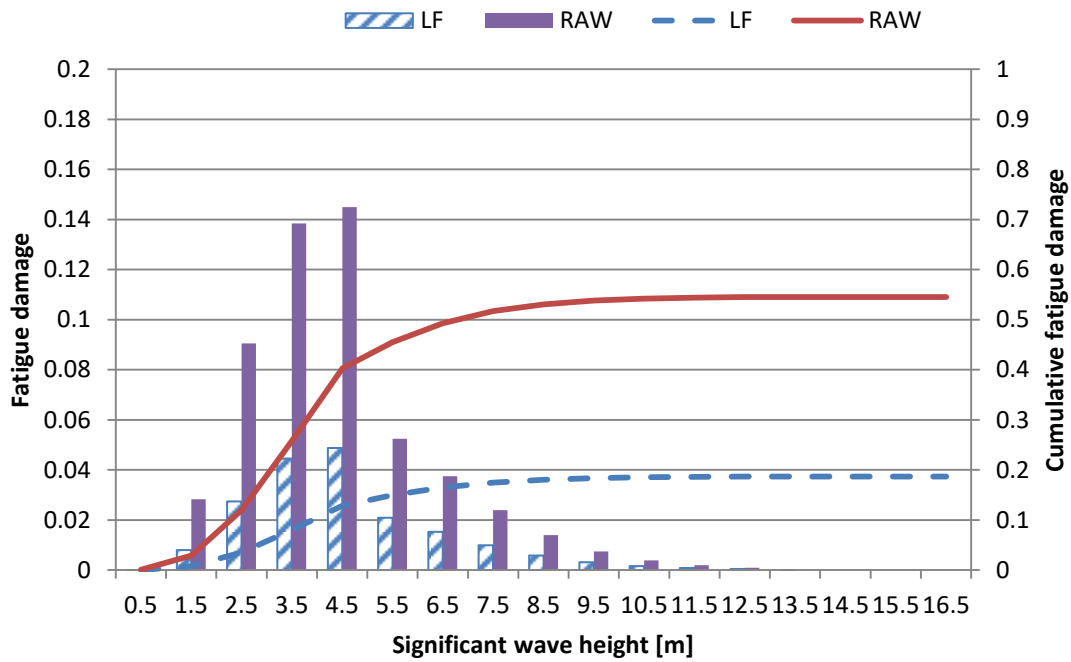


Fig. 5-32 疲労被害度と有義波高の関係 (波高 5m 以上で減速)

5. 5 5 章のまとめ

本章では提案した簡易推定手法の精度検証と適用範囲を明確にするため、大型コンテナ船の船体各部にて疲労被害度の精度検証を実施した。得られた結論と知見は以下のとおりである。

1. Zwaveにて弾性振動応答と波浪応答の標準偏差の比(θ)を求め、この結果と JMU-HULLの結果と組み合わせて、弾性振動応答を考慮した累積疲労被害度の結果を求めた。各点で近似した場合と全点で近似した場合の誤差は、船尾の一部を除き $\pm 30\%$ 以内であった。
2. 本提案手法により求めた疲労被害度と実船計測結果を比較して、その適用性について考察した。波浪応答に関しては、L-1を除くと、簡易推定手法と実船計測結果を比較すると概ね一致している。弾性振動応答を考慮した累積疲労被害度に関しても同様の結果を得た。以上の検討結果により、本論で提案する弾性振動応答を考慮した疲労強度の推定手法は実用的に問題ないことが確かめられた。
3. 提案した疲労被害度の簡易推定手法では、船尾側にて中央部よりも弾性振動応答の影響が大きくなったことに関し、その要因を分析した。Zwaveで計算された波浪応答と弾性振動応答の値を中央部と船尾にて観察した結果、船尾側にて波浪成分の値が小さくなる結果となり、船尾側で弾性振動応答の影響が相対的に大きいことが確かめられた。
4. シミュレーションと World-wide の波浪頻度分布表に基づいて、弾性振動応答が長期の疲労被害度に与える影響について検討を行った。その結果、疲労被害度が大きくなる海象は有義波高が 3.0m から 7.0m、かつ平均波周期が 7.0s から 11.0s 付近であることが確認できた。波浪応答のみの場合と弾性振動応答を考慮した場合の傾向は同様であった。疲労被害度を求めると今回の計算条件において、船速 15kt とした場合、弾性振動応答を考慮した疲労被害度は 0.724、波浪応答のみの疲労被害度は 0.245 となった。また、有義波高 5m 以上で減速した場合、弾性振動応答を考慮した疲労被害度は 0.545、波浪応答のみの疲労被害度は 0.187 となり、有義波高 5m 以上の海象で減速を行うと疲労被害度は約 25% 低下する。弾性振動応答を考慮した疲労被害度と波浪応答のみの疲労被害度の比をとると、今回の計算条件においては、船速 15kt とした場合に 2.96、有義波高 5m 以上で減速した場合に 2.91 となった。有義波高 5m 以上の海象で減速を行っても弾性振動応答の影響はそれほど変化しないことが確認できた。

第6章 結論

6. 1 結論

コンテナ船は大型化がますます顕著となり、船体 2 節振動モードの固有振動周期が長く、出会い波周期と近づくため弾性振動応答が起りやすくなる。特に 2013 年に発生した大型コンテナ船の折損事故を契機として、船体構造の健全性を確保することは保守面での経済性や健全性が損なわれたときの社会的責任の重さの観点から非常に重要であることが再認識され、現在でもこの弾性振動応答の発生応力が疲労寿命や最終強度へ与える影響について盛んに研究が行われている。一方で、実船計測では実際の応力頻度を正確に捉えられるが長期間の計測が困難なこと、現在の設計に多くの適用実績が荷重構造応答一貫解析では弾性振動応答を考慮した疲労強度評価が行えないことを課題として示した。以上の背景のもと、本論文では、大型コンテナ船を対象とし、弾性振動応答が疲労与える影響に関する課題を取り上げ、その解決のために「船体モニタリング」と「疲労被害度算定方法」と「弾性振動応答の定量的推定」を統合し、これらの技術を基にした新しい「弾性振動応答を考慮した簡易的な疲労強度推定手法」を提案した。本研究にて得られた成果を章ごとにまとめて総括とする。

第 2 章「実船計測に基づく弾性振動応答が疲労強度に与える影響」では、弾性振動応答を含む疲労被害度をスペクトル法(D_{NB})により統計値で表されることを示し、実船計測に基づいて、スペクトル法を用いた疲労被害度 D_{NB} の実用性を、一般的な疲労被害度の算出手法であるレインフロー法との結果比較を行いことにより検証した。その結果、波浪応答に関して $D_{RF}(LF)$ と $D_{NB}(LF)$ は概ね一致し、RAW では D_{RF} よりも D_{NB} の方が 1.249 倍高めとなることを確認した。したがって本船では D_{NB} で疲労被害度を評価すると安全側の評価となり、実用的に問題ないことを示した。

第 3 章「実船計測に基づく、簡易推定手法構築のための相関式の検討～弾性振動応答と海象の相関関係～」では、弾性振動応答を含む疲労被害度の算出にスペクトル法(D_{NB})を用いることとし、弾性振動応答の影響をより簡易的に取り扱うためには弾性振動応答の統計的性質を明らかにすることが課題であることを示し、実船計測に基づいて弾性振動応答と遭遇海象の相関関係について明らかにした。また、ねじり振動応答が疲労被害度与える影響についても論じた。さらに、実船計測に基づく弾性振動応答と海象の相関関係について分析を行い、出会いゼロクロス周期と弾性振動応答と波浪応答の標準偏差の比(θ)に

相関関係があり、定式化の可能性を見出した。その相関関係を定式化するにあたり、近似曲線と実船計測の散布図にばらつきが大きいようにも見て取れることから、近似曲線を用いたときの影響を検証した。実船計測で得られた散布図から近似曲線を求め、両者における弾性振動応答を含めた累積疲労被害度を求めると、その誤差は6.9%であった。したがって D_{NB} を用いて累積疲労被害度を求めるにあたって、近似曲線を用いても実用上問題ないことを示した。

第4章「弾性振動応答を考慮した疲労強度の簡易推定手法の提案」では、弾性振動応答を考慮した疲労被害度を算出するにあたっての課題であった計算量と計算時間の多さを解決するため、弾性振動応答と波浪応答の標準偏差の比(θ)と出会いゼロクロス周期の相関関係を数値シミュレーションで精度よく定式化できることを示し、計算の簡略化を行った。さらに、波浪応答の応力評価が可能な既存システムと、 θ と出会いゼロクロス周期の相関関係を組み合わせて、新しい「弾性振動応答を考慮した簡易的な疲労強度推定手法」を提案した。

第5章「弾性振動応答を考慮した疲労強度の簡易推定手法の適用範囲の検証」では、弾性振動応答を考慮した簡易的な疲労推定手法の構築に向け、その適用範囲を明確にするため、大型コンテナ船の船体各部にて精度検証を実施した。簡易推定手法に関し、波浪応答に関しては、船尾の一部を除き、簡易推定手法と実船計測結果を比較すると概ね一致していた。弾性振動応答を考慮した累積疲労被害度に関しても同様の結果を得た。したがって、本論で提案する弾性振動応答を考慮した疲労強度の推定手法は実用的に問題ないことが確かめられた。また、この簡易推定手法を用いて船速が長期の疲労被害度に与える影響を検討した結果、有義波高5m以上の海象にて5ktに減速することにより疲労被害度が25%低下することが確認できた。さらに有義波高5m以上の海象で減速を行っても弾性振動応答を含む疲労被害度と波浪応答のみの疲労被害度の比はそれほど変化しないことが確認できた。

6. 2 今後の課題

本研究に関連した今後の課題を以下に示す。

1. 弾性振動応答等の波浪に起因する大型船の船体振動は近年になって発生し始めた新事象では無く、安全率を陽に確保する半経験的疲労寿命評価手法（現在の疲労強度設計法）に於いては、例えホイッピングが陽に考慮されていなくても、その影響は陰に織り込まれてきたと解釈すべきとの指摘がある。つまり、現在の疲労強度設計法に基づいていても、船体縦強度部材、特に一般的な上甲板構造部材の疲労損傷が頻発しておらず、重点的な監視・管理対象とはなっていないとの実情がある。よって、本論で指摘したように船体縦強度部材の疲労被害度が、ホイッピング等の船体振動の影響を考慮すれば、3倍超になるが、実際の損傷実績を説明できなければならない。本研究で用いた S-N 線図は定荷重疲労試験の非破壊確率が 95%を超えるような基準線にて規定され、その中に陰にホイッピングの影響が含まれている可能性がある。弾性振動応答が重畳したときの疲労試験データを蓄積し、S-N 線図の実用性を確認することが必要と考える。重畳波を考慮した S-N 線図の作成方法を今後の課題として挙げておく。
2. シミュレーションに関し、本論では 10 ケースに絞り込んで簡易化を図った。計算時間が 1 ケースあたり 5 日程度かかることが要因であった。検討期間短縮のためには計算時間の短縮も課題である。

参考文献

- [1] 船舶海洋工学シリーズ⑥ 船体構造 構造編, 成山堂書店, 2012.
- [2] 国際海運における温室効果ガス (GHG) 削減に向けた総合戦略 2018年度 成果報告書, 財団法人 日本船舶技術研究協会, 2019.
- [3] 上田直樹, 船舶からの温室効果ガス排出規制の動向と削減技術開発への取り組み, 三菱重工技報, Vol47 No1(2010)
- [4] コンテナ運搬船安全対策検討委員会 最終報告書, 国土交通省コンテナ運搬船安全対策委員会, 2015.
- [5] T. Okada, Y. Takeda, T. Maeda: On board measurement of stresses and deflections of a post-panamax containership and its feedback to rational design, *Marine Structures*, 19, pp. 141–172, 2006.
- [6] M. Toyoda, T. Okada, T. Maeda, T. Matsumoto: Full scale measurement of stress and deflections of post-panamax container ship, *Design and Operation of Container Ships*: RINA, London, pp.71-79, 2008.
- [7] G. Storhaug, E. Moe, G. Holtmark: Measurements of Wave Induced Hull Girder Vibrations of an Ore Carrier in Different Trades, *J. Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 129, pp.279-289, 2007.
- [8] H. Rathje, A. Kahl, T.E.Schellin.: Semi-empirical assessment of long-term high-frequency hull girder response of containerships, *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, Vol. 23, No. 4, pp. 292–297, 2013.
- [9] G. Storhaug, E. Moe: Measurements of Wave Induced Vibrations Onboard a Large Container Vessel Operating in Harsh Environment, *10th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures (PRADS)*, Houston, pp.64-72, 2007
- [10] S. E. Heggelund, G. Storhaug, B. K. Choi: Full Scale Measurements of Fatigue and Extreme Loading Including Whipping on an 8600TEU Post Panamax Container Vessel in the Asia to Europe Trade, *30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE)*, Rotterdam, pp.273-282, 2011.
- [11] G. Storhaug, S. Heggelund: Measurements of Wave Induced Vibrations and Fatigue Loading Onboard Two Container Vessels Operating in Harsh Wave Environment, *Design and Operation of Container Ships*, London, RINA, pp.81-100, 2008.
- [12] G. Storhaug, A. Kahl: Full scale measurements of torsional vibrations on Post-Panamax container ships, *7th International Conference on HYDROELASTICITY IN MARINE TECHNOLOGY*, Croatia, pp.293-309, 2015.
- [13] Y. Kim, B.H. Kim, S.G. Park, B.K. Choi, S. Malenica: On the torsional vibratory response of

- 13000 TEU container carrier - full scale measurement data analysis, Ocean Engineering 158, pp.15–28, 2018.
- [14] H.G. Ki, S.G. Park, I.H. Jang: Full scale measurement of 14k TEU containership, In Proc. 7th Int. Conf. on Hydroelasticity in Marine Technology, Split, Croatia, pp.311-328, 2015.
- [15] 大沢直樹, 中村哲也, 山本規雄, 澤村淳司: 曲げ振動疲労試験機を用いた高周波重畳波浪荷重を受ける溶接接手の疲労強度に関する研究, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 22 号, pp.175-185,2015.
- [16] 大沢直樹, 中村哲也, 片岡福彦, 松本恭典: 溶接接手の高周波重畳疲労試験のための動電式疲労試験装置の開発, 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第 27 号, 2018A-GS15-3, pp.425-428,2018.
- [17] 倉本美男, 戸沢秀, 白木原浩, 井上俊司, 伏見彬, 波浪中の船体局部応力のシミュレーション手法に関する研究, 日本造船学会秋季講演会, pp.425-437, 1991.
- [18] 佐藤宏一, 荷重構造一貫システム「MHI-DILAM」の紹介, KANRIN, No.6, pp.22-27, 2006.
- [19] 例えば, 海技研 DLSA セミナー2019 資料
- [20] M. Toyoda, H. Kusumoto, T. Okada, E. Kobayashi: Advanced Structural Design of Containerships to Achieve Overall Safety and Economy, Design & Operation of Container Ship, The Royal Institution of Naval Architects, pp.31-41, 2006.
- [21] 飯島一博: 波浪中弾性振動が大型船の疲労強度に与える影響の評価, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 14 号, pp.27-37, 2012.
- [22] 松井貞興, 村上睦尚: 構造設計のための非線形波浪荷重解析プログラム NMRIW-II, 海上技術安全研究所報告 第 17 巻 3 号, pp.247-293. 2018.
- [23] 松井貞興, 村上睦尚, 岡正義: 実験との比較による非線形波浪荷重解析プログラム NMRIW-IIの適用性の検証—規則波中の船体応答—, 海上技術安全研究所報告 第 17 巻 3 号, pp.297-380, 2018.
- [24] Kim J, Kim K, Lee D, Jung B, Kim Y: A Fully Coupled BEM-FEM Analysis on Ship Structural Hydro elasticity and Experimental Validation, Proceedings of the PRADS2013, Korea, pp.603-611, 2013
- [25] <https://www.dnvgl.com/services/linear-and-non-linear-hydrodynamic-analysis-of-vessels-including-forward-speed-wasim-2413>
- [26] Z. Li, J. W. Ringsberg, G. Storhaug: Time-domain fatigue assessment of ship side-shell structures, International Journal of Fatigue, Volume 55, Pages 276-290, October 2013.
- [27] Y. H. Ozdemira, B. Barlas: Numerical study of ship motions and added resistance in regular incident waves of KVLCC2 model, International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, Volume 9, Issue 2, Pages 149-159, March 2017.
- [28] T. Tezdogan, Y.K.Demirel, K.Paula, K.Mahdi, A.Incecik, T.Osman: Full-scale unsteady

- RANS CFD simulations of ship behaviour and performance in head seas due to slow steaming, *Ocean Engineering*, Volume 97, Pages 186-206, 15 March 2015.
- [29] Y.C.Kim, K.S.Kim, J.Kim, Y.Kim, I.R.Park, Y.H.Jang: Analysis of added resistance and seakeeping responses in head sea conditions for low-speed full ships using URANS approach, *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, Volume 9, Issue 6, Pages 641-654, November 2017.
- [30] T.Takami, S.Matsui, M.Oka, K.Iijima: A numerical simulation method for predicting global and local hydroelastic response of a ship based on CFD and FEA coupling, *Marine Structures*, Volume 59, Pages 368-386, May 2018.
- [31] Tomoki Takami, Shohei Ozeki, Kazuhiko Iijima: On the Assessment of Extreme Wave-induced Bending Moment of a Ship by FORM and Reduced Order Method Based on Coupled CFD and FEA, *The 14th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures (PRADS 2019)*, Yokohama, Japan, 2019.
- [32] T.Fukasawa, "Estimation of Possible Maximum Vertical Bending Moment of a Post-Panamax Container Ship in a Lifetime", *24th Asian-Pacific Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structures, TEAM 2010*, Vladivostok, Russia, pp.139-144, August 2010.
- [33] 弾性振動を含む動的荷重を考慮した船体強度評価に関する研究委員会 最終報告書, 公益社団法人 日本船舶海洋工学会, 2012.
- [34] 小早川広明, 岡田哲男, 楠本裕己, 長島智樹, 根木勲: 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.
- [35] 宮下哲治, 岡澤重信, 中村哲也, 平川真一, 高橋弘行: 大規模モデルに適用可能な流体-構造連成を考慮した船体振動解析手法の開発——第2報: 大規模モデルへの適用——, *日本計算工学会論文集*, 2018巻, p.20180017, 2018.
- [36] G. Jiao, T. Moan: Probabilistic analysis of fatigue due to Gaussian load processes, *Probabilistic Engineering Mechanics*, Volume 5, Issue 2, 1990.
- [37] Y. Ma, C. Han, X. Qu: Fatigue assessment method of marine structure subjected to two Gaussian random loads, *Ocean Engineering*, pp.107-122, 2018.
- [38] Brochure Miros SM-050 Wave and Current Radar Mk III
- [39] <http://www.jmbisc.or.jp/jp/online/file/f-online20100.html>
- [40] <https://www.jwa.or.jp/service/transport-support/waves-03/>
- [41] Nielsen, U.D.: A concise account of techniques available for shipboard sea state estimation: *Ocean Engineering* 129, pp. 352–362. (2017).
- [42] 河合俊希, 王七音, 川村恭己, 岡田哲男, 満行泰河, 陳曦: 大型コンテナ船の船体応答実船計測に基づく海象推定に関する研究—機械学習を用いた方向波スペクトル推定の有効性の検討—, *日本船舶海洋工学会春季講演会論文集*, Volume 28, 2019S-GS2-1, pp.177-183, 2019.

- [43] B. Duz, B. Mak, R. Hageman, N. Grasso: Real Time Estimation of Local Wave Characteristics From Ship Motions Using Artificial Neural Networks, 14th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures (PRADS), Yokohama, 2019.
- [44] 北村欧, 杉村忠士, 中山伸, 廣田一博: 高一低周波重畳応力作用下における疲労き裂伝播試験の一考察 –ホイッピングの疲労強度に及ぼす影響について–, 日本船舶海洋工学会講演論文集, Volume 14, 2012S-OS1-4, pp.13-16, 2012.
- [45] Strohaug, G. et al : First ocean going ships with springing and whipping included in the ship design , Proceedings of 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE2011)
- [46] Adrian Kahl, Wolfgang Fricke, Hans Paetzold and Hubertus von Selle: Whipping Investigations Based on Large-Scale Measurements and Experimental Fatigue Testing, Proceedings of the Twenty-fourth (2014) International Ocean and Polar Engineering Conference, Busan, Korea, pp.775-781, 2014.
- [47] Strohaug, G. et al : Effect of Whipping on Fatigue and Extreme Loading of a 13000TEU Container Vessel in Bow Quartering Seas Based on Model Tests , Proceedings of 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE2011)
- [48] Strohaug, G.: The measured contribution of whipping and springing on the fatigue and extreme loading of container vessels, International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, Volume 6, Issue 4, Pages 1096-1110, December 2014.
- [49] Shu, Z. and Moan, T.: Nonlinear effects from wave-induced maximum vertical bending moment on a flexible ultra-large containership model in severe head and oblique seas, Marine Structures, Vol.35, pp. 1-25, 2014.
- [50] 新田顕, 湯浅通史: コンテナ船縦強度の実船計測および長期予測, 日本造船学会論文集, 第 141 号, pp.160-166,1977.
- [51] T. Miyashita, T. Okada, Y. Kawamura, N. Seki, R. Hanada: Statistical Characteristics of Whipping Response of a Large Container Ship under Various Sea States and Navigational Conditions Based on Full-Scale Measurements, 14th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures (PRADS), Yokohama, 2019.
- [52] L. Gracia, N. Osawa, K. Iijima, T. Fukasawa: A Study on the effect of the Stochastic Characteristics of Whipping Vibrations in a Container Carrier. 日本船舶海洋工学会春季講演会論文集, Volume 25, 2017S-GS2-16, pp. 353-357, 2017.
- [53] T. Miyashita, T. Okada, N. Seki, Y. Kawamura: A comparative study of whipping response of a large container ship based on numerical analysis and full-scale measurements, The 32th Asian-Pacific Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structures (TEAM2018), Wuhan, China, pp.510–517, 2018.
- [54] 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, pp.124–131, 2016.
- [55] Y. Kawasaki, T. Okada, H. Kobayakawa, I. Amaya, T. Miyashita, T. Nagashima, I. Neki: A study on forced vibration of double bottom structure due to whipping on an ultra large container ship, Proceedings of the ASME 2017 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE2017), Trondheim, Norway, Paper No. OMAE2017-61149, 2017.
- [56] A. Oto, T. Okada, Y. Kawamura, T. Miyashita, T. Nagashima: Influences of container cargo weight and its distributions on whipping response of a large container ship: The 32th Asian–Pacific Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structures (TEAM2018), Wuhan, China, pp.502–509, 2018.
- [57] 福田淳一: 船体応答の統計的予測, 日本造船学会耐航海性に関するシンポジウム, pp.99-119, 1969.
- [58] K. Takeda, T. Fukui, T. Matsumoto: Practical Investigation on Hull Girder Response for a Large Container Ship with Direct Load Structure Analysis and Full-Scale Measurements, 14th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures (PRADS), Yokohama, 2019.
- [59] 武田勝利, 福井努, 松本俊之: 大型コンテナ船実船計測および荷重構造一貫解析による船体構造応答評価に係る研究, 日本船舶海洋工学会秋季講演会論文集, Volume 29, 2019A-GS17-2, pp.419-424, 2019.
- [60] Z. Li, W. Mao, J. W. Ringsberg, E. Johnson, G. Storhaug: A comparative study of fatigue assessments of container ship structures using various direct calculation approaches, Ocean Engineering, Volume 8215, Pages 65-74, May 2014.

謝 辞

本研究をまとめるにあたり，横浜国立大学大学院工学研究院システムの創生部門教授岡田哲男博士には本研究の計画から結果の考察など全般に亘ってご指導ご鞭撻を賜りました。心からお礼申し上げます。また同大学大学院工学研究院教授の川村恭己博士には結果の検討に対して貴重な御助言を頂きました。深く感謝申し上げます。

さらに同大学工学府海洋空間システムデザインユニット・船舶海洋構造設計研究室の花田峻氏をはじめとする在学生の方々や卒業生の大戸綾乃氏には膨大な実船計測データの整理や分析，Zwave解析の検証など数々のご協力を頂きました。謹んで感謝の意を表します。

一般財団法人日本海事協会の福井努氏，武田勝利氏には，荷重-構造応答一貫解析の精度検証に関して貴重な示唆を頂きました。

ジャパンマリユニテッド株式会社の松本光一郎博士，中村哲也氏，平川真一博士には，大学院進学のお機を与えて頂きました。特に，進学にあたって格別のご配慮とご支援，研究者の観点から研究の進め方などについて貴重な御助言を頂きました。また，同社の平澤章宏氏には設計者の観点から貴重な御助言，多大な激励を頂きました。関紀明氏には実船計測データの分析方法や設計者の観点から貴重な御助言を頂きました。謹んで感謝の意を表します。

川崎汽船株式会社の関係各位におきましては長期間の実船計測や実船計測データのご提供など，絶大な御協力を頂きました。心よりお礼申し上げます。

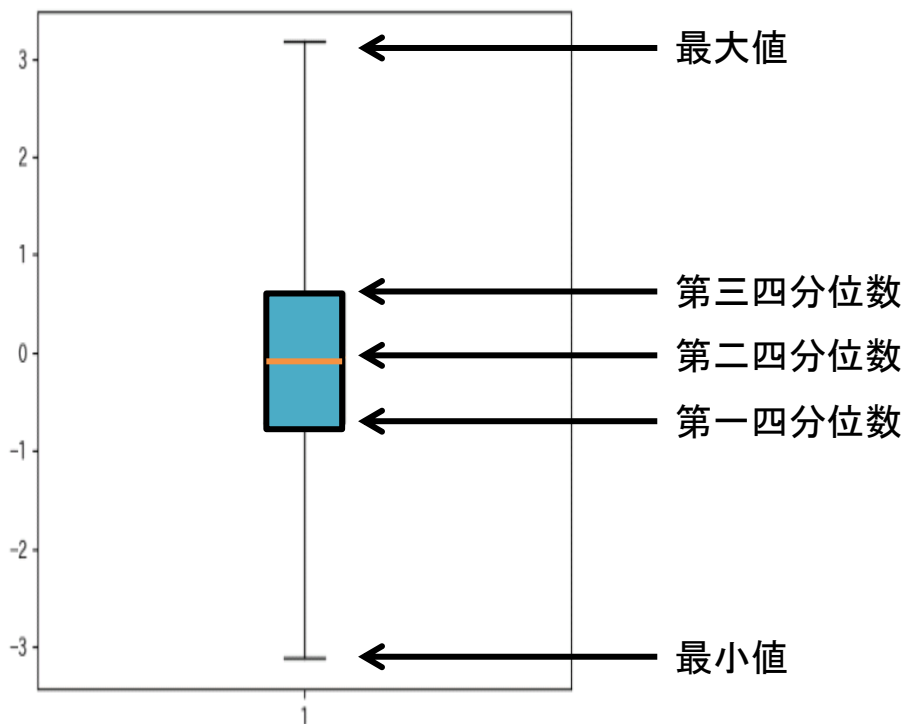
以上の方々を始め多数の方々の御協力によって成し得たものであり，御協力頂いた方々に心からの謝意を表します。

最後に，終始暖かく見守ってくれた家族に感謝します。

APPENDIX-A

A θ ，海象および船速との相関

以下に実船計測で得られた弾性振動応答の標準偏差と波浪応答の標準偏差の比 (θ) について箱ひげ図にまとめた。 θ は船速，有義波高，平均波周期，および相対波向に応じて分類した。図中の青枠は四分位範囲を示し，橙色線はデータの中央値を示す。上限のひげが最大値，下限のひげが最小値となる。



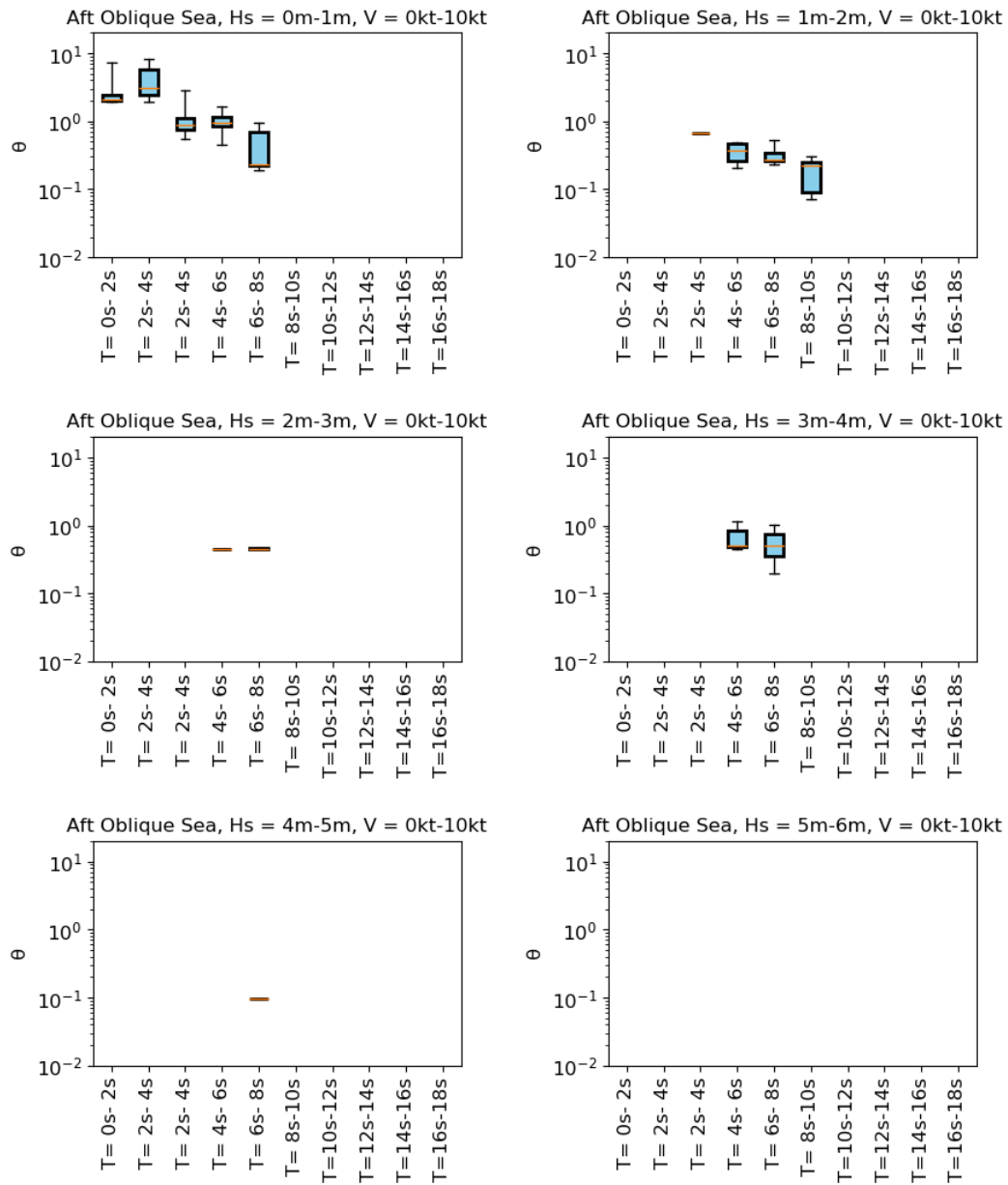


Fig. A-1 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Aft oblique sea, ship speed = 0kt-10kt)

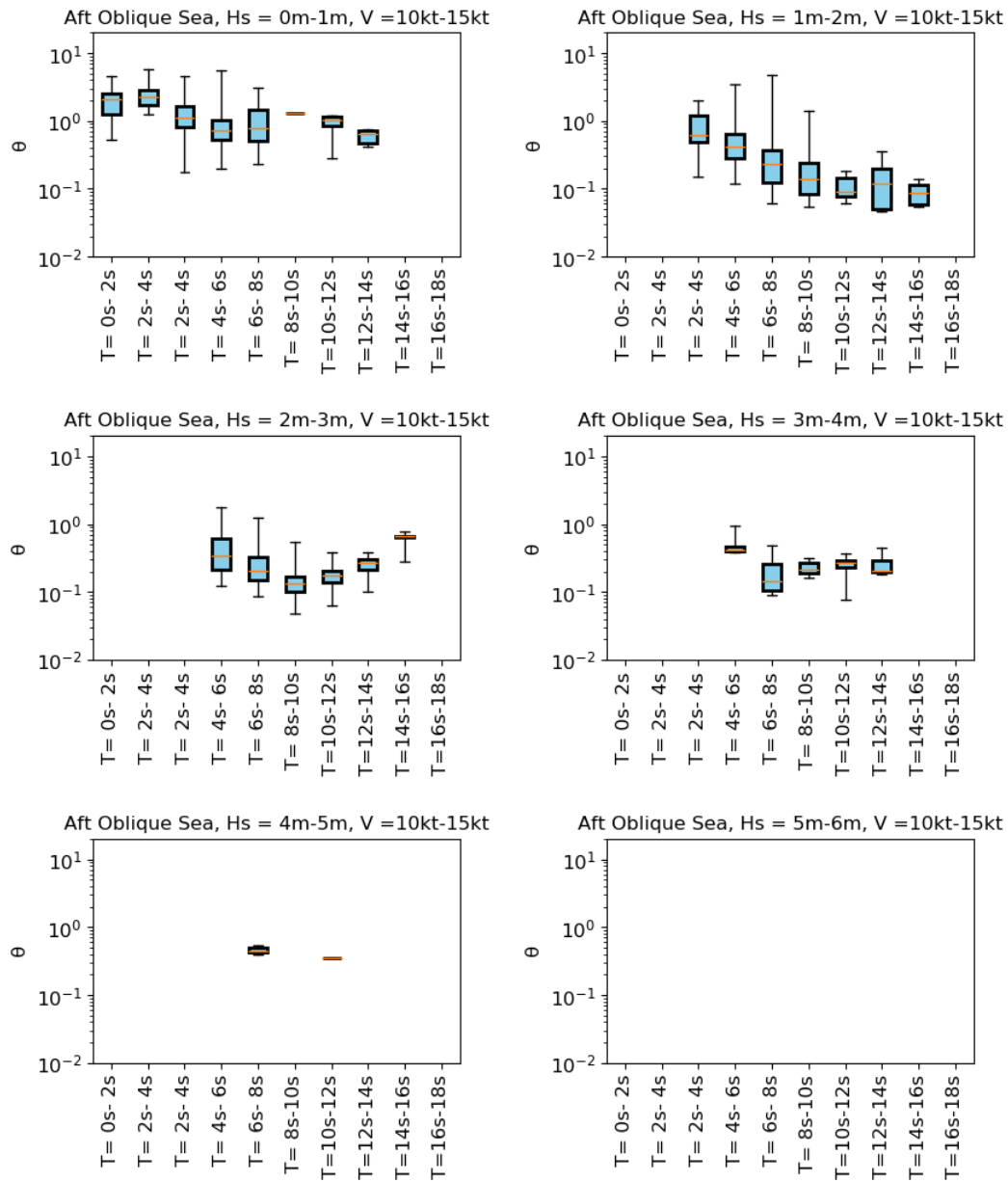


Fig. A-2 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Aft oblique sea, ship speed = 10kt-15kt)

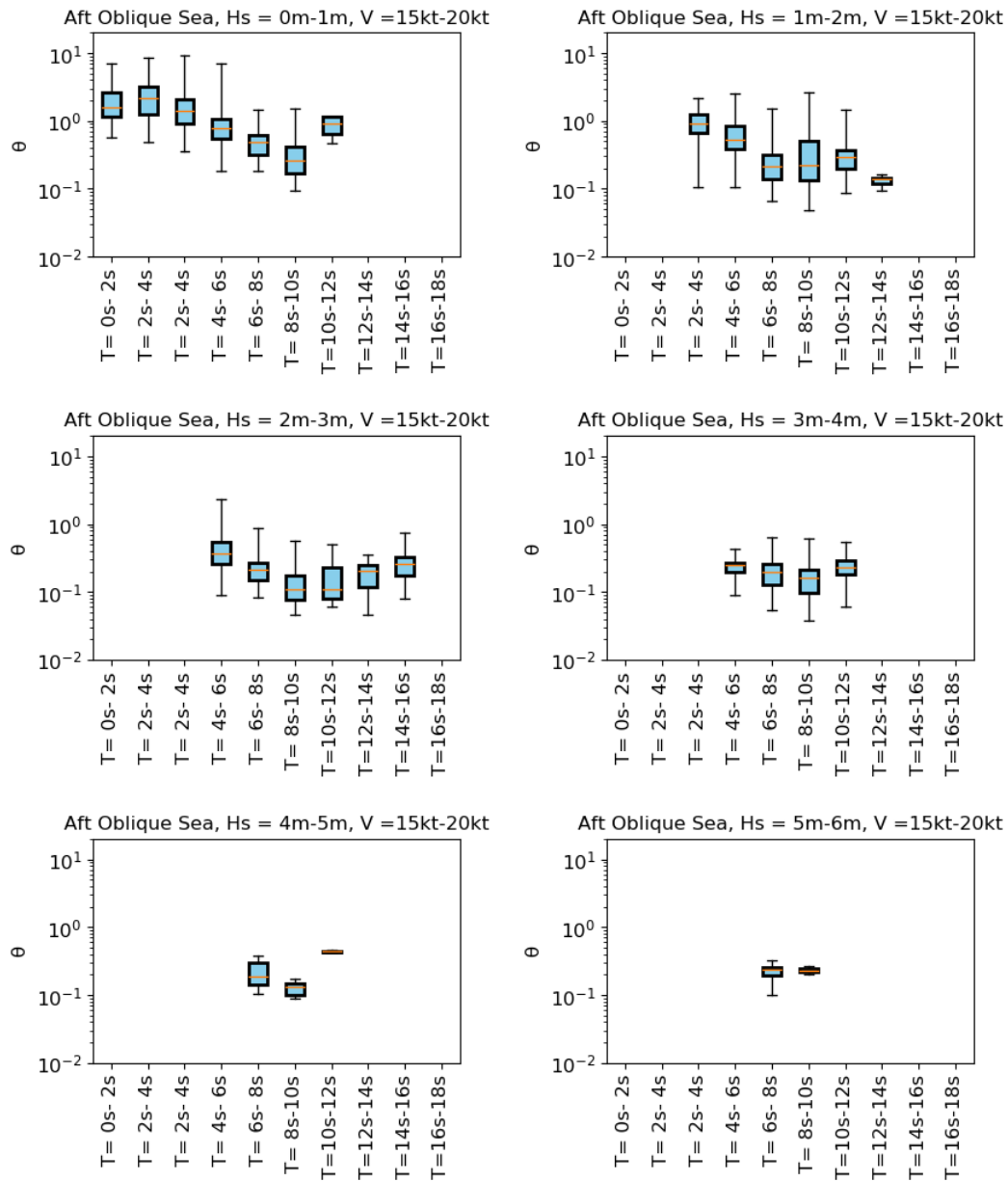


Fig. A-3 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Aft oblique sea, ship speed = 15kt-20kt)

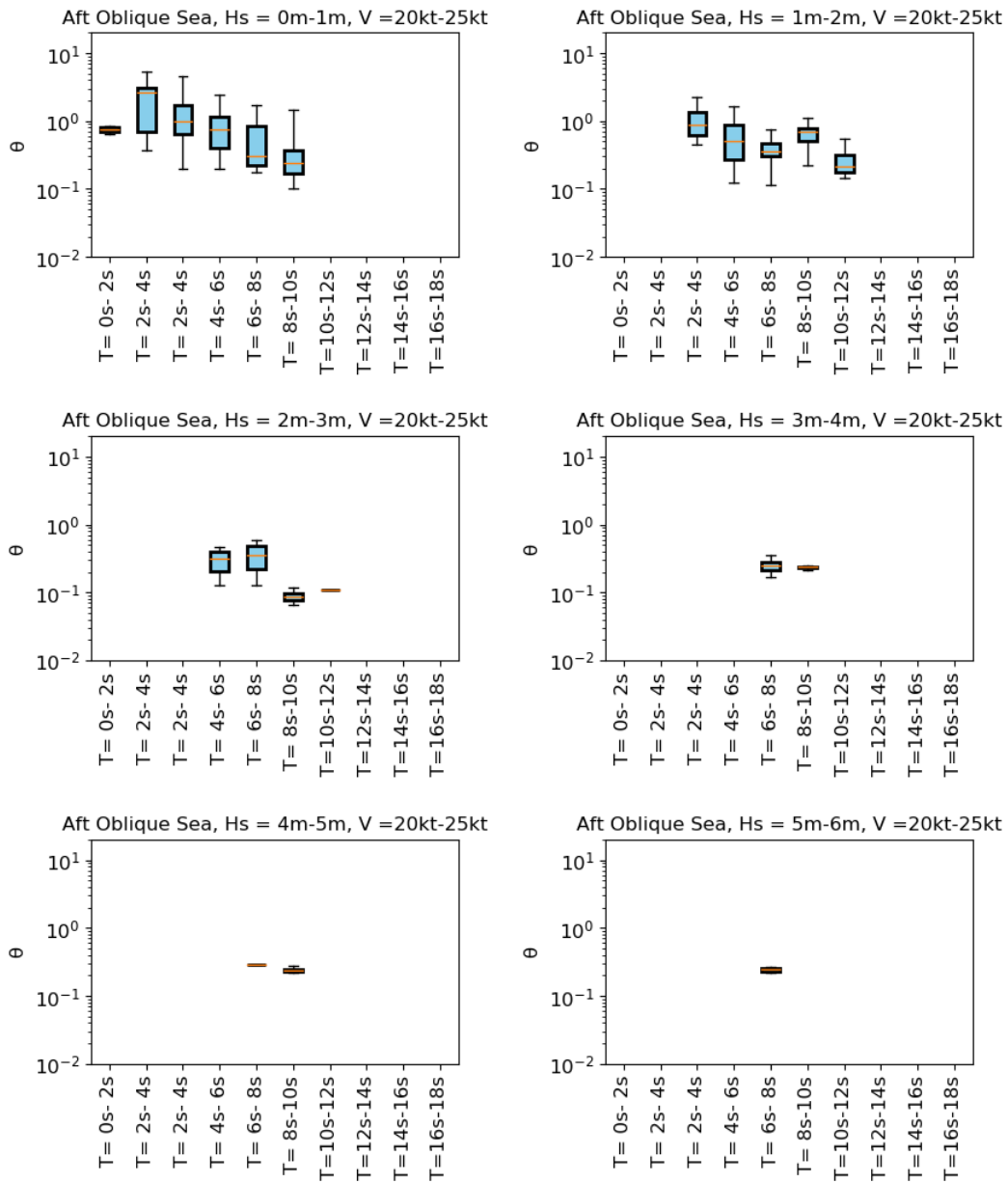


Fig. A-4 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Aft oblique sea, ship speed = 20kt-25kt)

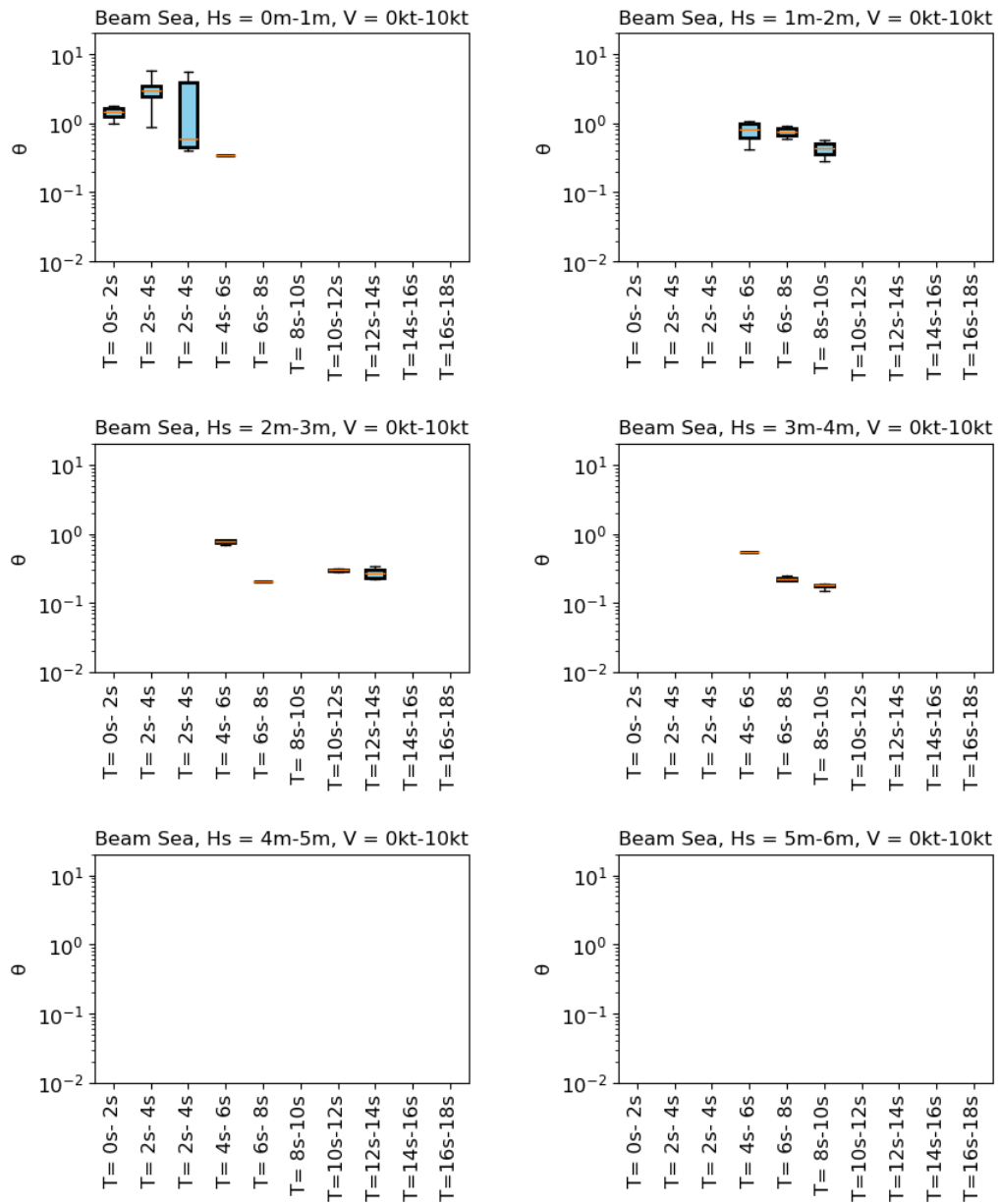


Fig. A-5 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Beam sea, ship speed = 0kt-10kt)

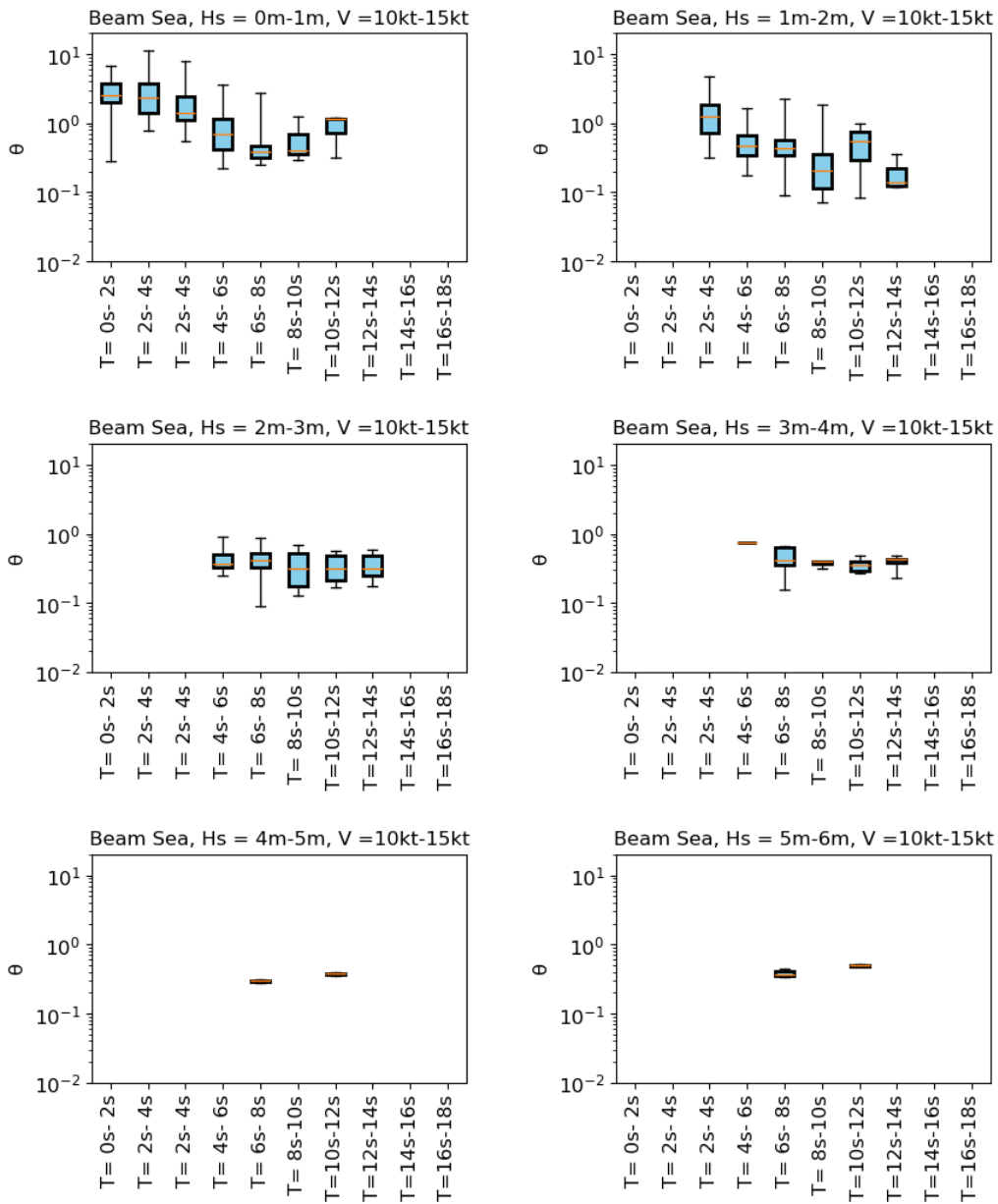


Fig. A-6 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Beam sea, ship speed = 10kt-15kt)

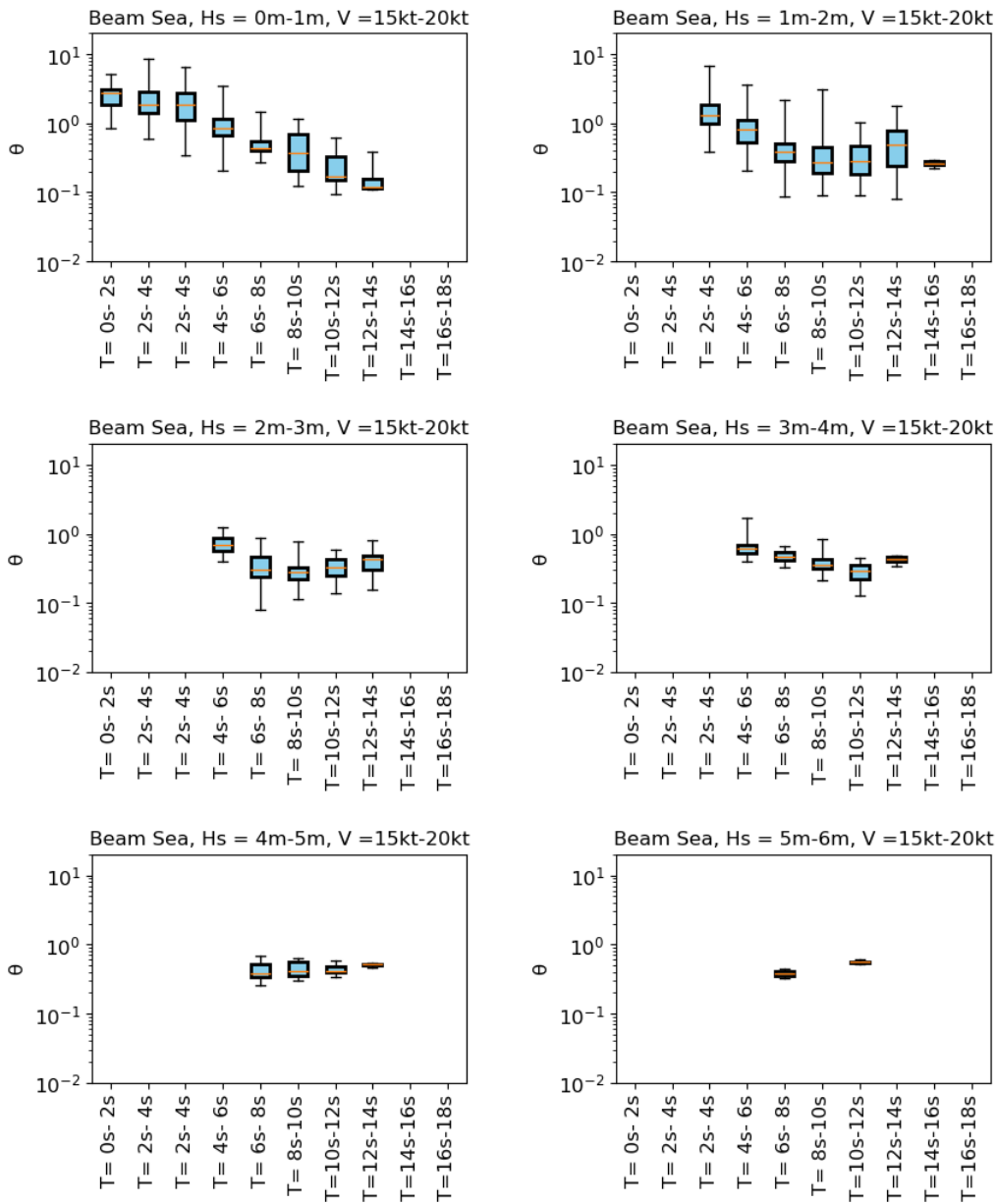


Fig. A-7 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Beam sea, ship speed = 15kt-20kt)

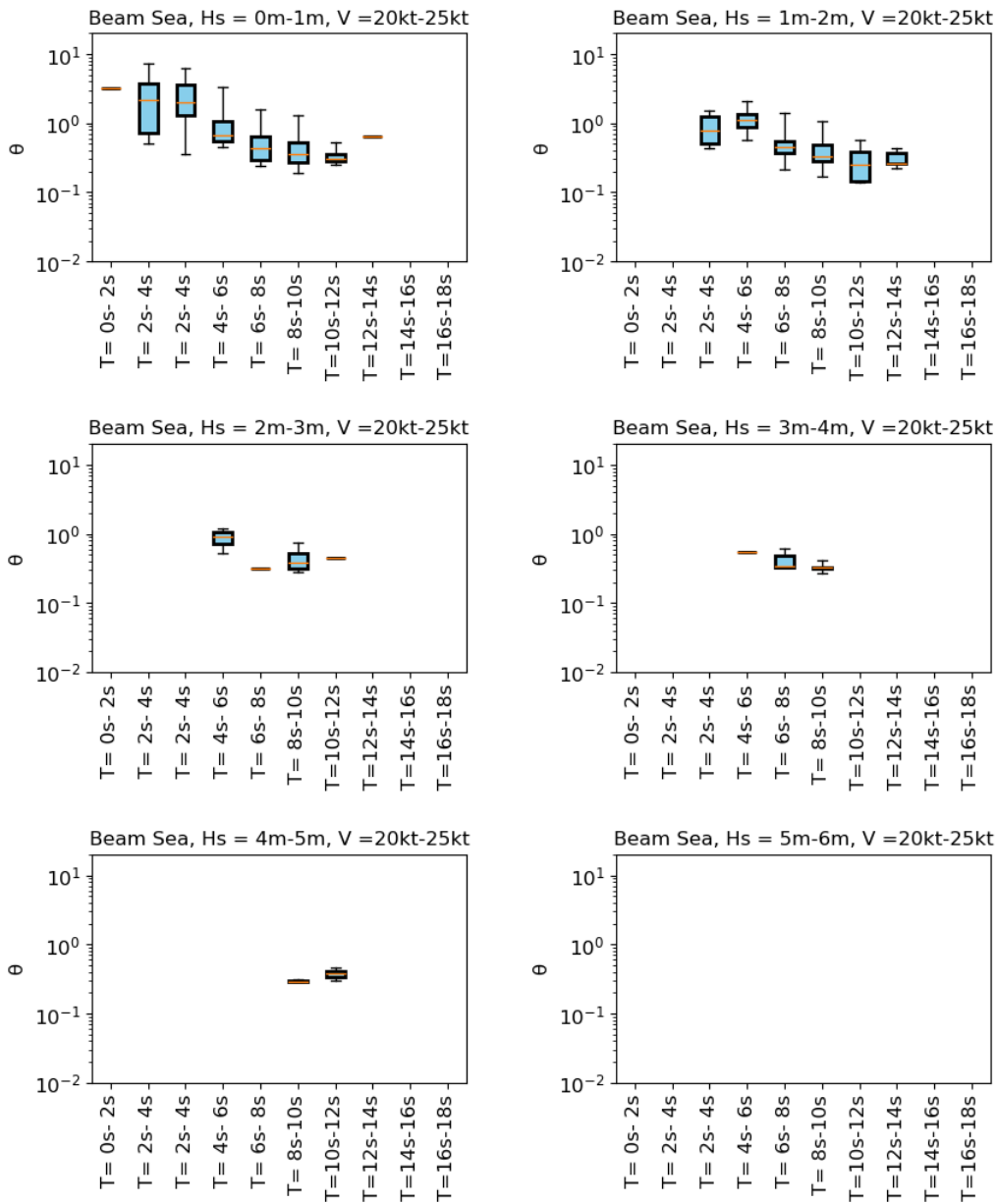


Fig. A-8 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Beam sea, ship speed = 20kt-25kt)

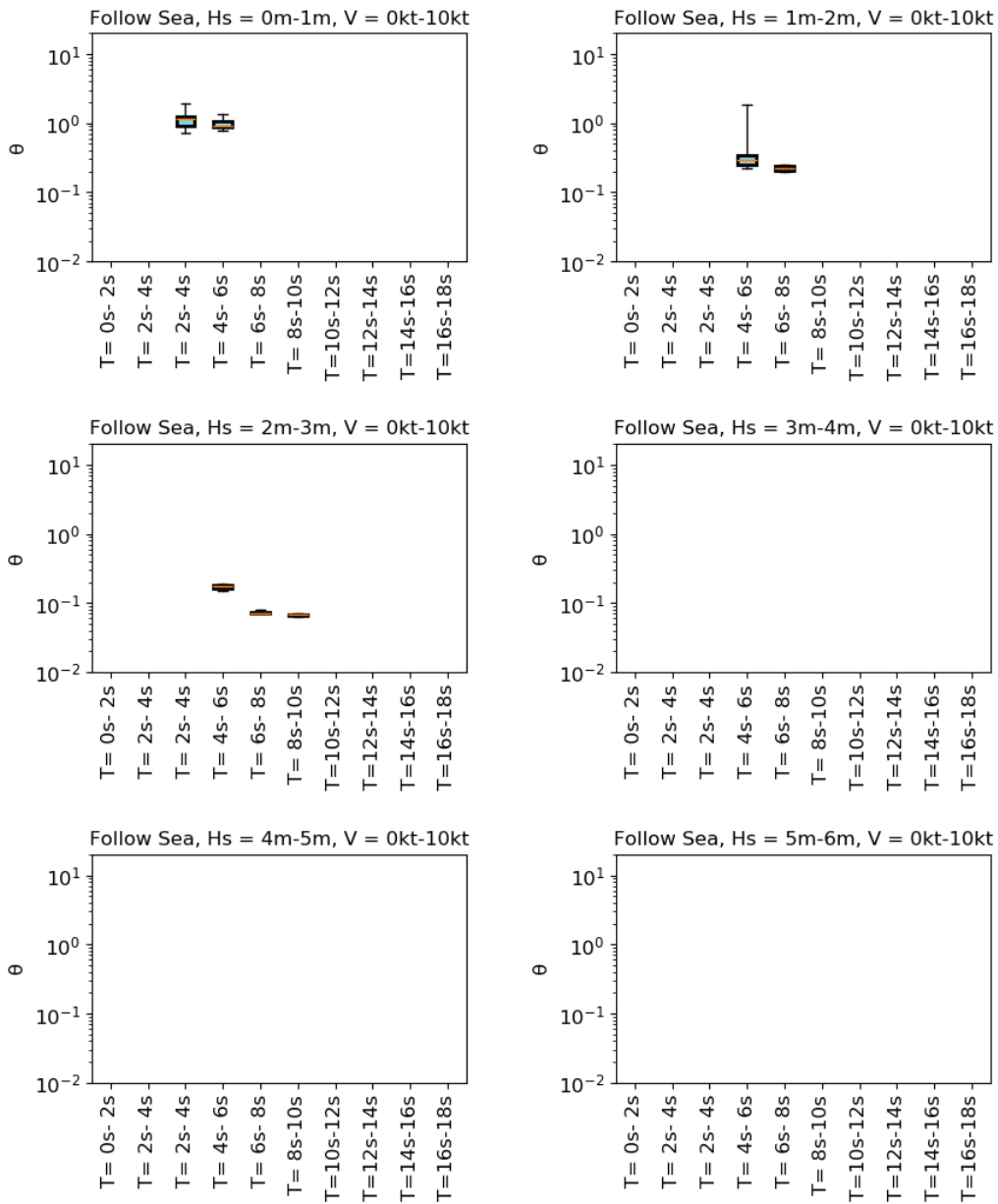


Fig. A-9 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Follow sea, ship speed = 0kt-10kt)

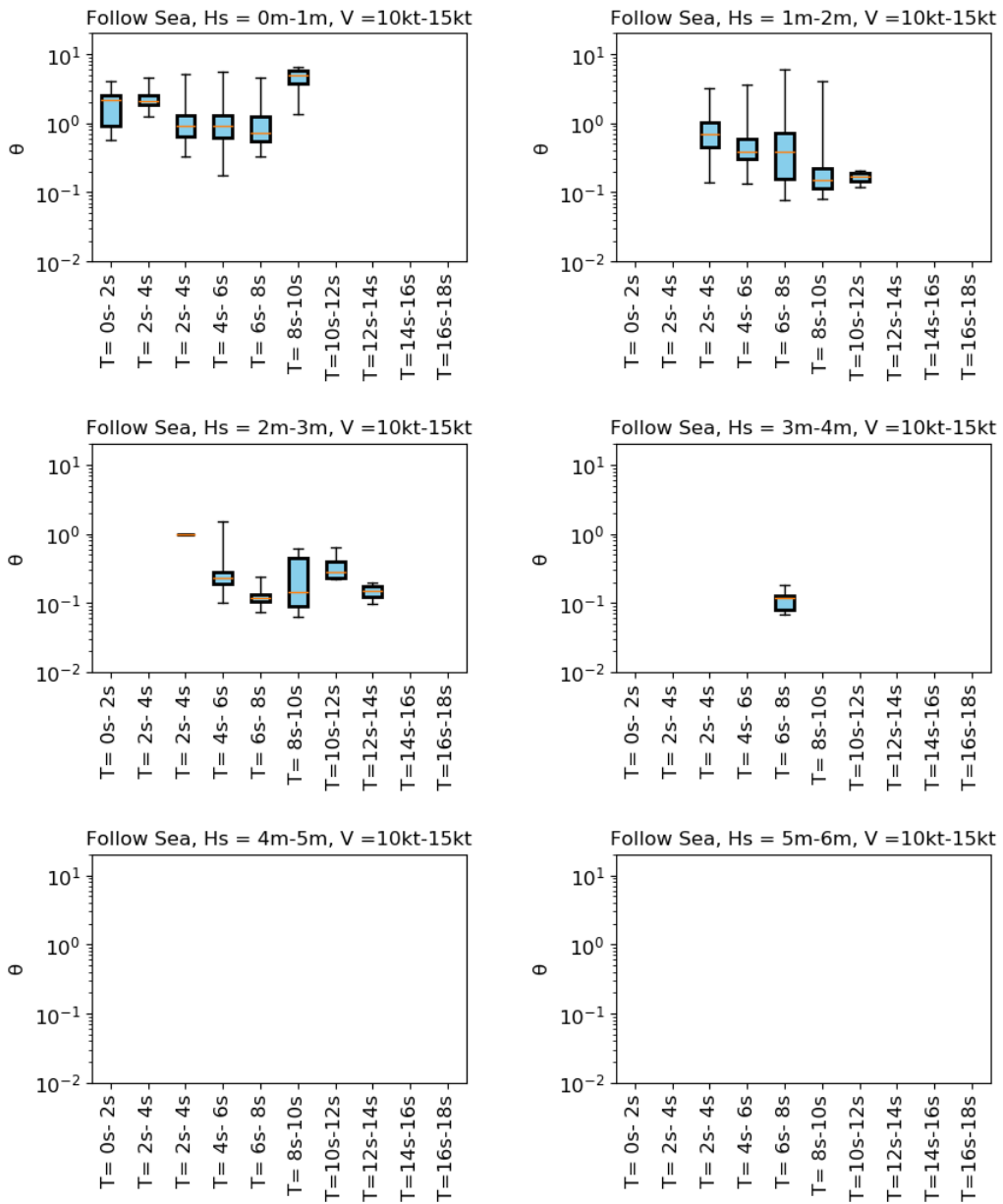


Fig. A-10 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Follow sea, ship speed = 10kt-15kt)

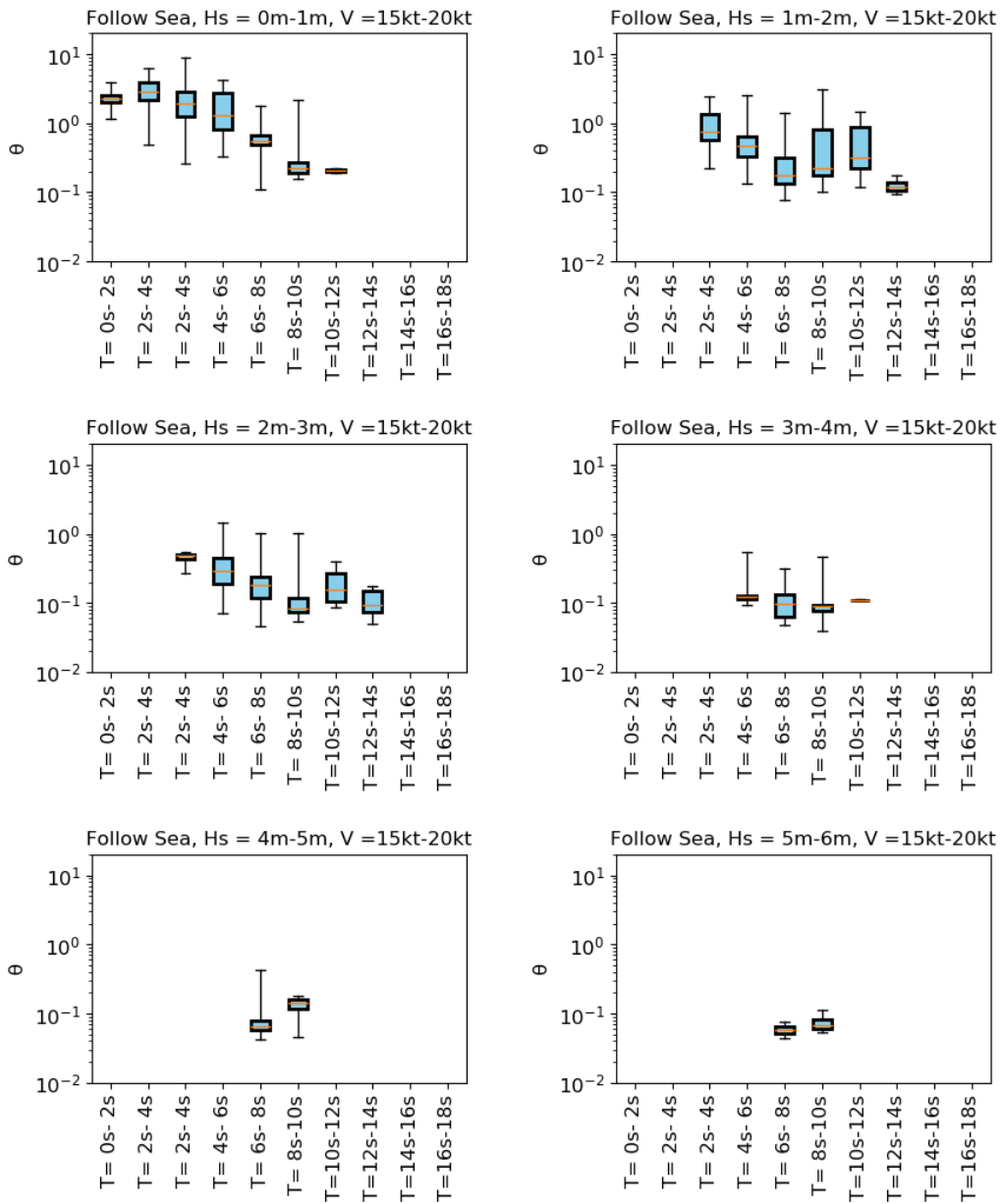


Fig. A-11 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Follow sea, ship speed = 15kt-20kt)

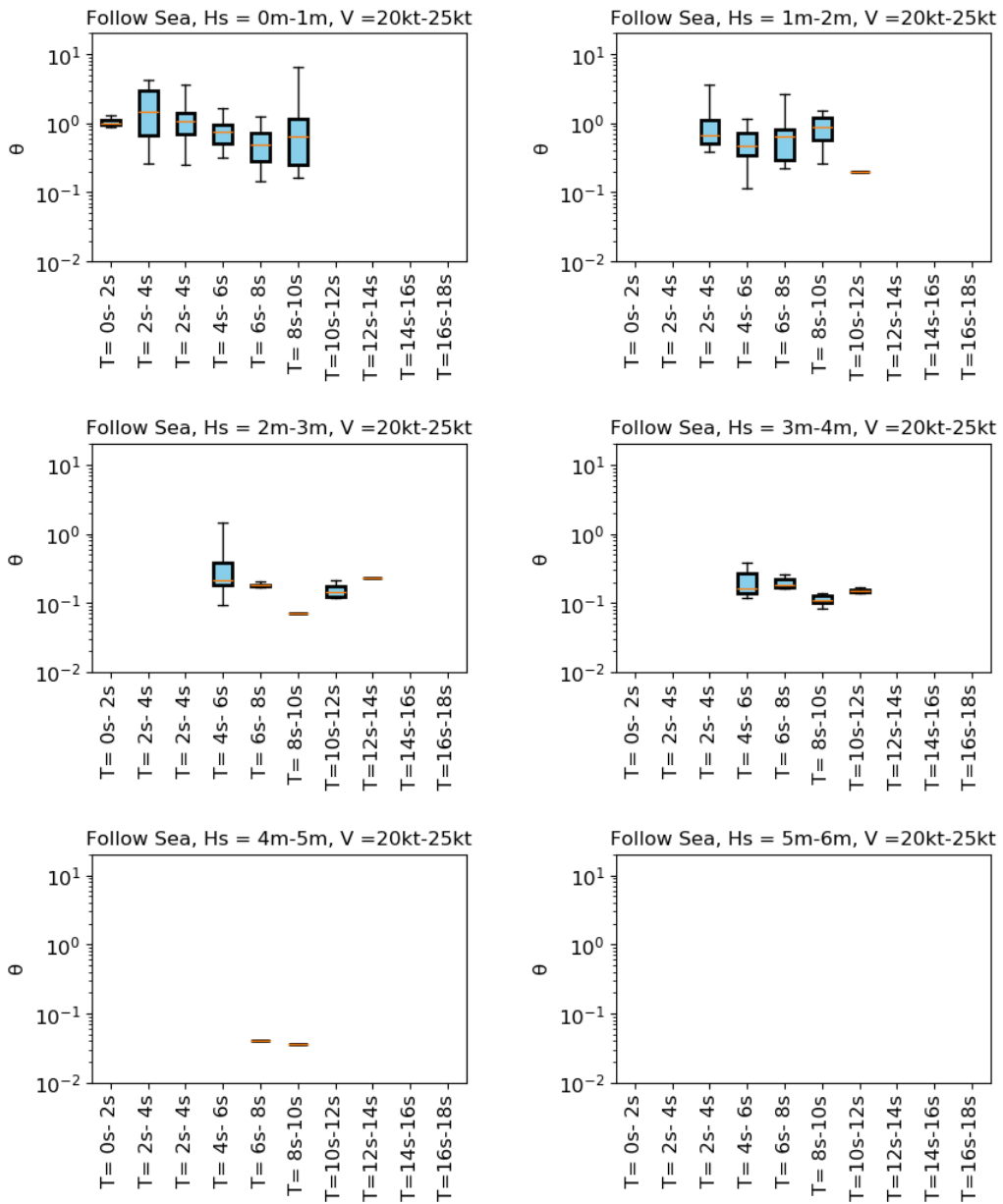


Fig. A-12 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Follow sea, ship speed = 20kt-25kt)

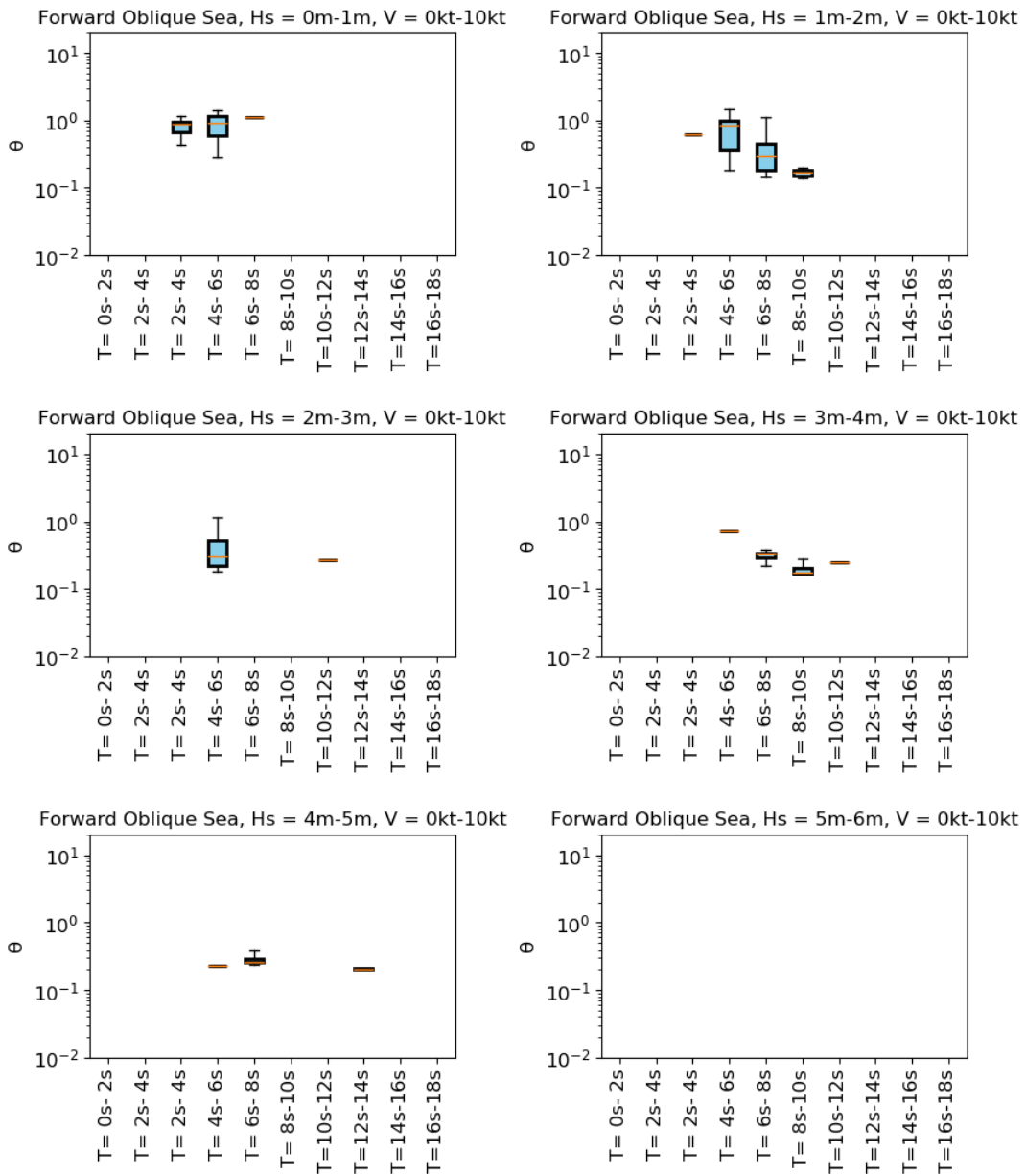


Fig. A-13 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Forward oblique sea, ship speed = 0kt-10kt)

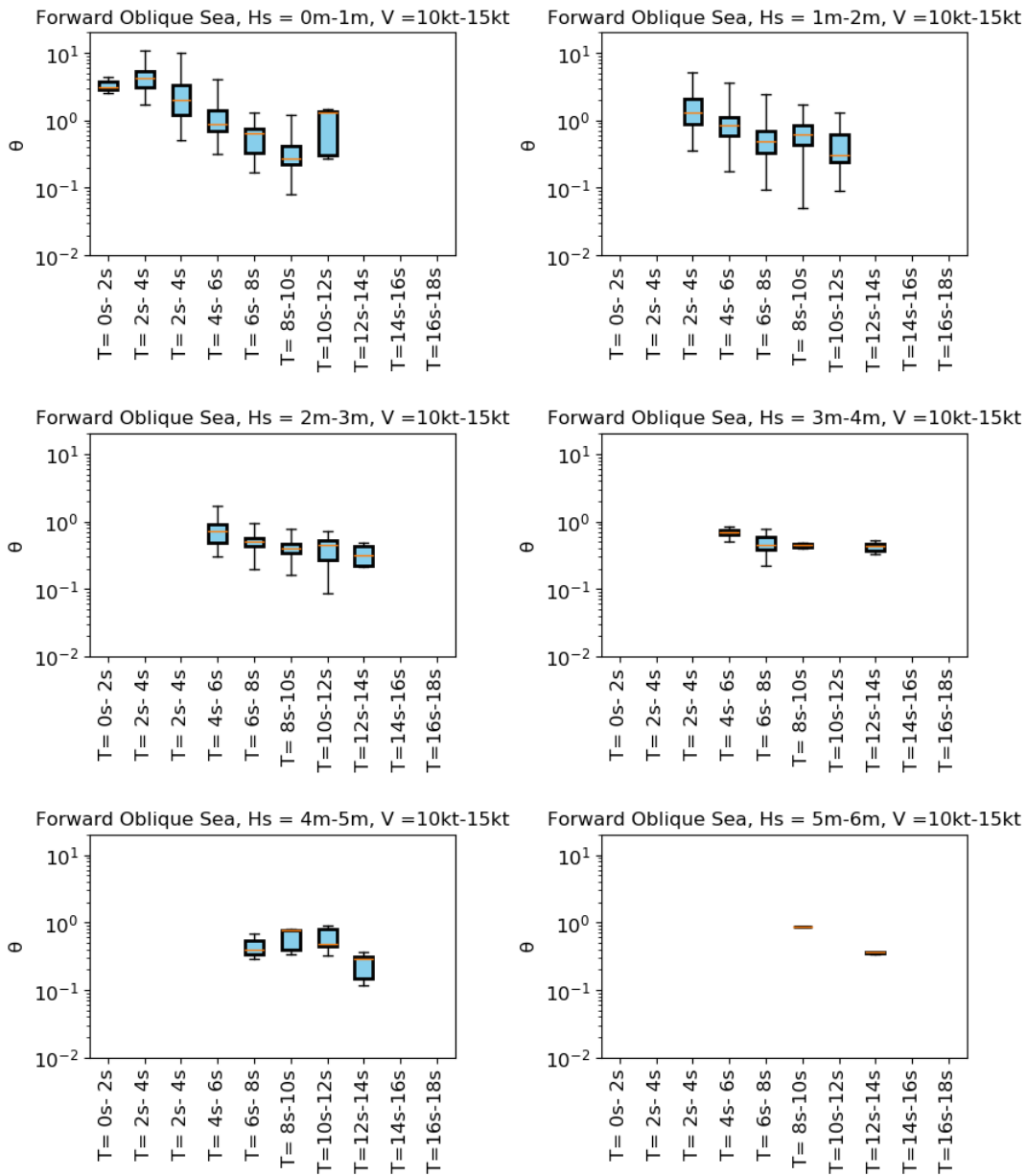


Fig. A-14 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Forward oblique sea, ship speed = 10kt-15kt)

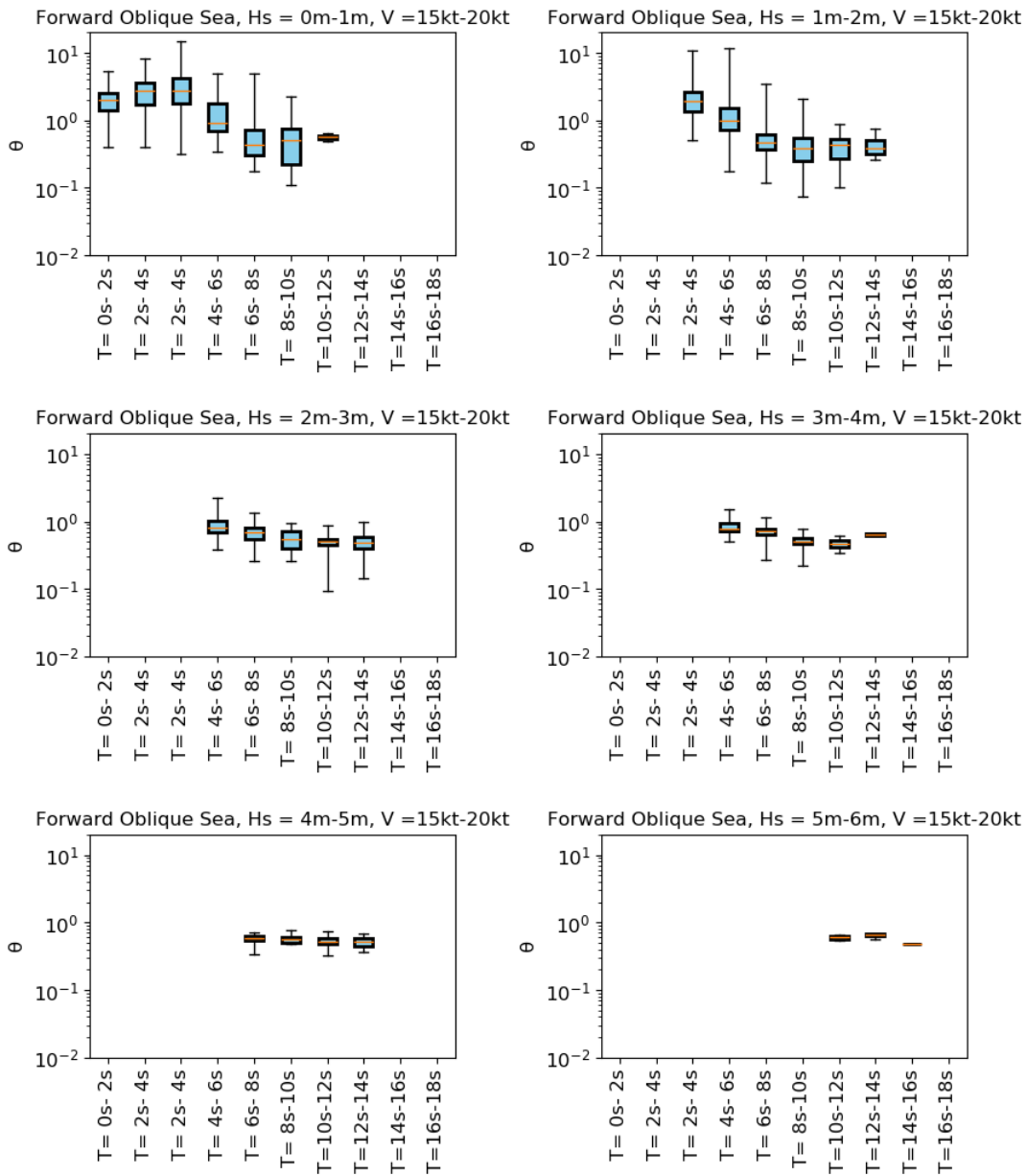


Fig. A-15 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Forward oblique sea, ship speed = 15kt-20kt)

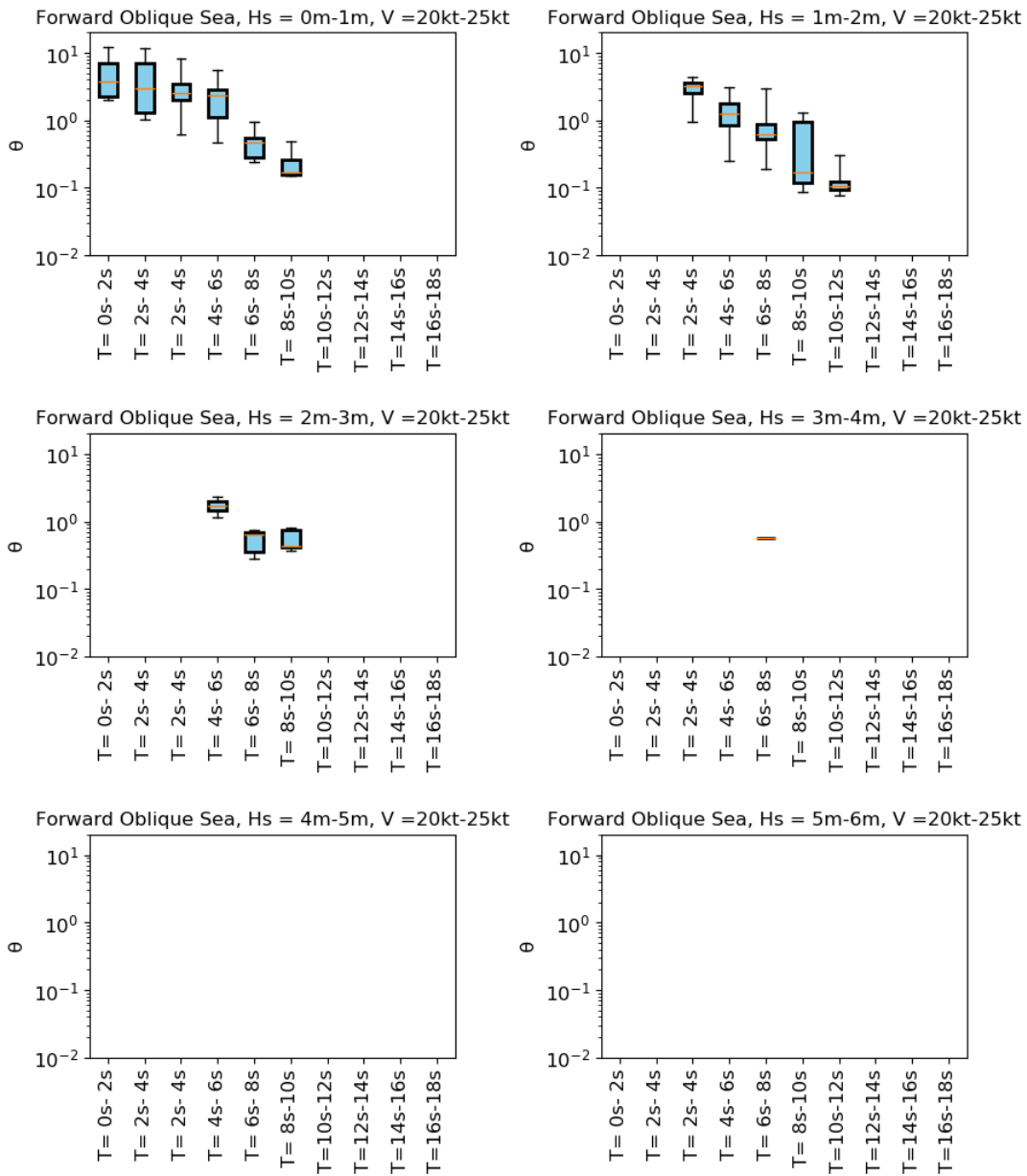


Fig. A-16 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Forward oblique sea, ship speed = 20kt-25kt)

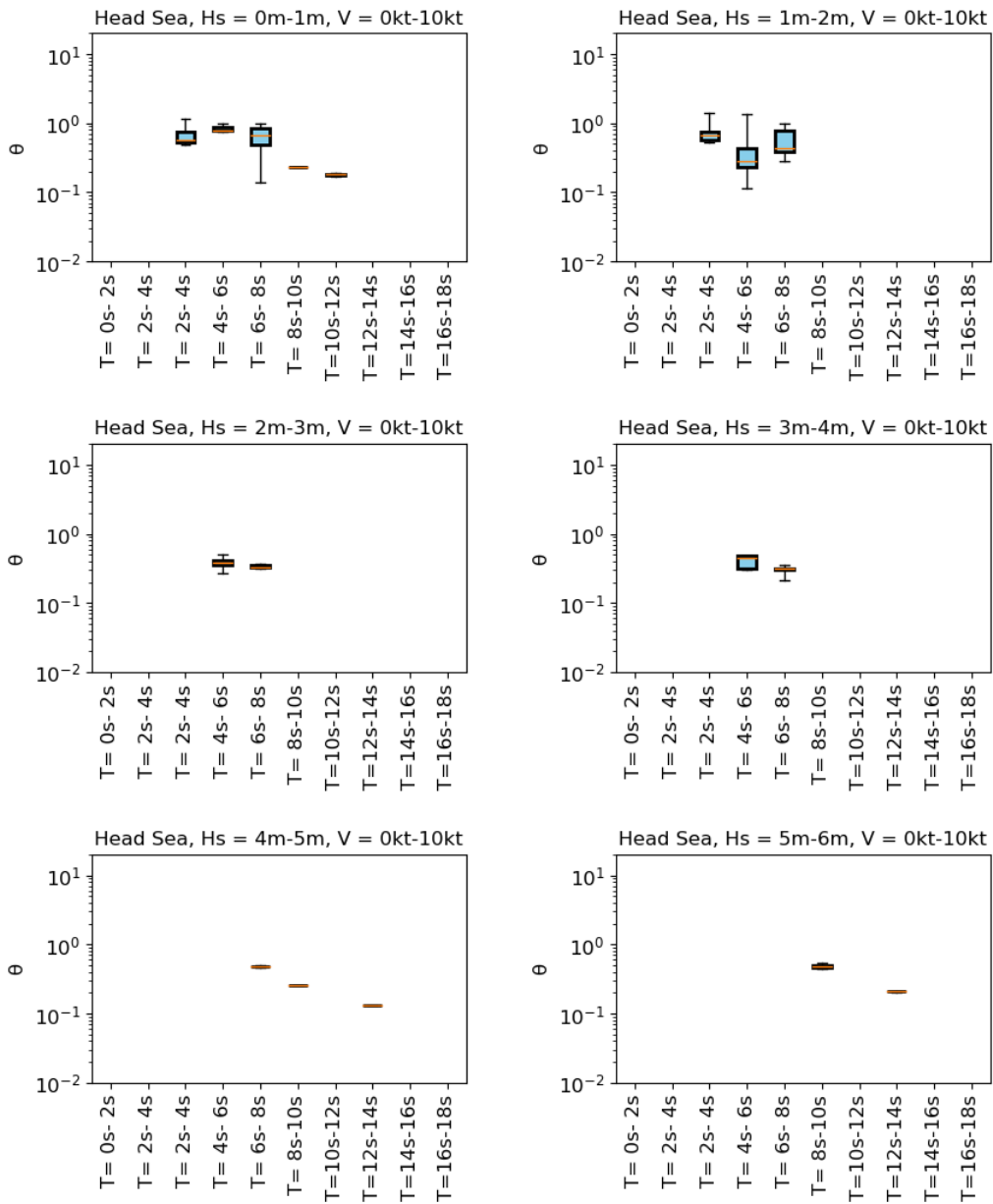


Fig. A-17 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Head sea, ship speed = 0kt-10kt)

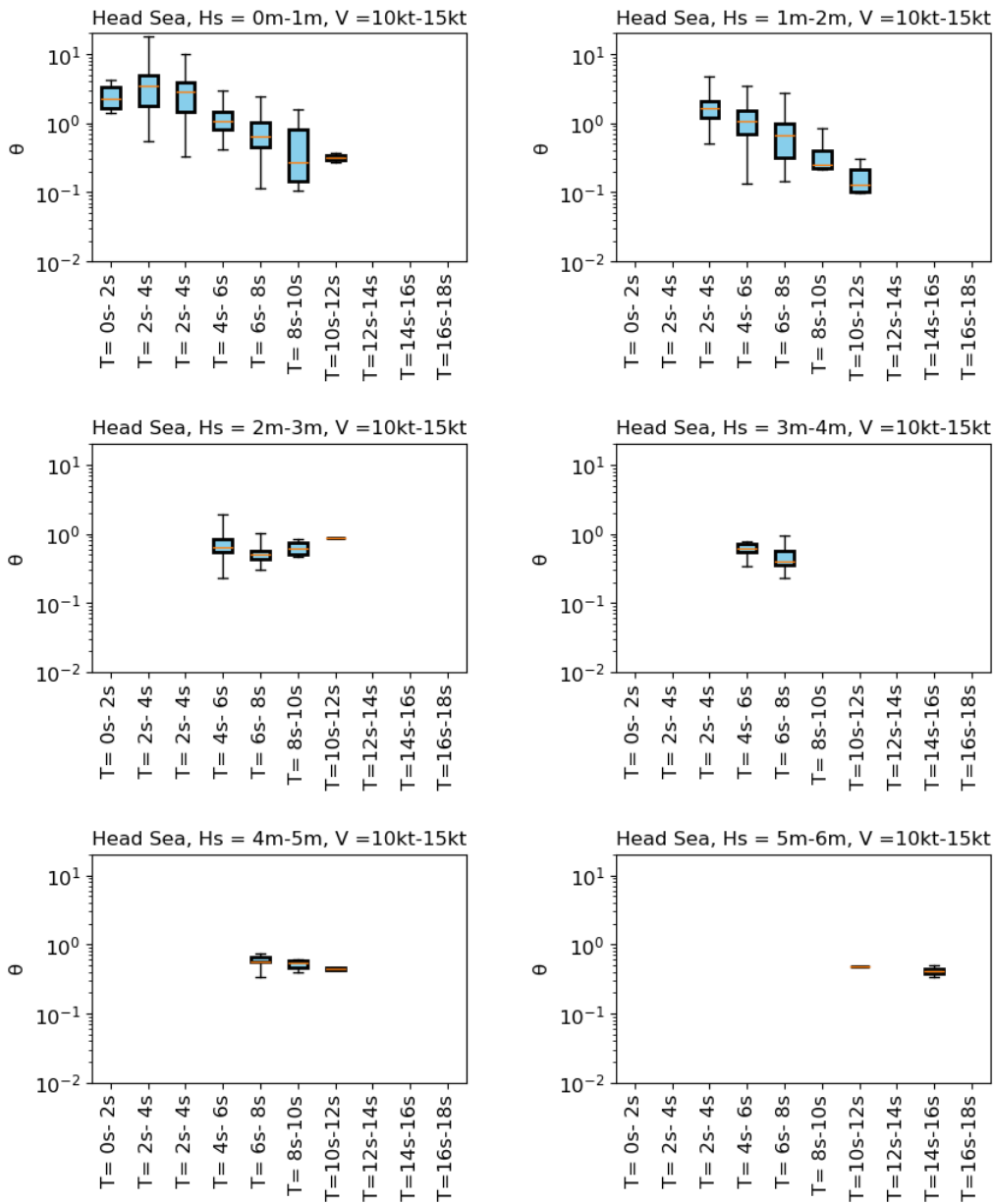


Fig. A-18 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Head sea, ship speed = 10kt-15kt)

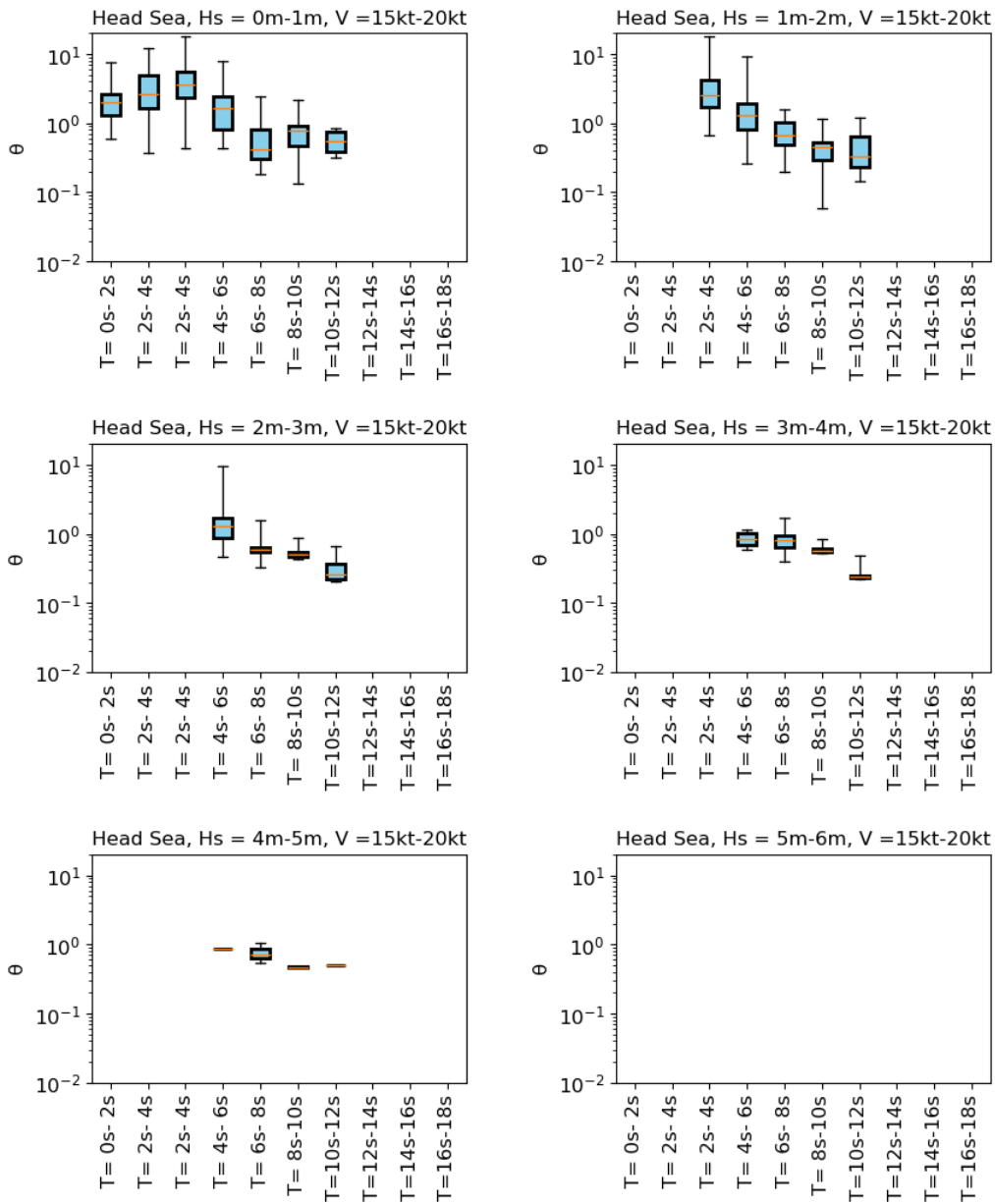


Fig. A-19 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Head sea, ship speed = 15kt-20kt)

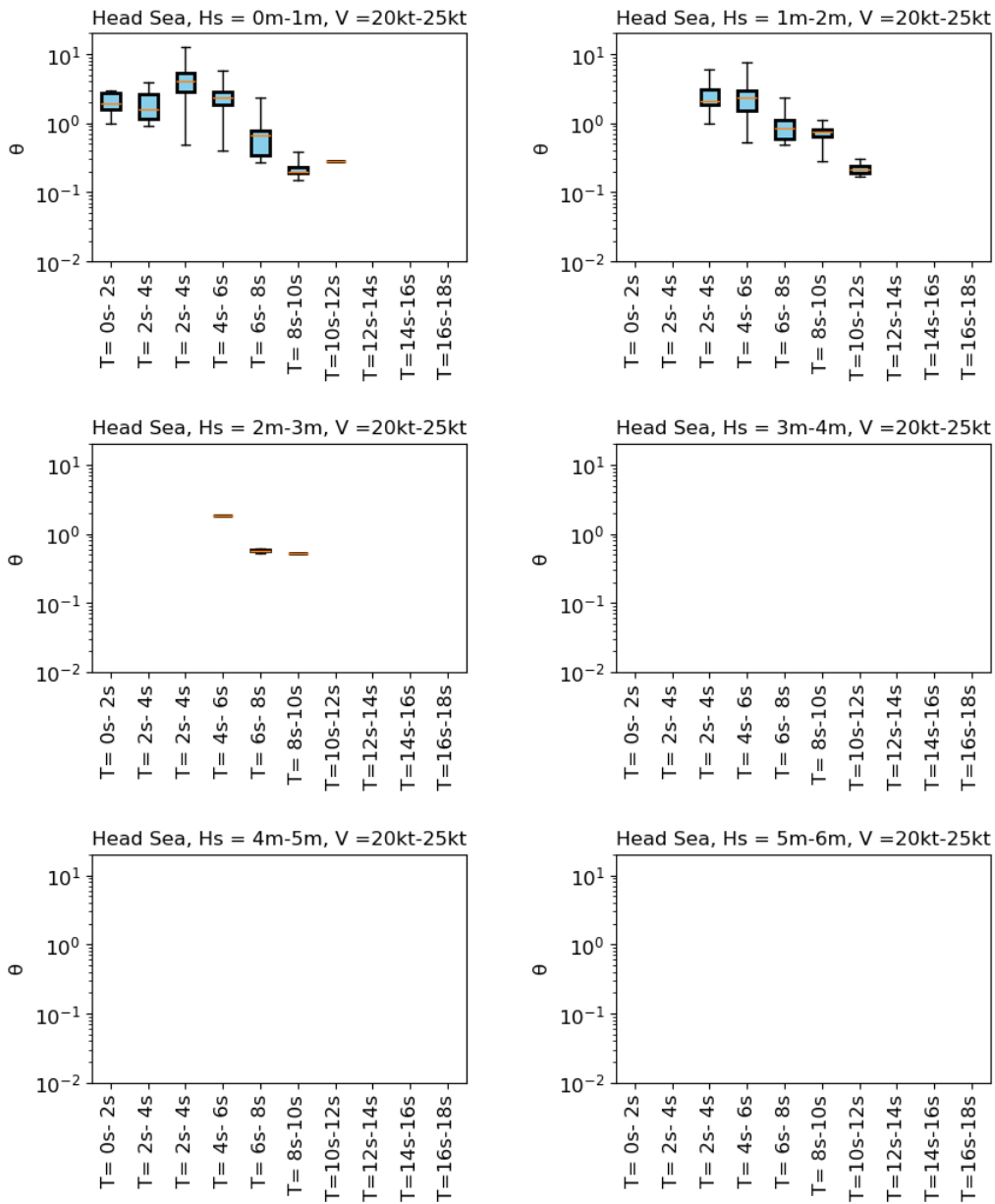


Fig. A-20 Box plot for the correlation between θ and mean wave period obtained from forecast (Head sea, ship speed = 20kt-25kt)

APPENDIX-B

B 船体荷重計算および弾性振動応答解析システム

B.1 システムの構成

本システムは非定常・非線形時刻歴船体荷重計算プログラムと船体弾性応答計算プログラムより成り立っている。

B.2 非定常・非線形時刻歴船体運動計算

非定常・非線形時刻歴船体荷重計算プログラムは、ランキンソース法を用いた非定常・非線形時刻歴解析であり、計算手法としては文献[B-1]と類似の手法を採用している。本計算の目的は船体弾性応答を数値計算で再現することであり、そのためには流体力に浸水面による非線形影響を考慮することが重要となる。そのため本計算では、時々刻々と変化する船体表面の浸水面、および自由表面の影響を考慮して流体力を求めており、またランキンパネルを時々刻々再配置する工夫を施している。Fig.B-1に示すように、空間に固定された座標系を考え、船体、自由表面、造波機をモデル化する。本プログラムではこのように長水槽を模擬しており、向波中を任意の船速 $U(t)$ で進行する船体の運動および荷重を再現することができる[B-2]。

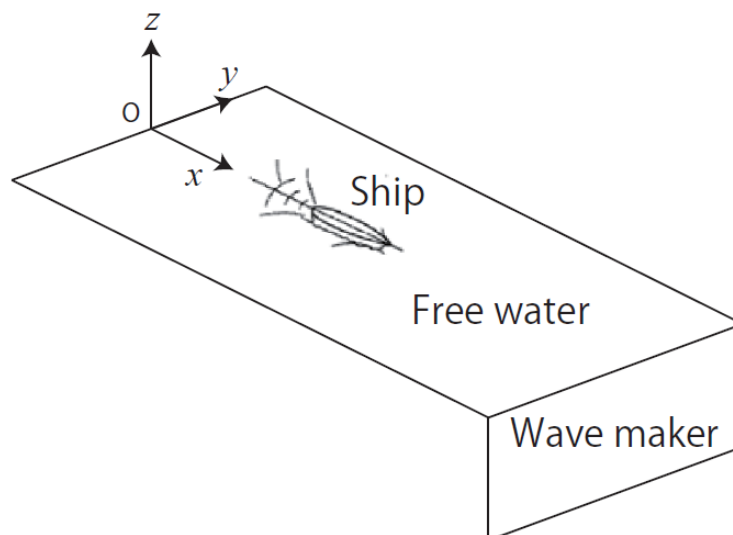


Fig. B-1 Coordinate system.

B.3 流体の支配方程式

B.3.1. 船の座標系

船の座標系として、前進座標系を $o\text{-}xyz$ とする。空間固定座標系を $O_0\text{-}X_0Y_0Z_0$ とする。よって座標系 $o\text{-}xyz$ と $O_0\text{-}X_0Y_0Z_0$ の関係は以下のようになる。

$$Z_0 = z \quad \text{式 B.1}$$

$$X_0 = (x + Ut)\cos\chi + y\sin\chi \quad \text{式 B.2}$$

ここで、 U は船速、 χ は波向きを表す。

B.3.2. 流体の支配方程式

流体の支配方程式は、流速ベクトルを $\mathbf{v}(\mathbf{x}, t)$ 、密度を $\rho(\mathbf{x}, t)$ 、圧力を $p(\mathbf{x}, t)$ として下記の式で知られている。

連続の式

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \operatorname{div} \mathbf{v} = 0 \quad \text{式 B.3}$$

Navier-Stokes の式

$$\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = -\operatorname{grad} p + \mu \Delta \mathbf{v} + \rho \mathbf{g} \quad \text{式 B.4}$$

状態方程式

$$\rho = (p \text{ の関数}) \quad \text{式 B.5}$$

上記の微分方程式から5つの未知数 $\mathbf{v}(\mathbf{x}, t)$, $\rho(\mathbf{x}, t)$, $p(\mathbf{x}, t)$ を求めることになる。この厳密解を導くことはほぼ不可能であり、CFD等の直接数値計算で解かない限りは、何らかの仮定を設けて簡略化する必要がある。支配方程式の簡略化のために仮定される条件は①非圧縮②非粘性③渦なしの3つがある。非圧縮の仮定は、密度が既知の関数であり、密度変化がゼロ ($\frac{D\rho}{Dt} = 0$) としている。よって、式B.3は $\operatorname{div} \mathbf{v} = 0$ となる。また式B.5は既知とする。非粘性の仮定は粘性率 $\mu = 0$ とすることであり、式B.4は $\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = -\operatorname{grad} p + \rho \mathbf{g}$ となる。非圧縮、②非粘性を考慮することにより、式B.3~B.5は下記のように変形できる。

連続の式

$$\operatorname{div} v = 0 \quad \text{式 B.6}$$

Navier-Stokes の式

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\operatorname{grad} p + \rho g \quad \text{式 B.7}$$

次に、渦なしの仮定について考える。数式では $\operatorname{rot} v = 0$ と書かれる。左辺は渦度と呼ばれるベクトル量で、成分で書くと下記のようなになる。

$$\operatorname{rot} v = \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} - \frac{\partial v_y}{\partial z}, \quad \frac{\partial v_x}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial x}, \quad \frac{\partial v_y}{\partial x} - \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) = 0 \quad \text{式 B.8}$$

この物理的には渦の強さを意味する。ここで、次のような滑らかなスカラー関数 $\phi(x, t)$ を定義する。

$$v = \operatorname{grad} \phi = \nabla \phi \quad \text{式 B.9}$$

成分で表示すると、下記のようなになる。

$$v_x = \frac{\partial \phi}{\partial x}, v_y = \frac{\partial \phi}{\partial y}, v_z = \frac{\partial \phi}{\partial z} \quad \text{式 B.10}$$

この速度ポテンシャルを用いると、式 B.9, B.10 は下記のように変形できる。式 B.12 は Bernoulli の式と呼ばれる。

連続の式

$$\nabla \phi = 0 \quad \text{式 B.11}$$

Bernoulli の式

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} \nabla \phi \cdot \nabla \phi + \frac{p}{\rho} + gz = f(t) \quad \text{式 B.12}$$

この2つの支配方程式から2つの関数 $\phi(x, t)$, $p(x, t)$ を求めればよいことになる。ここで、式 B.11 から $\phi(x, t)$ が求まれば、それを式 B.12 に代入することで $p(x, t)$ は求まる。

B.3.3. 境界条件

境界条件として次の3つを定義する.

- I 海底条件
- II 自由表面条件
- III 船体表面条件

まず, 前進座標系 $o-xyz$ での速度ポテンシャルは定常成分 (一様流) と周期成分にわけて以下のように表す.

$$\phi_{all}(x, t) = -Ux + \phi(x, t) \quad \text{式 B.13}$$

- I 海底条件

海底条件は「海底を流体粒子が貫通しない」という条件であるため, 以下の式で与えられる.

$$\frac{\partial \phi_{all}}{\partial z} = 0 \quad \text{as } z = -h \quad \text{式 B.14}$$

- II 自由表面条件

境界条件は「圧力=大気圧で一定」, 「海面を流体粒子は貫通しない」という条件であるから, 以下の式で与えられる.

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = -\left(\frac{1}{2}\nabla\phi \cdot \nabla\phi + gz\right) \quad \text{on } z = \zeta \quad \text{式 B.15}$$

$$\frac{\partial \zeta}{\partial t} + \frac{\partial \phi}{\partial x} \frac{\partial \zeta}{\partial x} + \frac{\partial \phi}{\partial y} \frac{\partial \zeta}{\partial y} + \frac{\partial \phi}{\partial z} = 0 \quad \text{on } z = \zeta \quad \text{式 B.16}$$

ここで, $\frac{\partial \phi}{\partial x} \frac{\partial \zeta}{\partial x} \cong 0$, $\frac{\partial \phi}{\partial y} \frac{\partial \zeta}{\partial y} \cong 0$ としている. つまり船体周りの流場変化が x, y 方向 (ここでは船長, 船幅方向) に対しては穏やかであり, また, 入射波の x, y 方向の流場変化が穏やかであると仮定している.

III 船体表面条件

境界条件としては、「流体粒子が船体表面を貫通しない」という条件になる。前進座標系からみた船体表面条件としては、船体法線方向の流速=船体法線方向の速度 ξ と考え、船体表面の外向き法線ベクトル $n = (n_x, n_y, n_z)$ と船体表面 S_H を用いて以下の式となる。

$$\nabla\phi_{all}(x, t) \cdot n(x) = \xi(x, t) \cdot n(x) \quad \text{on } S_H \quad \text{式 B.17}$$

ここで ϕ_{all} を代入すると上式の左辺は、以下の式となる。

$$\nabla\phi_{all}(x, t) \cdot n(x) = \{-Ue_x + \nabla\phi(x, t)\} \cdot n(x) = -Un_x + \frac{\partial}{\partial n} \phi(x, t) \quad \text{式 B.18}$$

よって、式 3.5 と式 3.6 から以下のようなになる。

$$\frac{\partial}{\partial n} \phi(x, t) - Un_x = \xi(x, t) \cdot n(x) \quad \text{on } S_H \quad \text{式 B.19}$$

B.4 流体力を求める

まず、 σ_j を各要素の吹き出し強さとし、位置 r_j で面積 A_j に作用するとすれば、任意の位置 r_i における速度ポテンシャルは次のように表される。

$$\phi_i = \sum_j \int_{A_j} \frac{\sigma_j}{|r_i - r_j|^2} dA_j \quad \text{式 B.20}$$

船体表面の圧力は Bernoulli の式で与えられる。

$$\frac{p}{\rho} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + \frac{1}{2} \nabla\phi \cdot \nabla\phi + gz \quad \text{式 B.21}$$

船に作用する流体力は船体表面圧力を積分することにより得られる。ここで、船体表面の外向き法線ベクトル $n = (n_x, n_y, n_z)$ と船体表面 S_H である

$$F_i(t) = - \iint_{S_H} p(x) n_i dS \quad \text{式 B.22}$$

B.5 運動方程式を解く

質量マトリクスは一般的に以下の式のように書ける．ここで， M は船体の質量， (x_G, y_G, z_G) は船体の重心座標， I_{xx}, I_{yy}, I_{zz} は慣性モーメント， I_{xy}, I_{yz}, I_{zx} は慣性乗積である．今は重心が $(0, 0, -OG)$ となるように座標系 $o-xyz$ を定義しており，また船体は左右対称だとすると x, y, z 軸は慣性主軸と平行であるから慣性乗積は消える．

$$M_{ij} = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 & M_{zG} & -M_{yG} \\ 0 & M & 0 & -M_{zG} & 0 & M_{xG} \\ 0 & 0 & M & M_{yG} & -M_{xG} & 0 \\ 0 & -M_{zG} & M_{yG} & I_{xx} & I_{xy} & I_{zx} \\ M_{zG} & 0 & -M_{xG} & I_{xy} & I_{yy} & I_{yz} \\ -M_{yG} & M_{xG} & 0 & I_{zx} & I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad \text{式 B.23}$$

$$M_{ij} = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 & -M\overline{OG} & 0 \\ 0 & M & 0 & M\overline{OG} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M\overline{OG} & 0 & I_{xx} & 0 & 0 \\ -M\overline{OG} & 0 & 0 & 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \quad \text{式 B.24}$$

ここで，船体運動を計算するは一般的に船体重心を原点とすることが多い．そのため $\overline{OG} = 0$ なる．よって船体加速度各成分 $\{a_x, a_y, a_z, \dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y, \dot{\theta}_z\}$ は以下の式で表すことができる．

$$\begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 \\ 0 & 0 & M \\ & I_{xx} & 0 & 0 \\ & 0 & I_{yy} & 0 \\ & 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \\ \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \\ \dot{\theta}_z \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & 0 & 0 \\ 0 & C & 0 \\ 0 & 0 & C \\ & C_{xx} & 0 & 0 \\ & 0 & C_{yy} & 0 \\ & 0 & 0 & C_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \\ \dot{\theta}_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ F_{xx} \\ F_{yy} \\ F_{zz} \end{Bmatrix} \quad \text{式 B.25}$$

ここで， $[C]$ は速度に対する減衰係数， $\{v_x, v_y, v_z, \dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y, \dot{\theta}_z\}$ は速度及び回転速度である．

以上のことから，船の運動加速度（HEAVE= a_z ，PITCH= $\dot{\theta}_y$ ）は $a_z = (F_z - C v_z)/M$ および $\dot{\theta}_y = (F_{yy} - C_{yy} \dot{\theta}_y)/I_{yy}$ となり，連立方程式を解くことなく計算することができる．

B.6 Newmark の β 法を用いた構造解析法

Zwave で計算された波浪荷重を全船 FEM にマッピングする方法, 及び Newmark の β 法を用いた構造解析法の概要についてまとめる.

B.6.1. 運動方程式

運動方程式を以下に示す.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad \text{式 B.26}$$

ここで,

$$[M] = [M_s] + [M_w]$$

$$[C] = \alpha[M_s] + \beta[K]$$

$$\{F\} = \{F_w\} + \{F_i\}$$

$[M]$ 質量マトリクス

$[C]$ 減衰マトリクス

$\{F\}$ 荷重ベクトル

$[M_s]$ 構造質量マトリクス

$[M_w]$ 付加質量マトリクス

$\{F_w\}$ 波浪変動圧荷重ベクトル

$\{F_i\}$ 慣性力荷重ベクトル

α, β レイリー減衰パラメータ

これを Newmark の β 法をつかって計算する.

B.6.2. 付加質量 $[M_w]$ について

流体-構造連成を解析する上で付加質量効果が精度に影響を与える。解析手法として、仮想質量法、オイラー定式法（ソリッド要素でモデル化）である音響連成手法の2種類がある。仮想質量法は流体領域をソリッド要素等でモデル化する必要がなく、使用方法が簡便なため船舶における適用例は多い。仮想質量法として、いくつか提案[B-3][B-4]されているが、ここでは特異点分布法による流体-構造連成の解法を紹介する。仮想質量法では、流体を非圧縮性の理想流体と仮定する。 σ_j を各要素の吹き出し強さとし、位置 r_j で面積 A_j に作用するとすれば、任意の位置 r_i における速度ポテンシャル及び流速 $V_i = \partial\phi/\partial n_{ij}$ は次のようになる。

$$\frac{\partial\phi}{\partial n_{ij}} = -2\pi\sigma_i + \sum_j^N \sigma_j \iint_{A_j} \frac{\partial}{\partial n_{ij}} \frac{1}{|r_i - r_j|} dA_j \quad \text{式 B.27}$$

ここで、 n_{ij} はポイント j から i に向かう方向の単位ベクトルである。集約して以下のようにマトリクス表示する。

$$[V] = [A]\{\sigma\} \quad \text{式 B.28}$$

ただし、

$$A_{ij} = \iint_{A_j} \frac{\partial}{\partial n_{ij}} \frac{1}{|r_i - r_j|} dA_j \quad (i \neq j) \quad \text{式 B.29}$$

$$A_{ij} = -2\pi \quad (i = j) \quad \text{式 B.30}$$

次に速度ポテンシャルは次式で与えられる。

$$\phi_i = \sum_j^N \sigma_j \iint_{A_j} \frac{\partial}{\partial n_{ij}} \frac{1}{|r_i - r_j|} dA_j \quad \text{式 B.31}$$

以下のようにマトリクス表示する。

$$\{\phi\} = [B]\{\sigma\} \quad \text{式 B.32}$$

式(9)に式(8)を代入すると速度ポテンシャルは以下のようになる.

$$\{\phi\} = [B][A]^{-1}\{V_i\} \quad \text{式 B.33}$$

動的流体圧 P は, 流体密度 ρ を, 速度ポテンシャルを ϕ として下記のように表される.

$$P = -\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad \text{式 B.34}$$

式 B.33, B.34 より任意の位置 r_i における動的流体圧 P_i は次のようになる.

$$[P] = -\rho[B][A]^{-1} \frac{\partial}{\partial t} \{V_i\} \quad \text{式 B.35}$$

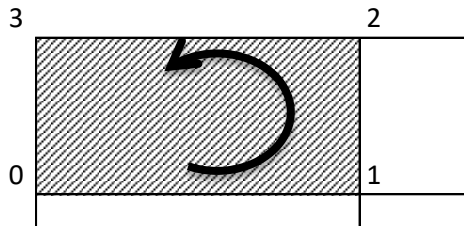
要素に作用する力 $\{F_{fluid}\}$ を要素の面積マトリクス $[S]$ を用いて以下のように書く.

$$\{F_{fluid}\} = \rho[B][A]^{-1}[S]\{\ddot{u}\} = [M_w]\{\ddot{u}\} \quad \text{式 B.36}$$

式(11)右辺の $[M_w]$ が仮想質量マトリクスであり, 通常の構造の質量マトリクスに足し合わせることで流体の運動による慣性効果を表す.

B.6.3. 波浪変動圧荷重ベクトル $\{F_w\}$: Zwave パネル-全船 FEM マッチング

Zwave で求めた波浪変動圧荷重ベクトルを全船 FEM へ受け渡すとき, Zwave パネルの節点と全船 FEM (黄色部) の節点が必ずしも一致しないこともあるので, 両者の節点のマッチングを行う必要がある. ここで, 図のように Zwave パネルの要素を構成する節点を 0 (x_0, y_0, z_0), 1 (x_1, y_1, z_1), 2 (x_2, y_2, z_2), 3 (x_3, y_3, z_3) と定義する.

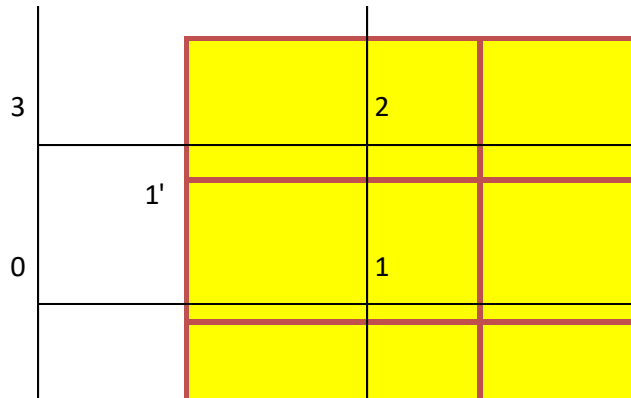


全船 FEM (黄色部) の節点 1'(x,h,q) は, Zwave パネルの節点 0,1,2,3 と形状関数 (重み係数) を用いて以下のように表すことができる. なお, ZPLATE では s2jinf なるプログラムによって各節点の形状関数 (重み係数) を求めている.

$$x = N_0x_0 + N_1x_1 + N_2x_2 + N_3x_3$$

$$h = N_0y_0 + N_1y_1 + N_2y_2 + N_3y_3$$

$$q = N_0z_0 + N_1z_1 + N_2z_2 + N_3z_3$$



また, 節点 0,1,2,3 それぞれの位置における物理量 (ここでは圧力) を p_0, p_1, p_2, p_3 とすれば, 上記の形状関数を用いて節点 1'位置での物理量を内挿することができる. なお, ZPLATE では s2jinf で求めた形状関数を基に pl2pl なるプログラムにて圧力をマッピングしている.

$$p' = N_0p_0 + N_1p_1 + N_2p_2 + N_3p_3$$

B.6.4. 慣性力荷重ベクトル $\{F_i\}$ について

(1) 波浪荷重ベクトル $\{F_w\}$

船に作用する流体力は船体表面圧力を積分することにより得られる．ここで，船体表面の外向き法線ベクトル $n = (n_x, n_y, n_z)$ と船体表面 S_H である

$$F_w(t) = - \iint_{S_H} p(x) n_i dS$$

(2) 船体各節点に作用する慣性力 $\{F_i\}$

構造を剛体と仮定し波浪変動圧力荷重 $\{F_i\}$ による重心回りの加速度 $\{a_x, a_y, a_z, \ddot{\theta}_x, \ddot{\theta}_y, \ddot{\theta}_z\}$ を求め，各節点に働く慣性力を計算する．ここで，船体加速度各成分 $\{a_x, a_y, a_z, \ddot{\theta}_x, \ddot{\theta}_y, \ddot{\theta}_z\}$ は以下の式で表すことができる．

$$\begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 \\ 0 & 0 & M \\ & I_{xx} & 0 & 0 \\ & 0 & I_{yy} & 0 \\ & 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \\ \ddot{\theta}_x \\ \ddot{\theta}_y \\ \ddot{\theta}_z \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & 0 & 0 \\ 0 & C & 0 \\ 0 & 0 & C \\ & C_{xx} & 0 & 0 \\ & 0 & C_{yy} & 0 \\ & 0 & 0 & C_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \\ \dot{\theta}_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{w_x} \\ F_{w_y} \\ F_{w_z} \\ F_{w_{xx}} \\ F_{w_{yy}} \\ F_{w_{zz}} \end{Bmatrix}$$

ここで， $[C]$ は速度に対する減衰係数， $\{v_x, v_y, v_z, \dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y, \dot{\theta}_z\}$ は速度及び回転速度である．節点 j において，船体重心からの座標ベクトルを $\{r\}_j$ とすれば，節点 j における加速度 $\{a\}_j$ は以下ようになる．

$$\{a\}_j = \{a\} + \{\dot{\theta}\} \times \{r\}_j$$

各節点 j の慣性力 $\{F_i\}$ は，上式から求めた $\{a\}_j$ と等価質量 M_i より， $\{F_i\} = -[M_i]\{a\}_j$ で与えられる．

B.7 計算時間および制約

本論文に述べる規則波中および不規則波中の計算では，主記憶 12GB，CPU Core i7 980 3.3GHz 6 core の計算機を用いた並列計算を行い，1 ケースあたりおよそ 1 週間程度の計算時間を要する．また，波高について，5m を超えると発散して計算できないケースがある．

また，自由表面パネルの長さ(水槽長さ)，パネル数は可能な限り大きく取ることが望ましいが，限られたメモリーと時間内で計算を実行するため，水槽長さを船長の 11.5 倍に抑

える必要がある。実用的なレベルにするためには計算時間の短縮と計算のロバスト性向上も課題である。

B.8 システムの検証（不規則波中の計算）

B.8.1. 解析条件

対象船は 8600 TEU コンテナ運搬船とし、ZWAVE に用いたモデルを Fig.B-2、弾性応答解析に用いた全船 FEM モデルを Fig.B-3 に示す。ZWAVE に用いたモデルのメッシュサイズは凡そ 10m とし、FEM モデルのメッシュサイズはおよそ 3m とした。計算は 1 時間の時系列データを得た時点で終了させた。なお、波向きは向波に限定した。有義波高は 5m、平均波周期は 8 秒、10 秒、12 秒、14 秒、16 秒の 5 ケース、船速は 10kt、20kt の 2 ケースとした。

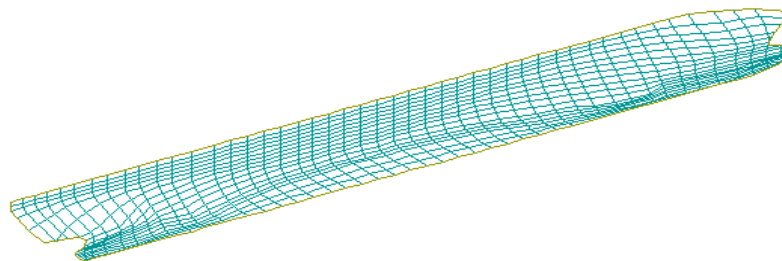


Fig. B-2 Simulation model for Rankin source method (ZWAVE).

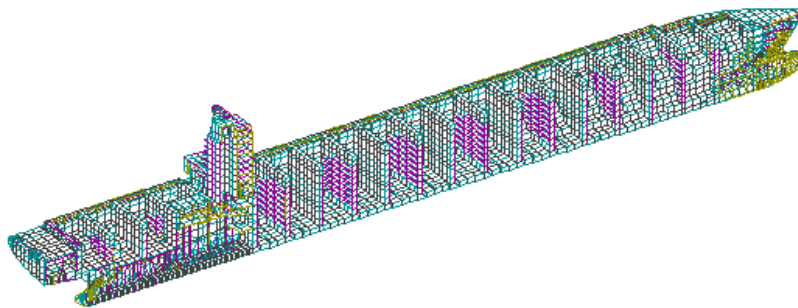


Fig. B-3 Whole ship FEM model.

B.8.2. 船体運動結果

規則波中での水面の様子を Fig.B-4, Fig.B-5, Fig.B-6 に示す。Heave, Pitch の計算結果を Fig.B-7, Fig.B-8 に示す。これらの図にはストリップ法による結果も併せて示す。これらの図より計算結果はストリップ法と概ね一致していることが確認できた。

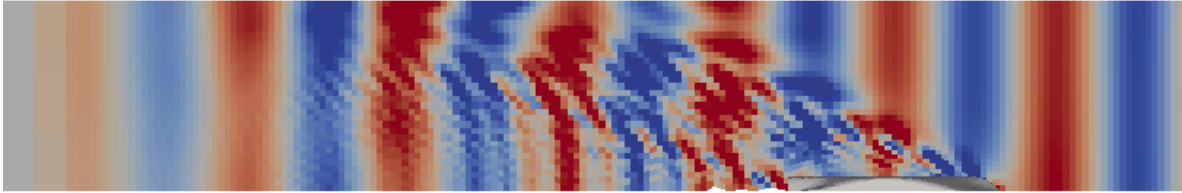


Fig.B-4 規則波中の水面の様子 (波高 15m, $\lambda/L=1.0$, $V=20\text{knot}$)

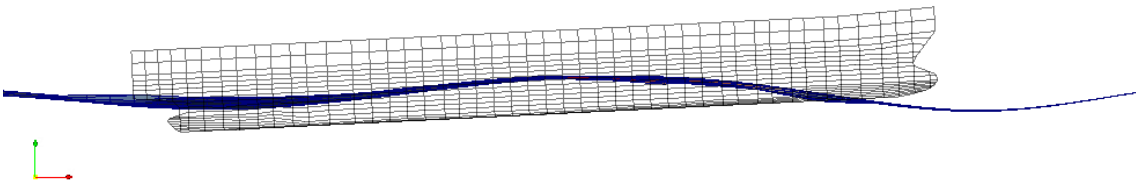


Fig.B-5 step=2890 (波高 15m, $\lambda/L=1.0$, $V=20\text{knot}$)

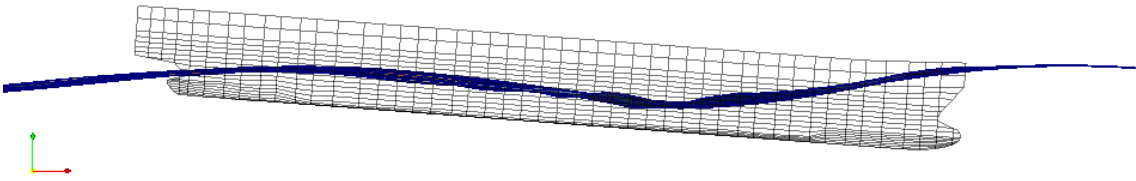


Fig. B-6 step=2944 (波高 15m, $\lambda/L=1.0$, $V=20\text{knot}$)

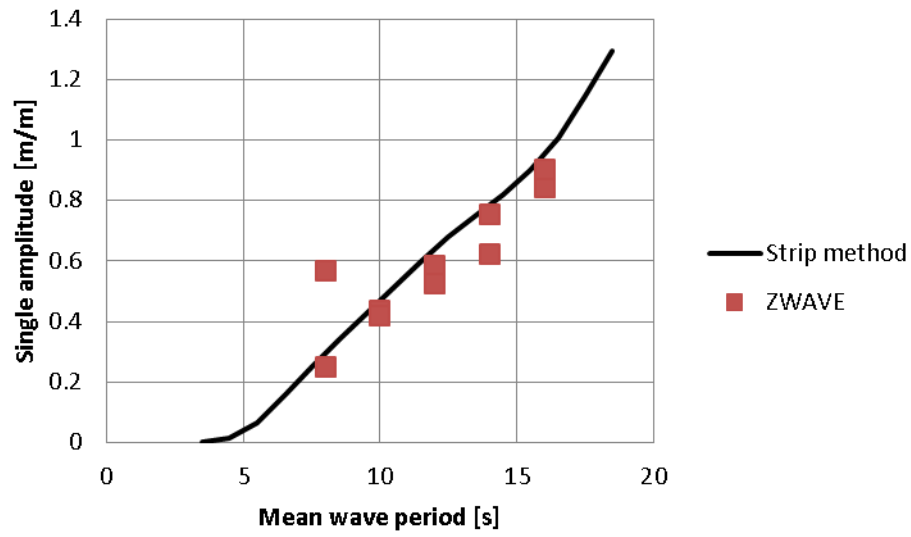


Fig. B-7 Heave の結果比較

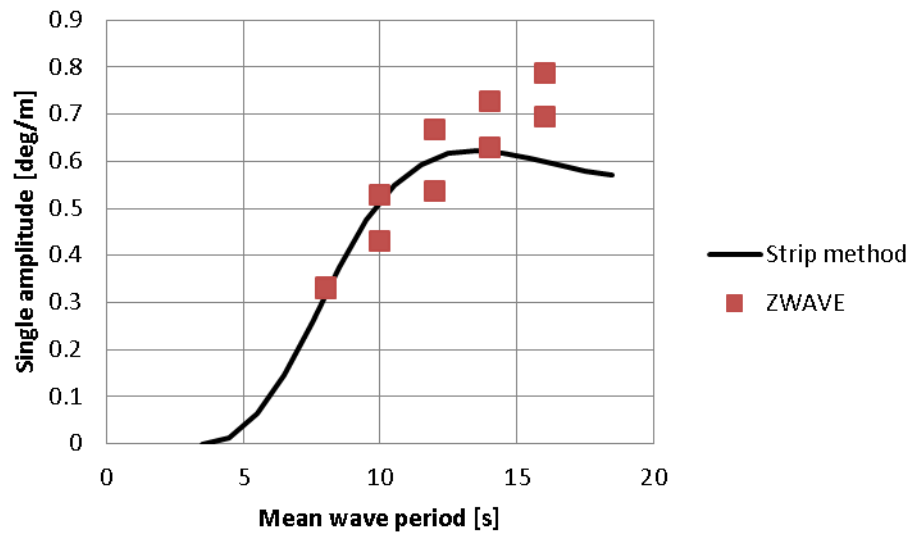


Fig. B-8 Pitch の結果比較

B.8.3. 船体弾性応答結果

弾性振動応答の検証において、まず、パワースペクトル周波数と出会い波周期、有義値、1/1000の期待最大値について実船計測結果と解析結果を比較した。

(1) パワースペクトル周波数と出会い波周期

パワースペクトルに関し、シミュレーションで得られた結果と実船計測結果の比較を Fig.B-9 に示す。Fig.B-10 は、船の中央位置での生データとフィルター処理されたデータの時系列を示す。これらの図より、コンテナ船の弾性振動応答も明確に観察できる。Fig.B-9 によれば、波浪応答の周波数は 0.098 Hz (10.2 s) に等しく、これは実船計測結果とほぼ一致した。弾性振動応答の周波数成分は 0.498 Hz (2.01 s) であることが観察され、実船計測結果で得られた弾性振動応答の周波数成分である 0.518 Hz と比較してわずかに低くなったが、概ね一致している。この差は喫水の違いであると考えられる。実船計測結果の喫水は 13 m であったが、シミュレーションでの喫水は 14 m であった。出会い波周期を推定するために、ゼロクロス周期は、波成分に対してゼロアップクロッシング法を使用して取得した。各サイクル中のホギングとサギングの生データと波成分の振幅極値をカウントした。船体中央でのゼロクロス周期は、実船計測結果で 11.1 秒、シミュレーション結果で 10.7 秒であることが観察され、良好な一致を示した。

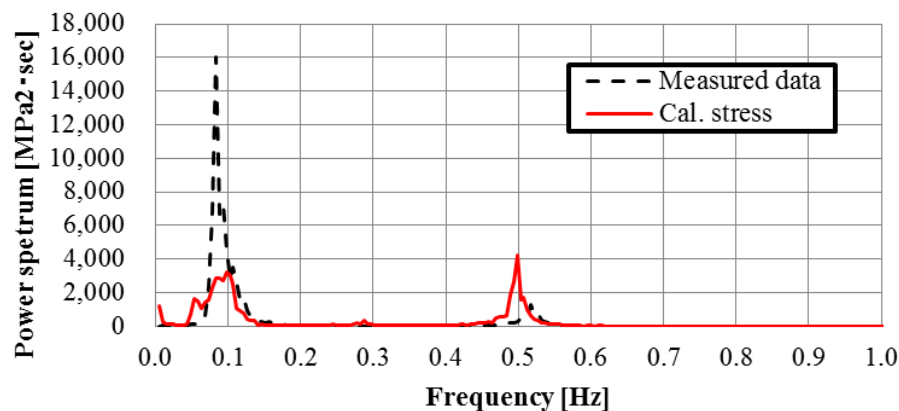


Fig. B-9 Comparison between simulation results and full-scale measurements in terms of stress spectrum at mid-ship

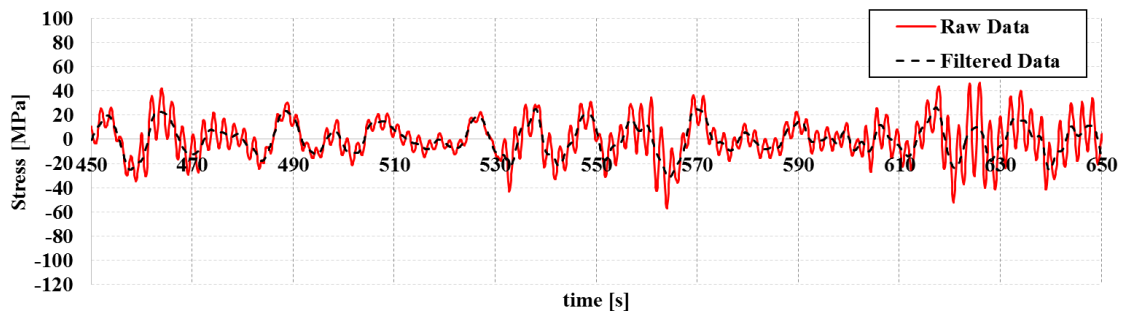


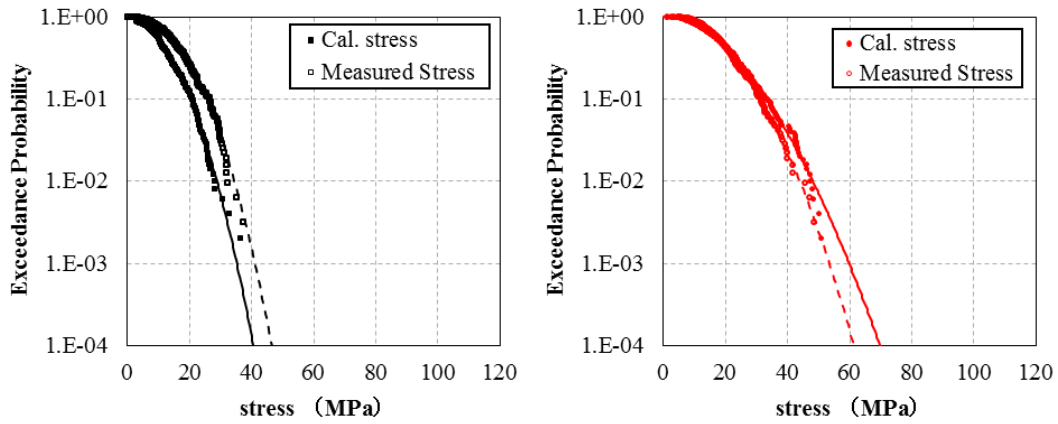
Fig.B-10 Time series of simulation results concerning stress values at mid-ship

(2) 有義値と 1/1000 期待値

コンテナ船の前部，中部，および後部のアッパーデッキ上の 1/1000 最大期待値に関し，得られた上位 20% の極値を使用して，最小二乗法によりワイブル分布に近似して求めた．ホギング応力の超過確率を FigB-11 から FigB-13 に示す．Table B-1 にホギング応力最大値と有義値を示す．ここで，弾性振動応答を含む応力の 1/1000 期待値と波浪応答成分の 1/1000 期待値の比を **Whipping ratio** と定義する．また，Table B-1 をグラフ化したものが Fig. B-17 である 1/1000 最大期待値に関し，シミュレーション結果は，船体中央部の実船計測結果と比較して 32% 小さかった．船体後部と前部では，シミュレーションの波浪応答は実船計測結果と比較して約 15% 小さくなった．弾性振動応答を含む全応力に関しては，シミュレーションの船体中央部の応力は，実船計測値よりも約 6% 低かった．前部および後部の応力は，12～18% 大きかった．Whipping ratio に関しては，シミュレーション結果は実船計測結果よりも大きかった．さらに，Whipping ratio は後方に向かって大きくなる傾向がシミュレーションと実船計測で同様に観察された．これは，弾性振動応答成分と比較して，波成分が後方へ行くほどの急激な減少が起きたこと原因と推察される．

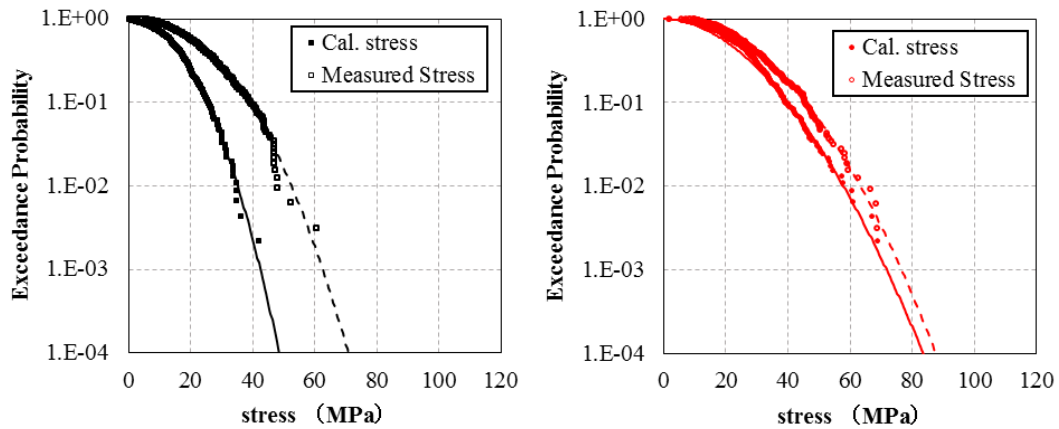
Fig. B-14 から Fig. B-17 にコンテナ船の前部，後部，および中央部にサギング応力の超過確率を示す．Table B-2 に 1/1000 最大期待値を示す．Fig. B-18 および Table B-2 によれば，波浪応答のシミュレーション結果は，実船計測結果と比較して 35～61% 大きく，シミュレーション結果の弾性振動応答成分は実船計測結果と比較して 23～46% 大きいことが観察された．したがって，サギング応力に関して，提案したシステムで得られた結果は過大評価される傾向にある．シミュレーションで用いた喫水は実船計測結果よりも深くしたので，船首フレアへの波荷重が加わる頻度が多くなった可能性がある．過大評価の詳細な理由は解明できていないが，この比較的大きなバウフレアのスラミング圧力は，より高いサギング応力の発生につながる可能性があることを確認できた．Whipping ratio に関して，シミュ

レーション結果は実船計測値と比較してわずかに小さい値を示したが、両者で同様の傾向が見られた。



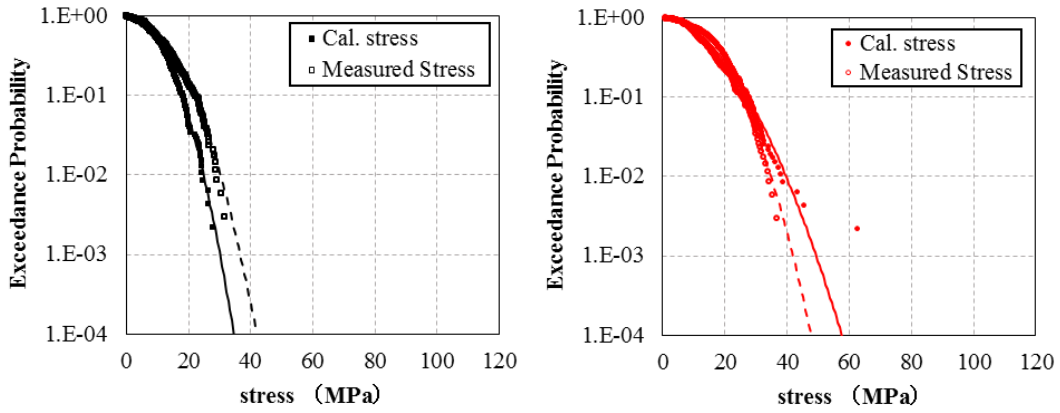
(a-1) aft part without whipping component (b-1) aft part with whipping component

Fig. B-11 Comparison between simulation results and full-scale measurements concerning the exceedance probability of hogging stresses in the aft part of the container ship.



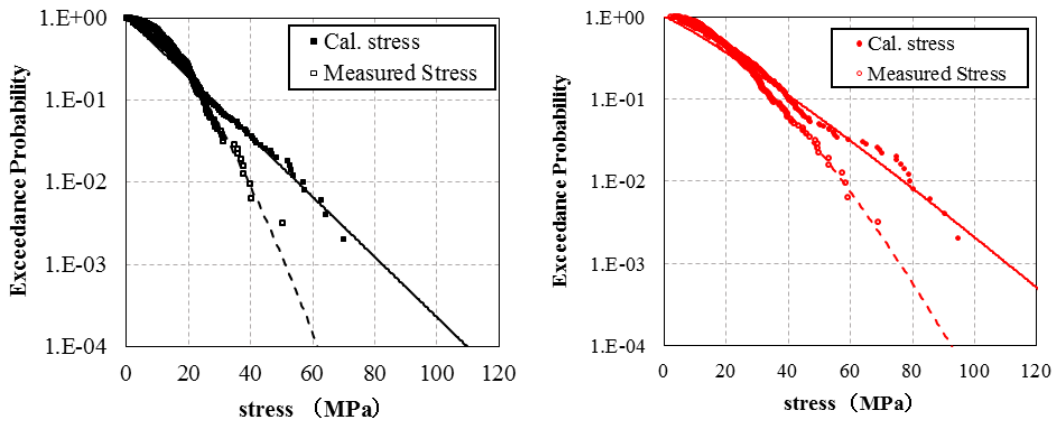
(a-2) mid-ship without whipping component (b-2) mid-ship with whipping component

Fig. B-12 Comparison between simulation results and full-scale measurements concerning the exceedance probability of hogging stresses in the mid part of the container ship.



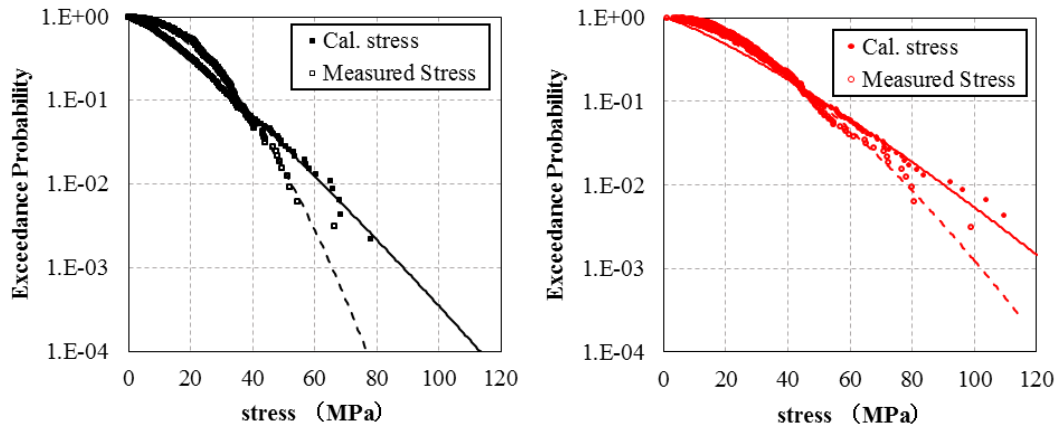
(a-3) fore part without whipping component (b-3) fore part with whipping component

Fig. B-13 Comparison between simulation results and full-scale measurements concerning the exceedance probability of hogging stresses in the fore part of the container ship.



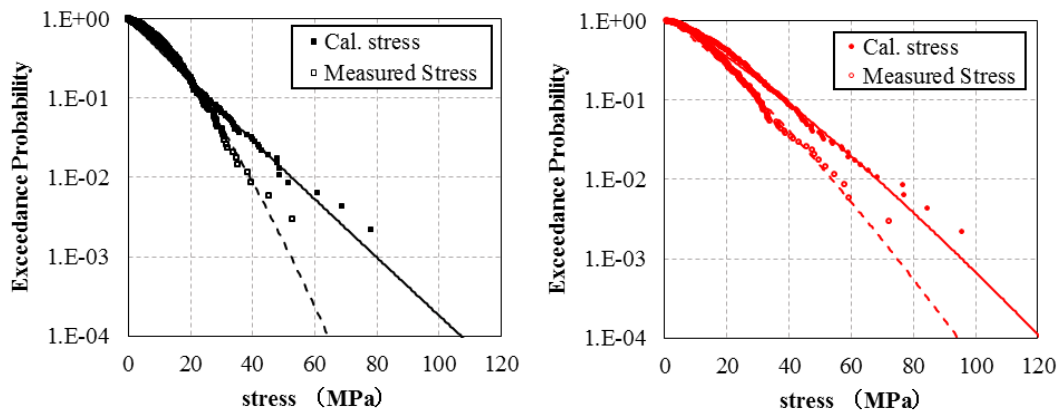
(a-1) aft part without whipping component (b-1) aft part with whipping component

Fig. B-14 Comparison between simulation results and full-scale measurements concerning the exceedance probability of sagging stresses in the aft part of the container ship



(a-2) mid-ship without whipping component (b-2) mid-ship with whipping component

Fig. B-15 Comparison between simulation results and full-scale measurements concerning the exceedance probability of sagging stresses in the mid part of the container ship



(a-3) fore part without whipping component (b-3) fore part with whipping component

Fig. B-16 Comparison between simulation results and full-scale measurements concerning the exceedance probability of sagging stresses in the fore part of the container ship

Table B-1 Results of statistics analysis (Hogging)

		Wave components [MPa]			Wave with Whipping [MPa]	Whipping ratio (B/A)
		Significant values		1/1000 expected maximum values (A)	1/1000 expected maximum values (B)	
		Range	Amplitude			
Measurements	AFT	40.6	20.0	41.1	53.4	1.30
	MID	67.8	36.1	62.6	76.5	1.22
	FORE	40.7	20.0	36.6	41.8	1.14
Simulation	AFT	41.9	18.8	35.2	59.8	1.70
	MID	52.4	23.7	42.5	71.7	1.69
	FORE	38.2	16.6	30.1	49.3	1.64

Table B-2 Results of statistics analysis (Sagging)

		Wave components [MPa]		Wave with Whipping [MPa]	Whipping ratio (B/A)
		Significant values	1/1000 expected maximum values (A)	1/1000 expected maximum values (B)	
Measurements	AFT	22.1	51.1	75.8	1.48
	MID	33.7	65.6	102.1	1.56
	FORE	22.1	52.3	74.8	1.43
Simulation	AFT	25.7	82.5	110.3	1.34
	MID	31.8	88.6	125.7	1.42
	FORE	23.7	79.7	95.5	1.20

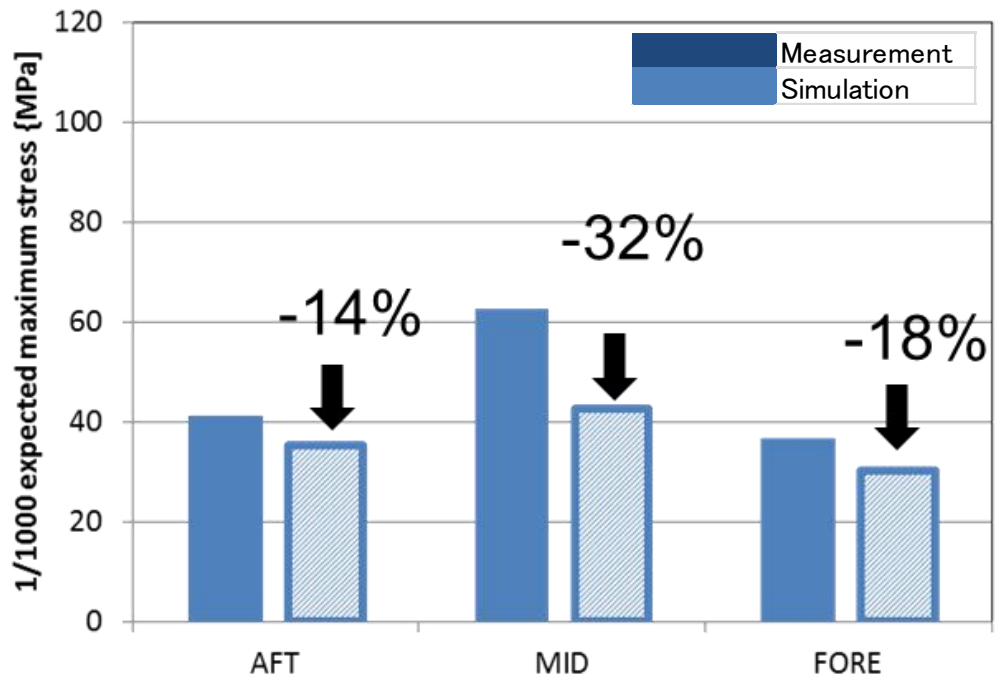


Fig. B-17 Results of statistics analysis (Hogging)

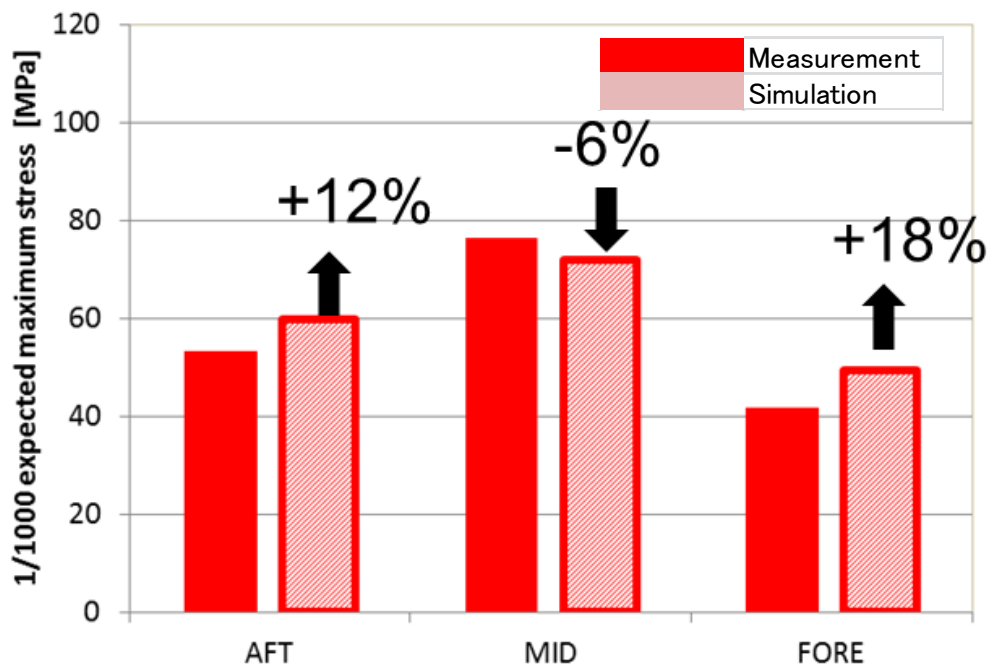


Fig. B-18 Results of statistics analysis (Sagging)

参考文献

- [B-1] 安川宏紀：境界要素法による波浪中船体運動の時刻歴解析，西武造船会々報，第 100 号，pp.83-98，2000.
- [B-2] 小早川広明，岡田哲男，楠本裕己，長島智樹，根木勲：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.
- [B-3] 根木 勲，笹島 洋：構造物の接水振動問題の一解法，日本造船学会誌，第 640 号，昭和 57 年 10 月，P544-549
- [B-4] MSC.NASTRAN Dynamic Analysis User's Guide, 2014
- [B-5] 有限要素法による振動解析，戸川 隼人，サイエンス社，1975