

博士論文

機能要求に応じた船体構造設計のため  
の疲労寿命推定法に関する研究

( A study on the fatigue life evaluation for ship structural design  
complying with functional requirements )

岡 正義



## 目次

第1章 序章 .....	1
1.1 研究の背景と目的 .....	1
1.2 船舶の構造設計に関するルール .....	1
1.2.1 構造基準と規則 .....	1
1.2.2 船級協会 .....	3
1.2.2.1 船級協会の任務 .....	3
1.2.2.2 国際条約上の構造基準と政府代行機関としての船級協会の役割 .....	3
1.2.2.3 国際船級協会連合 (IACS) と統一規則 .....	4
1.2.3 経験則に基づく仕様要求による規則 .....	4
1.2.4 仕様要求型規則の課題 .....	5
1.3 GBS (Goal Based Standards) .....	6
1.3.1 GBS の策定 .....	6
1.3.2 GBS の枠組み .....	6
1.3.3 GBS の掲げる目標 .....	7
1.3.4 GBS の機能要件 .....	7
1.3.5 GBS の機能要件と経済的合理性 .....	9
1.3.6 船級規則の GBS への対応状況 .....	10
1.3.7 安全規制と環境規制 .....	10
1.3.8 新たな疲労寿命推定法に基づくルール .....	11
1.4 第1章のまとめ .....	12
第1章の参考文献 .....	12
第2章 船体構造設計の現状と課題 .....	15
2.1 船体構造設計の変遷 .....	15
2.2 仕様要求に基づく設計法とその課題 .....	17
2.3 船が持つ安全余裕 .....	19
2.4 疲労強度評価法の変遷と解決すべき課題 .....	21
2.5 荷重構造一貫解析を用いた検討 .....	23
2.5.1 実船データの解析 .....	23
2.5.1.1 実船データ .....	23

2.5.1.2	解析方法	24
2.5.1.3	統計解析の結果	25
2.5.2	荷重構造一貫解析による応力解析結果	26
2.5.3	疲労強度の評価	27
2.6	第2章のまとめ	30
	第2章の参考文献	30
第3章	疲労き裂伝播解析手法を用いた疲労寿命推定	32
3.1	疲労寿命推定法	33
3.1.1	マイナー則	33
3.1.2	疲労き裂伝播解析	34
3.2	疲労き裂伝播解析プログラム	36
3.2.1	RPG 規準に基づく疲労き裂伝播解析	36
3.2.1.1	塑性収縮係数の扱い	36
3.2.2	ランダム変動荷重の処理方法	37
3.2.2.1	解析プログラムのフローとランダム荷重処理のアルゴリズム	38
3.2.3	作成した解析プログラムの機能の検証	42
3.2.3.1	遅延現象を再現する機能の検証	42
3.2.3.2	ランダム荷重を処理する機能の検証	42
3.3	ランダム荷重のモデル化	45
3.3.1	解析対象	45
3.3.2	低周波成分の応力 ( $\sigma_L$ )	45
3.3.3	高周波成分の応力 ( $\sigma_H$ )	47
3.3.3.1	ホイッピングの初期応力振幅 ( $\sigma_{slam}$ )	48
3.3.4	平均波周期	52
3.3.5	ホイッピングの発生頻度	52
3.3.6	ランダム荷重の時系列波形	53
3.4	解析結果	55
3.4.1	単独の嵐	55
3.4.1.1	嵐荷重	55
3.4.1.2	設定した条件におけるホイッピングの発生確率	56
3.4.1.3	マイナー則による評価 (単独の嵐)	58

3.4.1.4 疲労き裂伝播解析による評価（単独の嵐） .....	62
3.4.2 複数の嵐 .....	67
3.4.2.1 嵐ランクの設定 .....	67
3.4.2.2 船速及び波向き（複数の嵐） .....	67
3.4.2.3 遭遇海象の履歴 .....	69
3.4.2.4 マイナー則による評価（複数の嵐） .....	70
3.4.2.5 疲労き裂伝播解析による評価（複数の嵐） .....	75
3.4.3 遅延現象の影響 .....	87
3.5 第3章のまとめ .....	94
第3章の参考文献 .....	95
第4章 構造信頼性解析からみた疲労寿命推定法 .....	97
4.1 船舶への構造信頼性解析 .....	97
4.2 構造信頼性解析の要領 .....	99
4.2.1 解析システム .....	99
4.2.2 波向きと遭遇する嵐ランクを変数とした解析 .....	100
4.2.3 船速及び波向きと遭遇する嵐ランクを変数とした解析 .....	101
4.2.4 信頼性指標及び破損確率 .....	105
4.3 第4章のまとめ .....	106
第4章の参考文献 .....	106
第5章 結論 .....	107
謝辞 .....	110

## 目次（付録）

付録1 船の寿命と経済性 .....	A-1
A1.1 船の寿命にかかるファクター .....	A-1
A1.2 設計寿命に関する検討 .....	A-2
A1.2.1 支出額と収入額の算定 .....	A-3

A1.2.2 修繕費の経年変化に伴う収支のバランス .....	A-4
A1.3 修繕費と経済寿命との関係 .....	A-5
A1.4 修繕費を考慮した経済寿命の検討 .....	A-6
A1.4.1 板厚を増加した場合の修繕費の低減 .....	A-6
A1.4.2 板厚増加と経済寿命の関係 .....	A-9
A1.5 経済性に関わるファクターを踏まえた検討 .....	A-10
A1.5.1 板厚増加に伴う積載量低下を考慮した経済寿命 .....	A-10
A1.5.2 船底汚損等に伴う燃費低下を考慮した経済寿命 .....	A-11
A1.5.3 燃料費の変動に伴う寿命の検討 .....	A-12
A1.6. 付録 1 のまとめ .....	A-13
付録 1 の参考文献 .....	A-13
付録 2 船体構造設計からみた GHG 規制 .....	A-14
A2.1 GHG 削減規制の概要 .....	A-14
A2.1.1 EEDI .....	A-14
A2.1.2 EEOI .....	A-15
A2.2 GHG 削減技術と削減効果 .....	A-15
A2.2.1 減速航行の取り組み例 .....	A-16
A2.3 今後の構造設計に資するデータ整備について.....	A-17
A2.4 大型化を含む新形式船の開発 .....	A-19
A2.5 付録 2 のまとめ .....	A-21
付録 2 の参考文献 .....	A-22
付録 3 荷重構造一貫解析 .....	A-23
A3.1 対象船および対象部材 .....	A-23
A3.2 荷重計算 .....	A-24
A3.2.1 外圧 .....	A-24
A3.2.2 内圧 .....	A-25
A3.3 不平衡力の処理について .....	A-25
A3.3.1 剛体運動を拘束する方法 .....	A-26
A3.3.2 慣性リリースを用いる方法 .....	A-26
A3.4 全船 FE 解析 .....	A-27

付録 3 の参考文献 .....	A-29
付録 4 遭遇波高の予測精度 .....	A-30
A4.1 GWS の波浪発現頻度表 .....	A-30
A4.2 実際の遭遇海象 .....	A-31
A4.3 GWS と実遭遇波高との比較 .....	A-32
付録 4 の参考文献 .....	A-33

## 図表目次

図 2-1	IACS/URS11 に規定された統一縦曲げモーメント	16
図 2-2	IACS の統一縦曲げモーメントの策定過程における荷重設定	18
図 2-3	船が持つ安全余裕と安全率	21
図 2-4	船舶における疲労強度評価法の変遷	22
図 2-5	嵐モデルの説明図	23
図 2-6	疲労き裂伝播解析に用いられるブロック荷重の説明図	23
図 2-7	コンテナ船の甲板で計測された縦曲げ応力の時系列波形*	24
図 2-8	縦曲げ応力のパワースペクトラム*	25
図 2-9	バンドパスフィルタを施した応力波形	25
図 2-10	コンテナ船の縦曲げ応力振幅の超過確率*	26
図 2-11	縦曲げ応力の長期分布*	27
図 2-12	実船の疲労被害度の経時変化*	29
図 2-13	数値解析及び実船計測で得られた 25 年後の疲労被害度*	29
図 3-1	2 種類の疲労強度評価法の解析フロー*	35
図 3-2	マイナー則で用いる S-N 線図の例	35
図 3-3	き裂進展に有効な荷重履歴の抽出の説明図	38
図 3-4	ランダム荷重に対応した疲労き裂伝播解析プログラムのフロー	39
図 3-5	解析プログラムに組み込んだランダム荷重処理の模式図	40
図 3-6	スラミングを模擬した単一過大荷重作用時のき裂先端挙動	43
図 3-7	解析プログラムでの遅延現象の再現	44
図 3-8	疲労試験片	44
図 3-9	重畳荷重下における疲労試験による解析プログラムの検証結果*	45
図 3-10	P-M 型波スペクトルの例 ( $T=8.5s$ )	46
図 3-11	甲板応力の RAO (正面向い波)	46
図 3-12	応答スペクトル	47
図 3-13	高周波成分の応力波形のモデル化	48
図 3-14	コンテナ船の実船計測で得られた応力波形の例	50
図 3-15	カルマンの衝撃理論	51
図 3-16	作成した応力波形*	54



図 3-17 作成した応力時系列のパワースペクトル .....	55
図 3-18 北大西洋で最大の嵐の遭遇海象履歴 .....	56
図 3-19 ホイッピングの発生確率と有義波高との関係* .....	57
図 3-20 スラミングの発生タイミングによる疲労寿命の差異 .....	58
図 3-21 スラミングの発生タイミングと LF との相関を与えた場合の疲労寿命の差異* .....	58
図 3-22 レインフロー法による応力の頻度分布 ( $H=15.5\text{m}$ )* .....	60
図 3-23 マイナー則に基づく疲労被害度の経時変化* .....	61
図 3-24 LF 波形及び $\sigma_{slam}$ の乱数の出方に伴う疲労被害度の分散 .....	62
図 3-25 疲労き裂伝播解析によって得られたき裂成長曲線 (単独嵐) * .....	65
図 3-26 LF 波形及び $\sigma_{slam}$ の乱数の出方に伴う疲労き裂成長曲線の分散 .....	66
図 3-27 波との出会い角 (波向き) のカテゴリー* .....	68
図 3-28 各波向きで累積される疲労被害度及び嵐荷重の履歴 .....	69
図 3-29 作成した嵐荷重* .....	70
図 3-30 複数嵐での疲労被害度の経時変化* .....	72~74
図 3-31 25 年後の疲労被害度* .....	75
図 3-32 複数嵐での疲労き裂伝播解析によるき裂成長曲線 ( $a_0=5\text{mm}$ ) * .....	77~79
図 3-33 複数嵐での疲労き裂伝播解析によるき裂成長曲線 ( $a_0=20\text{mm}$ ) * .....	80~82
図 3-34 複数嵐での疲労き裂伝播解析によるき裂成長曲線 ( $a_0=80\text{mm}$ ) * .....	83~85
図 3-35 25 年後の疲労き裂の成長量 ( $a_0=5\text{mm}$ ) .....	86
図 3-36 25 年後の疲労き裂の成長量 ( $a_0=20\text{mm}$ ) * .....	86
図 3-37 25 年後の疲労き裂の成長量 ( $a_0=80\text{mm}$ ) .....	87
図 3-38 き裂先端における現在の塑性域と過去の塑性域の大小関係による場合分け .....	89
図 3-39 塑性域の成長時系列 (ID7, RAW, $a_0=5\text{mm}$ ) .....	89
図 3-40 塑性域の成長時系列 (ID7, RAW, $a_0=20\text{mm}$ ) .....	90
図 3-41 塑性域の成長時系列 (ID7, RAW, $a_0=80\text{mm}$ ) .....	90
図 3-42 疲労被害度( $D$ )のき裂長( $\Delta a$ )への置き換えによるき裂成長量の比較 ( $a_0=5\text{mm}$ ) .....	91
図 3-43 疲労被害度( $D$ )のき裂長( $\Delta a$ )への置き換えによるき裂成長量の比較 ( $a_0=20\text{mm}$ ) ...	92
図 3-44 疲労被害度( $D$ )のき裂長( $\Delta a$ )への置き換えによるき裂成長量の比較 ( $a_0=80\text{mm}$ ) ...	93
図 3-45 遅延現象の影響 .....	94
図 4-1 構築した疲労強度信頼性評価システム* .....	100
図 4-2 波向きと遭遇する嵐ランクを変数とした場合の 25 年後の疲労被害度の確率密度...	101

図 4-3 信頼性解析に使用した応力 RAO (船速ゼロ) .....	102
図 4-4 信頼性解析に使用した応力 RAO (航海速力の 1/4) .....	102
図 4-5 信頼性解析に使用した応力 RAO (航海速力の 1/2) .....	103
図 4-6 信頼性解析に使用した応力 RAO (航海速力の 3/4) * .....	103
図 4-7 船速を変数に加えた場合の 25 年後の疲労被害度の確率密度 (RAW) .....	104
図 4-8 船速を変数に加えた場合の 25 年後の疲労被害度の確率密度 (LF) .....	104
図 4-9 船速を変数に加えた場合の 25 年後の疲労被害度の確率密度 (ENV) .....	105
表 1-1 主要な船級協会 .....	3
表 1-2 GBS の枠組み .....	7
表 1-3 GBS で要求される機能要件 .....	9
表 3-1 解析プログラムにおけるランダム荷重の処理方法 .....	41
表 3-2 北大西洋で最大の嵐に含まれる短期海象( $H,T$ )と短期海象の数( $N_s$ )* .....	56
表 3-3 S-N 線図の係数 .....	59
表 3-4 疲労き裂伝播解析の解析条件* .....	63
表 3-5 北大西洋 25 年間における嵐ランクの発生回数* .....	67
表 3-6 北大西洋 25 年間における向い波状態での嵐ランクの発生回数* .....	68
表 3-7 海象履歴に含まれる短期海象の数( $N_s$ )と応力の繰返し数( $N$ ) .....	70
表 3-8 疲労被害度( $D$ )のき裂長( $\Delta a$ )への変換係数 $C_a$ .....	88
表 4-1 25 年後の疲労被害度の信頼性指標 ( $\beta$ ) 及び破損確率( $P_f$ ). ( $D_{CR}=0.2$ ) .....	106

#### 図表目次 (付録)

図 A1-1 船舶設計を取り巻く環境* .....	A-1
図 A1-2 町田らによって整理された寿命のファクター .....	A-2
図 A1-3 コンテナ船の生涯における支出の割合 .....	A-3
図 A1-4 コンテナ船の収支バランス* .....	A-5
図 A1-5 修繕費の変動に伴う収支バランスの変化 .....	A-6

図 A1-6 修繕費と経済寿命の関係 .....	A-6
図 A1-7 25年後の(想定)板厚の頻度分布 .....	A-7
図 A1-8 25年度の(想定)疲労被害の分布 .....	A-8
図 A1-9 板厚増加に伴う各損傷モードの損傷低減率 .....	A-8
図 A1-10 修繕費と板厚増加との関係 .....	A-9
図 A1-11 板厚と経済寿命の関係 .....	A-9
図 A1-12 板厚増加に伴う経済価格, 載貨重量, 修繕の低下率 .....	A-11
図 A1-13 板厚増加と輸送量を考慮した収支バランス* .....	A-11
図 A1-14 船底の汚損等に伴う燃費の低下 .....	A-12
図 A1-15 船底の汚損等に伴う燃費低下に伴う経済寿命の変化 .....	A-12
図 A1-16 燃料費の変動に伴う経済寿命の変化 .....	A-13
図 A2-1 現状技術によるエネルギー削減の可能性 .....	A-15
図 A2-2 要因別の GHG 削減率 .....	A-16
図 A2-3 バルバスバウの改造 .....	A-17
図 A2-4 実船性能モニタリングによる省エネ装置「ステップ」の検証事例 .....	A-18
図 A2-5 モニタリングデータサンプリング間隔の変化と実海域性能推定技術 .....	A-19
図 A2-6 環境負荷低減型コンテナ船「eFuture 13000C」 .....	A-20
図 A2-7 空気潤滑システムを採用したポストパナマックス型のばら積み貨物船 .....	A-20
図 A2-8 「NYK スーパーエコシップ 2030」 .....	A-21
図 A2-9 次世代自動車運搬船「MOL/ISHIN-I」 .....	A-21
図 A3-1 荷重構造一貫解析とそれにまつわる要素技術 .....	A-23
図 A3-2 全船 FE モデル* .....	A-24
図 A3-3 喫水より上の水圧を補間して与える要領 .....	A-25
図 A3-4 FE モデルの自由度拘束の一般的な要領(バルクキャリアで例示) .....	A-26
図 A3-5 全船 FE 解析で得られた応力コンター(船の長手方向の応力) .....	A-28
図 A3-6 応力振幅 $\sigma_{AMP}$ の定義 .....	A-28
図 A3-7 荷重構造一貫解析で得られた応力 RAO に相当する応力応答* .....	A-29
図 A4-1 GWS の波浪発現頻度表におけるエリア区分 .....	A-30
図 A4-2 遭遇波高の超過確率* .....	A-33

表 A1-1 寿命の検討に用いた船の収支にかかる基本データ .....	A-4
表 A1-2 建造費に占める費用の割合 .....	A-10
表 A4-1 北大西洋の波浪発現頻度 .....	A-31
表 A4-2 日本ースエズ運河ー欧州航路におけるエリアの重み* .....	A-31
表 A4-3 GWS に基づき作成した日本ースエズ運河ー欧州航路の波浪発現頻度表* .....	A-31
表 A4-4 HINDCAST に基づく波浪発現頻度表* .....	A-32
表 A4-5 波浪の長期分布（ワイブル近似）と超過確率* .....	A-33

## 論文リスト

(図表目次において、\*を付した図表は、以下の論文からの引用、あるいは一部修正した上での引用である.)

- (1) 岡正義, 小川剛孝, 高木健 ; 「更なる機能要件を指向する構造設計法についての考察」平成 22 年 11 月 日本船舶海洋工学会講演会論文集 第 11E 号 127~128 頁
- (2) 岡正義, 小川剛孝, 高木健 ; 「複数の機能要件を満足するための構造信頼性解析法に関する考察」平成 23 年 5 月 日本船舶海洋工学会講演会論文集 第 12 号 167~168 頁
- (3) 岡正義, 小川剛孝, 高見朋希, 高木健 ; ”A study of design loads for fatigue strength utilizing direct calculation under real operational conditions”, 平成 23 年 3 月 *Advances in Marine Structures*, 317~323 頁
- (4) 岡正義, 小川剛孝, 高木健 ; ”A Fatigue Design for Large Container Ship Taking Long-Term Environmental Condition Into Account”, 平成 23 年 6 月 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAEO2011-49343)
- (5) 岡正義, 丹羽敏男, 高木健 ; 「ホイッピングを考慮した疲労寿命評価に関する研究」平成 26 年 5 月 日本船舶海洋工学会講演会論文集 第 18 号, 497~500 頁
- (6) 岡正義, 丹羽敏男, 高木健 ; 「構造信頼性解析における疲労強度推定法の検討」平成 26 年 11 月 日本船舶海洋工学会講演会論文集 第 19 号, 263~266 頁
- (7) 岡正義, 丹羽敏男, 高木健 ; ”A study on the effect of hull girder vibration on the fatigue strength”, 平成 27 年 3 月 *Analysis and Design of Marine structures*, 293~300 頁
- (8) 岡正義, 丹羽敏男, 高木健 ; 「ホイッピングが長期疲労寿命に及ぼす影響について」平成 27 年 5 月 日本船舶海洋工学会講演会論文集 第 20 号, 475~478 頁
- (9) 岡正義, 丹羽敏男, 高木健 ; 「ホイッピングを考慮した疲労強度評価に関する研究」平成 27 年 6 月 日本船舶海洋工学会論文集 第 21 号 23~30 頁



## 第1章 序章

### 1.1 研究の背景と目的

安全性や環境適合性に関する要求の高まりから、船舶や海洋構造物の設計における基準や規則の要求範囲は大きく広がりつつある。また、従来の経験則に基づく仕様要求から機能要求へ移行しつつある。この背景として、船舶や海洋構造物の機能の定量評価技術の進展がある。船の構造設計の分野では、国際海事機関 (IMO) で目標指向型の構造基準 (Goal Based Standards : GBS) が採択されている[1]。しかし、GBS では機能要求が一部で取り入れられているものの、経験則をベースとした寸法要求等の規定も多く残っており、安全性能の定量評価技術に基づく指針という観点では完全なものではない。

一方、近年は温暖化ガス (GHG) 削減要求[2][3]に代表される、環境関連の規制等が次々と策定されており、様々な新船型の開発や付加的な装置の設置により、船の構造設計にまで影響を及ぼすことが懸念される。さらに、油価の高騰は GHG 削減の流れと相まって、さらなる輸送効率の追求を要求している。そのため、船型の大型化が進んでおり、例えばコンテナ船においては 20,000TEU 型の建造が計画されている。これらの新形式船では経験則をベースとした設計では設計者への不安が解消されないため、安全性を定量的に評価する技術や指針が待ち望まれている。

このような背景から、本論では GBS の不十分な点を解消し、ルールへの機能要求項目拡張を目指して、それに必要な技術を確立することを目的とする。具体的には、疲労き裂伝播解析手法を用いた新たな疲労強度の評価法を示し、機能要求型のルールに用いる定量評価技術としての課題を論じる。そこで、まず GBS の策定の経緯を考察し、GBS を構成する技術の問題点を抽出する。

### 1.2 船舶の構造設計に関するルール

#### 1.2.1 構造基準と規則

船の構造安全性が担保される仕組み、すなわち船体構造設計に関わる構造基準と船級協会規則について整理した[4]。

船体の形状は曲面が多く基本的に流線型を有しているが、その内側は、桁や肋骨、隔壁などがあって大変複雑な構造となっている。海上では、大小不規則な波が混在し、その波を推力で打ち砕きながら進むこと、あるいは、波によって翻弄され大運動が起こることなど、現象が複雑で、さらに外洋での状況が見えないこともあって、技術が進歩した現在にあっても、船に作用する力は正確には分かっていない。また、船は引渡し後にどのような使い方をされるかが分からないので、遭遇する海象や積載状態に対して相当の安全余裕を見越して強度を確保する。すなわち、船に作用する力を知るのは無理なので、高い安全余裕でカバーするというのがこれまでの構造基準の考え方であり、逆から見れば、船に作用する力を知るために努力する必要がなかったために、

未知のままになっているとも言える。

船に作用する力がよく分からないので、新しい船に必要な強度は、実績船との比較で決められることが多かった。必要な強度が分かっていたら、効率的に設計を行うため部材寸法等を算式で求められるようにしておけば良い。この手法が、古くから船の構造設計で伝統的に使われる仕様要求型の設計である。

一方、乗組員の安全や海洋環境の保護のためには、船体構造が満足すべき最低ルールが必要になる。そのルールを定めてきたのが船級協会である。各国には第 1.1 表に示すような船級協会があり、それぞれ構造規則を定め、規則に基づく検査に合格した船に船級を与えている。船級協会については次節で説明する。

また、船の構造安全性に対し国としては、国土交通省が「船舶安全法」に基づいて「船舶構造規則」を定めており、更に船の種類、船の長さ、材質、速力等に応じて、構造規則を補った構造基準等（告示）を設け、詳細な内容を規定している。本論では、船級協会が定めるルールを「規則」、政府や IMO が定めるルールを「基準」と定義する。また、ルールと言うときは、規則と基準の両方の意味を含むと定義する。このように、国も一定の基準を定めているが、外航海運に従事する多くの船舶の検査を国が直接担うことができないため、旅客船を除く一般商船については船級協会の検査に合格することで日本政府の検査を合格したものとみなしている。日本政府は船舶検査団体として 1934 年に一般財団法人日本海事協会を登録していたが、近年、グローバル化を背景として規制の緩和が図られ、2010 年のロイド船級協会に続き、2012 年にデット・ノルスケ・ベリタス、アメリカ船級協会を登録している。



表 1-1 主要な船級協会 [5]

国名	名称	略称	設立年
日本	日本海事協会 Nippon Kaiji Kyokai	NK	1899
イギリス	ロイド船級協会 Lloyd's Register of Shipping	LR	1760
フランス	ビューロー・ベリタス Bureau Veritus	BV	1828
イタリア	イタリア船級協会 Registro Italiano Navale	RI	1861
アメリカ	アメリカ船級協会 American Bureau of Shipping	AB	1862
ノルウェー・ ドイツ	ディーエヌバイ・ジーエル DNV・GL	DNVGL	1864(DNV) 1867(GL)
ロシア	ロシア船級協会 Russian Maritime Register of Shipping	RS	1913
中国	中国船級協会 China Classification Society	CCS	1956
韓国	韓国船級協会 Korean Register of Shipping	KR	1960
クロアチア	クロアチア船級協会 Croatian Register of Shipping	CRS	1949
ポーランド	ポーランド船級協会 Polish Register of Shipping	PRS	1936
インド	インド船級協会 Indian Register of Shipping	IRS	1975

## 1.2.2 船級協会

### 1.2.2.1 船級協会の任務

船級協会は、「船舶と設備の技術上の基準を定め、設計がこの基準に従っているように確認し、船舶と設備を建造から就役の過程で検査し、さらに就役後も繰り返し検査し続けて基準に沿っていることを保証する。」と一般に言われている[5]。また、前節で述べたように、船籍国政府から検査を委任されることがあり、この場合は船級規則だけでなく船籍国政府の法律に基づいて検査を行う。

船級協会の先駆けは、表 1-1 からわかるようにイギリスのロイド船級協会であった。船級協会のそもそもの目的は、荷主、船主、保険業者の利益を守るという商売上の立場から、保険の対象となる船舶を検査する独立機関であったが、時代の流れとともに、船級協会の役割は、政府の代行機関として乗組員や船体の安全を確保する立場にシフトしつつある。

### 1.2.2.2 国際条約上の構造基準と政府代行機関としての船級協会の役割

保険を対象として商売に必要な規則を整備してきた船級協会であったが、1980年代後半に頻発したバルクキャリアの海難事故[6]を一つの契機として、船の構造安全性に対してIMOが関与

すべきであるという気運が高まった結果、1996年に SOLAS 第 II-1 章 3-1 規則に、「船の構造は船級協会の規則に従って設計、建造、維持されなければならない」という構造強度に関する規定が初めて加わることになった。これ以前にも、船級協会は保険のために検査を行う機関 (Classification Society) という役割だけでなく、船籍国が SOLAS 条約(海上人命安全条約)や MARPOL 条約 (海洋汚染防止条約) などに批准してできた国内基準を船が満たしているかどうかを、政府の代行機関(Recognized Organization : RO)として検査するという役割を担ってきたが、SOLAS 第 II-1 章 3-1 規則によって、船級規則が条約上の構造安全性を担うことが明確になった。

ヨーロッパでは船舶の重大事故をきっかけに RO としての船級協会に対する具体的な基準や責任について議論されるようになった。1999年12月下旬にフランス沖で沈没した原油タンカーエリカ号[7]の事故を未然に防げなかったことに対して、船級システムの仕組みの不備が浮き彫りになり、欧州委員会は新指令 2001/105/EC を採択し 2002 年に発行した。これによって RO の監督強化が図られることになったが、2002年のプレステージ号[8]の事故によって、船の検査を行った船級協会への不信感が高まると同時に、欧州指令の内容を強化する方向で議論が進み、新造船建造工程における船級協会の機能と透明性に焦点が当てられた。この欧州委員会の動向[9]は IMO に波及し、2004年の第 78 回 IMO 海上安全委員会 (MSC78) で船主国のギリシャ、バハマ及び国際船級協会連合(IACS)から提案されたのが GBS の枠組みである。IACS については次の 1.2.2.3 節で、GBS については 1.3 節でそれぞれ解説することとする。

### 1.2.2.3 国際船級協会連合 (IACS) と統一規則

IACS とは、「船舶の検査機関である船級協会の集まりである。表 1-1 に示したのが、IACS メンバーとして加盟している船級協会である。各国船級協会の規則の統一を図った統一規則 (UR, unified requirement) や、国際条約についての統一解釈 (UI, unified interpretation) を策定するが、最終的な承認行為は承認申請を受けた個別の船級協会が行う」とされている[10]。

構造設計の上で、最も重要で基本的な要件である縦強度については、IACS で統一規則が定められており、最小断面係数の統一要件(URS7)[11]が 1978 年に、縦強度統一規則(URS11)[12]が 1991 年に、それぞれ策定されている。特に、URS11 で定められた縦曲げモーメントは、現在では縦曲げ最終強度評価用の縦曲げモーメントのベース荷重として用いられ、また、FE 解析による直接強度計算においても、URS11 の算式から求まる設計規則波を想定して外板への圧力変動を求めているなど、船体構造設計の最上位の要件を決めている。前述したとおり、SOLAS には船体構造の具体的な要件は課されていないので、この URS7 と URS11 は、事実上の国際基準 (ディファクトスタンダード) に位置づけられる。これらの UR に関しては、その策定の背景を含めて第 2 章で解説する。

### 1.2.3 経験則に基づく仕様要求による規則

これまでの船級規則は、効率的に検査を行うことを重視していたため、船種や部材の種類等に  
応じ算式で寸法が決まる寸法要求が主体であった。今でも、基本的な要件である縦強度に対して  
最小断面係数を要求していることから分かるように、寸法要求が多く存在している。一方、設計  
荷重を規定して、その荷重が作用した状態での構造強度を判別するという、許容応力法が現在の  
設計の主流である。有限要素法（FEM）を用いた直接強度計算法による設計も許容応力法に含ま  
れる。直接強度計算法は、寸法要求よりも進んだ規則ではあるが、本論では、荷重を画一的に与  
えているという意味合いにおいて、直接強度計算法も仕様要求に含まれると定義する。

FEM の設計への導入が進んだことで、各船級協会は直接強度計算法に基づく設計指針を整備  
してきた。これによって FEM は設計で一般に用いられるようになり、従来の規則算式をベース  
とした設計法（以下、従来手法と呼ぶ）から、解析技術を用いた設計法（以下、解析的手法と呼  
ぶ）へと設計の軸足が移りつつある。しかし現状の設計指針は、船級協会が画一的に定めた荷重  
を用いるようになっている。荷重予測に関する解析技術の進歩を踏まえて考えると、FEM が  
設計に導入されたのと同じように荷重予測ツールの導入も期待される。しかし FEM を導入した  
際は、設計荷重を調整することで、実績船の寸法と大きく逸脱することなく設計手法を移行でき  
たが、荷重予測はそのようにはいかない。したがって、荷重予測の解析技術を取り入れるのは、  
FEM ほど容易ではないと考えられる。すなわち、機能要求型の規則では実績船との整合を図る  
ための方法を考えなければならない。

#### 1.2.4 仕様要求型規則の課題

経験則に基づく規則は、事故や損傷が起きる度に、新たな規定を設けたり、要求値を高くした  
りすることで規則が強化されてきた。古くは、損傷が起これば単純に板厚や骨を増やすといった  
強化が行われ、次第に損傷からの逆解析によって設計荷重を決めるよう変化していったが、損傷  
実績に基づいて規則を強化する仕様要求の思想は変わっていない。一度出来た規定は、よほどの  
理由が無い限り、規定が削除されたり、要求値を下げたりすることはなかった。そのため、現在  
の船級規則には、現状の技術や環境に則さない規定が多く残っている。腐食予備厚を例にとると、  
防食技術が進んだことや腐食環境が変わったことで実際には腐食しない部材であっても、規則  
上は数ミリ板厚を上乗せする規定になっている。現状の防食技術や検査技術を考慮すれば、予備  
厚で腐食に対する余裕をもつことは、船殻重量の増加に繋がるため輸送効率の観点からも見直  
すべきと考えられるが、これまでの間、腐食予備厚で強度の余裕を持たせていた歴史があり、予  
備厚がどのくらい損傷の低減に寄与していたのか明らかでないため、安全性の理由で見直し  
ができない状況が続いている。

また、仕様要求をベースとした規則には、新しい構造様式や新形式船に対する規定が無い  
ため、設計では近い様式に対する規則を準用することとなるが、その場合、規則として機能し  
ないかあるいは過度に安全側の要求となることがある。構造様式だけが新しくなったのであれば、  
FEM で

応力評価を行うことで強度を判定することができるが、現状の規則は、実績に基づいて荷重を画一的に与えているため、大型化や新船型等、実績のない船に対して設計荷重が与えられず、設計者は荷重を解析的に求める必要がある。ところが、現状の解析技術を用いて荷重予測を行うと、現行の要求荷重から 50~100% 荷重が上乘せになる場合があり、設計への導入が難しい状況にある。この荷重の差は、解析で予想した大波高の海象に遭遇する確率が実態と異なっていることや、大波高下での操船状態が不明瞭であることが主な要因と言われている[例えば 13]が、今の仕様要求型の規則では、操船影響といわれるこれらの影響を解析的に扱うことができないことが課題になっている。この課題を解決するには、相当量の航海データが必要になり、直ぐには実現できない。

### 1.3 GBS (Goal Based Standards)

これまで述べてきたことから、船体構造設計は、仕様要求に基づく設計から機能要求型の規則に基づく解析的手法による設計へと、変革期を迎えているが、この設計思想の転換は必ずしも容易でないことが分かった。機能要求型の設計の確立に向けた第一歩として、船の構造設計に対する目標を明確にするため、IMO では、目標指向の構造基準 GBS が策定された。従来の仕様要求型の設計と今後の機能要求型の設計の目標を一致させることで、解析的手法による設計の導入を加速することが GBS の狙いである。この節では、GBS について分析し、将来の構造設計の在り方を見出すため考察を行う。

#### 1.3.1 GBS の策定

1980 年代後半~1990 年代に頻発したバルクキャリアの重大海難による人命損失[6]と、2000 年前後に立て続けに起きた油タンカーからの油流出事故[7],[8],[14]を契機として、2004 年から 2010 年にかけて IMO で GBS の策定作業が行われ、2016 年 7 月以降に建造契約を結ぶ長さ 150m 以上の国際航海に従事する油タンカー及びバルクキャリアへ適用が決まっている[15]。これまでは 1.2.2.2 節で述べたように、SOLAS 第 II-1 章 3-1 規則で構造安全性を規定していたが、船級協会の構造規則に対する安全性のレベルが不明瞭であることから、IMO が直接、構造安全に関わるべきであるという社会的機運が高まった結果としてできたのが GBS である。これにより、船舶が実際に満足すべき船級規則は IMO が定めた目標と機能要件を満足することが必須となるとともに、船級協会は IMO がその適合性を検証するための認証機関として新しい役割を果たすことになった。

#### 1.3.2 GBS の枠組み

GBS は、船舶の構造安全性を高めるために、達成すべき目標を明確にして、IMO と船級協会あるいはその関連団体が役割を分担してルールを制定する枠組みを定めた基準で、表 1-2 に示す

5つの階層（Tier）で構成されている[16],[17].

表 1-2 GBS の枠組み [16],[17]

Tier I (Goal:目標)	安全で環境にやさしい船舶を建造・運航するための一連の目標
Tier II(Functional Requirement:機能要件)	目標を達成するために適合することが必要な船体構造に係る要件
Tier III(Verification of Compliance:適合検証)	Tier IV で規定された具体的な技術基準が Tier I および Tier II に適合するかどうかの検証
Tier IV (Classification Rules etc.: 船級規則等)	船級協会, IMO や主管庁で定める具体的な技術基準
Tier V(Industry Standards etc.: 産業基準等)	船舶の建造, 運航, 維持等に関する産業基準等

Tier I から III までは IMO で、それ以外は船級協会等で定めるものとされている。この節では IMO が定める Tier I 及び II について説明する。Tier III については船級規則の検証プロセスであるため説明は省略するが、船級規則の GBS への対応状況については 1.3.6 節で触れる。また、GBS の策定と平行して、「リスク」を物差しとして、ある要件が確保する安全レベルを定量的に設定するセーフティ・レベル・アプローチ (SLA) による GBS も策定することが 2006 年に開催された MSC81 で決まったが、この SLA-GBS に関しては MSC の議題には残ったものの、その動きは遅く、審議は停滞した状況である[16]。本論では、確率的アプローチを検討するので SLA も無関係ではないが、IMO での動きが遅いことから、その動向に先行して検討を行うこととする。

### 1.3.3 GBS の掲げる目標

GBS の Tier I (目標) では、すべての種類の船舶を対象として、「船舶は、予想される運航及び環境条件において、適切な運航及びメンテナンスが行われた場合、設定された設計寿命の間、安全かつ環境にやさしいものであるように設計及び建造されること」[18]と規定している。

### 1.3.4 GBS の機能要件

GBS の Tier II では、目標の達成に必要な機能要件が規定されている。機能要件を表 1-3 に示す。この中で特に重要なアイテムは、設計寿命と設計海域（環境状態）で、それぞれ 25 年、北大西洋と定められたことで、構造設計に直接的な影響を与えている。

GBS の機能要件に関しては、GBS の策定の前後に IMO で審議されていた要件が、審議の流れで自ずと取り込まれた印象がある。例えば、1990 年代に IMO で盛んに議論されたバルクキャリアアセーフティーで対象となった 1 区画浸水状態で縦強度や横隔壁の構造強度が持つようにする「残存強度」や、バルクキャリアのサイドフレーム 1 本の損傷を対象とした「構造の冗長性」等、



は、本来バルクキャリア特有の事象に対する要件であったが、これを全船に対して適用するようになり、バルクキャリア以外の船舶に対してはどのような状態を想定するのが不明瞭で、規則への反映に際して混乱を招いた。また、老齡タンカーの事故を受けて策定された固定点検設備 (Permanent means of access :PMA)をカバーするための「検査設備」の要件も加えられている。こちらはタンカー以外の船に対してどのレベルの設備を要求するのか明確でなく、全船に適用する GBS の機能要件としては不相応の感もある。

また、「腐食に対する保護」は、ギリシャ等の船主国が、船をメンテナンスフリーでさらに延命して長く使いたいことという思惑から他の要件と比べて詳細に要件となっており、船の強度として腐食予備厚の分は考慮してはならないというネットスキャンtringの思想が定着した。これによって、規則で腐食予備厚の量を明確に規定していない部材は、増厚を余儀なくされ、スキャンtringの増加に繋がり、業界の不満はあったものの、ネットスキャンtringによって、船に持たせるべき強度はより明確になるので、解析的設計の導入を図る面では望ましい動きである。今後は、バラストタンクの塗装基準を始めとする規制や防食技術の向上や経年船の検査技術の向上によって腐食予備厚は減らせる可能性がある。どのくらいの腐食予備厚が合理的なのかは、本論の目的とは切り離して検討できるので、これ以上は言及しないが、腐食予備厚を減らして経済合理性の在る船の設計を可能にするため、少なくとも画一的に予備厚を与える仕様要求型の規則ではなく、機能要求型の規則へ移行する必要がある、目指すべき方向性は本論と一致している。

造船所にとって影響が大きいのは、「設計の透明性」であり、設計透明性確保のために、造船所は図面と計算書を中心とする設計・建造情報を船舶建造ファイル (Ship Construction File : SCF) として船主に提出し必要に応じて開示する義務が生じた。SCF では、従来、造船所が支給している「完成図書」よりも広く深い範囲の情報 (線図や詳細構造図や詳細強度計算) が要求され、知的財産の保護の観点から造船所にとって不安と負担が生じ、また、船級協会は知財レベルが高い一方で、常時船上で保管する必要がない情報 (線図, 詳細構造図, 詳細強度計算書) を保管する、陸上のアーカイブセンターを設置することとなった[19]。この影響については、政治的な色合いが強いので本論では扱わないが、今後、確率的アプローチ用の確率モデルを構築するために、船のデータを収集し、保管するセンターが必要になると考えられ、アーカイブセンターの仕組みを利用することも一案であると考えられる。

表 1-3 GBS で要求される機能要件 [16],[17]

項目	機能要件	
設計	1 設計寿命	25 年以上であること
	2 環境状態	北大西洋の環境条件を想定した要件設定を行うこと
	3 構造強度	十分な最終強度を有し、想定される環境条件・積荷に耐えうる適切な安全マージンを有すること
	4 疲労寿命	疲労寿命は設計寿命を下回らないこと
	5 残存強度	一定の損傷時でも十分な残存強度を有すること
	6 腐食に対する保護	設計寿命の間、ネット寸法が維持できるよう適切な防食(塗装・腐食予備厚)が施されること
	7 構造の冗長性	構造の冗長性: 局所損傷が構造破壊を招かないような冗長性を有すること
	8 水密性及び風雨密性要件	水密性及び風雨密性の確保: 適切な水密・風雨密を保持すること
	9 人的要因の配慮	運航・検査・保守の安全確保のため、人的要因を考慮した設計・付加物の配置をすること
	10 設計の透明性	知的財産の保護に留意しつつ、設計の透明性を確保すること
建造	11 建造品質手順	透明性のある製造品質基準にもとづく建造をすること
	12 建造検査	建造段階の検査計画を策定すること
就航	13 検査及び保守	検査及び保守が容易に行えるように設計・建造すること
	14 検査設備	構造へのアクセス性: 検査のため内部構造にアクセス可能な設計をすること
リサイクル	15 リサイクル	リサイクルしやすい材料を使用して建造すること

### 1.3.5 GBS の機能要件と経済的合理性

GBS には、安全性の定量評価にかかる機能要件として、設計寿命 25 年がいわば画一的に規定されているが、この数値は廃船齢の実績から経験的に決められたものであり、経済合理性の観点からの評価がされていない。本論では、船の運航にかかるデータに基づいて、概算ではあるが、実際の船舶の寿命と経済合理性の関係を検討した。その結果は「付録 1」に示す。この検討により、GBS の規定する設計寿命 25 年は経済的合理性で概ね説明できることが分かった。また、寿命を決めるもっとも大きな要因が修繕費であることも分かった。これが、本論で修繕費との相関が強い疲労強度の評価法に着目した理由の一つである。

### 1.3.6 船級規則の GBS への対応状況

疲労強度に的を絞ると、GBS の設計寿命 25 年及び環境条件は北大西洋海域を前提にするように要件が強化されており、GBS 適合の船の構造設計に大きく影響を及ぼすこととなる。なお、IACS は GBS の機能要件の一部を先取りする形で、2006 年 4 月 1 日以降の建造契約船を対象とする油タンカー用とバルクキャリア用の 2 種類の共通構造規則(CSR)を導入済みである[20]。具体的には、疲労強度に関しては GBS の機能要件に前倒しで対応させている。

2015 年 7 月 1 日以降の建造契約船については、2 種類の CSR を一本化した所謂、調和 CSR[21] が適用されるが、疲労強度評価の観点からは更なる強化に繋がっている面がある。例えば、GBS では、北大西洋での環境条件を機能要件として与えているが、疲労寿命にその要件を適用すると、Worldwide で航行する船よりも 2 割程度、応力が上がると言われており[22]、これによって 1.8~2 倍程度疲労被害が増える（疲労寿命が約半分になる）ということになる。コンテナ船を例に見れば、5000TEU 級以上の欧州-北米航路就航船は 5%未満であり、生涯において北大西洋を航行する船はもっと少ないと考えられる[23]。北大西洋が、構造安全上、最も厳しい海域であることは否定できないので、安全にかかる条約に規定された GBS において、北大西洋を機能要件とすることは避けられなかったが、船の使用状態に則さない過度な安全要求は船体のスキャントリングの増加による建造や輸送の非効率化を招く恐れがあり、環境や経済性との調和を図ることが重要である。

### 1.3.7 安全規制と環境規制

GBS に伴う疲労強度の過大要求から生じる船殻重量増によって、輸送効率の低下を招く危険性が生じている。このことから分かるように、GBS のような安全性の確保を目的とする規制強化と GHG 規制のような環境保全を目的とする規制の強化が独立して議論されてきた結果、両者のバランスを考慮した船の構造設計のあり方、必要な技術については十分に議論されてきたとは言いがたい。船体構造設計の観点からみると、構造寸法増、船体構造重量増につながる安全規制強化と、船体構造重量低減が望まれる環境規制強化が同時に進んでいるが、両者の連携が十分に図られていない状況にある。従って、この観点からの研究が求められている。例えば、船の船速はこれまでの設計では画一的に与えられてきたが、GHG 規制によって、燃費の向上を図るため低速運航が行われるようになってきている。構造設計からみた GHG 規制の影響については、「付録 2」で検討する。船は一般に船速が低下すると荷重が低下することが分かっており、低速運航が恒常的に行われる船は、生涯における荷重が低下する分、少なくとも疲労寿命は伸びると予想される。完全には無理であるとしても、他の規制や技術の進展を受けて変貌する運航状態を追従できる構造基準が将来必要である。これも本論で疲労強度の評価法に着目した理由の一つである。



### 1.3.8 新たな疲労寿命推定法に基づくルール

船の大型化に目を向けると、これに伴うホイッピング等の弾性振動によって応力が増える方向にあると言われている[例えば 24]. ホイッピングはスラミングを起振力とした過渡減衰振動であり、船が大型化すると船体 2 節振動モードの固有周期が長くなるため、これが出会い波周期に近づきホイッピングが起りやすくなる。構造強度への影響については、現在盛んに研究が行われているが、少なくとも疲労寿命については繰り返し応力が増えることによって低下すると考えられており、その影響を解明することが今後の大型船の安全確保のための課題となっている。ホイッピングによって疲労寿命が短くなるという推定に反して、大型船で疲労損傷は発生しておらず、実態との乖離が生じている。その理由は、大雑把に言えば船の強度が持つ余裕分にホイッピングの影響が収まっているということであるが、その影響を定量的に評価できない限りは、大型船安全性は確保されないことになる。そのため、国内のプロジェクト[25]において、ホイッピングによる疲労被害への影響を物理現象の側面から解明する試みがなされた。そのプロジェクトでは、これまでの船の構造設計で陽に扱われてきた出会い波周波数に相当する応力波形の低周波成分と、これにホイッピングを想定した高周波の応力波形を重畳させた重畳波形の荷重パターンを用いて、疲労試験が行われ、疲労き裂進展の差が比較された。しかしながら、重畳応力と応力波形の低周波成分との疲労被害の差で表わされるホイッピングの影響は、き裂成長量にも大きく現れ、実態との乖離は説明できなかった。

一方、疲労き裂進展に関しては、荷重履歴に伴ってき裂進展の遅延現象が生じることが知られている[26]。この現象には、き裂進展の加速と減速の効果が含まれることが一般に知られているが、船に作用する荷重においては、嵐を想定した荷重履歴[27]で生じる過大荷重によってき裂先端の塑性域が広がり、その後き裂が開口しにくくなるため、減速の効果があることが知られている[28]。先に示した研究プロジェクト[25]においては、ホイッピングによって塑性域がさらに広がるため、き裂進展の減速がこれまでの予想よりも大きく現れるという説が有力であった。しかし、そのプロジェクトでは、ホイッピングを含む嵐荷重を作成できていなかったこと、遅延現象を再現できる解析プログラムが完全にはできていなかったこと、疲労試験の面では、「1 サイクルごとに振幅がランダムに変動する応力履歴（以下、ランダム荷重という）」の条件下での嵐を想定したような長期の荷重を負荷することに時間的な制限があったこと等が原因で、ランダム荷重下での遅延現象を定量的に評価することができなかった。遅延現象の影響は、疲労被害を減らす（疲労寿命を延ばす）方向に作用するため、この影響を考慮すれば大型船で損傷が起きていない実態を、物理現象の側面から説明できるのではないかと考えられる。そこで、第 2 章で、まず応力波形の低周波成分と重畳波形との差が生じている実態を示し、第 3 章で、疲労き裂伝播解析を用いて、低周波成分と重畳波形との疲労被害の差、いわゆるホイッピング影響と、き裂進展の遅延現象の影響を定量的に評価する。このような手法で、大型化で懸念されているホイッピングの応力増分によって生じる未経験の疲労損傷への不安を解消することができれば、新しい

ルールへの適用が可能になると考えられる。

一方、「付録2」に示したように、大型化と同時に進んでいる GHG 規制から生じる減速運航や荒天避航によって荷重は緩和する方向に作用していると考えられる。ホイッピングで損傷が起きていない原因は、この操船影響によるところもあると考えられているが、運航のデータが不足していることと、ヒューマンファクターに依存することが理由で、学術的にアプローチした例はなく、まずは、操船影響を合理的に扱うための手法について検討する必要がある。不確実性が高い事象を扱うので確率的アプローチを用いるところまでは分かっているが、深く掘り下げて検討した例は見当たらない。そこで、第4章においては、操船影響を不確定要素として疲労強度評価をターゲットに構造信頼性解析法を用いた破損確率による評価を試みた。将来的にはこの手法も新しいルールへの適用が考えられる。

#### 1.4 第1章のまとめ

本章では、まず、現状の船体構造の安全性を担っている船級協会の規則について整理し、IMO/GBS により規則がどのように変わったのかを整理した。その中で、現状の解析技術で機能要求型に応じた設計を行うと、損傷実績に基づいてできている現行の設計との整合性が得られないことや、疲労強度評価に関して、GBS は現実の船の使用状況を反映していないために過大な要求となるという現状を示した。特に、現在の大型化に対応するには、疲労寿命に対するホイッピング影響の解明が急務であり、解析的手法でこの課題を解決するには、き裂進展の遅延現象について疲労き裂伝播解析法を用いて定量評価を行うことが必要である。また、操船影響といわれる運航状況に伴う荷重の変化を適切に設計に反映できるような技術として、構造信頼性解析を用いた破損確率による評価法も検討しなければならない。

本論の第2章以降の流れは以下の通りである。まず、第2章では、過去から現在にかけての船体構造設計の変遷を整理するとともに、第1章で挙げたホイッピングによる応力増やそれに伴う疲労寿命低下に対する現状の解析的手法による予測精度と精度不足が生じる要因を検討する。第3章では、新しい解析的手法として、疲労き裂伝播解析手法を用いた疲労寿命推定を行い、上述のホイッピングの影響について検討する。第4章では、操船影響に含まれる船速や波向き、荒天避航に伴う疲労被害度の低減を、構造信頼性解析を用いて定量的に評価する方法を検討する。

#### 第1章の参考文献

- [1] IMO/MSC87/26/Add.1/ANNEX1,RESOLUTION MSC.287(87) (adopted on 20 May 2010)
- [2] RESOLUTION MEPC.203(62), エネルギー効率設計指標 (EEDI) 及び「船舶エネルギー効率管理計画書 (SEEMP)」を強制化するための MARPOL 条約附属書 VI の改正案, July 2011
- [3] 大坪新一郎, Study on the Design of Global Regulatory System to Reduce CO2 Eission from International Shipping, 東京大学博士論文, 2011.3

- [4] 通信教育造船課講座「船殻設計」, 日本中小型造船工業, 2002.5
- [5] フリー百科事典ウィキペディア, 「船級協会」最終更新 2015年8月6日
- [6] IMO/第4回 SOLAS 条約締約政府会議, Bulk carrier safety (November 1997)
- [7] エリカ号事故(Dec.1999)報告書, マルタ政府, 2000
- [8] プレステージ号(Nov.2002)事故報告書, バハマ政府, 2004
- [9] 欧州企業経営戦略調査: 欧州造船企業経営と安全・環境基準との関連について, 日本船舶輸出組合, 2007
- [10] フリー百科事典ウィキペディア, 「国際船級協会連合」最終更新 2013年3月29日
- [11] IACS Unified requirement S11 Longitudinal Strength Standard 1989
- [12] IACS Unified requirement S7 Minimum Longitudinal Strength Standards 1973
- [13] 深澤塔一, 設計不規則波を用いた最大応答推定法 -第1報. 縦曲げモーメントの推定-, 日本船舶海洋工学会論文集第2号 pp123-129, 2002
- [14] ナホトカ号事故(1997年1月)原因調査報告書, 1997, ナホトカ号事故原因調査委員会
- [15] IMO/MSC87/26/Add.1/ANNEX1, RESOLUTION MSC.290(87) (adopted on 20 May 2010)
- [16] 小川剛孝, 戸澤秀, 目標指向型新造船構造基準 (GBS) 策定とその動向について, 海上技術安全研究所報告第12巻 第4号 特集号 小論文, 2012
- [17] 調和 CSR に関する NK の取組み, 2012 ClassNK 秋期技術セミナー, 2012
- [18] 第79回 IMO 海上安全委員会の結果概要, 国土交通省海事局安全基準課, 2004
- [19] SCF 業界標準開発 ~SCF の経緯と業界標準開発の進捗状況~ 造船工業会ニュース Vol.163, 2012
- [20] International Association of Classification Society / Common Structural Rules for Double Hull Oil Tankers (CSR-OT) and Common Structural Rules for Bulk Carriers (CSR-BC), Jan 2006.
- [21] International Association of Classification Society /Common Structural Rules for Bulk Carriers and Oil Tankers, 1 Jan 2014
- [22] 佐藤宏一, LNG 船の長期耐用評価技術に関する研究, 長崎総科大学博士論文, 平成19年12月
- [23] (一財)日本船舶技術研究協会, 超大型コンテナ船の構造安全対策の検討に係る調査研究報告書, 2009
- [24] Heffelund, S. et al : Full scale measurement of fatigue and extreme loading including whipping on an 8600TEU post panama container vessel in the Asia to Europe trade, Proceedings of 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE2011), Rotterdam, the Netherlands ,June19-24, 2011.
- [25] (一財)日本船舶技術研究協会 大型コンテナ船極厚板研究委員会: 大型コンテナ船の極厚板溶接継手からの脆性破壊発生防止に関する調査研究報告書, 2011

- [26] 豊貞雅宏，丹羽敏男，構造物の疲労寿命予測，共立出版，2001年初版発行.
- [27] 富田康光他：波浪荷重の統計的性質と疲労強度評価のための波浪荷重のシミュレーション法（その3），日本造船学会論文集 第177号 pp.381-390，1995
- [28] 船体構造国際標準規則研究委員会報告書: 5.2 疲労き裂伝播における遭遇荷重の履歴影響について，（社）日本船舶海洋工学会 船体構造国際標準規則研究委員会，2008

## 第2章 船体構造設計の現状と課題

第1章では、GBSより進んだルールを構築するには、疲労寿命の推定法を向上させる必要があり、そのためには現在の疲労寿命推定で問題になっている損傷実態との乖離、すなわち応力波形の低周波成分と重畳波形との差で表わされるホイッピングの影響と遅延現象の影響を定評的に把握し、その上で操船影響の合理的な取り扱い方を考えなければならないことが分かった。

本章では、疲労寿命推定の向上を図るため、まずは船体構造設計手法について、過去から現在にかけての変遷を整理し、過去の経緯を踏まえた上で現在必要な研究課題を抽出した。実船モニタリングのデータを解析し、現在の設計で用いられている荷重構造一貫解析手法による疲労寿命推定での予測精度を確認した上で、ホイッピングの影響として扱われている応力波形の低周波成分と重畳波形との量的関係を示した。

### 2.1 船体構造設計の変遷

船体構造設計において最も基本的な破損モードである縦曲げ折損を防止するため、縦曲げモーメント  $M$  と縦断面係数  $Z$  の関係から求まる応力  $\sigma (=M/Z)$  が許容応力を超えない様に、設計する考えは昔から変わっていない。古くは、縦曲げモーメント  $M$  を波高が  $L/20$ 、波長が  $L$  ( $L$  : 船の長さ) の標準波で与える方法が採られていたが、船が大型化するにつれて、 $L/20$  での荷重が過大となり次第に用いられなくなった。1970年前後にかけて耐航性の研究分野でストリップ法による荷重予測が可能になり、また、海洋波の観測研究が進んだことから、最大波浪曲げモーメントが解析的に求まる様になった、この解析的手法を用いて決められたのが、現在 IACS の統一要求となっている IACS/URS11[1]である。IACS では、縦曲げ断面係数を規定した URS7[2]を1973年に発行したが、この URS7 は、当時の就航船の構造寸法に関する実績値をもとにして定められたもので、船体への荷重に対する明確な基準を与えたものではなかった。URS11 は、この課題を解決し、船の基本的な要件である縦曲げモーメントを規定したものであり、1989年に発行した。URS11 では、波浪荷重の非線形性、具体的にはコンテナ船等のフレアを有する船で顕著になるサギングとホギングの荷重の違いも模型実験や理論解析の結果を参考にして、 $C_b$  をパラメータに用いることで非線形荷重を考慮した基準算式を導いている。この式は、現在策定されて調和作業が進んでいるタンカー及びバルクキャリアの調和 CSR にも踏襲されている。URS11 の縦曲げモーメントの規定を図2-1に示す。URS11 で設計曲げモーメントを決める際、各船級協会においてストリップ法で荷重を計算し長期予測を行っており[3]、これが解析的手法に基づくルール策定の先駆けと位置づけられる。

$$M_W(+)=+190MCL^2BC_b \times 10^{-3} \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \quad \text{For positive moment}$$

$$M_W(+)= -110MCL^2B(C_b + 0.7) \times 10^{-3} \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \quad \text{For negative moment}$$

where,

$M$  = Distribution factor given in Fig. 2

$$C = 10.75 - \left[ \frac{300 - L}{100} \right]^{1.5} \quad \text{for } 90 \leq L \leq 300$$

or 10.75 for  $300 \leq L \leq 350$

$$\text{or } 10.75 - \left[ \frac{L - 350}{150} \right]^{1.5} \quad \text{for } 350 \leq L \leq 500$$

$L$  = Length of the ships in metres, defined by S2

$B$  = Greatest moulded breadth in metres

$C_b$  = Block coefficient, defined by S2, but not to be taken less than 0.6

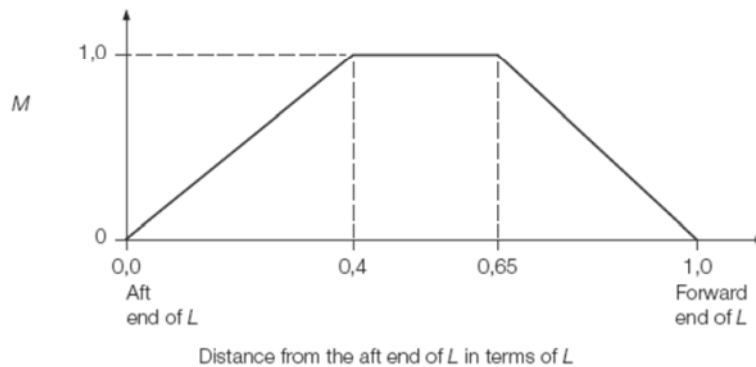


図 2-1 IACS/URS11 に規定された統一縦曲げモーメント [1]

2000 年前後にかけて、計算機の性能が進化したことと、多くの研究によって解析の信頼性が得られるようになったことから、FEM による応力判定、すなわち直接強度計算が設計の主流になった。これによって規則で規定されていない構造様式に対しても強度評価することが可能になった。特に船の大型化には直接強度計算が深く貢献している。FEM を設計で使用する割合が増えたことから、規則への取り入れが図られ、タンカー・バルクキャリアについては現在、IACS/CSR で、ホールドモデルによる直接強度計算が要求されている。ここで、その要領について簡単に触れると、3次元 FE モデルへの作用荷重は、前に述べた URS11 で与えられる設計規則波に基づいて、ストリップ法で波浪外力及び船体加速度を計算し、FE モデルに対して、外板への圧力と積荷の慣性力を与えている。一方、直接強度計算の設計利用が進んだことによって、詳細構造の疲労強度評価が行われるようになった。疲労強度評価は一般に、繰返し応力の長期分布をワイブル関数で近似して、マイナー則による疲労被害度で、設計寿命が判定されている。

直接強度計算の設計利用は進み、現在は全船 FE モデルによる直接強度計算が設計の主流にな



りつつある。一方、荷重については、設計荷重から進んで、海象を設定してストリップ法で予測する例が出てきている。この代表例が「荷重構造一貫解析」といわれる評価システムで、このシステムでは、ストリップ法で計算した荷重を FE モデルに与えて、応力の応答関数 (Response Amplitude Operator: RAO) を取得して、海象のデータ (波浪発現頻度表) を基に応力の長期予測を行うことで、局部部材の最終強度・疲労強度を判定する。荷重構造一貫解析については、「付録 3」において、本論で構築した解析システムと併せて解説する。

## 2.2 仕様要求に基づく設計法とその課題

第 1 章で述べたように、GBS で一部採用されている仕様要求は、損傷の発生に応じて強度を増す経験的手法であり、簡単に言うと損傷を許容する手法である。各国の船級協会は損傷データを規則にフィードバックすることで、各々の船級規則の信頼性を高めてきた。強度への投資にかかる船価とのトレードオフによって生じる小規模な損傷を許容する設計は、経済面での合理性の下に成り立っていたが、安全性とのバランスを損なった結果、大規模油流出などの社会問題を引き起こしたことも事実である。欧米では、エリカ号[4]やプレステージ号[5]の事故の反動で、損傷を未然に防ぐプロアクティブな設計へと設計思想の転換が急ピッチで進んでいる。プロアクティブな設計を行うには、損傷を未然に防ぐための解析的手法が必要になる。従来の経験的手法に変えて解析的手法での設計を行うには、荷重から構造強度まで一貫して予測する必要があるが出てくるが、解析的手法で設計を行うと、第 1 章で述べたように、実態よりも荷重が大きく見積もられ、その結果、強度増のための船殻重量の増加に繋がり、環境適合性、経済性の面で設計が成り立たなくなることが多い。このため、設計者や使用者にとって解析的手法を用いることのメリットが今は少なく、技術の硬直を招いていると言える。

仕様要求として与えられる設計荷重は、寸法要求で決まるスキャンtringから大きく外れないよう荷重が調整されている。例として、ここでは IACS/URS11 の縦曲げモーメントを挙げる。前述したとおり、この設計荷重は、解析的手法すなわちストリップ法で求めたものである。同じ船を対象として、各船級協会が縦曲げモーメントの長期予測[6]を行った結果を図 2-2 に示す。最大荷重という観点からは、船が生涯に出会うと言われる波の回数  $10^8$  に対応した超過確率 (Probability Level)  $Q=10^{-8}$  の値を設計荷重として用いるべきであるが、解析的手法によって求めた荷重が各船級協会の設計荷重よりも大きくなるため、従来規則との整合を優先して、 $Q=10^{-6}$  の値が統一設計荷重に採用された。各船級協会の設計荷重は、損傷実績に基づいて調整された荷重であり、統一荷重策定の際に、その信頼性が認められたといえる。

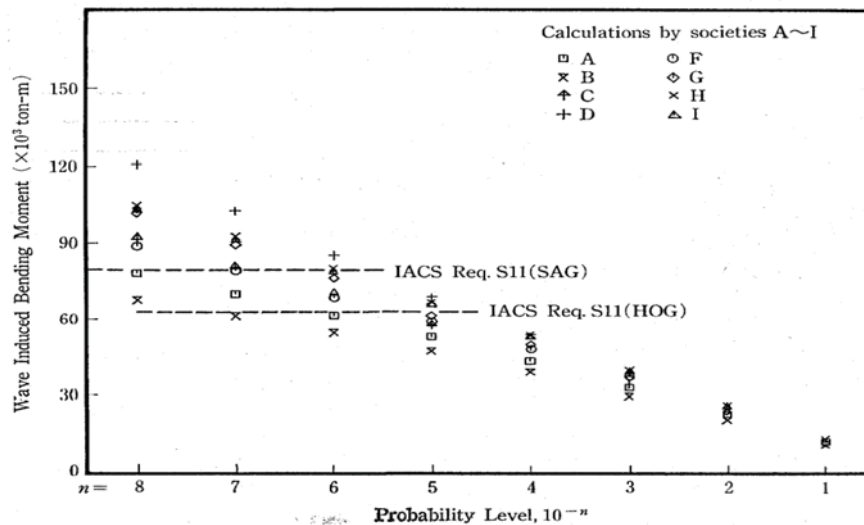


図5 Comparison of Wave Induced Bending Moments between IACS Req. S11 and the Results of Theoretical Calculations on the Long-Term Prediction Performed by Classification Societies on a Container Ship with Principal Dimensions of  $L \times B \times D \times C_b = 158.48\text{m} \times 24.23\text{m} \times 14.07\text{m} \times 0.567$  and  $V = 0$  knot

図 2-2 IACS の統一縦曲げモーメントの策定過程における荷重設定 [3]

FEM による設計が船級規則で要求されるようになったことで、機能要求型のルールの実現に近づいたといえるが、現在の直接強度計算は、FE モデルへの荷重分布の与え方が船の大きさによらず画一的であるため完全なものになっていない。現状は、直接強度計算用の荷重として、IACS/URS11 の荷重を使用しているが、船の大型化等に対応するには、解析的に求めた荷重を用いる必要がある。最近では、荷重の予測技術が整い、設計で荷重を解析的に求める機会も多く見られるようになってきた。荷重構造一貫解析で用いられるストリップ法もその一つである。しかし、ストリップ法は微小振幅仮定での予測であることから、波高線形性を仮定して大波高の予測値に置き換えた場合、安全側の推定になると言われている[7]。図 2-2 における長期予測荷重（解析法による荷重）と IACS/URS11 の荷重（設計荷重）の間の開きがある理由の一つにもストリップ法の予測精度も含まれている。近年の研究においても、その差はみられ、第 1 章でも触れた様に、IACS/URS11 の設計荷重と解析で求めた超過確率  $10^{-8}$  レベルの最大荷重との間に 50~100% 程度の開きがある場合もある[8]。

一方、大型化にかかる課題としてホイッピングがある。応力モニタリングの普及によってホイッピングの応力波形がクローズアップされて報告された[例えば 9]こと、さらに大型化によってホイッピングの発生頻度及びホイッピングによる応力レベルが上がると予想されることから、この影響を定量評価することへの緊急性が増している。これまでの船級規則では、スラミングとこれに続くホイッピングに伴う波浪荷重及び振動応力の増分を陽には考慮していなかった。そのため設計でこれを考慮するには、この増分をプラスして強度設計を行うべきであるが、設計者の立場からは、これまでの船級規則には、損傷実績に基づいて信頼性を高めてきた歴史があり、



ホイッピングも損傷要因に含まれていることから、損傷が頻発しない限りは設計を見直す必要は無いという見方が強い。

ホイッピング等による船の弾性振動は、繰り返し応力として構造部材に作用することから、疲労強度の面での手当が重要になる。特に、船体の縦曲げ振動で疲労き裂が生じた場合、縦曲げ崩壊に繋がる危険性があることから、その影響の解明が急務とされている[10]。現状の設計では、設計者の判断で強度を上乗せして、また、応力モニタリングや密な点検検査によって縦曲げ崩壊とそれに繋がる疲労損傷発生リスクを回避している。ホイッピングの影響をクリアするには、ホイッピングの発生頻度・発生レベルとホイッピングが重畳した応力下での疲労被害の蓄積をクリアにする必要がある。このうち発生頻度・レベルは、航路変更や船長の判断によるため、本論では操船影響としてこれも取り扱うが、現状は解析的な予測は困難である。ただし現実的には、実船の応力データの収集は可能であるし、すでに蓄積もされているので、徐々に大型化する分においては、現存線から発生頻度と発生レベルは大凡予測できるので、設計者への不安は少ないと考えられる。一方、ホイッピングが重畳した応力下で生じる疲労き裂の進行度については実船計測でも分かっていないため、その解明が望まれている。よく言われるのは、荷重順序の影響であり、これによってき裂進展の遅延減速が生じる場合、予測した疲労寿命よりも長寿命になるということである。これを解く解析技術は、疲労き裂伝播解析プログラム[11]として開発されて既に実用化されており、ホイッピングが重畳した応力履歴下で、どの程度の遅延減速が生じるのかを評価することは可能である。

将来的には、発生頻度と発生確率も解析的手法で行う必要があり、そのための要素技術の解析が必要となる。具体的には、非線形ストリップ法やCFD、全船FEモデルでの振動解析であるが、非線形ストリップ法は、フレアスラミングの予測精度の問題、CFDは解析条件の設定の問題等、があり、それらの検証に時間が掛かると思われる。また、振動解析については、現在設計で使われているホールドFEモデルから全船FEモデルに、解析ツールに関してもFE静解析からFE動解析（振動解析）に、さらに振動解析用に重量を調整するなどFEモデルの精度を上げる必要がある十分な予測精度が得られていない。そのため、本論ではホイッピングの重畳応力下でのき裂進展からみた疲労被害を、解析的なアプローチで解明することを優先的な課題に位置づけた。

### 2.3 船が持つ安全余裕

疲労強度評価では、船型の大型化に伴うホイッピングの影響が懸念されている。現状ではホイッピングによる損傷は頻発していないものの、今後出現するであろう大型船の疲労損傷を防ぐには、ホイッピングの影響を定量的に示しておく必要がある。ホイッピングによって損傷が多発しているのであれば、損傷の逆解析による従来型のアプローチによって確保すべき強度を示すことができるが、現状は損傷が起きていないため、このアプローチを採ることができない。ホイッピングによる損傷を未然に防ぐには、船の持つ安全余裕を減らす方向に作用するホイッピン

グの影響を明らかにする必要がある。疲労強度の場合、船の持つ安全余裕は25年の設計寿命で生じるき裂深さと板厚の比などで表すことができる。つまり板厚が厚いほど、または実際に生じた疲労き裂深さが浅いほど安全余裕が大きくなる。なお、規則で定義される安全率は、規則で定める許容応力に対する材料の降伏応力（限界応力）の比や、疲労寿命については、規則で定める許容疲労被害度と限界疲労被害度（通常は $D=1$ ）との比（例えば許容疲労被害度 $D_{CR}$ が0.6であれば安全率は1.67）で表される。本論では、実際に生じた値と限界値の差を安全余裕(Safety margins)と定義して、安全率(Safety factor)とは区別して扱う。図2-3に安全余裕の説明図を示す。安全余裕が多い船は、一般に船殻重量の大きい船であるため、経済性において不利なことが多く、設計者はこの安全余裕を少しでも下げるために、まずは許容応力ぎりぎりまで構造設計を行うことで軽量化を図っている。軽量化のための次のステップとして、設計者自らが荷重を予測することもある。しかし規則で与えられた荷重を軽減することは安全規制の観点から難しく、例えば使用航路が比較的穏やかな海象上に航路を特定した船でも、北大西洋の海域で設定した荷重を適用せざるを得ないことが多く、その結果として、荷重予測の技術の停滞を招くとともに、安全余裕が過度に与えられた非経済的な船の供給に繋がっていると言える。

図2-3に示した強度増加の矢印のように、ホイッピングによる荷重増加によって減った安全余裕を増やす最も単純な方策は強度増加であるが、これによって過剰な安全余裕が生じる可能性がある。ホイッピングと疲労損傷との因果関係が明確でないのに、疲労被害度が増えた分の強度を増すことに対して設計者は慎重な姿勢であり、強度を増すよう規制強化をするのならば、その因果関係を示すべきというスタンスである。

荷重の面を中心に述べてきたが、疲労強度評価が降伏・座屈強度評価と異なる特徴として、評価法が複数あることが挙げられる。一般的に鋼材の疲労寿命予測には、マイナー則か疲労き裂伝播解析が用いられている。これらは、大まかには疲労被害度という指標を用いて簡易的な評価を行うのがマイナー則で、初期き裂を仮定してき裂の成長を予測するのが疲労き裂伝播解析であり、詳細は第3章で説明する。座屈強度については、座屈荷重の予測値にバラツキは少なく、荷重と強度との大小関係で判定されるが、疲労強度は荷重が同じであっても評価法によって疲労寿命が異なる。現在の規則で用いられるマイナー則では、応力の長期分布の形状が決まれば疲労被害度が決まる。通常は $10^{-4}$ の超過確率の応力を求めて、このレベルの応力をベースに指数分布を仮定して得られた応力長期分布をS-N線図に適用することで疲労被害度を求めている。しかし疲労き裂損傷の防止の観点からは、き裂進展は応力分布だけでなく荷重順序の影響を受けるので、今後の解析的手法による設計においては、荷重順序を考慮することによって、現在の設計で想定している応力分布は変えることなく、より合理的な設計が可能になると考えられる。荷重順序を考慮する手法は、疲労き裂伝播解析の研究開発によって整備されている。将来的には、荷重の予測も出来る規則にするべきであるが、たとえ荷重を変えられないとしても、疲労強度についてはより現実に則した評価法を用いることで、合理的な規則になるのではないかと考えられ

る。

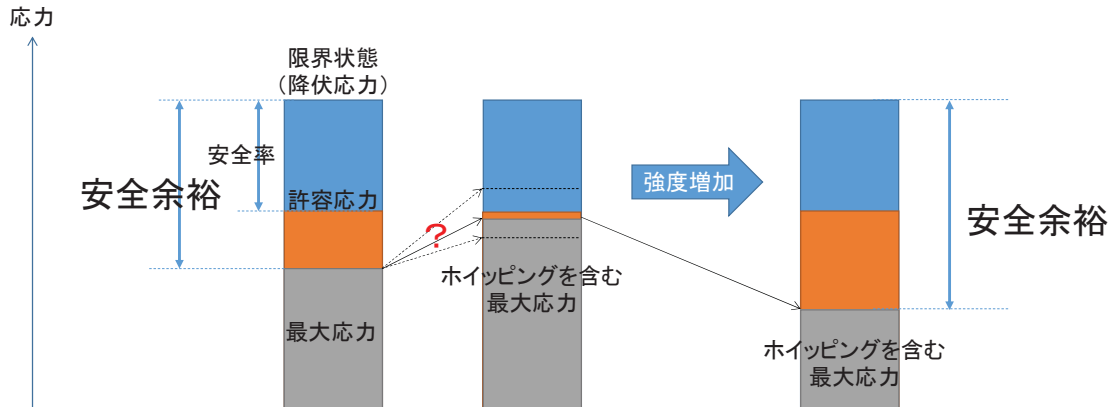


図 2-3 船が持つ安全余裕と安全率

#### 2.4 疲労強度評価法の変遷と解決すべき課題

疲労強度評価は座屈や振動設計に比べ歴史が浅く、設計規則の整備も遅れていることから、今のところ造船会社の技術力が最も問われる要素のひとつであると同時に、高度な疲労強度評価を行った船を提供することが造船会社のセールスポイントになっている。また、経年船についても、経済面や環境面から延命や再利用の機会が増えると想定され、これにともなう安全確保の観点において疲労強度評価の位置づけは今後高まることが予想される。

船舶における疲労強度評価法の変遷を図 2-4 に示す。横軸に変遷を、縦軸は解析手順を示している。疲労強度の要件が船級規則に取り入れられたのは、1990 年代の第 2 世代シングルハルタンカーのサイドロンジに損傷が多発した頃である。当時、産学官でプロジェクトが生まれ、荷重と構造を一体で評価する手法の研究が進み損傷の再発防止に貢献した。荷重構造一貫解析もその手法の一つであり、その手順が図 2-4 の一番左のフローである。荷重構造一貫解析は疲労寿命予測をマイナー則で行うため、荷重順序が考慮できない課題があった。そのため、その課題を解決できる解析的手法として疲労き裂伝播解析プログラムによる疲労寿命予測が行われた。それと同時に、富田ら[12]によって遭遇海象の順序をモデル化した嵐モデル（図 2-5）が提案された。この解析プログラムと嵐モデルを用いて、船の実作用荷重下でのき裂進展の遅延現象[13]が再現された。最近のプロジェクト[14]では、ダブルハル VLCC の疲労余寿命評価にも活用され、このプロジェクトにおいて荷重順序で疲労き裂長が倍以上異なる可能性があることが示されている。しかし、当時の解析プログラムではランダム荷重を扱えない問題があり、短期海象については図 2-6 に示すブロック荷重を仮定したため、ホッピングを伴うようなランダム荷重下で起こる荷重順序については未解決のまま残された。一方、2000 年前後からホッピングによる疲労寿命の低下分を設計で考慮するための研究が欧州ですすみ、ホッピングが重畳した非線形

荷重時系列を用いた検討が行われた[例えば 15]. ここではこれまで長期予測で行っていた疲労被害度の評価を, 短期海象毎に疲労被害度を分けて求めることによって, 疲労被害度に現れるホイッピング影響を評価できるようにはなったが, マイナー則を用いるため荷重順序は考慮できていない.

この流れに即して考えると, 次に行うべきは, 長期のランダム荷重を用いた疲労き裂伝播解析であると予想できる. 本論では, 図 2-4 の右にフローに従って, 非線形荷重時系列を対象としたランダム荷重を用いた疲労き裂伝播解析を行い, 荷重順序を考慮した上でのホイッピングの影響について検討を行った. 本論で行なった研究では, 豊貞, 丹羽らによって構築された理論[11]に基づいて, 遅延現象を再現可能な, “き裂先端の塑性挙動に着目した結合モデルによる疲労き裂伝播解析プログラム”を作成し, さらに 1 サイクル毎に応力振幅が変動するランダム荷重に対応するようプログラムを改良した. 作成した解析プログラムの詳細については第 3 章で説明する.

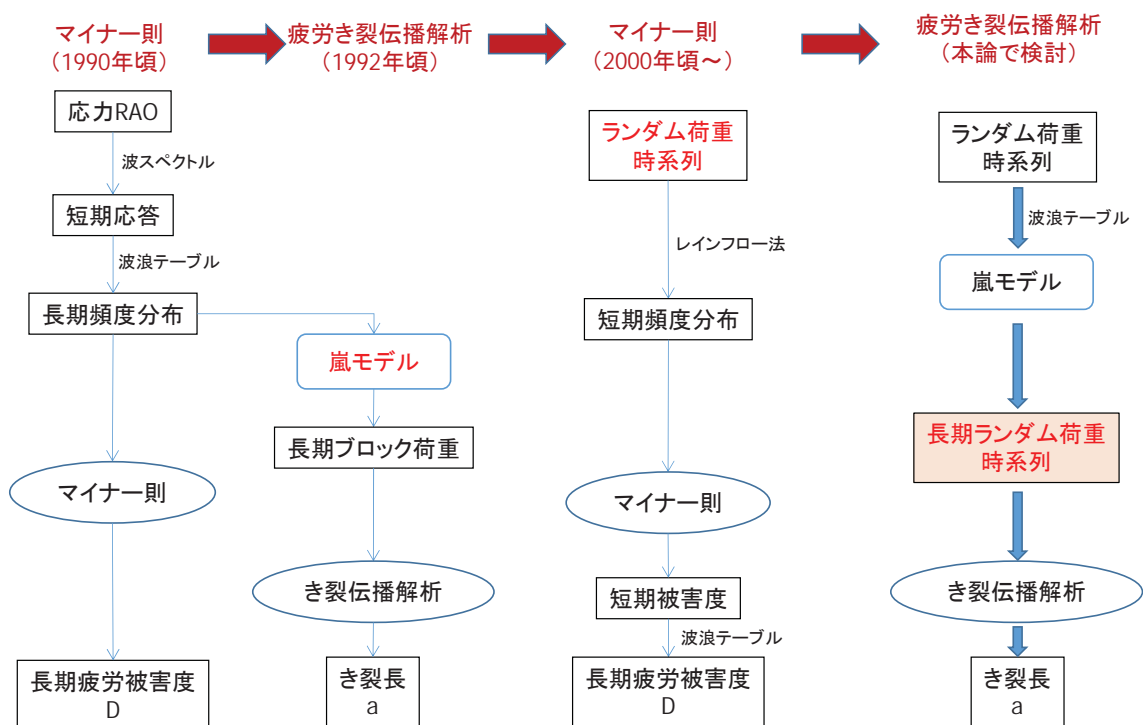


図 2-4 船舶における疲労強度評価法の変遷

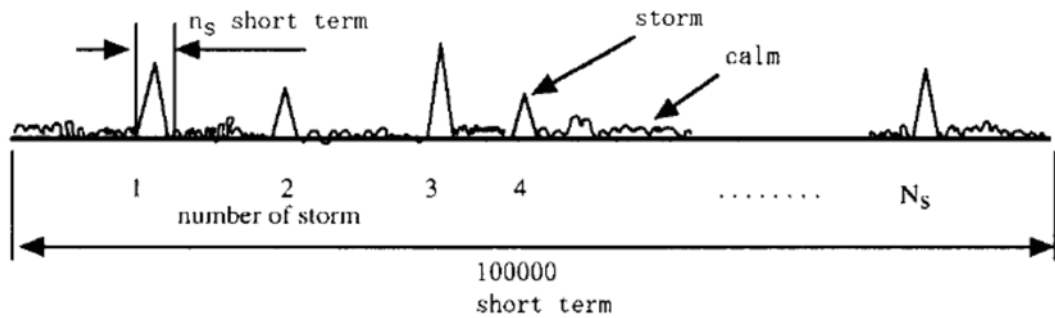


図 2-5 嵐モデルの説明図 [16]

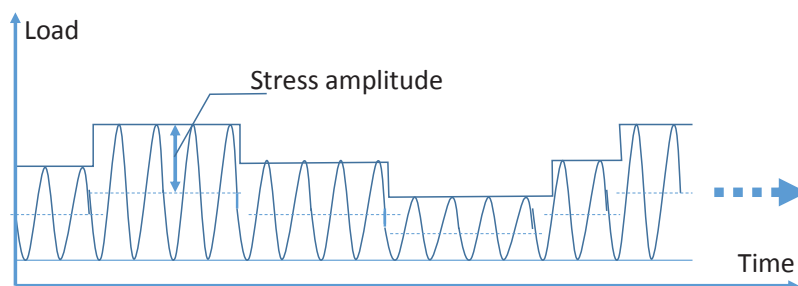


図 2-6 疲労き裂伝播解析に用いられるブロック荷重の説明図

## 2.5 荷重構造一貫解析を用いた検討

本節では、荷重構造一貫解析で疲労寿命を予測し、その結果を実船応力の解析結果と比較する。これによって現状の解析的手法の予測精度と精度不足が生じる要因を明らかにする。さらに、実船応力をマイナー則で解析することで得られた疲労被害度に基づいて、ホイッピング影響について論じる。荷重構造一貫解析法を用いて行った詳細構造の応力予測は「付録3」に示す。

### 2.5.1 実船データの解析

#### 2.5.1.1 実船データ

過去に研究で行われた実船計測のデータ[17]を用いて検討を行なった。対象部材は、垂線間長 283.8m のポストパナマックス船の船体中部の甲板応力で、主航路は“日本—スエズ運河経由—EU”である。計測は、1999年から2002年の2年半にかけて、2時間に1回、20分間サンプリング 10Hz での自動計測が行われている。また応力の他、船首において超音波式波高計を用いて出会波高が計測されている。

実船の縦曲げ応力の時系列波形の例を図 2-7 に示す。この例はホイッピングが起きたときの応力波形であり、出会い波による 10 秒程度の周期の不規則波形に、スラミングに続くホイッピングの減衰波形が重畳している。ホイッピングは計測期間内に複数回発生しているが、応力レベルが高いホイッピングはいずれも図 2-7 に近い形状を有している。ホイッピングは、有義波高が高

い海象で起こるため、高い波に連続して当たった場合は、ホイッピングが収まらない間に、次のスラミングが発生することで応力振幅の大きい振動が持続するケースも確認している。また、船体中央部の応力データのため奇数の節数の振動は重畳してこないが、偶数の節数(4節, 6節・・・)の振動応力についてもその発生レベルは低く重畳は確認されなかった。

### 2.5.1.2 解析方法

図 2-7 の応力波形が得られた短期海象 (計測 20 分間) での応力を FFT 解析して得られたパワースペクトルを図 2-8 に示す。2つのピークを有するマルチピークスペクトル形状となっている。周波数  $F=0.12\text{Hz}$  に見られる高いピークが、船体運動応答と波スペクトルとの線形重畳で得られる船体運動スペクトルに起因した応力の周波数成分で、 $F=0.78\text{Hz}$  に見られる低いピークが船体 2 節振動の固有周波数に対応する成分である。次に、計測された応力をバンドパスフィルタで成分分離した。以下の周波数帯を設定して、電気的なノイズだけをバンドパスフィルタ除いた応力波形(RAW), 低周波成分の応力波形(LF: Low frequency), 高周波数の応力波形(HF:High frequency)に分離した。

- RAW : 0.01 ~ 1.0Hz;
- LF : 0.01 ~ 0.5Hz;
- HF : 0.5 ~ 1.0Hz

バンドパスフィルタで処理した応力波形を図 2-9 に示す。LF は船体運動に起因した低周波成分の応力波形で、HF は船体 2 節振動に起因した高周波成分の応力波形である。HF は、スラミングを起振力とした過渡減衰波形に近い形状を有している。また、応力時系列波形 $\sigma(t)$ に関しては(2-1)式が成り立つ。

$$\sigma_{RAW}(t) = \sigma_{LF}(t) + \sigma_{HF}(t) \quad (2-1)$$

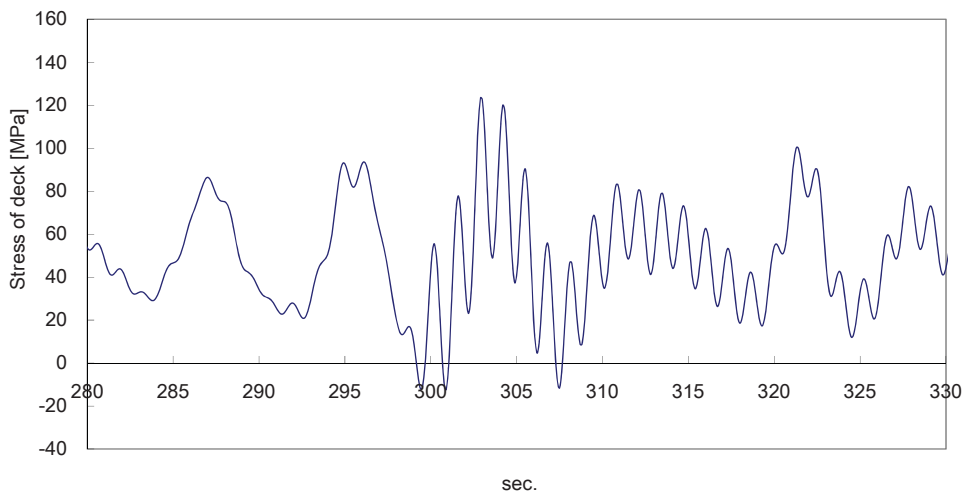


図2-7 コンテナ船の甲板で計測された縦曲げ応力の時系列波形 [17]



Power spectrum of vertical bending stress

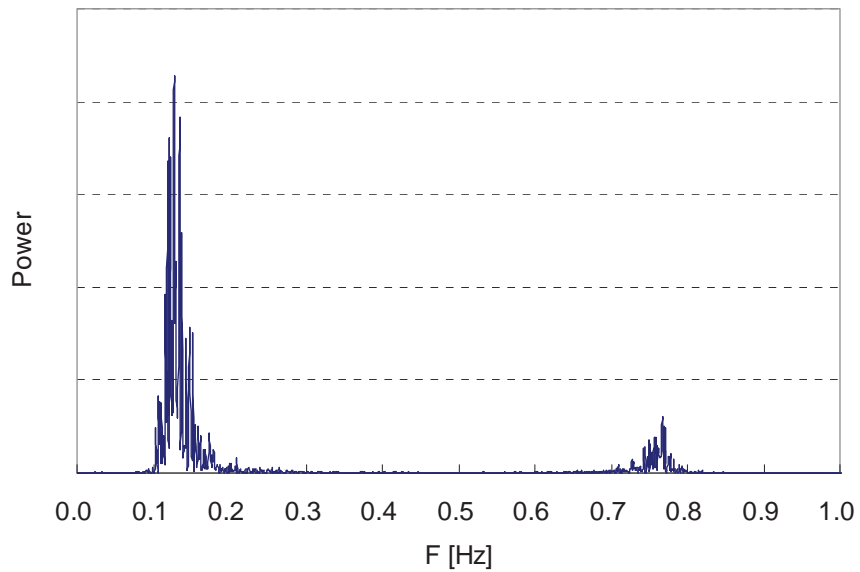


図2-8 縦曲げ応力のパワースペクトラム

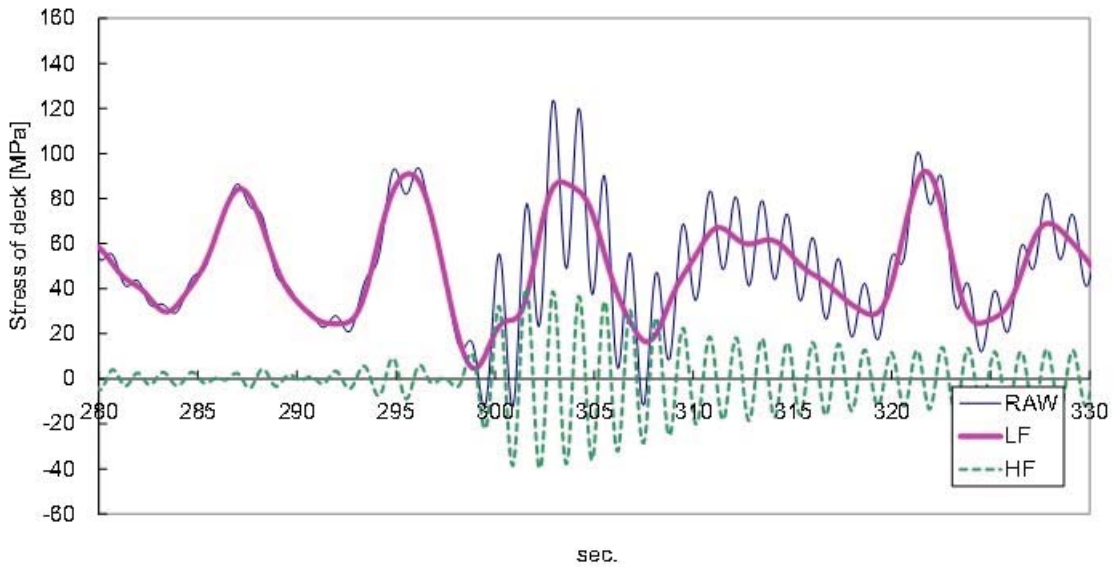


図2-9 バンドパスフィルタを施した応力波形

### 2.5.1.3 統計解析の結果

2年半の計測で得られた応力データを使って応力振幅の統計解析を行った。平均応力(mean stress)をクロスする時刻の間における最大値と最小値を読み取り、Mean-Cross解析で応力振幅の頻度分布を求めた。得られた頻度分布から超過確率の形に表示し直した結果を図2-10に示す。ここで、Mean-Crossする時刻は、RAW,LF,HFの3種類の波形とも、LFがクロスした時刻を用い

ることによって統計母数を揃えている、RAW と LF とで、最大応力は 2~3 割の差が生じる結果となった。

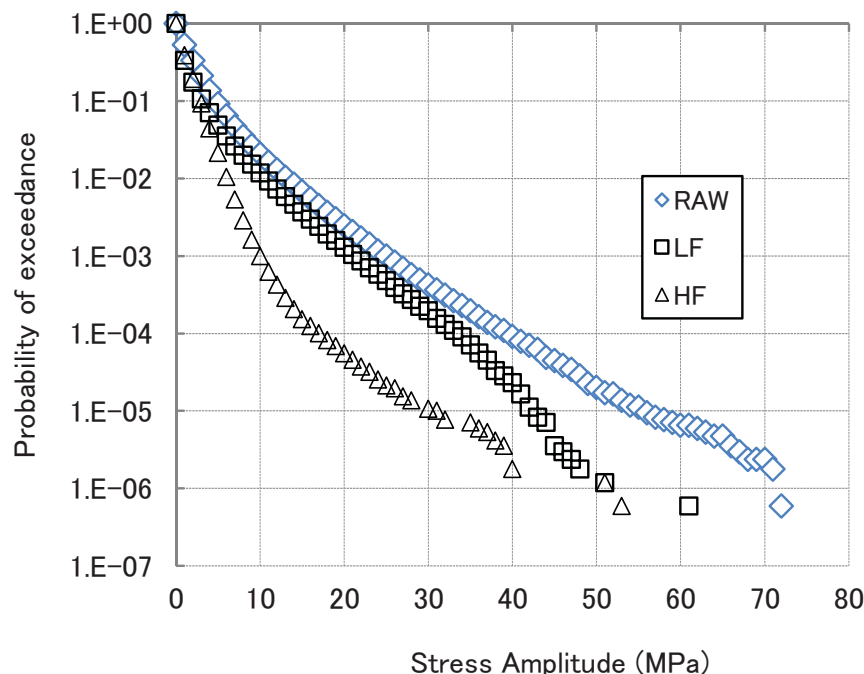


図2-10 コンテナ船の縦曲げ応力振幅の超過確率

### 2.5.2 荷重構造一貫解析による応力解析結果

「付録」3 に示した荷重構造一貫解析で得られた応力の長期分布を図 2-11 に示す。荷重構造一貫解析は線形ストリップ法を用いているので、比較用として図 2-10 の LF の実船データを同時にプロットしている。横軸は超過確率を、縦軸は片振幅応力をそれぞれ表している。

荷重構造一貫解析は、自然減速を考慮して、航海速度( $V_s$ )の 3/4 の船速 ( $F_n=0.179$  ( $F_n$ : フルード数)) で予測した結果である。また、波浪発現頻度表は、GWS(Global wave statistics)[18], 波浪推算 (HINDCAST) [19], 及び実船に搭載された波高計の計測データ(measured wave)から得た発現頻度表、の 3 種類の頻度表を用いた。GWS は実際に通った航路上の波浪発現頻度表を用いている。GWS 及び HINDCAST の波浪発現頻度表の求め方及び計測データとの比較した結果は「付録 4」に示す。

使用した波浪発現頻度表について荷重構造一貫解析(Cal.)の結果を比べると、GWS を用いた予測結果が HINDCAST 及び measured wave を用いた予測結果に比べて大きいことが確認できる。この差は、予測した航路と実際の航路との差、及び、GWS は分割が荒いため波浪追算に比べて高めの予測になっていることが原因と考えられる。ここでの航路の差は、一般に操船影響に含めて扱われている。HINDCAST を用いた応力予測結果は、measured wave を用いた場合と良く合っ



ている。

実船応力の解析結果(Measured.)と、波高計での発現頻度表を用いた荷重構造一貫解析による予測(Cal.(using measured wave))を比べると、予測の方が実船よりも大きくなっていて十分な予測精度が得られていない。この原因の一つに、荷重構造一貫解析では一定速力を与えたため、減速や停泊を伴う実運航状態を考慮していないことが挙げられる。これもいわゆる操船影響である。

### Deck stress , Single Amp.

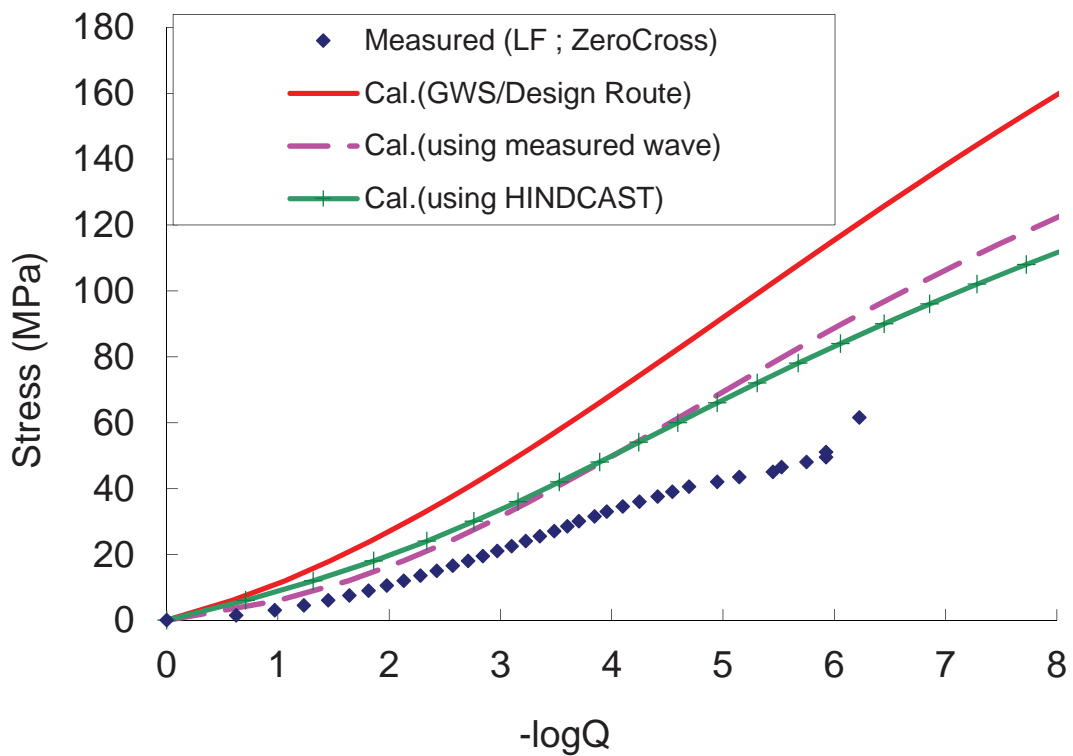


図 2-11 縦曲げ応力の長期分布

#### 2.5.3 疲労強度の評価

実船応力のデータを解析して、従来の手法すなわちマイナー則で(2-2)式に従い、疲労被害度  $D$  を求めた。

$$D = \sum \left( \frac{n_j}{N_j} \right), \quad N_i = \frac{K}{S_j^M} \quad (2-2)$$

$D$  : 疲労被害度

$S_j$  : 階級  $j$  での応力範囲

$n_j$  :  $S_j$  の頻度

$N_j : S_j$ での疲労寿命

$K, M$  : S-N 線図で決まる係数

応力範囲のカウントにはレインフロー法を用いた。また、S-N 線図は、CSR-T 編[20]の(D)curveを用いた。2年半における疲労被害度  $D$  の経時変化を図 2-12 に示す。RAW を用いて計算した疲労被害度( $D_{RAW}$ )と LF を用いて計算した疲労被害度( $D_{LF}$ )との差は、その累積期間に関わらず 100%程度になっている。図 2-12 の疲労被害度の経年変化では、計測 1 年後に疲労被害度が急に増えており、実船データを調べたところ、この時期にホイッピングが重畳した高い応力が発生していた。図 2-7 に示した応力波形はこの時期に計測されたものである。ホイッピングが発生すると疲労被害度の蓄積が増えることを確認したが、一方、このような過大荷重が作用すると、一般にき裂進展の遅延現象が生じる。遅延現象は、マイナー則や簡易な疲労き裂伝播計算では再現できない非線形現象であるが、最近の研究によって、き裂先端の繰返し塑性挙動を追うことによってこれの再現が出来るようになった[11]。船の疲労寿命に遅延現象がどのくらい影響を及ぼすかは、未だ定量評価が成されていないが、実船の荷重を想定した嵐荷重では一般に疲労き裂進展速度を減速する効果が現れ、場合によっては疲労寿命が 100%以上長寿命になるという報告もある[21]。

次に、図 2-12 で示した 2.5 年間の疲労被害度を外挿して、25 年後の疲労被害度を求めた。結果を図 2-13 に示す。ホイッピングの重畳によって、疲労被害は倍（疲労寿命は約半分）になるという結果になった。応力波形 LF は、ローパスフィルタによって、スラミングが発生した出会波では応力の最大値が RAW よりも低下するために、LF で計算した疲労被害度  $D_{LF}$  が相当に低くなるという問題がある。 $D_{RAW}$  と  $D_{LF}$  の差は、いわゆるホイッピングの影響とされており、これを設計で考慮するには、現状の 2 倍の疲労寿命を確保する必要があることになる。実船計測での疲労被害度の絶対量は、一般に設計で用いられる疲労限界状態  $D=1$  と比べて少ないので、対象としたコンテナ船については疲労寿命の観点からは安全であるといえるが、今後、大型化によって船体の剛性が相対的に低下することによって、LF に対する RAW の比率は更に高くなると予想され、現状の疲労設計では考慮していない振動応力の増加にともなって、設計で予想した疲労寿命よりも実際の疲労寿命が短くなり、安全余裕が無くなる危険性がある。今後の大型船の安全性確保のためには、現状の解析技術を用いて、ホイッピングの影響を解明しておかなければならない。一方、図 2-12 及び図 2-13 に示した疲労寿命評価はマイナー則によるため、荷重順序は考慮されていない。前述したように、ホイッピングによる疲労寿命の低下は、き裂進展の遅延現象で生じる減速効果によって疲労寿命が伸びることで相殺されている可能性がある。すなわち荷重順序に伴う遅延現象の影響を定量的に示すことで、ホイッピングで疲労損傷が起きていない実態を説明できる可能性がある。第 3 章では、疲労き裂伝播解析法を用いて、ホイッピングと遅延現象との関係性を示す。

また、図 2-13 には、荷重構造一貫解析による疲労被害度の結果も合わせて表示する。荷重構造一貫解析は線形ストリップ法に基づくので実船計測では LF に対応する。荷重構造一貫解析(図中の「解析予測」)で得られた疲労被害度  $D$  を実船計測での  $D_{LF}$  と比較すると、HINDCAST 及び Measured wave を用いた予測結果は、 $D_{LF}$  との差が 100~200% となった。疲労被害度の計算に用いる S-N 線図の精度を考慮すると、この差は必ずしも大きいとは言えないが、ホイッピングとの影響と同程度のレベルで生じていることから、この影響を評価することで損傷実態との乖離を説明できる可能性がある。なお、GWS を用いた結果については、1000% ほどの開きがあり現実に即していない。これは前節で示した応力の差からも予測されることである。

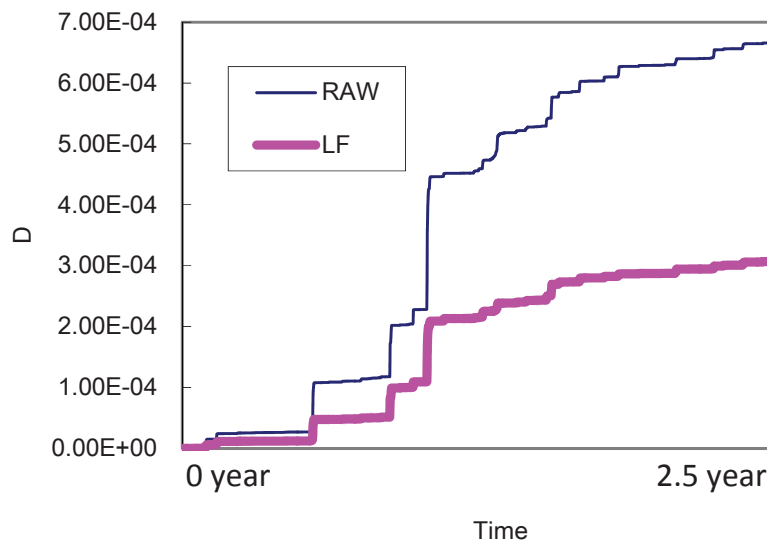


図 2-12 実船の疲労被害度の経時変化

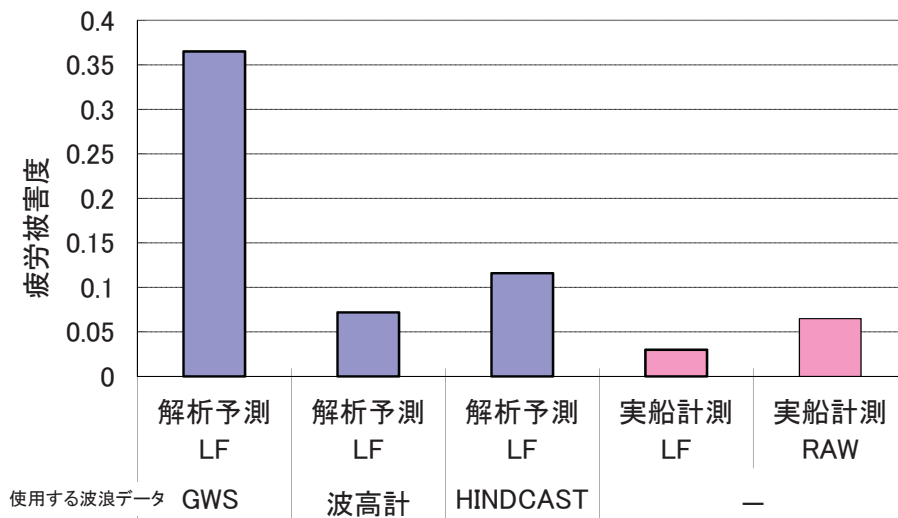


図 2-13 数値解析及び実船計測で得られた 25 年後の疲労被害度

## 2.6 第2章のまとめ

大型化に伴って縦曲げ弾性振動の応力レベルが増し、疲労損傷が起きやすいと予想されるが実際には縦強度部材に疲労損傷は起きていない。マイナー則による評価法の誤差を含め、疲労設計で考慮している安全余裕で担保されていると考えれば、疲労損傷が起きていない事実も理解できるが、今後の大型化や更なる合理的設計を実現するためには、その安全余裕を明確にしておく必要がある。

そこで、本章では実船応力計測データを解析することで、実船が有する強度上の安全余裕を示し、現状の設計で用いられる解析的手法の荷重構造一貫解析の結果と比較することで、予測と実態との間のギャップについて考察した。その結果、安全余裕を大きく左右するファクターとして以下の3つについて定量評価を行う必要があることが分かった。一つはホイッピングの影響で、これは実船応力をそのままの波形(RAW)で解析した疲労寿命と、ローパスフィルタで処理した波形(LF)で解析した疲労寿命との差として現れ、マイナー則による評価では、ホイッピングによって疲労寿命が約半分に低下する(安全余裕が減る)という結果となる。二つ目は、き裂進展の遅延現象の影響である。現在の設計で用いられているマイナー則ではこの影響が考慮できず、遅延現象はホイッピングとは逆に寿命を延ばす(安全余裕が増える)方向に作用すると考えられる。この2つの影響の定量的な比較を行うことで、ホイッピングによって損傷が起きていない実態が解明できる可能性があり、第3章で検討を行うこととした。三つ目は、遭遇波浪や船速による操船影響である。実船データの解析結果から、この影響は寿命を延ばす(安全余裕が増える)方向に作用している可能性が高いといえる。実航海のデータが揃っていない現状において、この操船影響を解決することは難しいと考えられるが、機能要求型のルール構築に向けた道筋を示すため、この影響について第4章で議論することとした。

## 第2章の参考文献

- [1] IACS Unified requirement S11 Longitudinal Strength Standard 1989
- [2] IACS Unified requirement S7 Minimum Longitudinal Strength Standards 1973
- [3] 新田顕, 荒井宏範, 馬飼野淳, IACS 縦強度統一規則とその背景, 日本海事協会誌 No.214 pp.1-13, 1991
- [4] エリカ号事故(Dec.1999)報告書, マルタ政府, 2000
- [5] プレステージ号(Nov.2002)事故報告書, バハマ政府, 2004
- [6] 福田順一, 船体応答の統計的予測, 日本造船学会耐侯性に関するシンポジウム pp.99-119, 昭和44年
- [7] 松波亮樹, 三宅竜二, 大波高波浪中の船体波浪荷重に関する水槽実験, 平成13年度 ClassNK 研究発表会 pp.13-23, 2001

- [8] 深澤塔一, 設計不規則波を用いた最大応答推定法 –第1報. 縦曲げモーメントの推定– , 日本船舶海洋工学会論文集第2号 pp.123-129, 2002
- [9] Heffelund, S. et al : Full scale measurement of fatigue and extreme loading including whipping on an 8600TEU post panama container vessel in the Asia to Europe trade, Proceedings of 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE2011), Rotterdam, the Netherlands ,June19-24, 2011.
- [10] (一財)日本船舶技術研究協会:超大型コンテナ船の構造安全対策の検討に係る調査研究報告書, 2009
- [11] 豊貞雅宏, 丹羽敏男, 構造物の疲労寿命予測, 共立出版, 2001年初版発行.
- [12] 富田康光他:波浪荷重の統計的性質と疲労強度評価のための波浪荷重のシミュレーション法(その3), 日本造船学会論文集 第177号 pp.381-390, 1995
- [13] SR219 研究部会:き裂伝播解析法の実用化に関する研究, 日本造船研究協会, 1996
- [14] SR245 研究部会:二重船殻タンカーの船体構造寿命に関する研究, 日本造船研究協会, 2003
- [15] Jiao, G., Moan, T. : Probabilistic analysis of fatigue due to Gaussian load processes, Probabilistic Engineering Mechanics, vol.5, pp.76-83, 1990.
- [16] 河邊寛他:船体構造部材の疲労強度評価のための嵐モデルについて, 日本造船学会論文集 第193号 pp.39-47, 2003
- [17] Okada, T. et al, On board measurement of stresses and deflections of a Post-Panamax containership and its feed-back to rational design, Marine Structures, No.19 Elsevier Ltd, pp.141-172. , 2006
- [18] Hogben, N. et. al. British Maritime Technology "Global Wave Statistics", Unwin Brothers Limited, London (1986)
- [19] Suzuki, Y. and Isozaki, I. , "On the Development of a Global Ocean Wave Model JWA3G", Proceedings of the Pacific Ocean Remote Sensing Conference in Melbourne, Australia, pp.195-201, (1994)
- [20] 日本海事協会 鋼船規則 CSR-T 編 二重船殻油タンカーのための共通構造規則 付録 C 疲労強度評価, 2006
- [21] 船体構造国際標準規則研究委員会報告書:5.2 疲労き裂伝播における遭遇荷重の履歴影響について, (社)日本船舶海洋工学会 船体構造国際標準規則研究委員会, 2008

### 第3章 疲労き裂伝播解析手法を用いた疲労寿命推定

第2章では、船体構造設計の疲労強度評価法の現状と課題を整理し、疲労強度の安全余裕を左右すると考えられる、ホイッピング、き裂進展の遅延現象、さらに操船影響の3つのファクターの関係性を定量的に示すことを主要課題と位置づけた。本章では、解析的手法を用いて、前2つのファクターの定量評価を検討する。

船の大型化によって、現存船に比べて細長くなることにより、船体の縦曲げ剛性が相対的に低下しスプリング・ホイッピングのハルガーダ弾性振動が起りやすくなる。これまでの構造設計では、この振動による応力が船体運動に起因した応力に比べて小さいことから、設計でみている安全余裕に包含されてきたと考えられる。図2-13に示した実船計測の例では、疲労被害度は $D=0.03$ ほどであり、船の疲労設計で一般に用いられる限界疲労被害度 $D_{CR}=1$ に対して十分な安全余裕がある。しかし、船の大型化に伴い振動による応力が相対的に大きくなるので、今後の構造安全性を確保するには、振動応力の強度への寄与、特に縦曲げ振動の寄与レベルを明確にする必要がある。

第2章では、実船モニタリングで得られた大型コンテナ船の縦曲げ応力による疲労強度を検討し、ホイッピング等の高周波振動に起因した応力が重畳した重畳波形(RAW)と、RAWから高周波成分波形(HF)をローパスフィルタで除去した低周波成分波形(LF)を用いて、マイナー則で疲労寿命を計算した結果、RAWの疲労寿命がLFの約半分になることを示した。すなわち、LFを用いて評価する現在の設計手法では、ホイッピングの重畳で生じる疲労寿命の低下分が考慮していないため、疲労損傷が多発するはずである。しかし現在のところ、大型船の縦強度部材への疲労損傷が増えた報告はなく評価結果と実態との間にギャップが生じている。第2章の検討結果より、RAWとLFとの評価結果の差が大きい問題とき裂進展の遅延が考慮されないマイナー則での疲労寿命推定法に関する問題が挙げられる。本章では、まず、これらの問題をさらに検討することとした。なお、第2章で示した操船影響については、第4章で検討する。

著者らの報告に続いて、深澤ら[1]は、非線形ストリップ法により得られる船体2節振動を含む縦曲げモーメントを用いたRAWの応力波形と、船体を剛体として計算した縦曲げモーメントを用いたLFに相当する応力波形を用いて、マイナー則による長期の疲労被害度を計算し、著者らが実船データで示した結果と同様、RAWとLFとの疲労寿命が2倍程度異なることを示した。この結果から深澤らは、第2章での考察と同様にホイッピングによる荷重が過大であったことから、き裂進展の遅延現象等を挙げ、それが考慮できる解析が必要と指摘した。ただし、深澤らは、計算値だけを用いているので、実船のRAWとLFの差を定量的に評価できているかどうかは分からない。

実際、マイナー則での疲労強度の解析法は、荷重変化に伴うき裂進展の遅延現象を考慮できないことが問題である。したがって、実態に沿った評価を行うには遅延現象を再現できる疲労き裂



伝播解析が必要になる。後藤ら[2]及び角ら[3]は、重畳応力条件でのき裂進展の傾向を調べるため、正弦波の LF と、これに正弦波又は過渡減衰波の HF が重畳した RAW, 及び応力の最大値を低下させずに HF が除いた包絡波形 (ENV ; Envelope) の応力波形での疲労強度を比較した。その結果、LF 成分と RAW を用いた疲労き裂伝播解析では、き裂成長量の間には顕著な差が生じることを示した。一方で、RAW と ENV との比較ではき裂成長量の差はそれほど大きくならなかった。これらの研究と対比させるには、まず RAW, LF, ENV の 3 種類の応力波形を用いて疲労強度を調べなければならない。

遅延現象による影響を正しく評価するには、不規則波中での荷重履歴を再現したランダム荷重を用いる必要があるが、後藤らや角らの研究では、複数周波数の重畳波形の応力下での解析に焦点があてられていたため、正弦波同士かまたは正弦波に重畳した減衰波を周期的に繰り返す応力パターンでの検証までしかできておらず、ランダム荷重の場合、またこれが長期に作用した場合、どの程度遅延現象の影響が現れるのか検討する必要があった。

本章では、これらの先行研究に基づき、応力波形の違いとき裂伝播の遅延現象という 2 つの問題点について検討する。そのため実船の不規則応力波形に近い模擬波形の作成法を示し、これを用いて、き裂先端の塑性挙動を考慮した結合モデルによる疲労き裂伝播解析を行う。それによって、長期のランダム荷重下で、遅延現象を考慮した計算と、マイナー則による計算の比較を行う。また、RAW, LF, ENV の 3 種類の応力波形を入力とした疲労き裂伝播解析を行い、応力波形の違いによる疲労被害度とき裂成長量の比較を行った。まず、一つの嵐期間で解析を行い、RAW, LF, ENV の関係を示し、次に、複数の嵐を用いて嵐の発現順序に伴う遅延現象の影響について検討する。

### 3.1 疲労寿命推定法

#### 3.1.1 マイナー則

図 3-1 に、マイナー則と疲労き裂伝播解析の流れを示す。現状の疲労設計では、マイナー則を採用している。マイナー則では、船の一生の繰り返しの応力の頻度分布 (長期分布) を S-N 線図にあて嵌めて疲労被害度 ( $D$ ) を求めて疲労寿命を予測している。S-N 線図の例を図 3-2 に示す。図中の複数の線は、溶接や構造様式に応じたもので、これによって応力集中が考慮されるようになっている。すなわち設計での FE 解析では公称応力だけを求めればよく、特別な場合を除いてファインメッシュでの解析 (応力集中係数を求めるための FE 解析) はしなくても済むようになっている。実船モニタリングで得られた応力波形については、レインフロー法等の計数処理によって応力の頻度分布を求めて、短期または長期の疲労被害度で疲労強度を評価している。マイナー則を(3-1)式に示す。

$$D = \sum \left( \frac{n_j}{N_j} \right), N_i = \frac{K}{S_j^M} \quad (3-1)$$

$D$  : 疲労被害度

$S_j$  : 階級  $j$  での応力範囲

$n_j$  :  $S_j$  の頻度

$N_j$  :  $S_j$  での疲労寿命

$K, M$  : S-N 線図で決まる係数

### 3.1.2 疲労き裂伝播解析

マイナー則は相対指標を用いた簡易評価であり、実船への適用にあつては物理的な破壊状態と直結しない面がある。また、疲労被害度の計算に、疲労試験で求めた S-N 線図が必要になるため、疲労試験の想定範囲を超えた荷重履歴や構造様式への適用に注意が必要である。

一方、(3-2)式に従う疲労き裂伝播解析は、応力波形を直接与えて評価することができ、き裂成長量に従って破壊状態が明確になるため、設計の透明性が確保できる。また、図 3-1 の太線赤の矢印で示したように、現在のき裂長さや塑性域の大きさによって変わるき裂先端の応力分布を毎サイクルで求めることで、荷重順序に伴って起こるき裂進展の遅延現象を再現できる。このような利点から、計算量の問題は残るものの、今後出現する新形式の構造に対しては未経験の原因による損傷を防止するため、現行のマイナー則による推定に加えて疲労き裂伝播解析を行うことが必要ではないかと考えている。

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (3-2)$$

$a$  : き裂長さ

$N$  : 荷重の繰り返し回数

$\Delta K$  : 応力拡大係数範囲

$C, m$  : 疲労き裂伝播則の材料定数



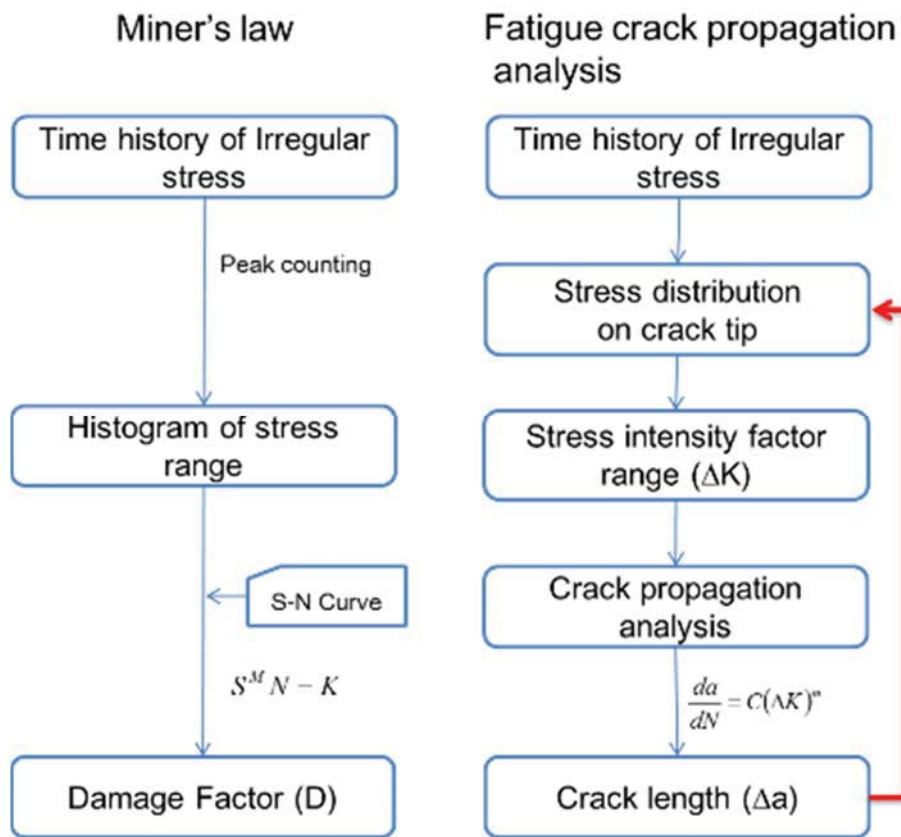


図 3-1 2 種類の疲労強度評価法の解析フロー

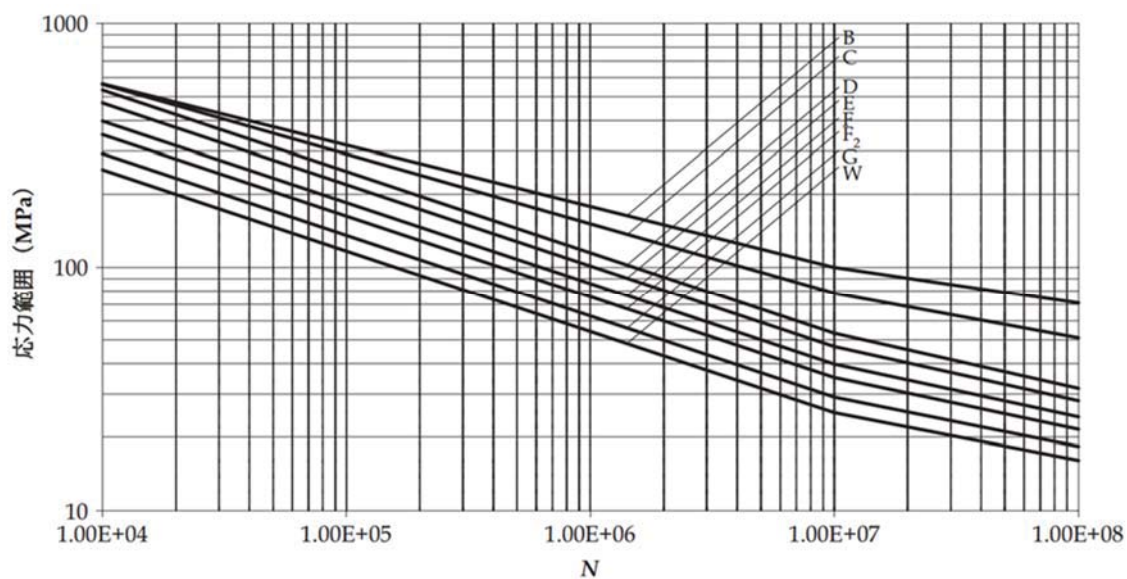


図 3-2 マイナー則で用いる S-N 線図の例 [4]  
 (横軸：繰返し数, 縦軸：応力範囲 (複振幅))

### 3.2 疲労き裂伝播解析プログラム

実船構造に作用する荷重履歴を考慮して疲労き裂伝播を予測するためには、実航海で嵐に遭遇した際に作用する過大荷重等によって起こるき裂進展の遅延現象を、解析プログラムで再現する必要がある。本論では、豊貞らの提案する RPG（再引張塑性域形成荷重：Pe-tensile Plastic zone's Generated load）規準による疲労き裂伝播解析手法[5]に基づいて解析プログラムを作成し、これによって遅延現象をシミュレートした。さらに、ホイッピングが重畳した不規則応力波形を入力として疲労き裂伝播解析を行うには、毎サイクルで変化する応力振幅に応じてき裂先端の塑性挙動を追従できるアルゴリズムが必要となり、アルゴリズムを疲労き裂伝播解析プログラムに実装する必要がある。これまでの研究[2],[3]では、周波数の異なる2つの規則波から成る重畳応力波形を入力とした疲労き裂伝播予測は行われているが、実船の応力波形を模擬したランダム荷重に対して予測した例はなく、本研究においてランダム荷重でかつ遅延現象を再現した疲労き裂伝播予測を実現した。

#### 3.2.1 RPG 規準に基づく疲労き裂伝播解析

本研究で作成した解析プログラムは、き裂先端部で再引張降伏が起こることをき裂進展の条件とする RPG 荷重に基づくき裂伝播解析手法[5]に従っている。RPG 規準による疲労き裂の成長速度は(3-3)式で与えられる。(3-3)式において $\Delta K_{RP}$ で表わされる RPG 荷重は、過去の荷重履歴によってき裂の内部或いは前方に形成された塑性域の大きさによって変わり、 $\Delta K_{RP}$ の大きさを繰返し求めることでき裂進展の遅延現象が再現できる。また、この RPG 規準では、き裂進展の応力の下限界値は $\Delta K_{RP}$ がゼロになることで表わされ、これによって応力の下限界値の設定が不要になるため信頼性の高い評価が可能になる。

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_{RP})^m \quad (3-3)$$

$\Delta K_{RP}$  : RPG 規準による応力拡大係数範囲

$C, m$  : RPG 規準による疲労き裂伝播解析の材料定数

##### 3.2.1.1 塑性収縮係数の扱い

RPG 規準による疲労き裂伝播解析において、き裂進展の絶対量評価を行うためには、き裂先端で生じる塑性収縮現象を考慮する必要がある[5]。塑性収縮が起こると、き裂が開きやすくなるため、これを考慮しない場合と比べてき裂進展は速くなる。しかし、塑性収縮と材料の機械的性質との関係は明らかになっておらず、また、塑性収縮を考慮するには、き裂先端の微細な塑性歪を追従しなければならず膨大な計算時間を必要とするため、従来の解析プログラムでは、繰り

返し応力の数サイクル分でき裂進展させ、そのサイクル数に応じた塑性収縮係数を設定することで塑性収縮を考慮してきた。この従来手法は一定応力振幅やこれに近い多段応力振幅の荷重条件には適用できるが、ランダムに振幅変動する荷重については検討事例がなく、き裂進展の絶対量評価はできていない。本研究において、従来の一定振幅の荷重条件で用いられる塑性収縮係数を用いて、ランダム荷重での評価を試みたが、サイクル数が膨大になって塑性歪が増大し、その結果、き裂閉口を生じにくくなりき裂成長が極端に速くなって、き裂進展量を予測することができなかった。また、ランダム荷重では、1サイクルで進めるき裂進展量が極微小となるため、数値計算上の乱れが生じて解が得られない状況も生じた。そのような状況から、現時点の技術レベルでは塑性収縮係数を使わない方が良いと判断した。塑性収縮を考慮しない場合、き裂成長の絶対量は正確ではないものの、遅延現象は再現できることは確認した。その結果は 3.2.3.1 節で説明する。また、3.2.3.2 節で示す疲労試験との絶対量の比較においては、後藤らの研究[2]に従い、一定振幅荷重での予備試験で得られた材料定数  $C$  と  $m$  を数値解析に用いることで絶対量の予測を可能にしている。

### 3.2.2 ランダム変動荷重の処理方法

疲労き裂は、き裂先端に塑性挙動を生じ、応力-歪関係において塑性ヒステリシスループが形成されることによって進展することが知られている[5]。対象とするランダム荷重に含まれる応力振幅が、全てのサイクルにおいて塑性ヒステリシスループを形成するほど大きければ、毎サイクルで疲労き裂進展量を計算することによって解析結果は得られるが、本論で扱うランダム荷重のように塑性ヒステリシスループが生じない微小な応力振幅が含まれる場合、その微小サイクルはき裂進展には寄与しないため、これを回避して処理するアルゴリズムが必要になる。また、現在の応力振幅で塑性ヒステリシスループが形成されるかどうかによって、き裂進展させるかどうかが決まるため、有効な応力振幅かどうかを判別するという処理を、き裂進展の処理に先立って行うアルゴリズムを解析プログラムに加える必要がある。本論では、微小振幅の扱いについては、後藤ら[2]及び角ら[3]の提案するき裂進展に有効な荷重履歴の抽出法を参考に、微小振幅と見なす応力範囲を設定することで微小振幅の応力を回避するアルゴリズムを構築して、ランダム荷重に対応できることを確認した。き裂進展に有効な荷重履歴の抽出の説明図を図 3-3 に示す。

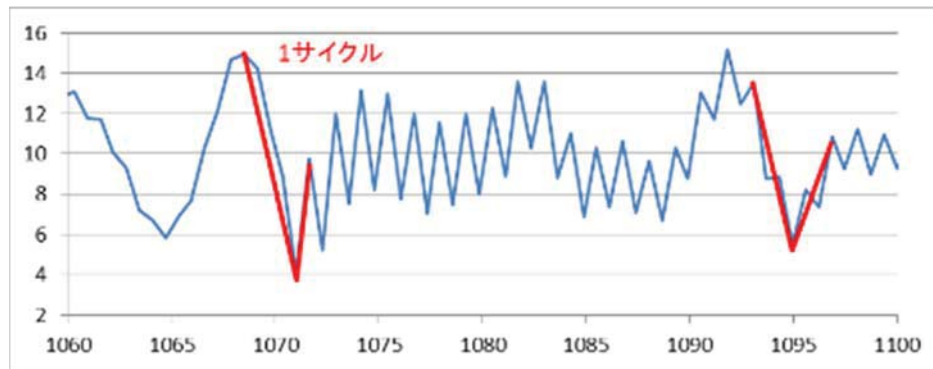


図 3-3 き裂進展に有効な荷重履歴の抽出の説明図  
(太い赤線が抽出後の荷重履歴)

### 3.2.2.1 解析プログラムのフローとランダム荷重処理のアルゴリズム

本研究で作成したランダム荷重に対応した疲労き裂伝播解析プログラムのフローを図 3-4 に示す。また、ランダムに変動する荷重を処理するための説明を図 3-5 及び表 3-1 に示す。これらの図表は、初期状態としてき裂閉口状態を想定しているが、き裂開口状態から始まる場合も考え方は同じである。塑性ヒステリシスループが形成されるかどうかは、その判別を行う時点でのき裂長さ及び塑性域の大きさに依存する。そのため、現在の応力振幅がき裂進展に有意な応力振幅かどうかを判別するための処理と、判別によって得られた **RPG** 荷重によるき裂進展量の処理とを交互に行う必要があるため、そのアルゴリズムを構築して解析プログラムに実装した。具体的には、き裂先端に引張塑性域が生じた場合、そのときの応力を **RPG** 荷重と記憶し、また、その後で圧縮塑性域が生じるまでの最大荷重を記憶して、最大荷重と **RPG** 荷重との差からき裂進展に有効な応力拡大係数範囲  $\Delta K_{RP}$  を求めて、(3-3)式に従ってき裂進展量を求める、という処理を繰り返して行うアルゴリズムを解析プログラムに加えている。ここでは引張塑性域の形成 (**RPG** 荷重) から圧縮塑性域が生じるまで (**RCPG** 荷重 : Re-Compressive Plastic zone's Genelated load) にあたる、き裂開口課程について説明したが、圧縮塑性域の形成から引張塑性域形成までのき裂閉口課程においても、処理方法は基本的に同じである。

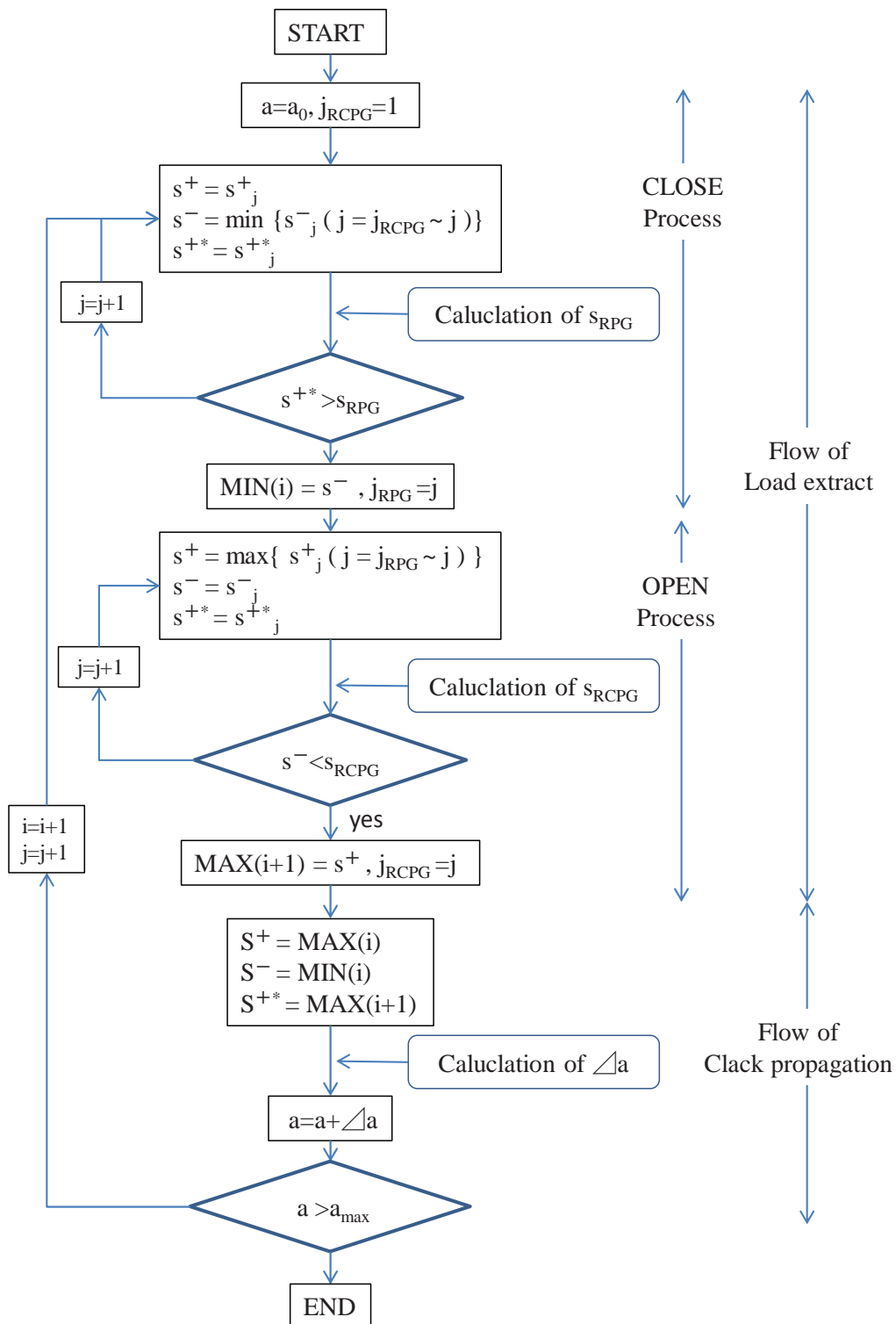


図 3-4 ランダム荷重に対応した疲労き裂伝播解析プログラムのフロー

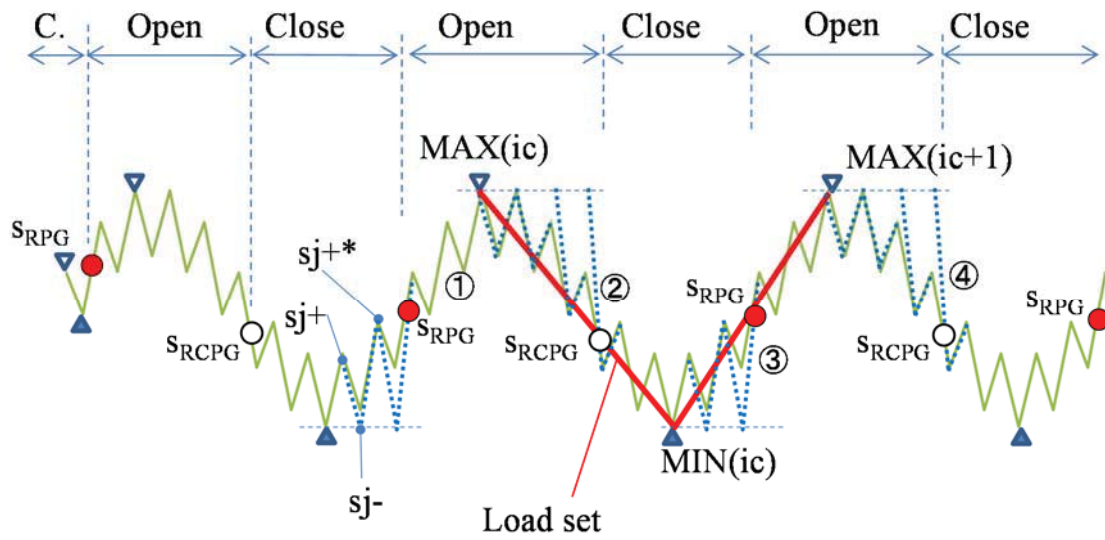


図 3-5 解析プログラムに組み込んだランダム荷重処理の模式図

表 3-1 解析プログラムにおけるランダム荷重の処理方法

図 3-5 における時刻	判別フロー	き裂進展フロー
①	き裂開口課程 (Open)	
	極大→極小→極大 { $s_{j+}$ → $s_{j-}$ → $s_{j+*}$ } のサイクルで, 塑性ヒステリシスループ形成の判別を行う	
②	弾性履歴を考慮したサイクルの $s_{j-}$ が, 計算で得られた RCPG 荷重を下回ったとき, 開口過程での $s_{j+}$ の最大値を記憶 (図 3-5 の MAX(ic)) して, 閉口過程に移る.	ひとつ前の荷重セット { MAX(ic-1) → MIN(ic-1) → MAX(ic) } で $\Delta a$ を計算して, 現在のき裂長さを計算する
		き裂を進展させて ( $i=i+1$ ), 判別フローへ
	き裂閉口課程 (Close) (●)	
	塑性ヒステリシスループ形成の判別を行う	
③	弾性履歴を考慮したサイクルの $s_{j+*}$ が, RPG 荷重を上回ったとき, 閉口過程での $s_{j-}$ の最小値を記憶 (図 3-5 の MIN(ic)) して, 開口過程に移る.	
	開口課程 (Open)	
	塑性ヒステリシスループ形成の判別を行う	
④	弾性履歴を考慮したサイクルの $s_{j-}$ が, 計算で得られた RCPG 荷重を下回ったとき (図 3-5 の $S_{RCPG}(i=ic)$ ), 開口過程での $s_{j+}$ の最大値を記憶 (図 3-5 の MAX(ic+1)) して, 判別フローから進展フローに移る.	ひとつ前の荷重セット { MAX(ic-1) → MIN(ic-1) → MAX(ic) } で $\Delta a$ を計算して, 現在のき裂長さを計算する
		き裂を進展させて ( $i=i+1$ ), 判別フローへ
	(●) に戻って繰り返し	



### 3.2.3 作成した解析プログラムの機能の検証

作成した解析プログラムを検証した。目的を満たすのに必要な以下の機能について十分な精度を有するかどうかを確認した。

- ・遅延現象を再現する機能
- ・ランダム荷重を処理する機能

#### 3.2.3.1 遅延現象を再現する機能の検証

本研究で作成した疲労き裂伝播解析プログラムで遅延現象を再現できることを確認した。具体的にはスラミングを模擬した過大荷重(Over load)を受けた後に起こるき裂進展の減速を解析プログラムで再現できることを確認した。解析プログラムに与えた荷重の履歴を図 3-6 に示す。図 3-6 の MAX と MIN は繰り返し応力の最大ピークと最小ピークを表している。図 3-6 に示した RPG 荷重は、豊貞ら[5]によって提案されたき裂先端の塑性挙動に着目してき裂進展に有意となる荷重範囲を与える規準である。スパイク状の過大荷重(以下、スパイク荷重)を受けた後は塑性域が広がり、自然き裂に近い状態となるため、き裂が開きやすくなって RPG 荷重は一旦下がり、その後き裂の内部に塑性域が取り込まれるためにき裂が開きにくくなって RPG 荷重が上がる、という過去の実験で確認された傾向が図 3-6 の解析結果にも現れている。プログラムで求めたき裂成長曲線を図 3-7 に示す。図 3-7 には、一定振幅荷重の最大応力とスパイク荷重の応力の比で表わされる過大荷重比が 2.0 のスパイク荷重を、1 回与えた場合、2 回を 1000 波(短間隔)のサイクル数の間隔で与えた場合、2 回を 120,000 波のサイクル数の間隔(長間隔)で与えた場合、の 3 ケースを実施した結果を同時にプロットしている。スパイク荷重の直後に起こるき裂進展の加速と少し遅れて(遅延して)起こるき裂進展速度の減速を解析プログラムで再現した。この例では、豊貞ら[5]の行った疲労き裂伝播試験でも確認されているように、スパイク荷重を与えた後に、遅延して加速してから減速する遅延加速減速の現象を解析プログラムで再現しており、また、スパイク荷重を長い間隔で生じさせた方が、間隔を開けない場合よりも長寿命になることを示している。この検討によって、嵐荷重や短期の不規則荷重下において、スラミングとこれに続くホイッピングのような過大荷重が時間間隔を空けて作用したときのき裂進展挙動は解析プログラムで再現できることが確認された。これにより長期のランダム荷重下での遅延現象を考慮した疲労寿命推定が可能になったと考えられる。

#### 3.2.3.2 ランダム荷重を処理する機能の検証

ランダム荷重下でのき裂伝播挙動の再現レベルを確認するため、後藤ら角らが関わった研究プロジェクト[6]において、北村ら[7]が行った疲労試験の結果を用いて検証を行なった。試験は、一定振幅の低周波成分に減衰振動の高周波成分が重畳した荷重条件で行われており、長期に見れば一定振幅に近いが、毎サイクルで荷重が変動するという観点ではランダム荷重に近く、この



試験結果で検証しておけばプログラムの機能の有効性は示せると考えられる。試験に供した疲労試験片を図 3-8 に示す。疲労試験は YP355 (規格降伏応力 355MPa) の材料で、初期き裂 40mm (片幅 20mm) の幅 200mm 厚さ 10mm の貫通き裂試験片を用いている。高周波成分の過渡減衰応力波形は、船体 2 節振動のホイッピングを模擬しており、初期振幅は 88.2MPa(Test ID1)と 49.0MPa(Test ID2)の 2 種類を与え、対数減衰率 0.1 としている。平均応力は 137.2MPa、低周波成分の一定応力振幅は 49MPa としている。疲労試験と同じ条件で応力波形を与えて疲労き裂伝播解析を行った。3.2.1.1 節で説明したように、き裂伝播の絶対量評価を行うため、疲労き裂伝播解析に与える材料定数  $C$  と  $m$  は、後藤ら[2]が予備試験で求めた値を使用した。結果を図 3-9 に示す。横軸の  $N$  は低周波成分応力の繰り返し数に対応している。

予測結果は実験と比べて、多少長寿命側の推定となっているが、き裂の成長曲線はほぼ相似で予測できており、マイナー則との相対比較を目的としたプログラムとして使うには、十分な精度が得られている。き裂進展が速い Test ID1 において、き裂が長い領域で推定精度が悪くなっているが、これは試験片の材料のばらつきから生じるレベルと考えられる。文献[8]の報告によると、30 本の疲労試験を行った結果、き裂進展速度で約 50% のバラツキが生じることが示されており、図 3-9 の予測結果はその範囲内に収まっている。また、本論で行った長期のランダム荷重下での疲労き裂伝播解析における 25 年後のき裂長は、多い場合で初期き裂の 1.5 倍程度であり、図 3-9 の疲労試験において Half crack length が 30mm (き裂成長量で 10mm) に相当する。この範囲では良好な精度が得られているので、図 3-9 の Test ID1 で見られるき裂の長い領域で推定精度が悪いことが評価結果に影響を及ぼすことはないと考えられる。

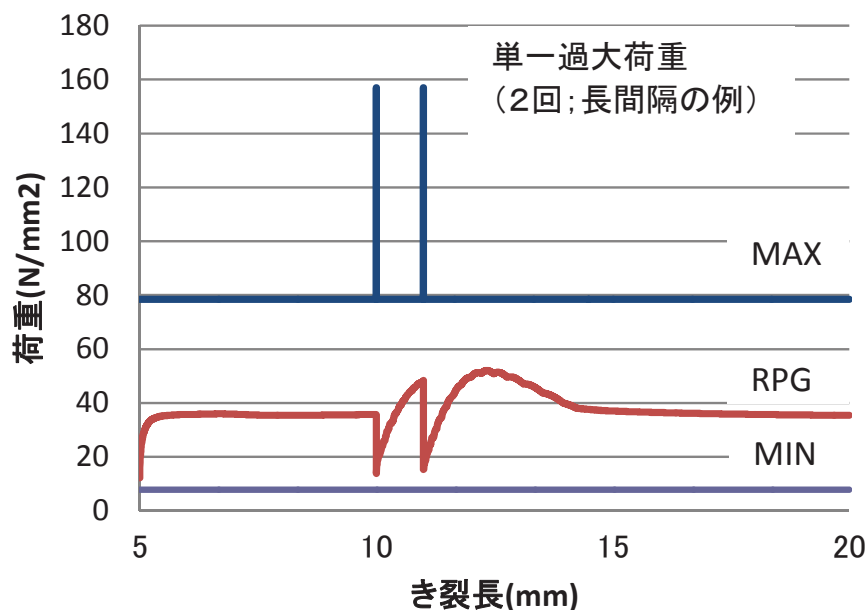


図 3-6 スラミングを模擬した単一過大荷重作用時のき裂先端挙動

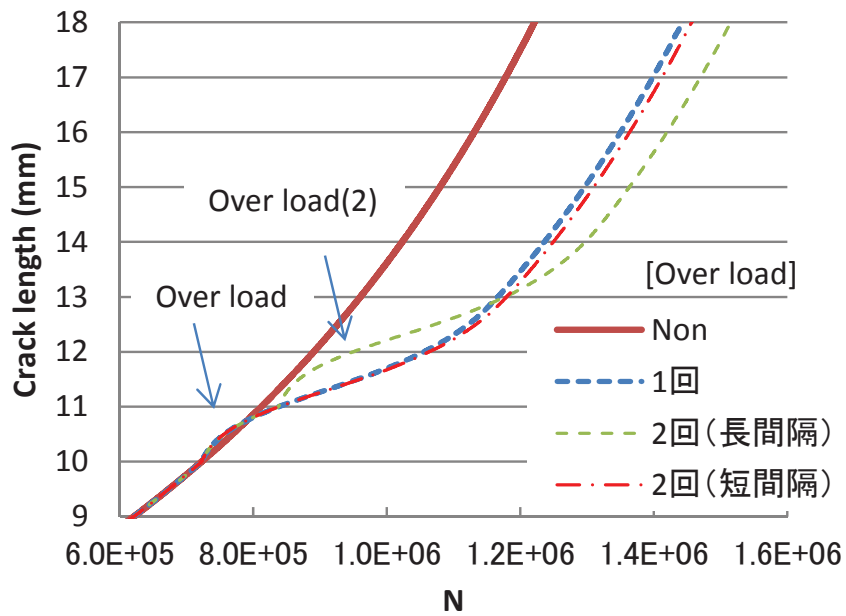


図 3-7 解析プログラムでの遅延現象の再現

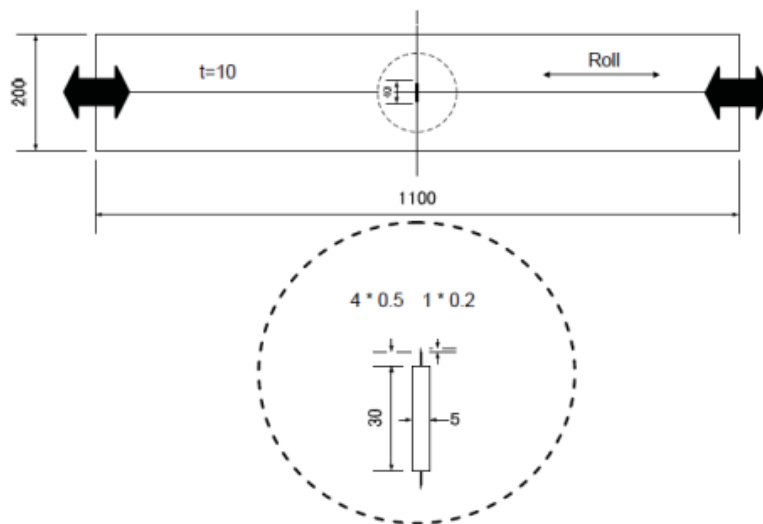


図 3-8 疲労試験片 [7]

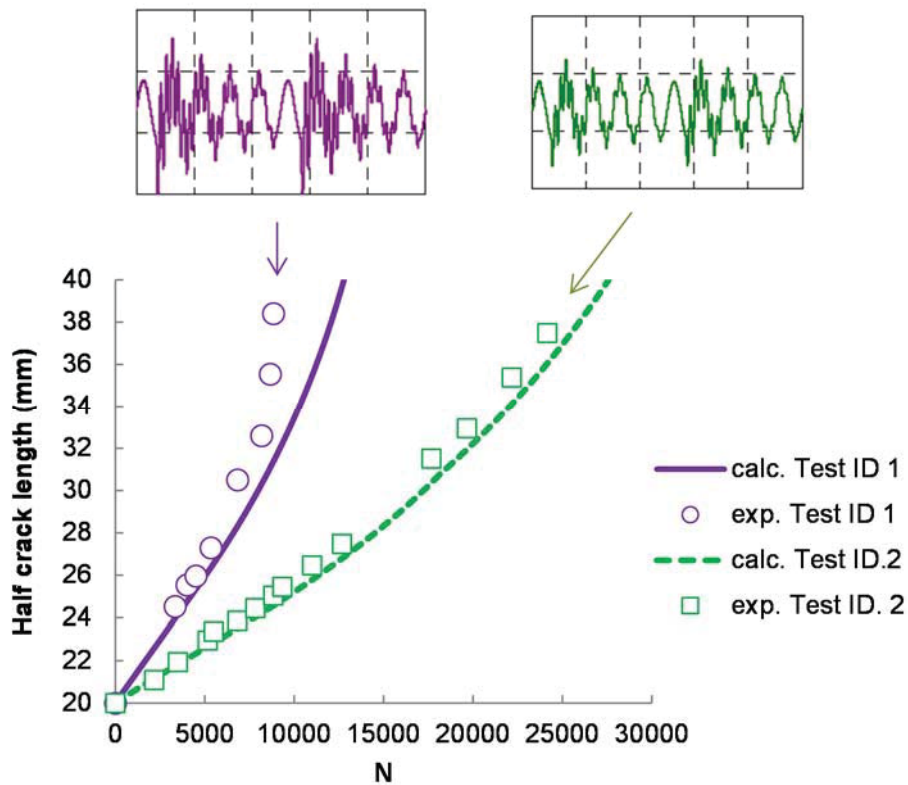


図 3-9 重畳応力下における疲労試験による解析プログラムの検証結果 [7]

### 3.3 ランダム荷重のモデル化

#### 3.3.1 解析対象

ポストパナマックスコンテナ船（垂線間長  $L=283.8\text{m}$ ，幅  $B=42.8\text{m}$ ，型深さ  $D=24\text{m}$ ，平均喫水  $d=14\text{m}$ ）の船体中央のデッキプレートに作用する縦曲げ応力を対象とした．コンテナ船の標準的な積付状態における FE 解析の結果を参考に，平均応力（静荷重）として引張応力  $100\text{MPa}$  を与えた．また，実船計測のデータを参考に，船体 2 節振動の固有周期を  $1.3\text{s}$ ，対数減衰率を  $0.10$  とした．

対象航路は，GBS の機能要件となっている北大西洋とした．解析対象期間は 1 つの嵐（約 5 日間），及び 25 年間で想定した長期の遭遇期間として，富田ら[9]の提案した嵐荷重をそれぞれの期間について作成した．

#### 3.3.2 低周波成分の応力 ( $\sigma_L$ )

短期海象での低周波成分の応力  $\sigma_L$  は，荷重構造一貫解析で求まる詳細構造の応力 RAO (Response Amplitude Operator) の 2 乗と波スペクトルの積によって表わされる応答スペクトルを，(3-4)式で定義される逆フーリエ変換を行うことで得られる．本論で用いた P-M 型波スペクトル

の例を図 3-10 に、応力 RAO を図 3-11 に、これらから求めた応答スペクトルを図 3-12 に示す。

$$\sigma_L(t) = \int_0^\infty e^{i\omega t} \sqrt{2S(\omega)} d\omega \quad (3-4)$$

$$S(\omega) = G(\omega)^2 \times S_w(\omega) \quad (3-5)$$

$\sigma_L(t)$  : 低周波成分応力

$S(\omega)$  : 応答スペクトル

$G(\omega)$  : 応力 RAO

$S_w(\omega)$  : 波スペクトル

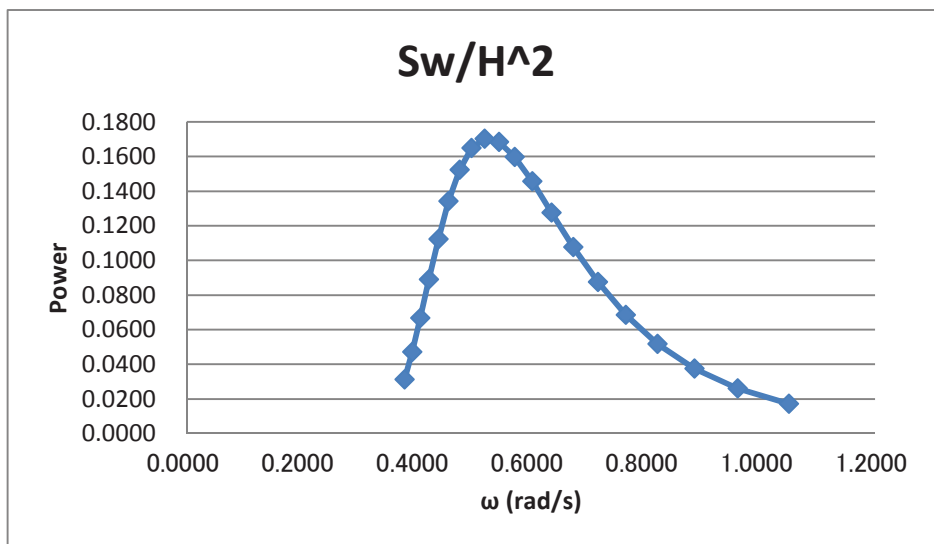


図 3-10 P-M 型波スペクトルの例 (T=8.5s)

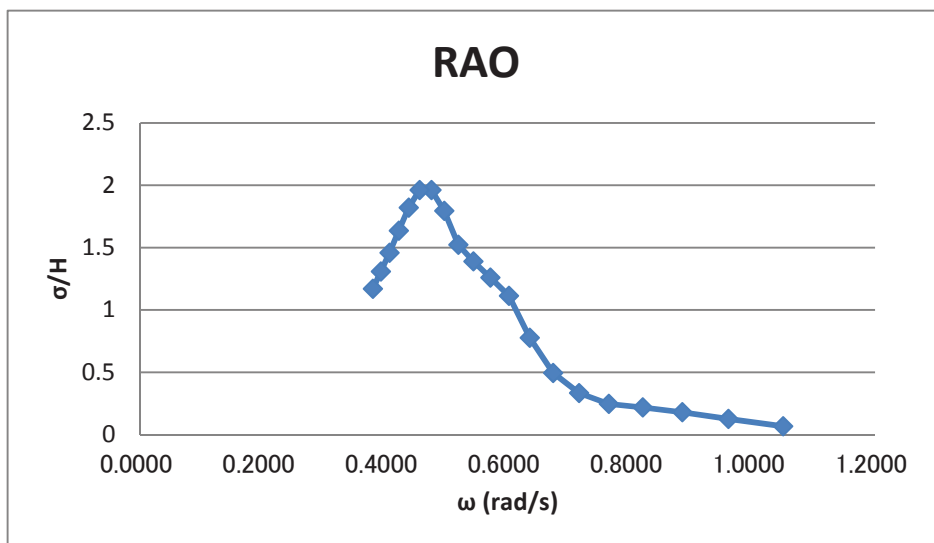


図 3-11 甲板応力の RAO (正面向い波)

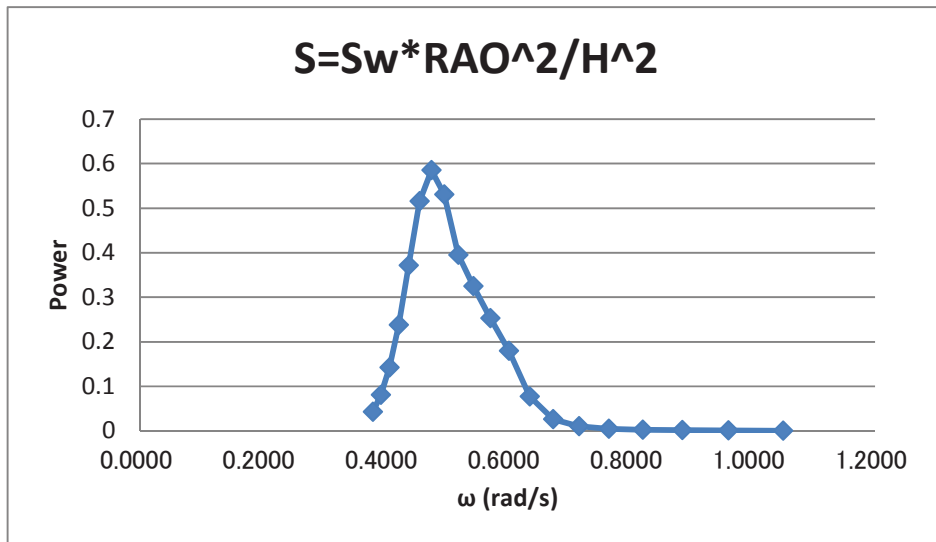


図 3-12 応答スペクトル

$\sigma_L$  の振幅の頻度は，狭帯域の波スペクトルとの線形応答として，(3-6)式のレイリー分布に従い与えた。

$$p(\sigma_{La}) = \frac{\sigma_{La}}{R^2} \exp\left(-\frac{\sigma_{La}^2}{2R^2}\right) \quad (3-6)$$

$$R^2 = \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) d\omega \quad (3-7)$$

$\sigma_{La}$  :  $\sigma_L$  の振幅

$R$  : 標準偏差

### 3.3.3 高周波成分の応力 ( $\sigma_H$ )

高周波成分となるホイッピングの応力波形 $\sigma_H$ は，船首スラミングによって生じる初期振幅 $\sigma_{slam}$ に続く減衰振動の式で，(3-8)式のように表すこととする。これは，スラミングをインパルス荷重としたときの船体2節振動をモデル化している。必要となる固有振動周期と対数減衰率は，実船の計測結果から与えられる。船首スラミングが $t=0$ で発生するとすれば，船体中央甲板部は圧縮の縦曲げ応力が作用するので，引張応力を正として $\varepsilon=-\pi$ の位相になる。作成した高周波成分の応力波形の例を図3-13に示す。(3-8)式で重要な $\sigma_{slam}$ の与え方について次の節で説明する。

$$\sigma_H(t) = \sigma_{slam} \exp\left(-\frac{\delta t}{T_{2n}}\right) \cos(\omega_{2n}t + \varepsilon) \quad (3-8)$$

$\sigma_H$  : 高周波成分の応力

$\sigma_{slam}$  : スラミングによって生じるホイッピングの初期応力振幅

$T_{2n}$  : 船体 2 節振動の固有周期 ( $= 2\pi/\omega_{2n}$ ) (s)

$\delta$  : 船体 2 節振動の対数減衰率

$\varepsilon$  : ホイッピングの発生位相

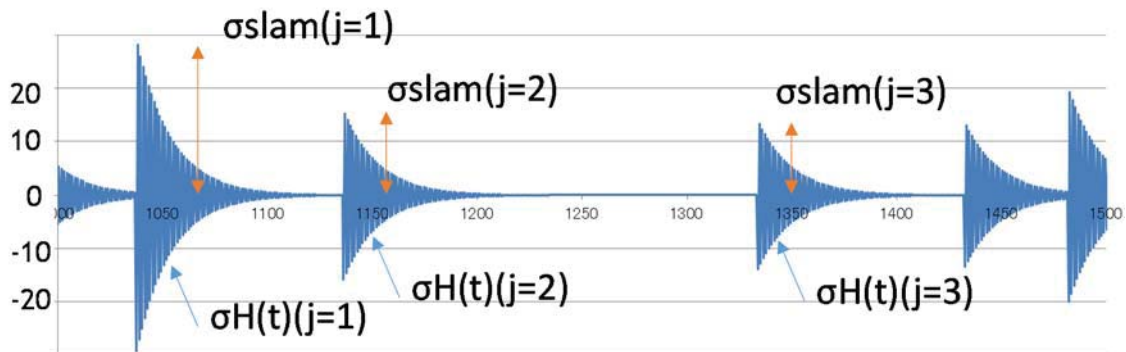


図 3-13 高周波成分の応力波形のモデル化

### 3.3.3.1 ホイッピングの初期応力振幅 ( $\sigma_{slam}$ )

以下の仮定に従い、ホイッピングの初期応力振幅  $\sigma_{slam}$  の値を決めた。

#### (1) 対象期間における最大値

解析の対象期間における  $\sigma_{slam}$  の最大値は、対象期間中で最大の有義波高となる短期海象で発生するとした。この短期海象における低周波成分応力振幅の最大期待値と平均応力の和に  $\sigma_{slam}$  の最大期待値  $\sigma_{slam\_max}$  を加えた値が材料の規格降伏応力と等しくなるように  $\sigma_{slam\_max}$  を決めた。ここで、低周波応力成分は線形と仮定しているため、最大期待値は定常ガウス過程に従う。これらを整理すると、最大有義波高の短期海象における  $\sigma_{slam}$  の最大期待値、すなわち対象期間における  $\sigma_{slam\_max}$  は(3-9)式で表される。もし、構造設計に無駄が無いとすれば、25年間の最大応力は降伏応力と一致する。また、ここで設定した  $\sigma_{slam}$  の値は、実船計測で得られた最大値と同程度の値であることを確認している。

なお、本論での解析では、規格降伏応力を 400MPa、 $\sigma_{mean}$  を 100MPa としたので、残りの 300MPa を LF の最大値 ( $MAX_{1/N}[\sigma_L]_{imax}$ ) と  $\sigma_{slam}$  の最大値 ( $\sigma_{slam\_max}$ ) で分担することになる。最大有義波高の海象における LF の最大値は、164MPa と計算されたことから、136MPa を  $\sigma_{slam}$  の最大値としている。図 3-14 に角ら[10]が報告した長さ 300m クラスの大型コンテナ船の実船計測の応力波形を

示す。図 3-14 は、計測期間中に最大の応力が発生したときの応力波形であり、真ん中の図の LF の最大値と下の図の HF すなわち  $\sigma_{slam}$  の最大値は同程度であり、また、第 2 章で示した図 2-10 においても、LF と HF の最大値はほぼ等しい値であることから、ここで設定した LF と  $\sigma_{slam}$  の割合は、実船計測の結果からみても妥当であることを確認している。ただし、対象船が大きくなった場合は、割合が変わってくると考えられるので今後の使用する際には注意を要する。また、スラミングの発生位相は乱数で与えているので、最大値同士が同時に起こらない限り、規格降伏応力に達することはない。

$$\sigma_{slam\_max} = \sigma_Y - \sigma_{mean} - MAX_{1/N}[\sigma_L]_{imax} \quad (3-9)$$

$MAX_{1/N}[\sigma_L]_{imax}$  : 最大有義波高における低周波成分応力の最大期待値

$N$  : 短期海象での出会波数

$\sigma_Y$  : 材料の規格降伏応力

$\sigma_{mean}$  : 平均応力

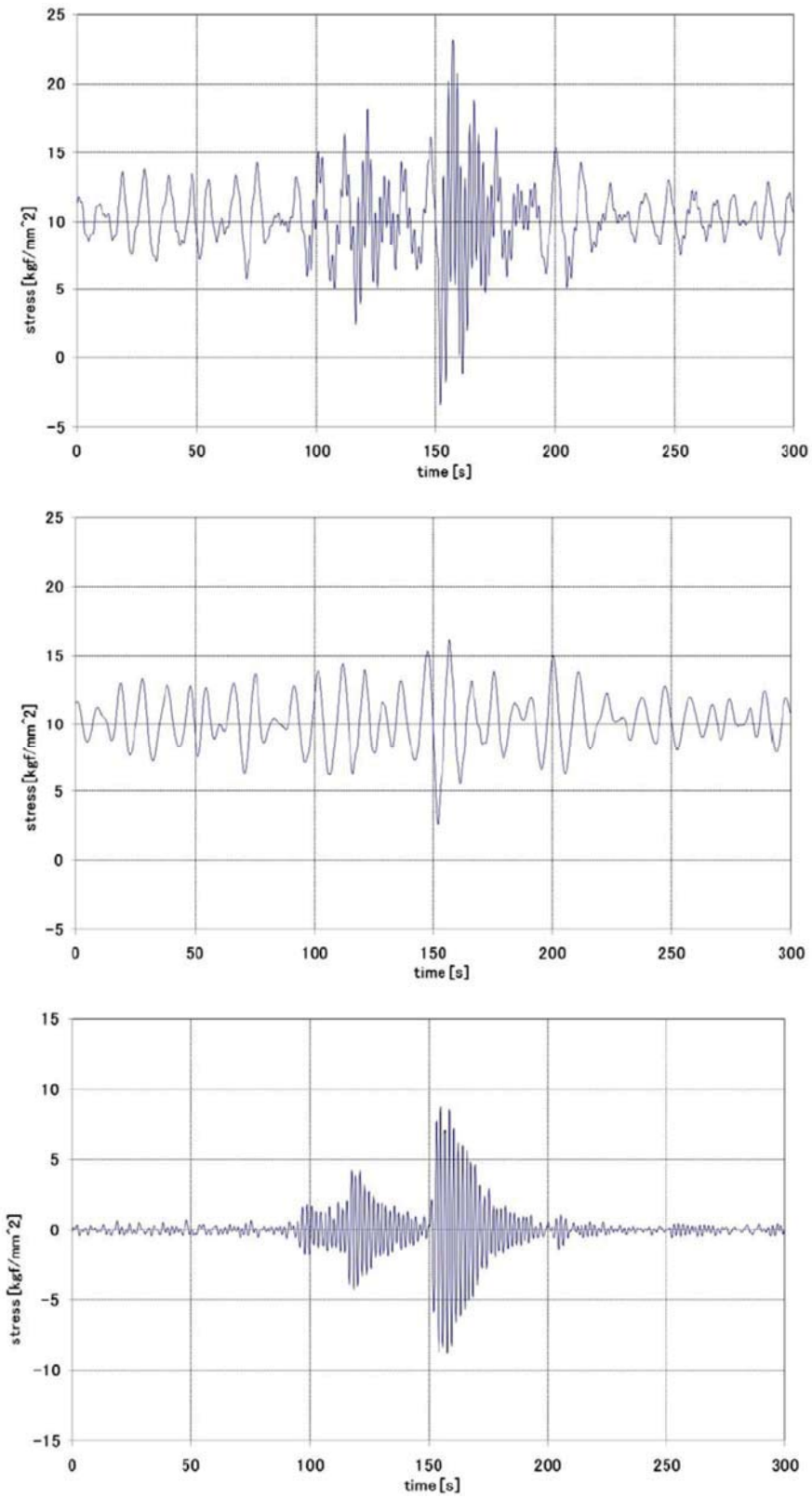


図 3-14 コンテナ船の実船計測で得られた応力波形の例 [10]  
 (上重畳波形 (RAW) ,中：低周波成分波形 (LF), 下：高周波成分波形 (HF))



## (2) 短期最大期待値

$\sigma_{slam}$  の各短期海象における最大期待値を船体運動に関連づけて決めた. (3-10)式及び図 3-15 に示すカルマンの衝撃理論[11]に従えば, スラミングによる起振力  $P$  は船体と波面との相対速度  $V_r$  の 2 乗に比例し, 線形の仮定では相対速度は波高に比例することから,  $\sigma_{slam}$  の短期最大期待値は有義波高の 2 乗に比例すると仮定できる.

$$P = \frac{V_r^2 \cot \theta}{\left(1 + \frac{\rho \pi c}{2m}\right)^3} \rho \pi c \quad (3-10)$$

$c$  : 接水幅

$V_r$  : 水面と船体との相対速度

$\theta$  : 水面と船体との衝撃角

$m$  : 物体質量

$\rho$  : 流体密度

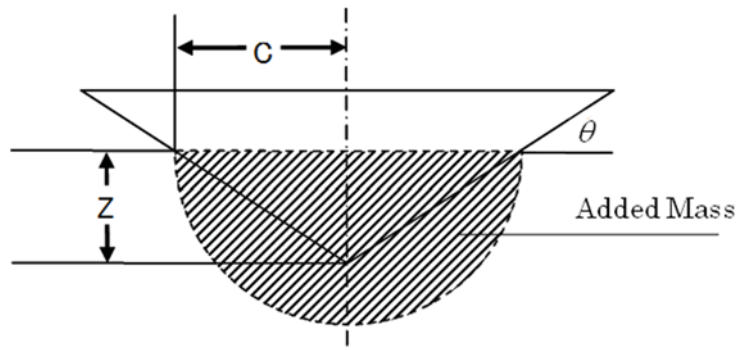


図 3-15 カルマンの衝撃理論 [11]

これらの仮定を整理すると,  $i$  番目の短期海象の有義波高を  $H_i$  とすれば,  $\sigma_{slam}$  の短期最大期待値は, (3-11)式で表される.

$$MAX_{1/NSi} [\sigma_{slam}]_i = \left( \frac{H_i}{H_{i\max}} \right)^2 \sigma_{slam\max} \quad (3-11)$$

$MAX_{1/NSi} [\sigma_{slam}]_i$  :  $i$  番目の短期海象における  $\sigma_{slam}$  の短期最大期待値

- $H_i$  :  $i$  番目の短期海象の有義波高
- $imax$  : 有義波高が最大になる短期海象の  $i$
- $H_{imax}$  : 最大有義波高
- $NS_i$  :  $i$  番目の短期海象におけるホイッピングの発生回数 ( $=P_i \times N_i$ )
- $P_i$  :  $i$  番目の短期海象におけるホイッピングの発生確率
- $N_i$  :  $i$  番目の短期海象における出会い波数

### (3) 短期確率分布

$\sigma_{slam}$  の短期確率分布については、モデルが確立されていないことから、ここでは、Jiao & Moan[12]に倣ってレイリー分布を仮定した。レイリー分布は $\sigma_{slam}$  の短期最大期待値をパラメータとして、(3-12)式で表される。

$$p(\sigma_{slam}) = \frac{\sigma_{slam}}{R_H^2} \exp\left(-\frac{\sigma_{slam}^2}{2R_H^2}\right) \quad (3-12)$$

$$R_H = \frac{MAX_{1/NS_i}[\sigma_{slam}]_i}{\sqrt{2 \ln N_i} + \frac{\gamma}{\sqrt{2 \ln N_i}}}$$

$p(\bullet)$  :  $\sigma_{slam}$  の短期確率分布

$R_H$  :  $\sigma_{slam}$  の標準偏差

$\gamma = 0.5772$  (Euler 定数)

#### 3.3.4 平均波周期

嵐に含まれる短期海象の平均波周期に関しては、これまでに提案がないことから、ここでは(3-13)式に示す ITTC の式[13] に従い、有義波高に応じて平均波周期を決めた。

$$T = 3.86\sqrt{H} \quad (3-13)$$

$T$  : 平均波周期(s)

$H$  : 有義波高(m)

#### 3.3.5 ホイッピングの発生頻度

(3-11)式における  $i$  番目の短期海象におけるホイッピングの発生確率  $P_i$  は、その起振力である

スラミングの発生確率  $Q_{sl}$  に等しく、越智の式[14] に従うとすれば、 $Q_{sl}$  は船体と波面との相対速度から(3-14)式で求めることができる。この確率に短期海象における出合い波数を乗じることで、から、短期海象におけるホイッピングの発生回数が決まる。

$$P_i = Q_{sl}(H, T) = \exp\left(-\frac{d_f^2}{2R_{zr}^2} - \frac{V_{cr}^2}{2R_{vr}^2}\right) \quad (3-14)$$

$Q_{sl}$ : スラミングの発生確率 (=  $P_i$ )

$R_{zr}$ : 船首船体と波面との相対変位の標準偏差

$d_f$ : 評価点までの高さ

$R_{vr}$ : 船首船体と波面との相対速度の標準偏差

$V_{cr}$ : スラミング発生の限界に相当する船首船体と波面との相対速度

### 3.3.6 ランダム荷重の時系列波形

ホイッピングが重畳した応力波形 (添字 RAW) は、低周波成分応力 (添字 LF) と高周波成分応力 (添字 HF) の和で表される。

$$\sigma_{RAW}(t) = \sigma_{LF}(t) + \sigma_{HF}(t) \quad (3-15)$$

重畳波形(RAW)、応力波形の低周波成分(LF)、包絡波形(ENV)の3とおりの応力波形を用いた解析結果を比較することによって、ホイッピングの疲労強度への影響を調べる。

解析用の応力波形の例を図 3-16 に示す。LF は、RAW から HF を差引いた波形なので、最大応力は RAW より低い。ENV は、LF の振幅を HF で増幅した格好になり、RAW の最大応力は保持される。また、ENV のゼロクロス数は LF と同じになる。また、図 3-16 をスペクトル解析して得られるパワースペクトルを図 3-17 に示す。RAW のパワースペクトルは、第 2 章の図 2-8 に示した実船のパワースペクトルと近くなっており、作成した応力波形が実船を模擬できていることが分かる。RAW と LF の違いは、船体 2 節振動の固有周波数に相当する高周波成分の有無だけである。RAW に含まれる高周波成分は船体 2 節振動の固有周波数での振動であるが減衰波形であるためスペクトルが広がりを持つ。LF と ENV は、周波数帯域は同じであるが、そのパワーが異なり、この例( $H=15.5\text{m}$ )では ENV のパワーが LF の倍近くになっている。現状の疲労設計に関しては、狭帯域応答であればパワースペクトルに基づくスペクトル法で疲労被害度  $D$  が求まり、最近の研究では、マルチピークスペクトルからも疲労被害度  $D$  を求めることが可能になっている[例えば 12]。この手法はマイナー則に基づくため荷重順序は考慮できず、位置づけとして

はレインフロー法よりも効率的に  $D$  を求めるための手法である。そのため、荷重順序を評価対象とする本論では直接扱わないこととするが、今後、この手法と本論の研究成果を組み合わせることで荷重順序を考慮したスペクトル法の実現に近づくと期待できる。

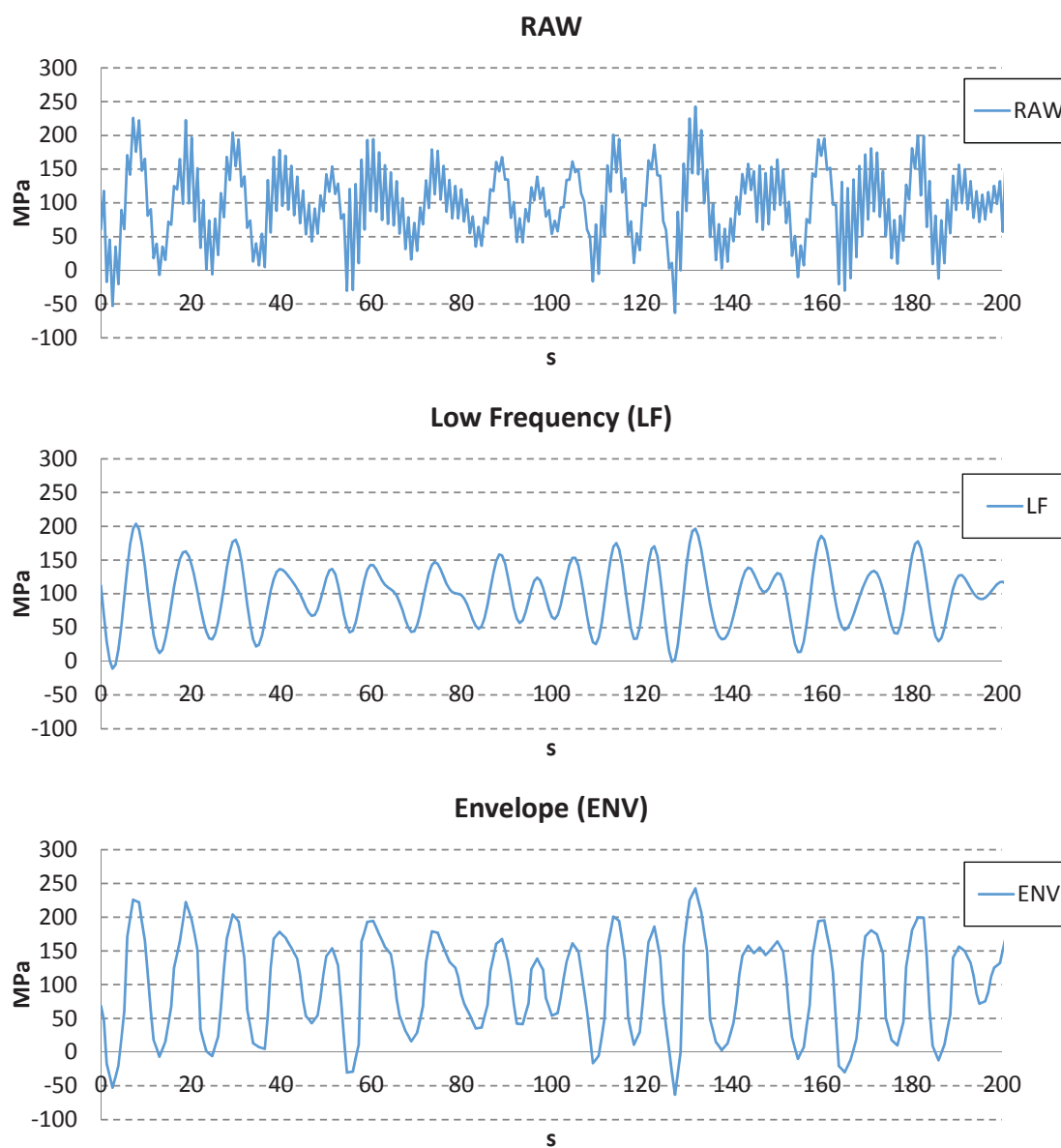


図 3-16 作成した応力波形

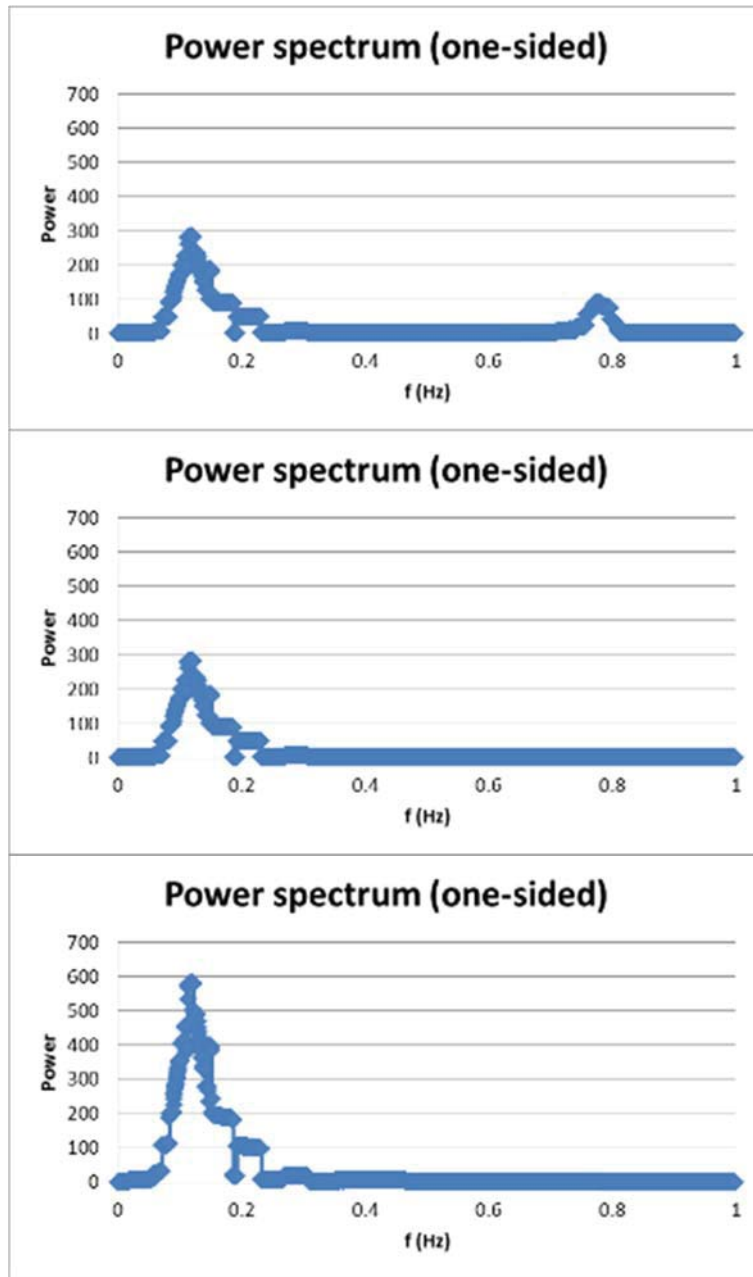


図 3-17 作成した応力時系列のパワースペクトル

### 3.4 解析結果

#### 3.4.1 単独の嵐

##### 3.4.1.1 嵐荷重

北大西洋航路[15]を 25 年間航行した場合に出会う最大の嵐，すなわちその期間の最大有義波高を記録する短期海象を含む嵐を環境条件とした．嵐における有義波高の回数及び順序は，河邊ら[16]のモデルに従い決めた．この嵐において 25 年間で最大の疲労き裂進展が生じる．

嵐の経時変化を表 3-2 及び図 3-18 に示す．現在の構造設計で一般に採用されている波浪テー

ブルの取扱に倣い、25年間に $10^5$ 回の短期海象に遭遇すると仮定すると、ひとつの短期海象は1.2時間という計算になる。最大の嵐には109の短期海象が含まれるので、解析対象期間は5.45日となる。嵐に含まれる短期海象の不規則波は、波スペクトルからの成分波の位相及びホイッピングの初期振幅を乱数で発生させているので、位相の出方によって疲労寿命予測の結果に差が出る。そのため、本論では複数(7回)の計算を行いその差を確認した。なお、船速( $V$ )は、荒天下での自然減速を考慮して、疲労強度評価で一般に用いられている航海速力( $V_s$ )の3/4と仮定した[17]。また、ホイッピングは主に向波で生じる現象であることから、波向きは正面向波とした。

表 3-2 北大西洋で最大の嵐に含まれる短期海象( $H, T$ )と短期海象の数( $N_s$ )

$i$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$H(m)$	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	13.5	14.5	15.5
$T(s)$	8.5	9.5	9.5	10.5	10.5	11.5	12.5	12.5	13.5	13.5	13.5
$N_s$	10	10	9	9	8	3	2	1	1	1	1

$i$	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	Total
$H(m)$	14.5	13.5	12.5	11.5	10.5	9.5	8.5	7.5	6.5	5.5	
$T(s)$	13.5	13.5	12.5	13.5	11.5	10.5	10.5	9.5	9.5	8.5	
$N_s$	1	1	1	2	3	8	9	9	10	10	109

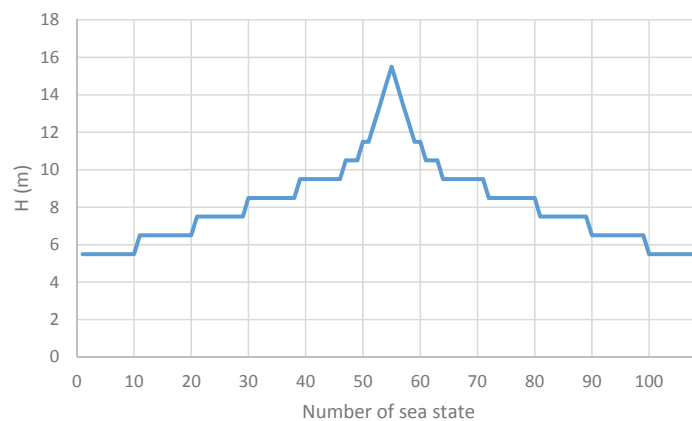


図 3-18 北大西洋で最大の嵐の遭遇海象履歴

### 3.4.1.2 設定した条件におけるホイッピングの発生確率

越智ら[14]を参考に、 $V_{cr}=4.27m/s$ 、 $d_f=8m$ として $Q_{sl}$ を求めた。有義波高 $H$ と $Q_{sl}$ の関係を図3-19に示す。図3-19から有義波高 $H=5.5m$ では、 $Q_{sl}=0$ となりホイッピングはほとんど発生しないことがわかる。ホイッピングの発生確率は、 $H=12.5m$ と $H=13.5m$ を除いて、有義波高とともに増加する。単調増加しないのは、3.2.3.3節で述べた平均波周期との関係であり、 $H=12.5m$ で

の平均波周期 ( $T=12.5s$ ) の方が,  $H=13.5m$  での平均波周期 ( $T=13.5s$ ) よりも船首船体と波面との相対変位の標準偏差が大きかったため,  $H=12.5m$  の方が  $H=13.5m$  より  $Q_{sl}$  が大きくなった. また, (3-8)式の  $\sigma_{slam}$  には下限値を設け, これが  $10MPa$  よりも小さい場合はホイッピングが発生しないとした.

また,  $\sigma_{slam}$  の発生タイミングは一定間隔とした. 短期海象の継続時間(1.2 時間)を, 短期海象におけるホイッピングの発生回数  $NS_i$  ((3-11)式) で除して得られる期間毎に, 等間隔でホイッピングを発生させた. LF との重畳の関係で結果が異なることが考えられるので, LF のピークの時刻に合わせて  $\sigma_{slam}$  を発生させて, 発生タイミングによって最大どのくらい影響があるかを確認した. 結果を図 3-20 に示す. 約 5%程度の差が生じることを確認した. さらに意図的に,  $\sigma_{slam}$  の発生タイミングを LF と一致させた上に, LF の応力が高いほど, つまり高い波にあたった時ほど高い  $\sigma_{slam}$  が発生するように操作した. その結果を図 3-21 に示す. この条件が起こる確率は極めて低い最悪な状態としては, LF の位相と  $\sigma_{slam}$  の乱数によって, 最大 20%評価結果に差が生じることになる.

なお, 単独嵐での疲労被害度及び疲労き裂長の解析においては同じ条件で乱数を変えて 7 回の計算を行い, 乱数による解析結果の分散を確認している.

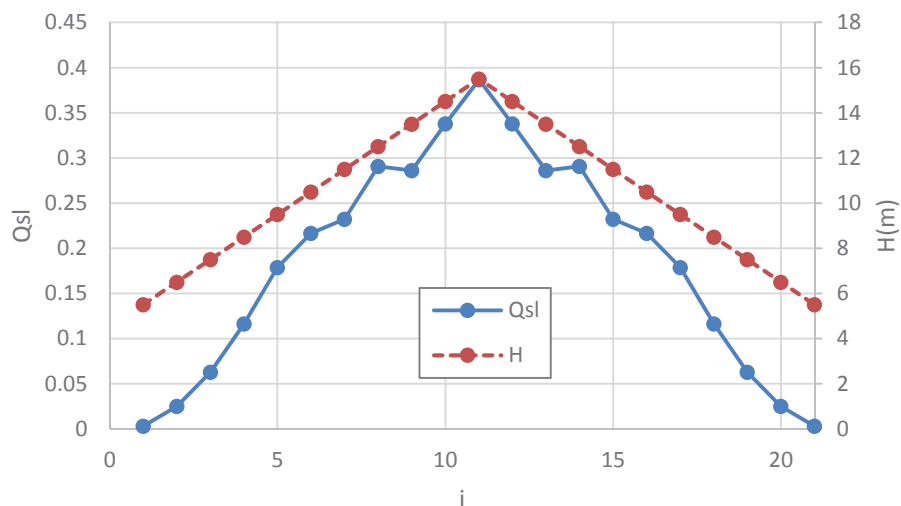


図 3-19 ホイッピングの発生確率と有義波高との関係

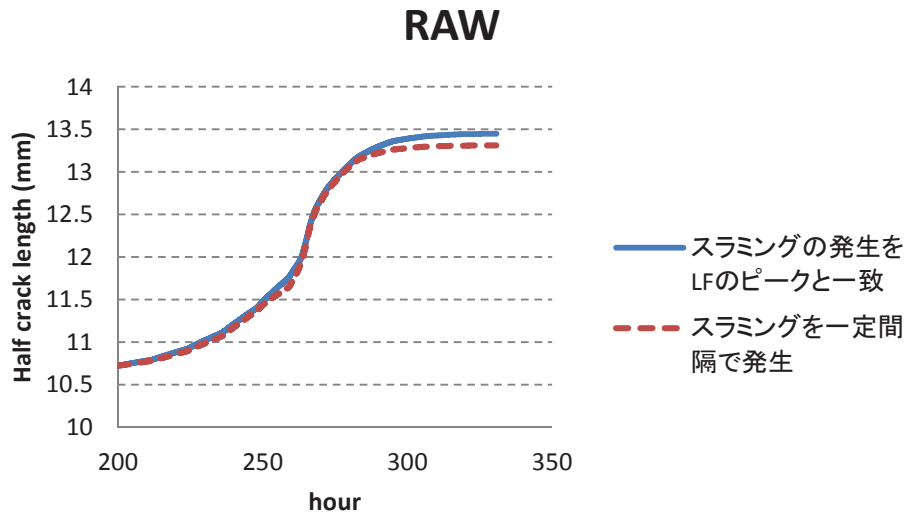


図 3-20 スラミングの発生タイミングによる疲労寿命の差異

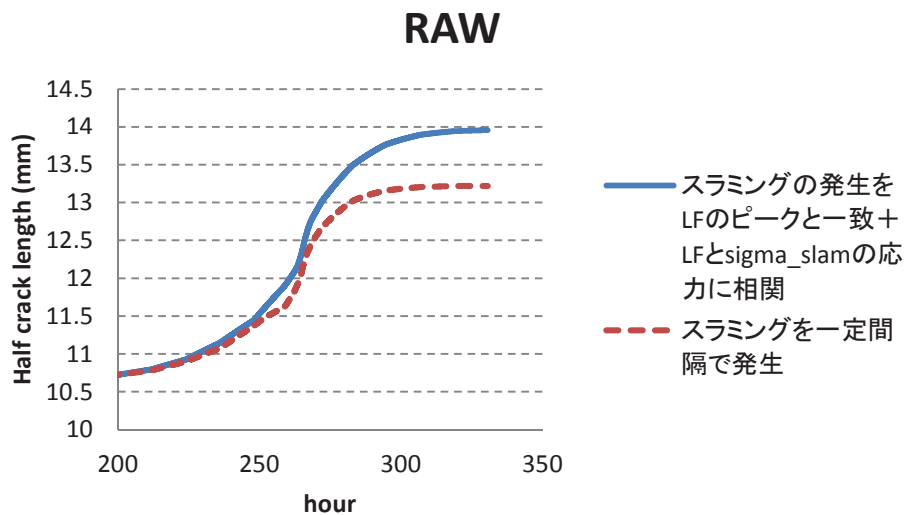


図 3-21 スラミングの発生タイミングと LF との相関を与えた場合の疲労寿命の差異

### 3.4.1.3 マイナー則による評価（単独の嵐）

作成したランダム荷重の時系列波形をレインフロー法で頻度解析して、(3-1)式のマイナー則に従って疲労被害度  $D$  を計算した。単独嵐での  $D$  の計算では、選択した S-N 線図による傾向の違いを確認するため、図 3-2 に示した突合せ溶接に対する S-N 線図(D)curve 及び母材に対する S-N 線図(B)curve を使用した[4]。S-N 線図の係数を表 3-3 に示す。この S-N 線図には、繰返し数  $10^7$  の荷重レベルで Haibach 修正が施されている。



表 3-3 S-N 線図の係数[4]

Curve	$S_j$	$K$	$M$
(D)	$> 53.4 \text{ MPa}$	1.519E12	3.0
For butt welding	$\leq 53.4 \text{ MPa}$	4.239E15	5.0
(B)	$> 100.2 \text{ MPa}$	1.013E15	4.0
For base material	$\leq 100.2 \text{ MPa}$	1.020E19	6.0

まず、応力の頻度分布の例を図 3-22 に示す。LF 及び ENV は、レイリー分布に近い、RAW は微小振幅の頻度が高く指数分布の形状に近くなる。

疲労被害度  $D$  の経時変化を図 3-23 に示す。ここで、応力波形の生成に際して、LF の成分波の位相及びホイッピングの初期振幅 ( $\sigma_{slam}$ ) を乱数で与えたので、LF の波形及び  $\sigma_{slam}$  の出方によるばらつきが生じる。このばらつきが評価結果に及ぼす影響を確認するために RAW, LF, ENV につきそれぞれ 7 回計算を行った。結果を図 3-24 に示す。疲労被害度  $D$  の変動係数(=標準偏差/平均値)は 0.007~0.009 であり、評価結果には影響しないことを確認した。なお、図 3-23 には、図 3-24 に示した 7 つの曲線のうちの代表例をプロットしている。

選択した S-N 線図による違いは(D)curve の方が経時変化の曲線がなだらかであることと、(D)curve では突合せ溶接止端部での応力集中を S-N 線図で考慮しているため、疲労被害度  $D$  の値が大きいことが挙げられるが、RAW, LF, ENV の関係はほぼ同じである。

ホイッピングの影響について、まず RAW と ENV を比較すると、その差は 2~3% となり顕著な差は生じていない。図 3-22 の応力範囲の頻度分布において ENV の頻度分布は、RAW の頻度分布から大振幅の応力を取り出した格好になっており、疲労被害度  $D$  に関しては、RAW に多く含まれる小振幅の振動応力の影響は少ないといえる。一方、RAW と LF とを比較した場合は、疲労被害度  $D$  の差が 2 倍程度となり、ホイッピングの影響が大きい。

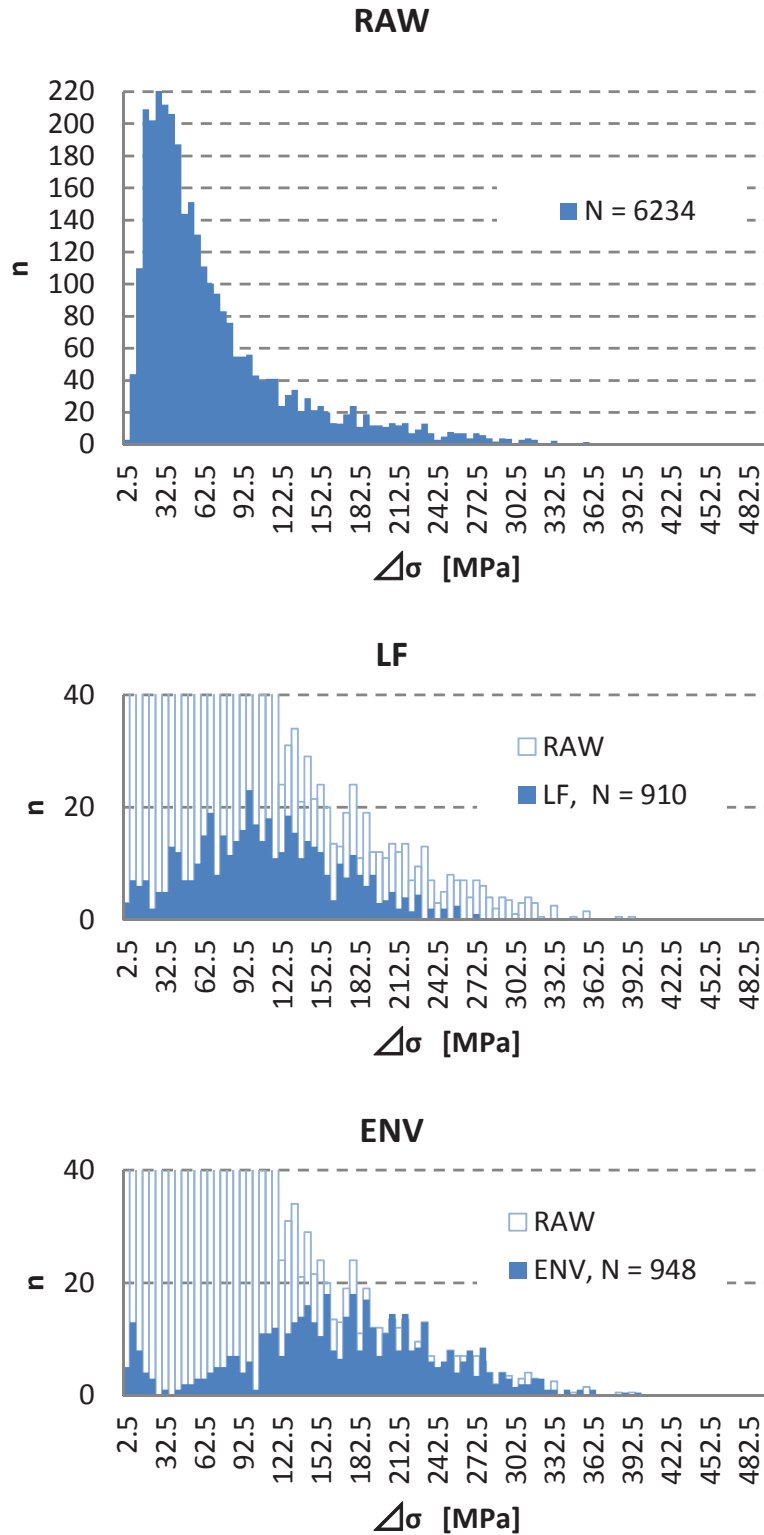


図 3-22 レインフロー法による応力の頻度分布 ( $H=15.5m$ )

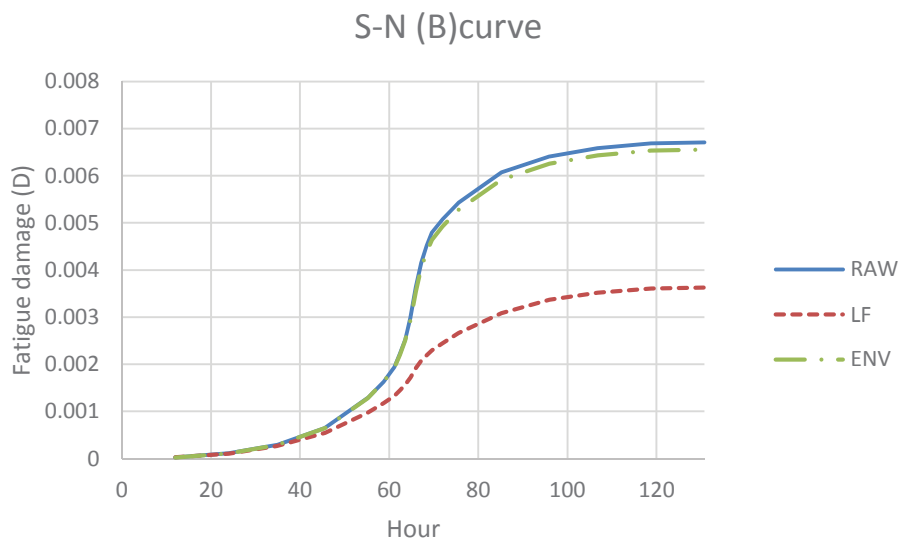
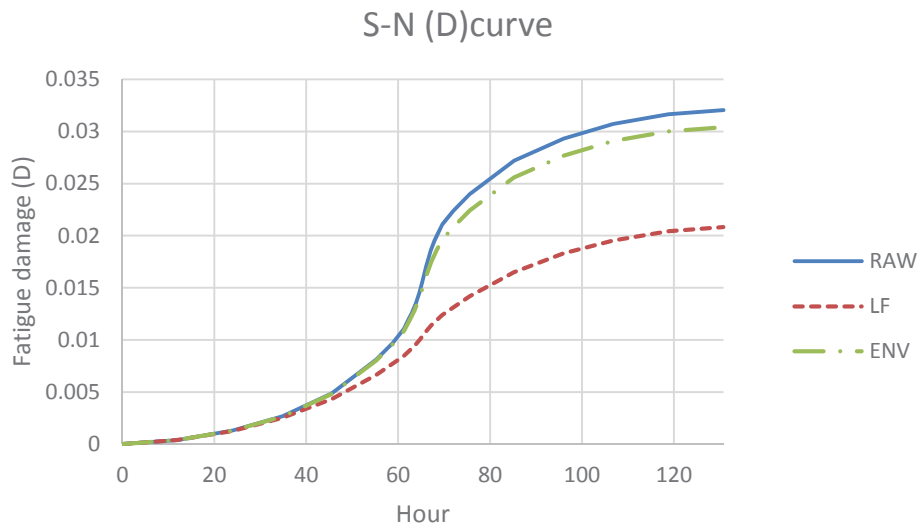


図 3-23 マイナー則に基づく疲労被害度の経時変化

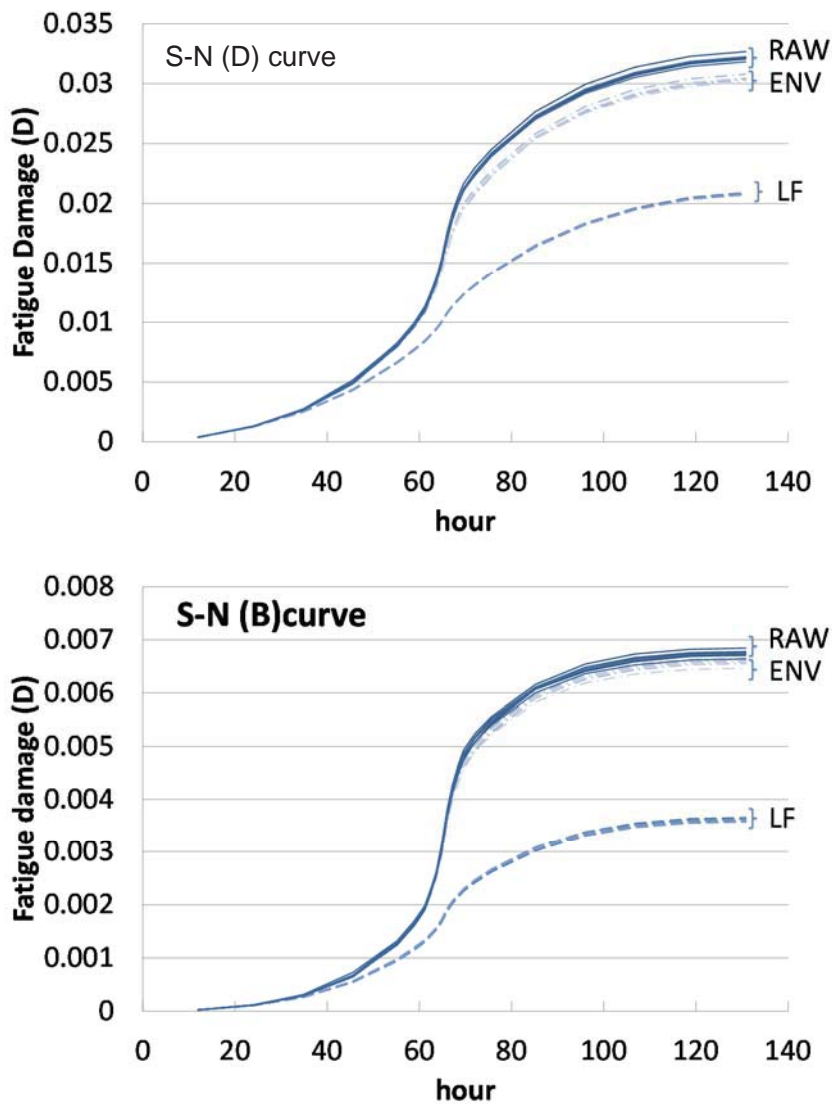


図 3-24 LF 波形及び $\sigma_{slam}$  の乱数の出方に伴う疲労被害度の分散

#### 3.4.1.4 疲労き裂伝播解析による評価（単独の嵐）

3.2 節で作成したランダム荷重の時系列波形を用いて疲労き裂伝播解析プログラムで解析を行った。疲労き裂伝播解析の解析条件を表 3-4 に示す。無限板の貫通き裂を想定して疲労き裂進展を予測した。初期き裂サイズ( $a_0$ )は、文献[6]を参考に、コンテナ船のハッチコーミング溶接部を想定して、3 とおりの初期き裂サイズを与えた。降伏応力は、3.2.3.1 で述べたように規格降伏応力として 400MPa を想定したが、一般に鋼材持つ余裕分[例えば 18]を考慮して疲労き裂伝播解析では $\sigma_y=460\text{MPa}$  を用いた。

表 3-4 疲労き裂伝播解析の解析条件

Item	Value and/or setting
Young's modulus	206GPa
Poisson's ratio	0.3
Yield stress( $\sigma_y$ )	460MPa
Initial crack ( $a_0$ )	5mm, 20mm, 80mm ; through crack
Stress condition	Uniform stress on infinite plate
Plastic constant factor	1.21 (Plane strain condition)
Material constant	$C=4.505e-11, m=2.692$ (SI units)

疲労き裂伝播解析の結果を図 3-25 に示す ( $a_0=80\text{mm}$  では RAW と ENV の曲線が重なっている)。解析では、上述の初期き裂状態から荷重を与えた。前節のマイナー則と同様、同一条件で 7 回解析を行った。7 回の解析結果を図 3-26 に示す。き裂長さの変動係数(=標準偏差/平均値)が 0.024~0.028 であり、評価結果には影響しないことを確認した。また、初期き裂長さの差異に関しては、初期き裂長さが大きいほど、(3-2)式に示した応力拡大係数範囲 $\Delta K$ が大きくなるため、き裂成長量も大きくなるが RAW, LF, ENV の大小関係は変わらない。したがって、初期貫通き裂の長さによる違いは、本研究で行う議論では無視できると考えられる。

次にマイナー則との違いについて議論するが、3.1 節で述べたようにマイナー則による疲労被害度は物理的な破壊状態と直結していないため、疲労き裂伝播解析と直接比較ができない。そこで、ここでは RAW, LF, ENV 間の相対的な関係についてのみ考察することとする。

図 3-23 のマイナー則と図 3-25 の疲労き裂伝播解析を比較すると、RAW, LF, ENV 間の関係は解析法によらず同様の結果となった。RAW, LF, ENV それぞれのき裂成長曲線はマイナー則による疲労被害度のトレンドに近く、本研究における単独の嵐条件下においては、ホイッピングの影響はマイナー則でも評価できると考えられる。ただし、単独嵐での荷重の履歴は、最大波高の時刻 (66 時間近傍) に対して対称なため、図 3-23 に示した疲労被害度のグラフは 66 時間を中心とした点対称の形状になるが、疲労き裂伝播解析では、き裂先端の塑性挙動に伴って生じる遅延現象のため、き裂成長曲線が点対称になっていない。

ホイッピングの影響に関しては、RAW と ENV を比べるとき裂成長量の差は 0.1~2.0%と少なく、ランダム荷重に対しても、後藤ら[2]や角ら[3]の行った正弦波と正弦波、あるいは正弦波に減衰波を重畳させた規則的な波形に対する解析と同様の結果が得られた。このことから弾性振動が重畳したランダム荷重での疲労き裂伝播解析においても、ENV 波形を用いてサイクル数を減らす簡易解析が可能と考えられる。RAW と LF とを比べると、き裂成長量の差は、初期き裂サイズに関わらず 1.5 倍程度現れ、第 2 章で示したマイナー則によって示唆されているホイッピングによる疲労被害度の増加量や他の実船計測に基づく報告(30~100%)[例えば 19]と同様の結

果となった。

また、本章での解析は RAW, LF, ENV の比較を目的としたため、疲労き裂伝播解析に公称応力を用いたが、実際に疲労損傷が起り易いのはホットスポット部の過大な応力負荷状況なので、これについても評価を行う必要がある。

ここで、緒言で述べた損傷実態とのギャップに関して考察する。LF と RAW の比較からは RAW に遅延現象を考慮した疲労き裂伝播解析を用いても LF に近い値は得られなかった。一方、ENV は RAW に近い値を得ることが分かった。すなわち、単独の嵐を用いたここまでの検討では、実態とのギャップを埋めることはできなかった。次節では、複数の嵐を解析対象期間として、損傷実態の解明を試みる。操船の影響については、第 4 章で検討する。

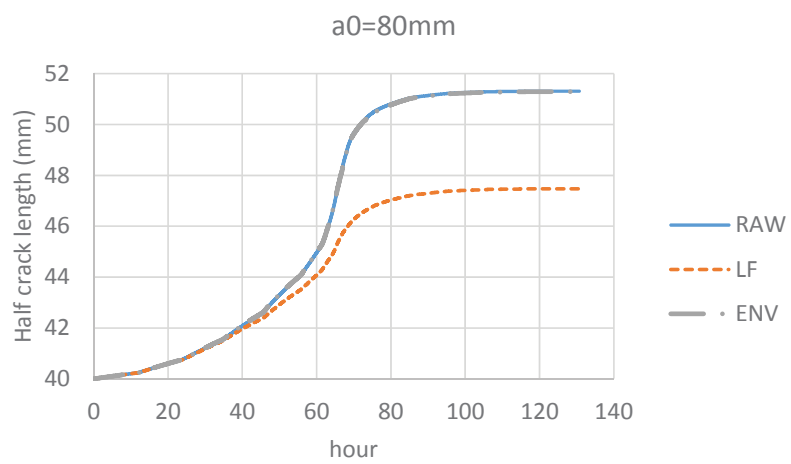
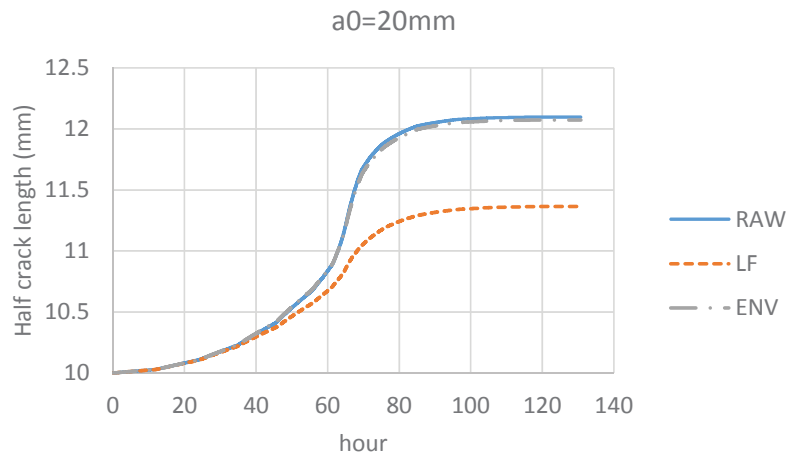
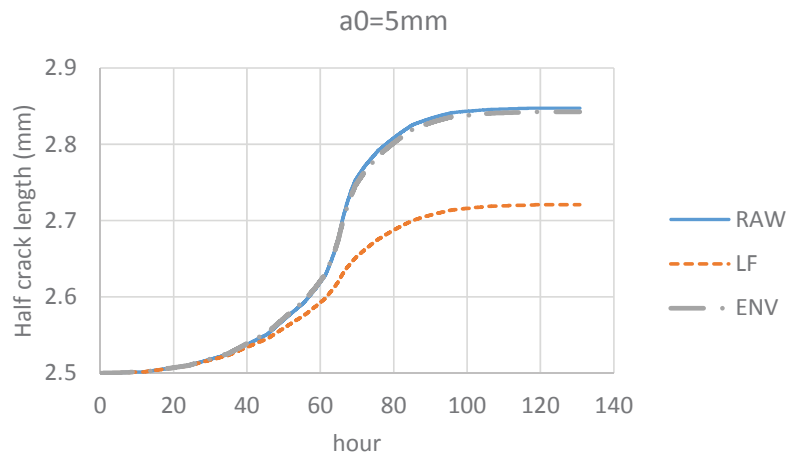


図 3-25 疲労き裂伝播解析によって得られたき裂成長曲線 (単独嵐)

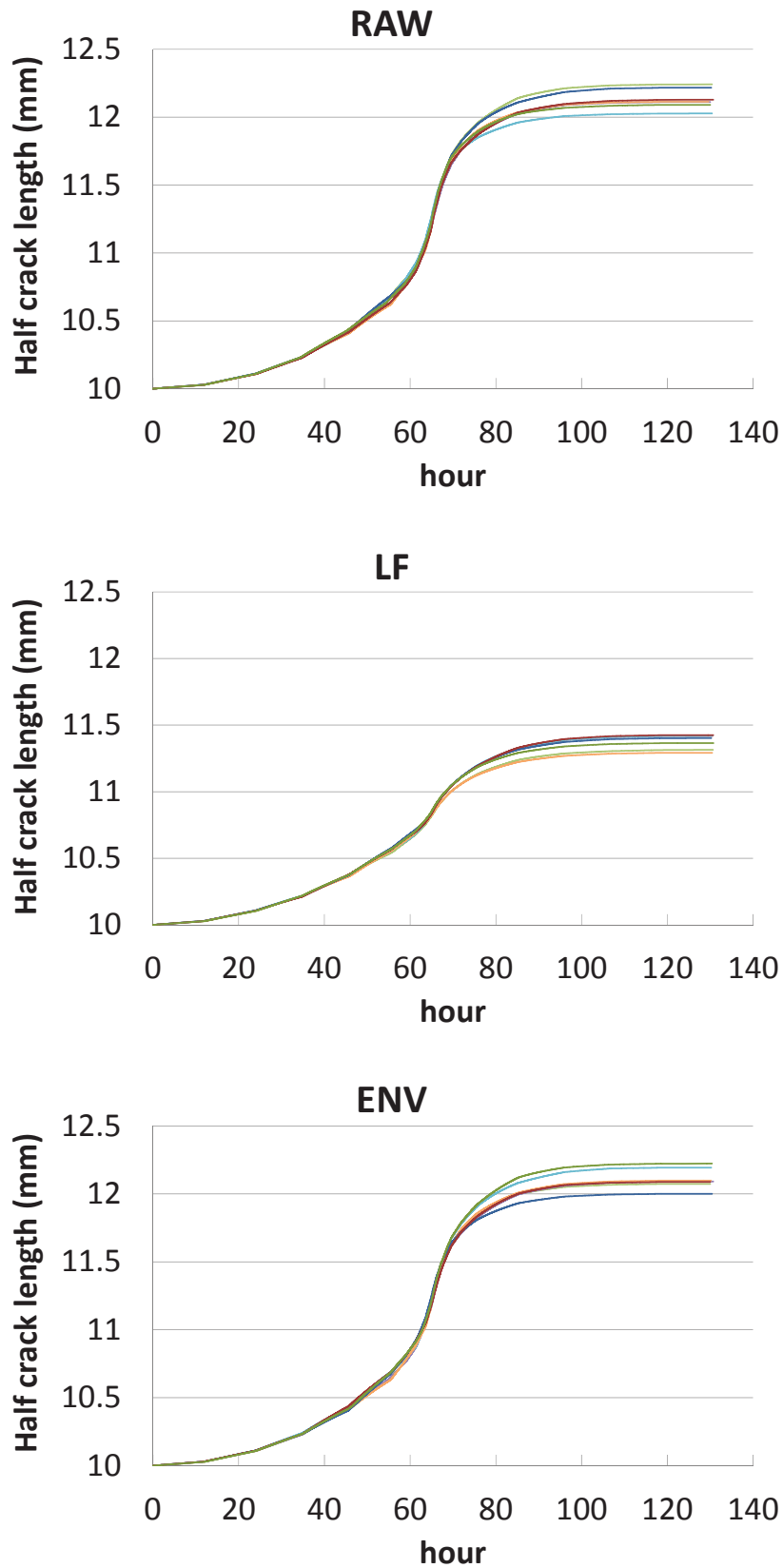


図 3-26 LF 波形及び  $\sigma_{slam}$  の乱数の出方に伴う疲労き裂成長曲線の分散



### 3.4.2 複数の嵐

北大西洋の波浪発現頻度表[15]を基に、河邊らの方法[16]に従って 25 年分の嵐荷重を作成した。ホイッピングの発生確率及び平均波周期は単独の嵐と同様とした。

#### 3.4.2.1 嵐ランクの設定

北大西洋の平均有義波高が約 3.5m であることから、河邊らの定義に従うと最大有義波高 ( $Max.H$ ) が 7.5m 以上の嵐を解析対象に入れなければならないが、その条件で嵐荷重を作成した場合、本研究の手法では解析に膨大な時間を要する。そのため、現行の解析システムにおいて実行可能な解析時間で結果が得られるよう、疲労き裂伝播解析で殆どき裂の成長しない嵐を外し  $Max.H=11.5m$  以上のランクの嵐のみを解析対象とした。嵐ランクの設定には前節のホイッピングの発生確率を参考にした。作成した嵐荷重を表 3-5 に示す。

表 3-5 北大西洋 25 年間における嵐ランクの発生回数

Rank of storm	1	2	3	4	5	Total
$Max.H$ (m)	15.5	14.5	13.5	12.5	11.5	
$N_{storm}$	2	2	13	17	48	82

#### 3.4.2.2 船速及び波向き（複数の嵐）

船速( $V$ )は、荒天下での自然減速を考慮して航海速度( $V_S$ )の 3/4 と仮定した。この船速は、疲労強度評価のため一般に用いられる値である[17]。ここで、さらに疲労き裂伝播解析にかかる計算時間を省くため、波との出会い角（波向き： $\chi$ ）を $\chi=150\sim 210deg$ に絞った。図 3-27 に示すように $\chi$ を 60 度毎のカテゴリに分けると、25 年間の疲労被害度  $D$  に占める割合は図 3-28 のようになる。RAW での結果みると、対象部材が縦強度部材であることから向波( $\chi=180deg$ )の寄与率が高く全体の 65%を占めている。これと同時に、ホイッピングは主に向波で生じる現象であるため、ホイッピングの影響は向波に限定して評価できると考えた。ホイッピングの重畳した応力波形 (RAW) とホイッピングの高周波成分を除いた低周波成分の応力波形 (Low Frequency : LF) を用いてレインフロー法で得た疲労被害度を図 3-28 に示す。RAW と LF との差は、主に向い波でしか生じていないことが分かる。従って、本研究においては、向波条件に限定してホイッピングの影響を検討した。向い波状態での嵐ランクの頻度分布を表 3-6 に示す。

表 3-6 北大西洋 25 年間における向い波状態での嵐ランクの発生回数

Rank of storm	1	2	3	4	5	Total
<i>Max.H</i> (m)	15.5	14.5	13.5	12.5	11.5	
<i>N<sub>storm</sub></i>	0.33	0.33	2.17	2.83	8.0	14

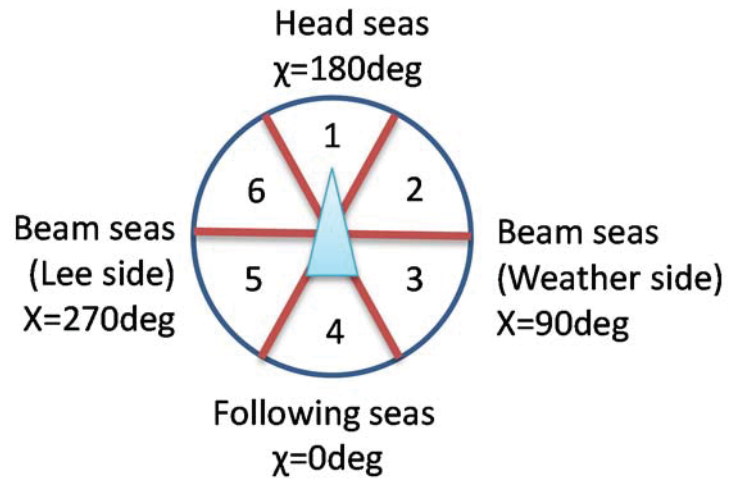


図 3-27 波との出会い角（波向き）のカテゴリー

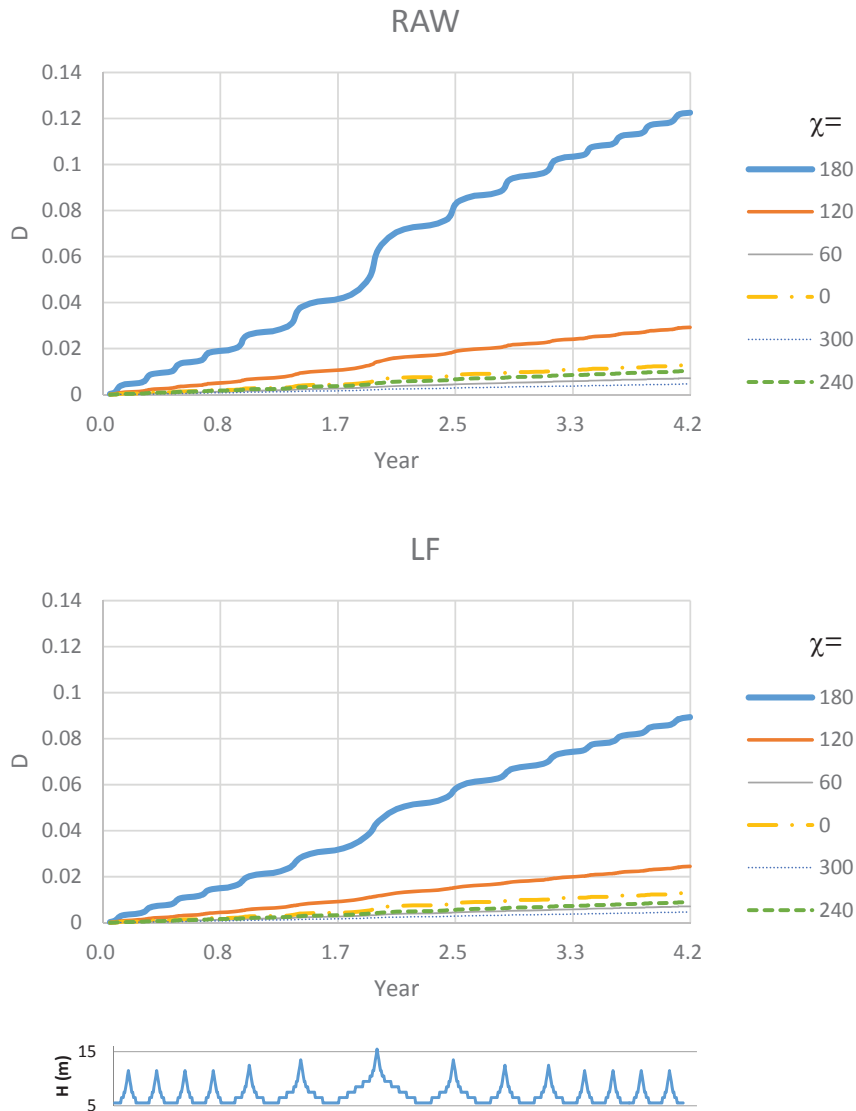


図 3-28 各波向きで累積される疲労被害度及び有義波高の履歴

### 3.4.2.3 遭遇海象の履歴

表 3-6 に示した嵐ランクの発現確率に従い、乱数を与えて 8 パターン (ID1~ID8) の遭遇海象の履歴を作成した。作成した遭遇海象履歴における有義波高  $H$  の時系列を図 3-29 に示す。乱数で与えたため、場合によって最大の嵐ランク ( $Max.H = 15.5m$ ) が発生しないパターンもある。最大の嵐が発生したのは ID1, ID5, ID7 の 3 つで、ID2, ID4, ID6 は、2 番めに大きい嵐も発生していない。また、嵐の大きさによって、持続時間も変わってくるので、全体の期間も ID によって異なっている。最も長い (大きい嵐が多い) 状態 (ID7) と最も短い (大きい嵐が少ない) 状態との差は、2 割程度ある。このことも予測した疲労寿命に影響を及ぼすが、RAW と LF との比較においては相対量が問題なので、評価結果への影響はないと考えられる。ID1~ID8 の海象履歴に含ま

れる短期海象の数( $N_s$ )と、疲労被害度及び疲労き裂長の算出に用いた応力の繰返し数 ( $N$ ) を表 3-7 に示す。応力の繰返し数は、図 3-16 に示した波形のうち LF の繰返し数である。応力の総繰返し数は約 350,000 回であり、25 年間に作用すると言われる  $N=10^8$  回の 0.35% に相当する。

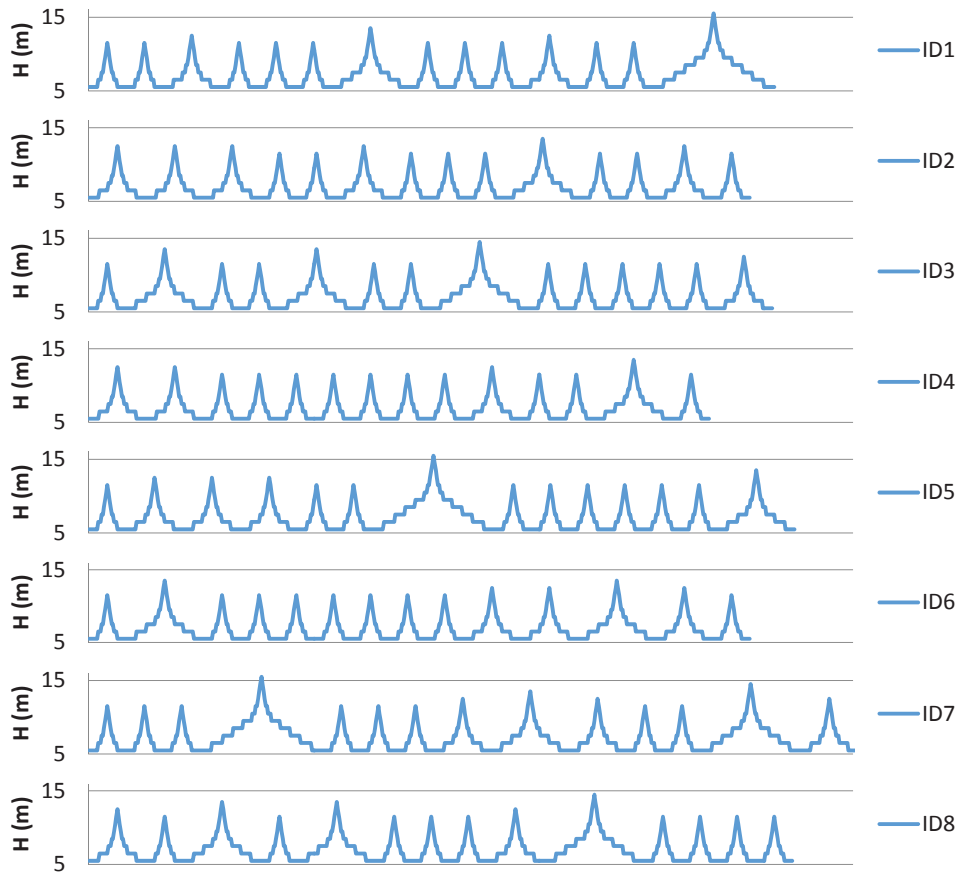


図 3-29 作成した嵐荷重

表 3-7 海象履歴に含まれる短期海象の数( $N_s$ )と応力の繰返し数( $N$ )

	ID1	ID2	ID3	ID4	ID5	ID6	ID7	ID8	Average
$N_s$	610	588	608	552	628	588	684	626	611
$N/10^5$	3.55	3.44	3.54	3.23	3.65	3.44	3.53	3.64	3.50

#### 3.4.2.4 マイナー則による評価（複数の嵐）

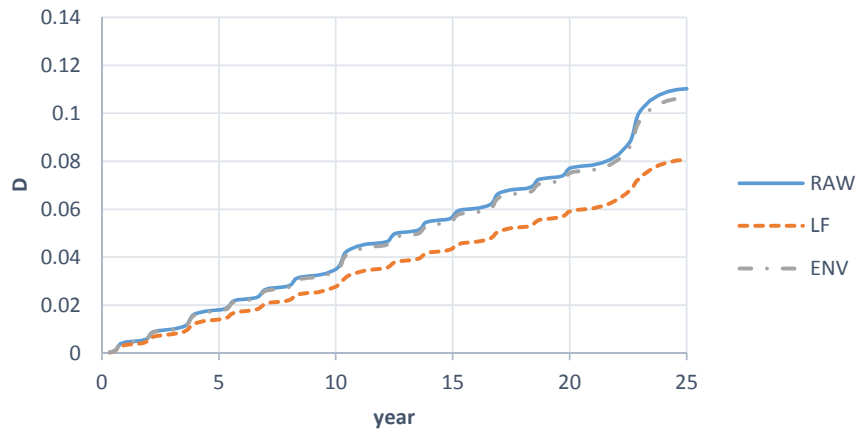
マイナー則に従い疲労被害度  $D$  を計算した。計算には、甲板部材の疲労設計で一般に用いら

れる突合せ溶接に対する S-N 線図((D)curve)を使用した。

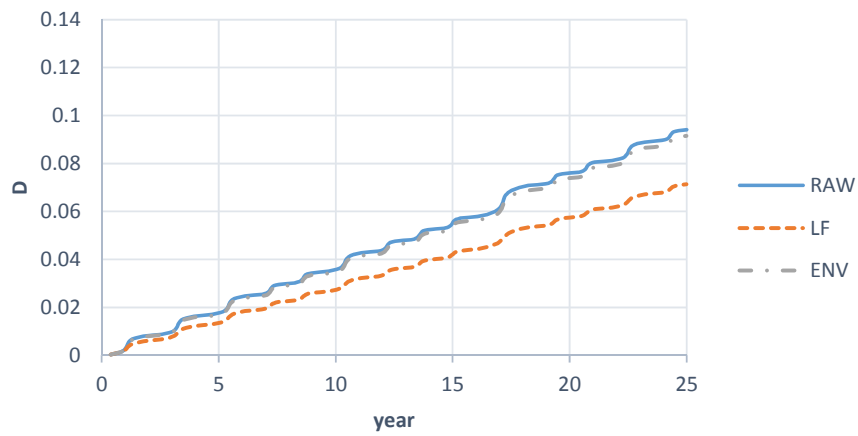
ID1～ID8 の嵐で蓄積される疲労被害度  $D$  の経時変化を図 3-30 に示す。また、25 年後の疲労被害度  $D$  を図 3-31 に示す。ID1～ID8 は図 3-29 の嵐荷重にそれぞれ対応する。図 3-31 から分かるように、RAW と LF の疲労被害度の差は約 30%となった。この差は図 3-23 で示した単独嵐の場合よりも少なく、これは対象とした複数の嵐は、北大西洋で最大の単独嵐以外の嵐が含まれるため、単独の嵐の場合と比べて平均有義波高が低いことが結果に反映されており、平均有義波高が低いことで相対的にスラミングの発生が少なくなったと考えられる。

また、RAW と ENV との差は、3～4%程度で、単独嵐の場合と同様、顕著な差は生じていない。

### ID1



### ID2



### ID3

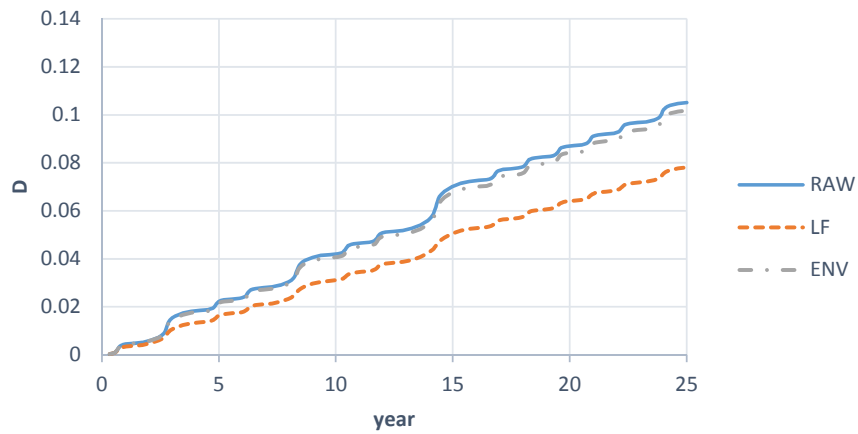
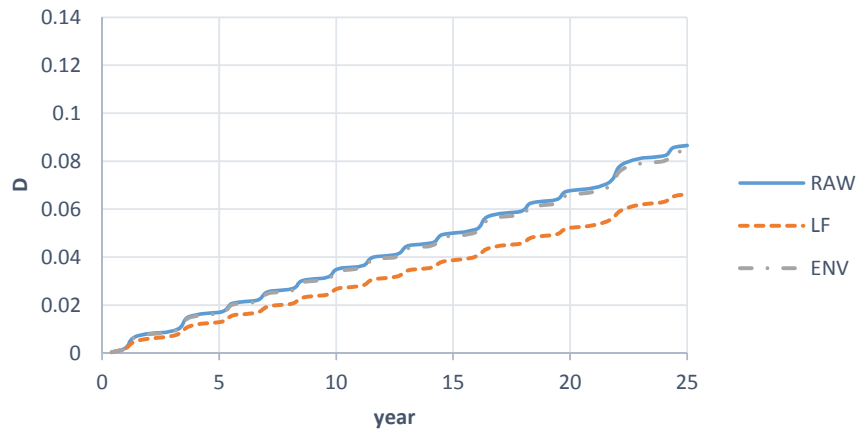
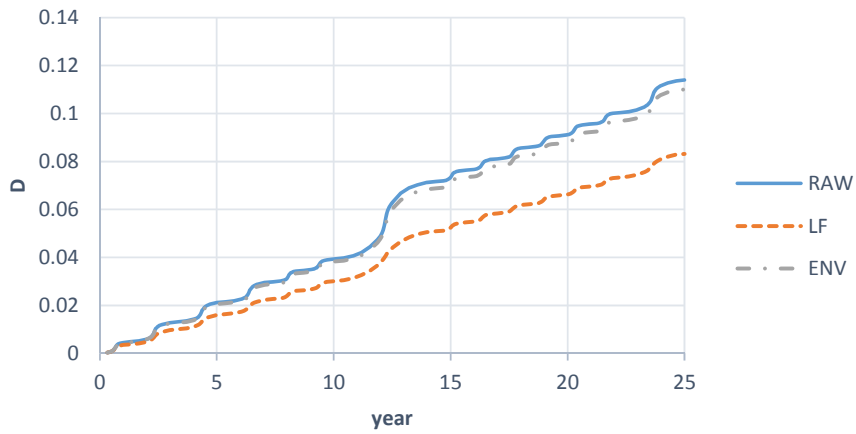


図 3-30(1) 複数嵐での疲労被害度の経時変化 (1 / 3)

### ID4



### ID5



### ID6

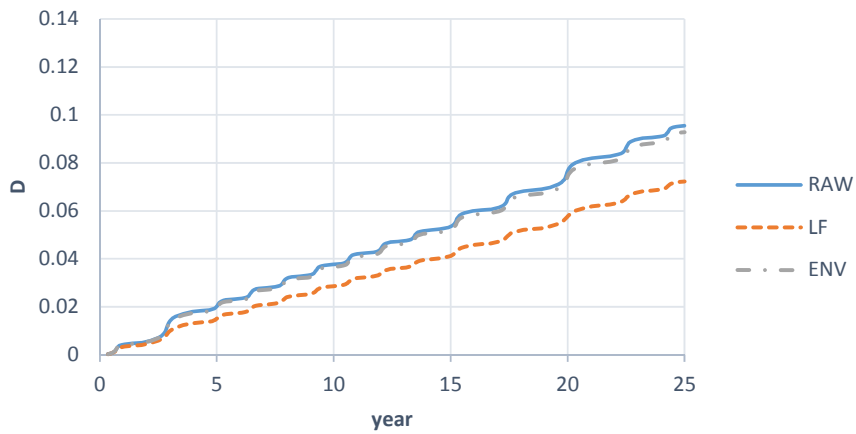
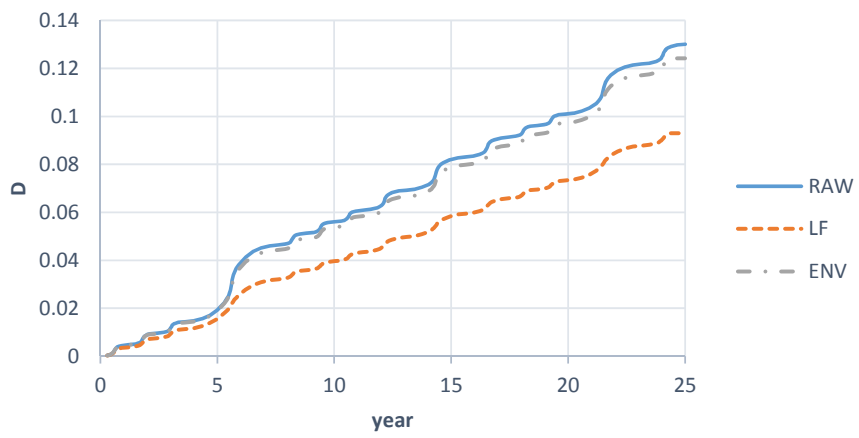


図 3-30(2) 複数嵐での疲労被害度の経時変化 (2 / 3)

### ID7



### ID8

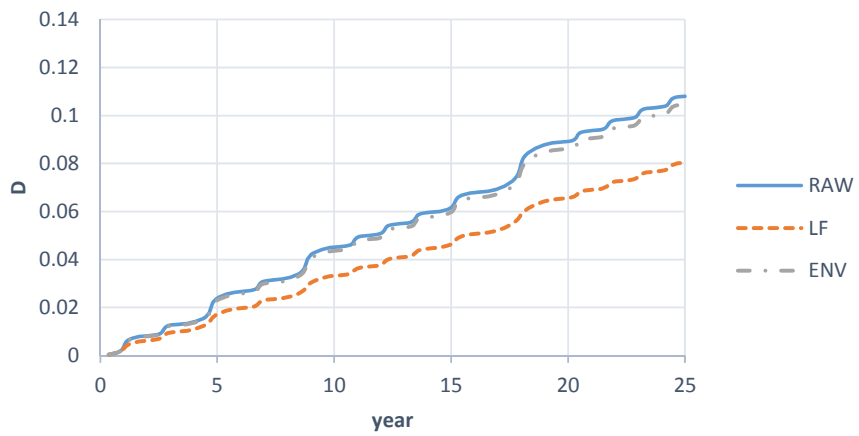


図 3-30(3) 複数嵐での疲労被害度の経時変化 (3 / 3)



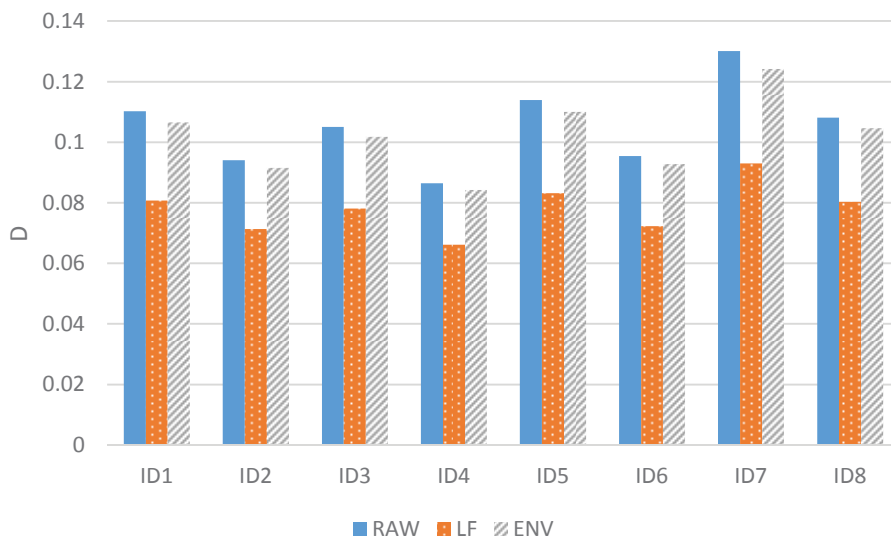


図 3-31 25 年後の疲労被害度

### 3.4.2.5 疲労き裂伝播解析による評価（複数の嵐）

疲労き裂伝播解析で得られた疲労き裂伝播曲線を、初期き裂長  $a_0$  ごとに図 3-32～図 3-34 にそれぞれ示す。図 3-32～図 3-34 は図 3-30 に示した疲労被害度  $D$  の経時変化と同じ荷重履歴を与えた結果である。疲労き裂伝播曲線は上に凸の形状となっており、図 3-9 に示した疲労試験での伝播曲線と逆の傾向になっている。これは、疲労試験の荷重条件は長期的に見ると一定振幅荷重に近く遅延現象が起きにくい状態となっているため、疲労き裂伝播の(3-2)式に従って指数関数に近い曲線形状となるが、図 3-32～図 3-34 では、嵐に遭遇した後に起こる遅延現象によってき裂進展速度が減速するため下に凸の曲線形状となった結果である。複数の嵐を想定した荷重条件下で得られた疲労き裂成長曲線は、マイナー則による疲労被害度の経時変化を示した図 3-30 と必ずしも相似になっておらず、ID7 の場合でみると、大きい嵐(6year 近傍)に遭遇した後で、き裂進展速度が減速しているのが確認できる。初期き裂長が大きくなるに従い減速の出方が顕著になるが、RAW, LF, ENV の大小関係においては、初期き裂長の影響は確認されなかった。

25 年後のき裂成長量  $\Delta a$  を図 3-35～図 3-37 に示す。ID1～ID8 は図 3-29 の嵐荷重をそれぞれ与えて解析した結果である。図 3-16 に示した応力波形 RAW に対するき裂成長量と LF に対するき裂成長量の差は 10～55%となった。その差は図 3-25 で示した単独嵐を用いた解析結果(約 50%)よりも少ないものの、損傷が起きていない実態を説明できるほどではなかった。25 年に相当する複数嵐でのき裂成長量を単独嵐でのき裂成長量と比較すると、マイナー則による疲労被害度と比べて嵐の数による差が少なくなっている。このことは、き裂成長量の方が疲労被害度と比べて、振幅の大きい応力レベルの寄与度が高いことを示唆している。また、RAW と ENV との差はほとんどなく、疲労き裂伝播解析プログラムでも、長期の嵐荷重に対して包絡波形での簡易解析が可能なが分かった。

評価法で比べると、疲労き裂伝播解析の方が ID によるバラツキが大きくなっている。この原因は、疲労き裂伝播解析の方がマイナー則で考慮されない荷重順序に伴う影響が加わることによると考えられる。なお、図 3-35～図 3-37 で、ID4 における RAW と LF との差が他の ID と比べて少なくなっているのは、ID4 ではランク 1 ( $Max.H = 15.5m$ ) 及び 2 ( $Max.H = 14.5m$ ) の嵐が発生しておらず、スラミングの発生頻度が少なかったことが原因と考えられる。

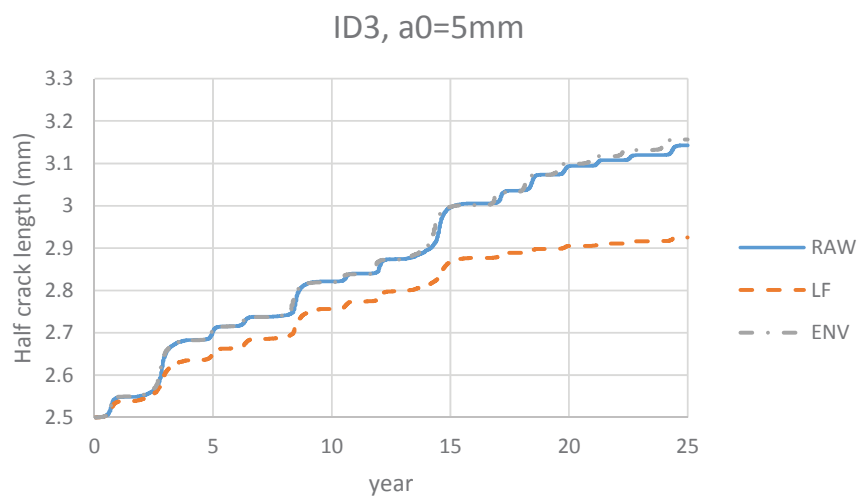
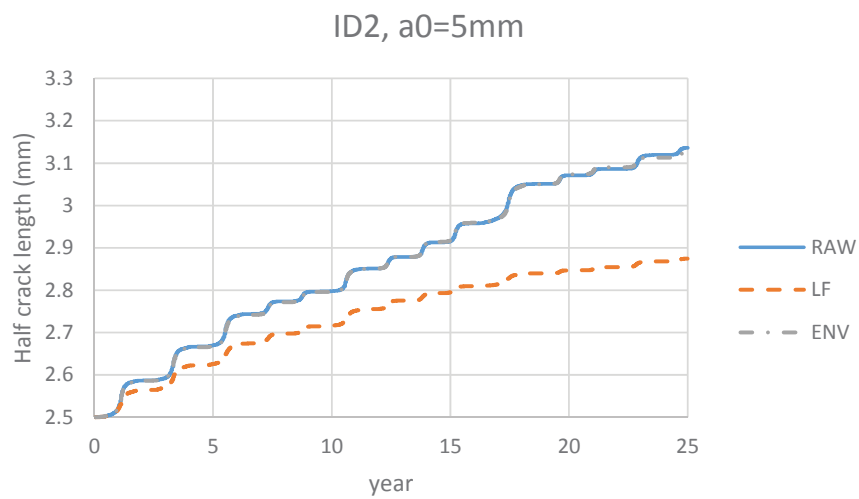
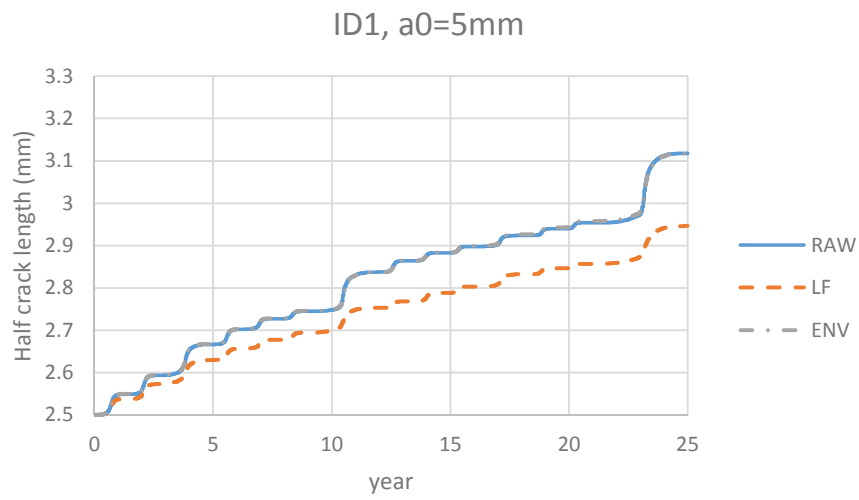


図 3-32(1) 複数嵐での疲労き裂伝播解析によるき裂成長曲線 ( $a_0=5\text{mm}$ ) (1 / 3)

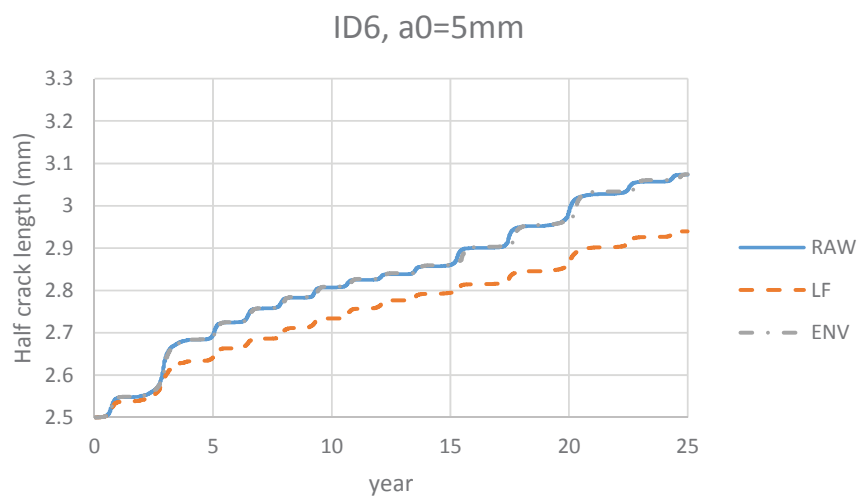
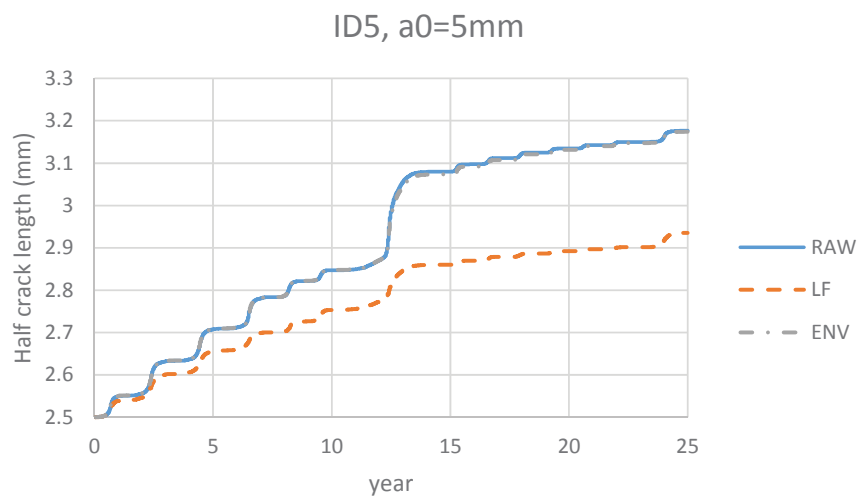
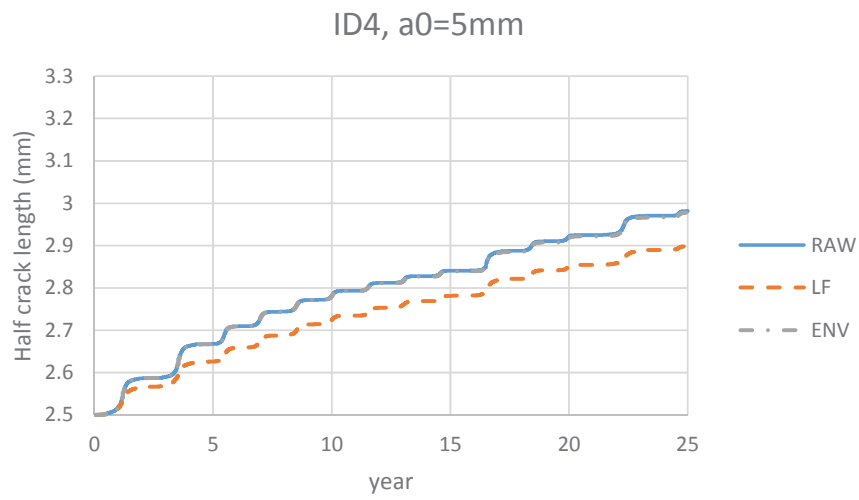


図 3-32(2) 複数嵐での疲労き裂伝播解析によるき裂成長曲線 ( $a_0=5\text{mm}$ ) (2 / 3)

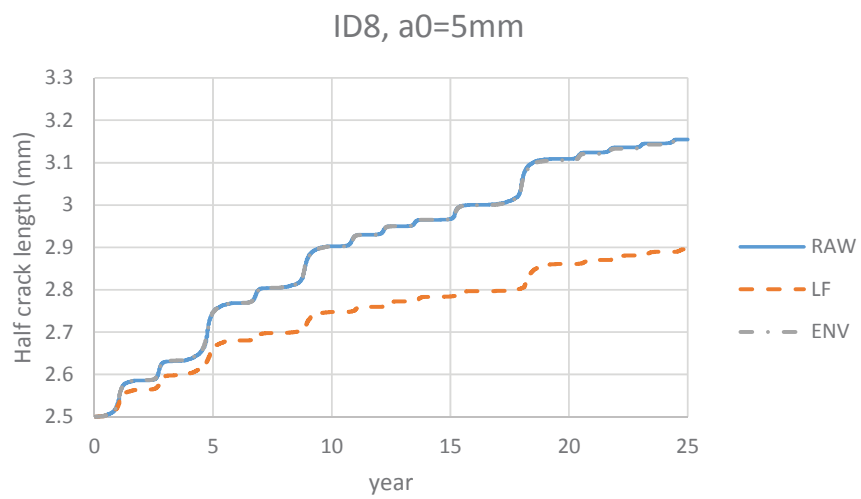
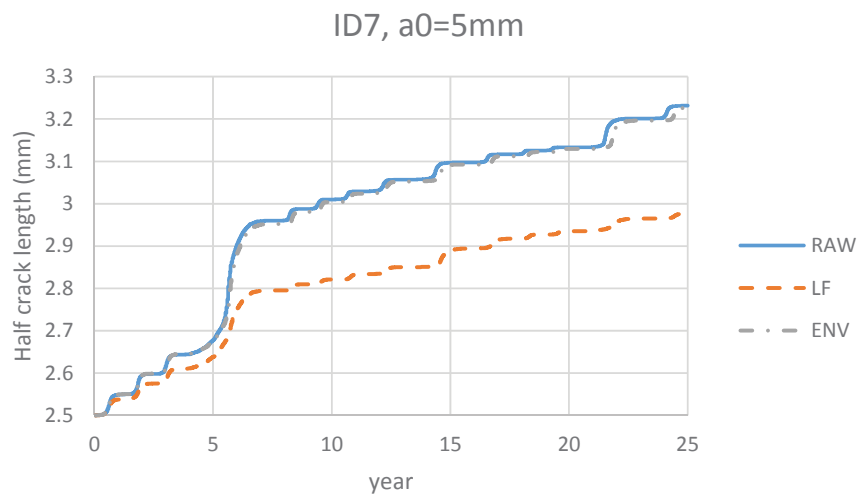


図 3-32(3) 複数嵐での疲労き裂伝播解析によるき裂成長曲線 ( $a_0=5\text{mm}$ ) (3 / 3)

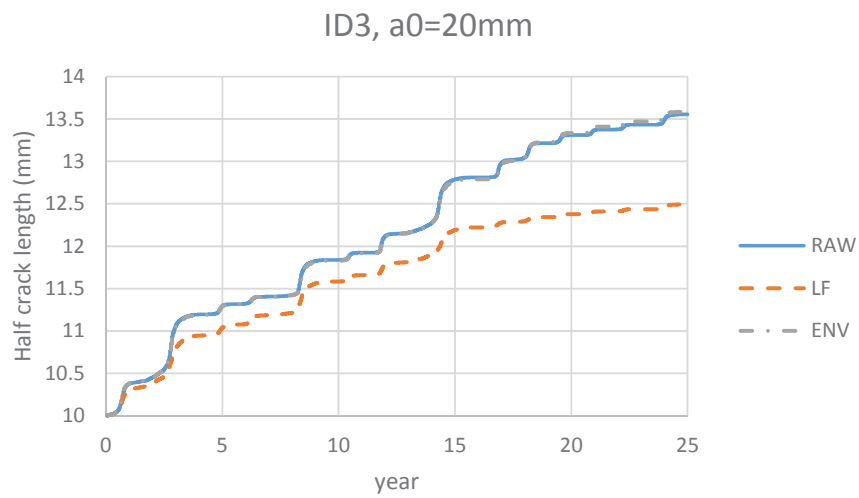
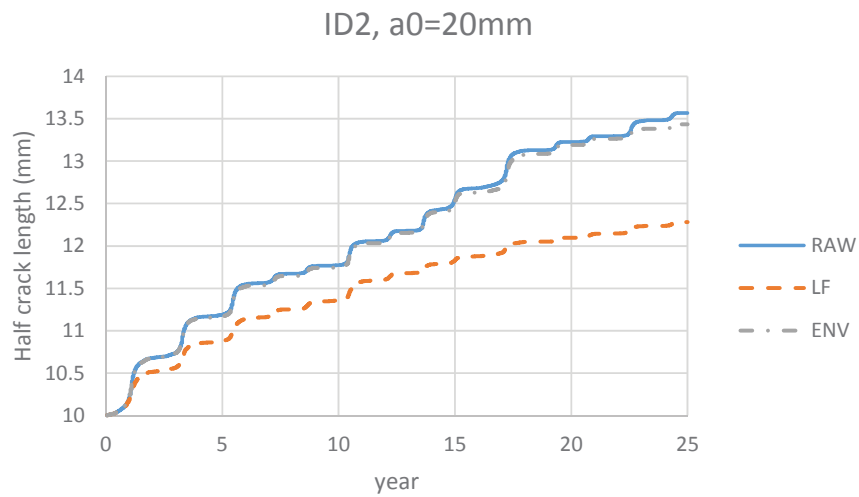
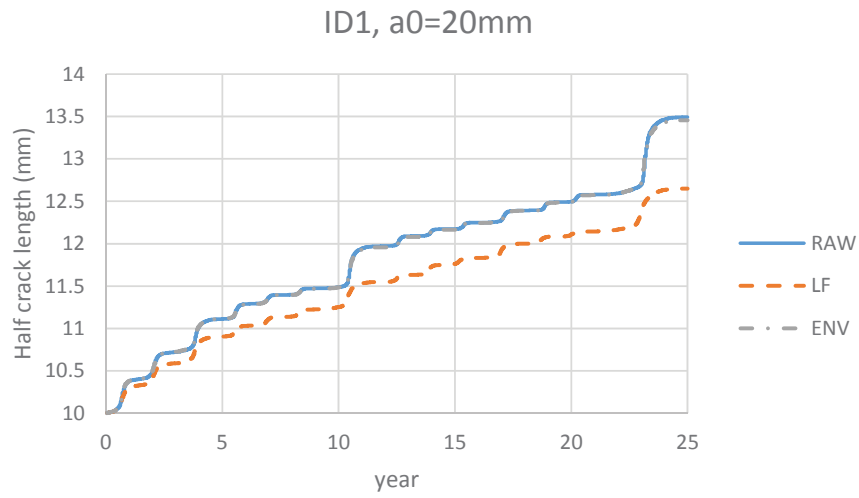


図 3-33(1) 複数嵐での疲労き裂伝播解析によるき裂成長曲線 ( $a_0=20\text{mm}$ ) (1 / 3)

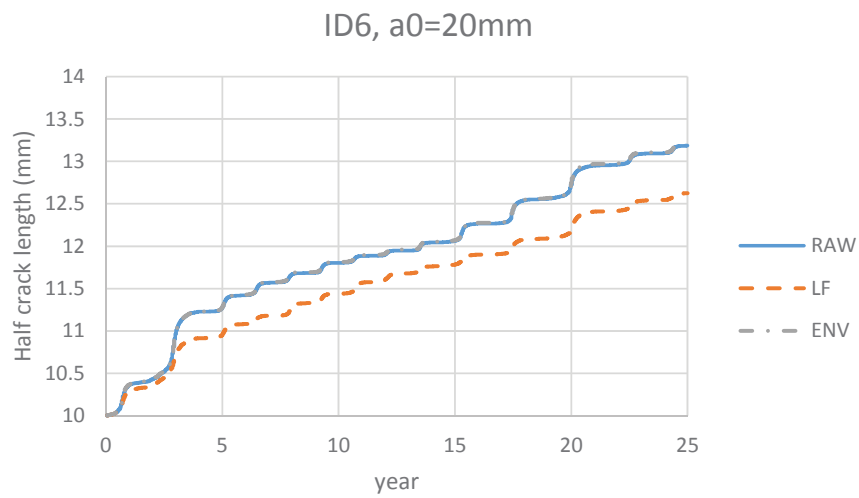
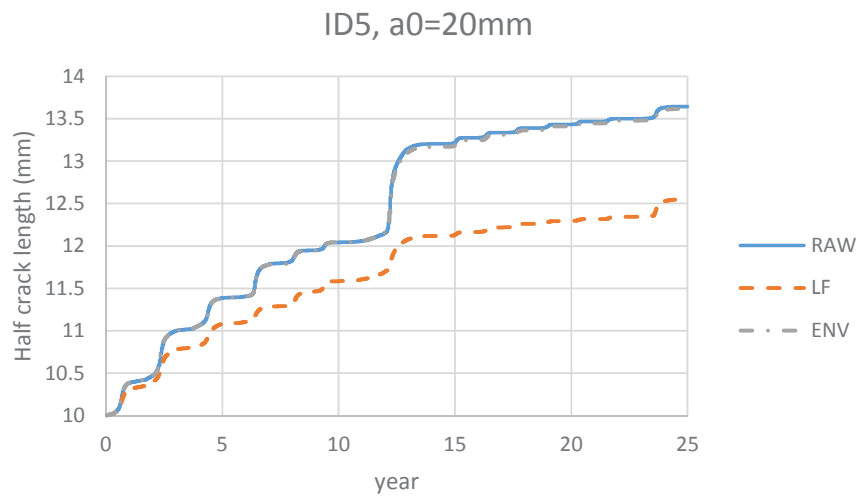
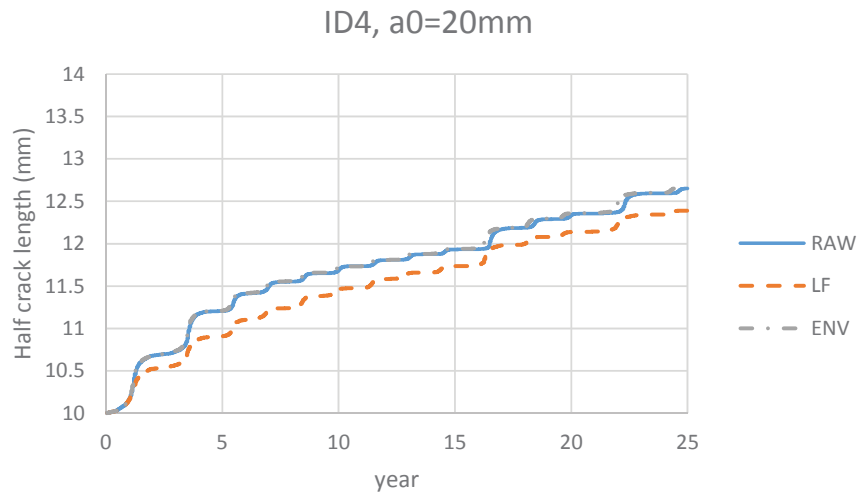


図 3-33(2) 複数嵐での疲労き裂伝播解析によるき裂成長曲線 ( $a_0=20\text{mm}$ ) (2 / 3)

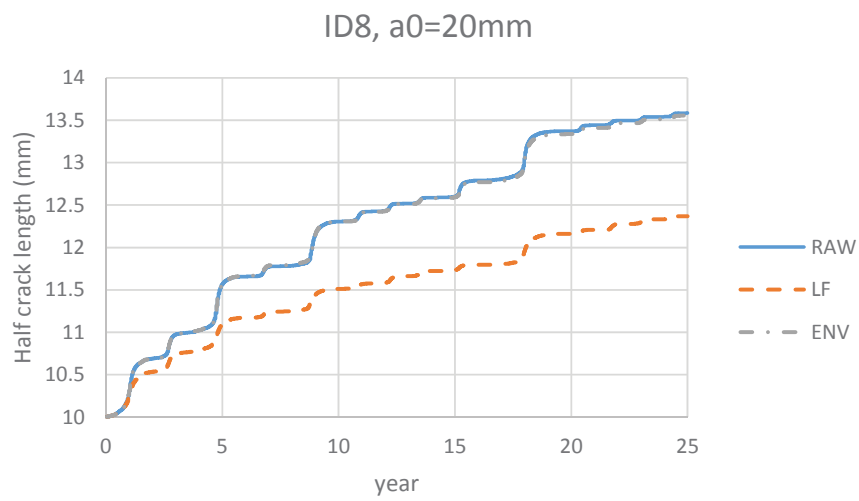
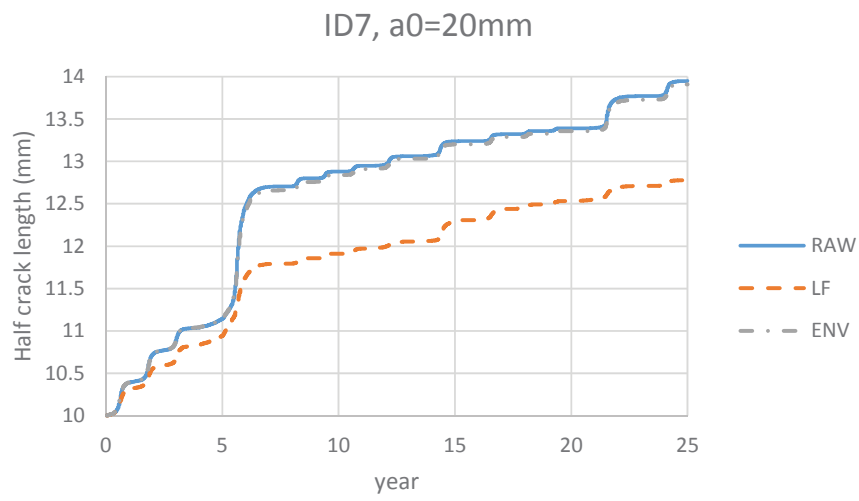


図 3-33(3) 複数嵐での疲労き裂伝播解析によるき裂成長曲線 ( $a_0=20\text{mm}$ ) (3 / 3)



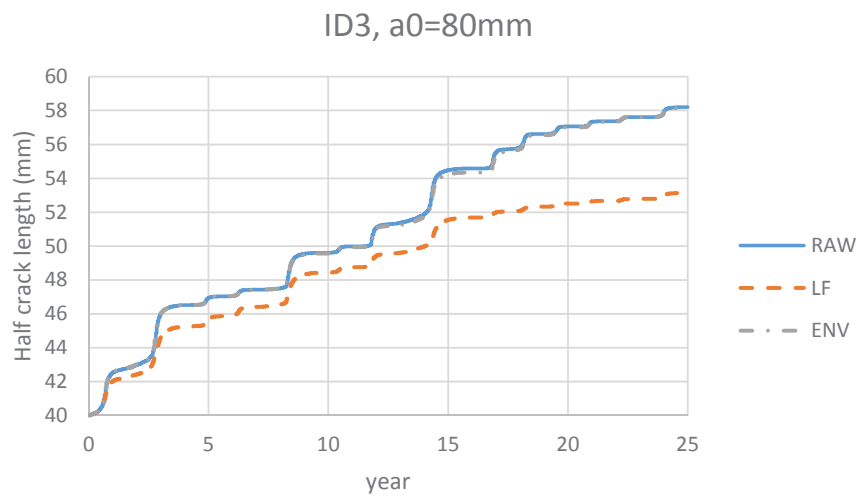
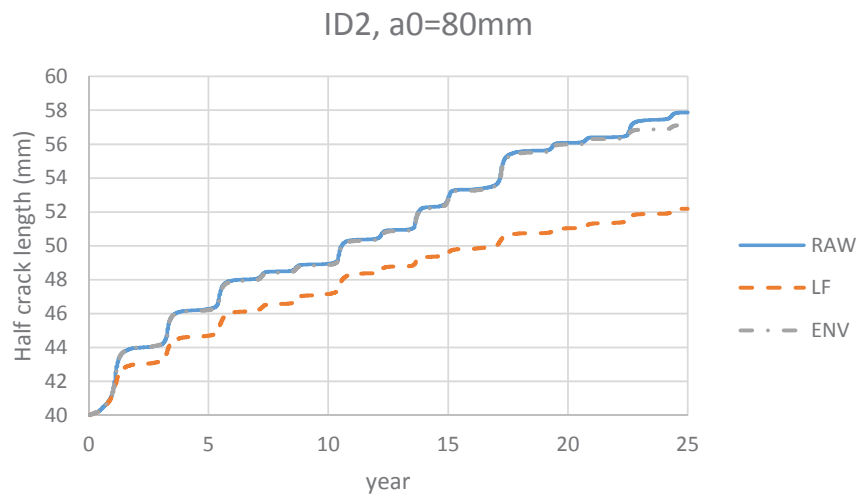
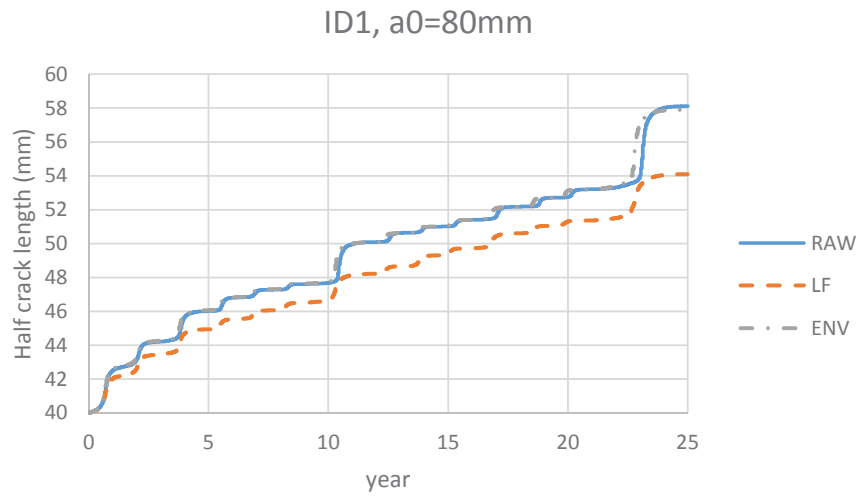


図 3-34(1) 複数嵐での疲労き裂伝播解析によるき裂成長曲線 ( $a_0=80\text{mm}$ ) (1 / 3)

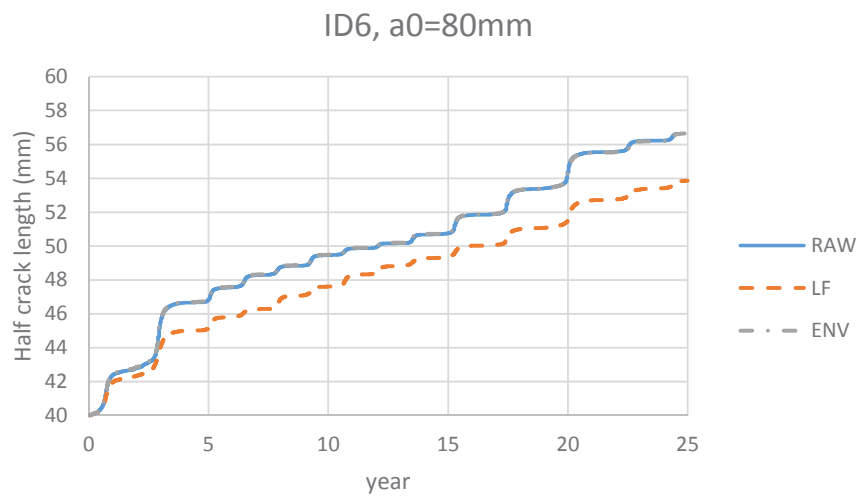
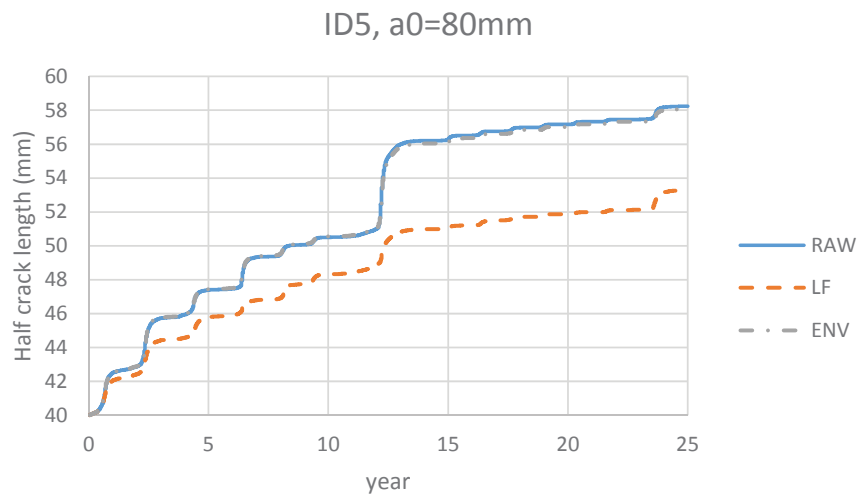
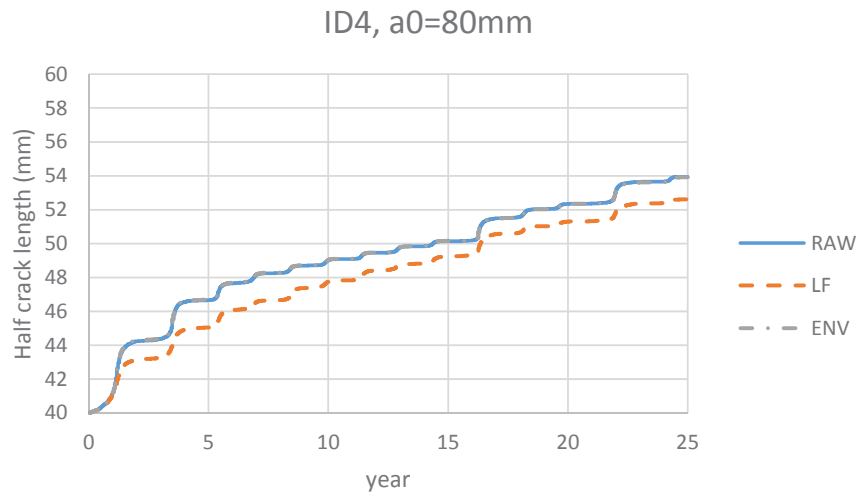


図 3-34(2) 複数嵐での疲労き裂伝播解析によるき裂成長曲線 ( $a_0=80\text{mm}$ ) (2 / 3)

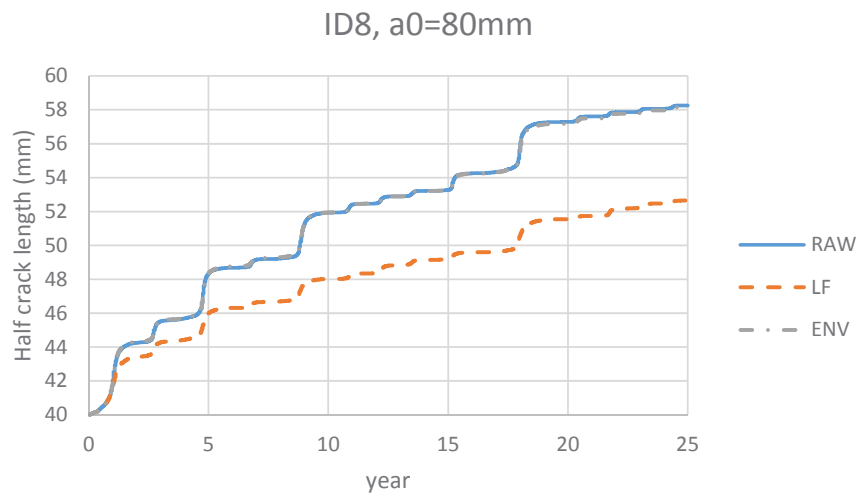
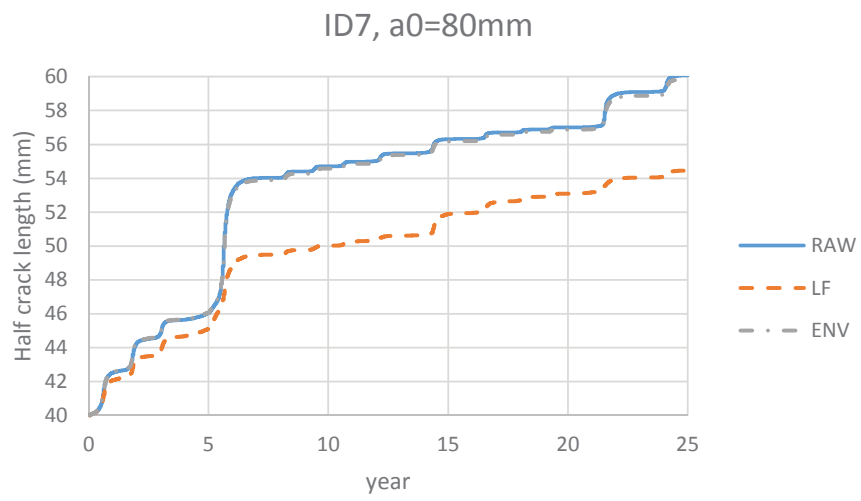


図 3-34(3) 複数嵐での疲労き裂伝播解析によるき裂成長曲線 ( $a_0=80\text{mm}$ ) (3 / 3)

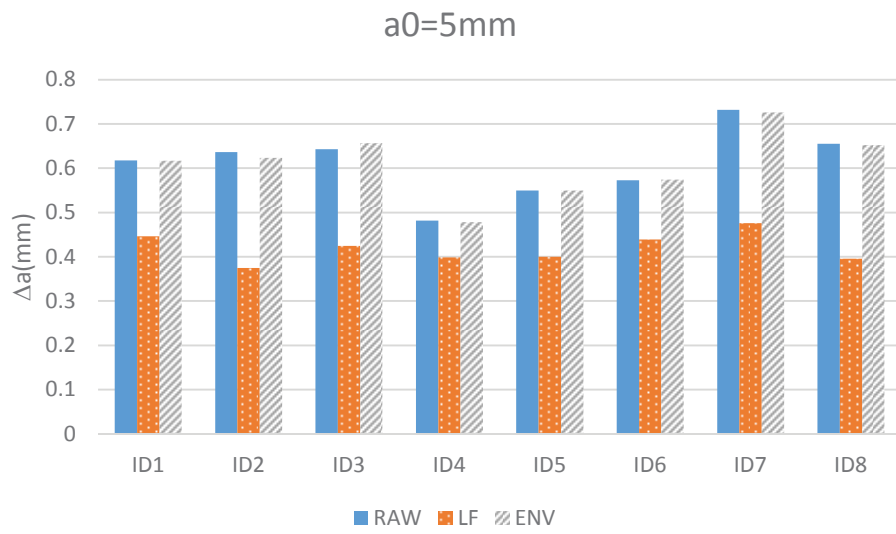


図 3-35 25 年後の疲労き裂の成長量 ( $a_0=5\text{mm}$ )

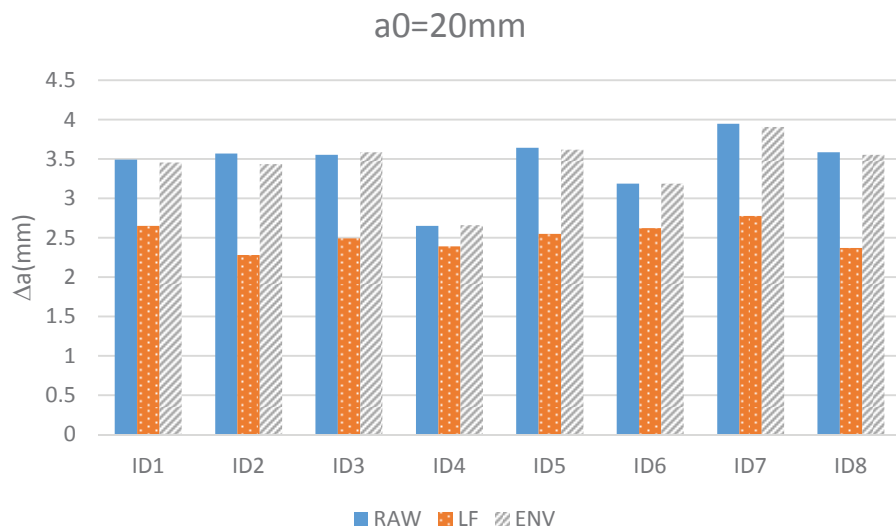


図 3-36 25 年後の疲労き裂の成長量 ( $a_0=20\text{mm}$ )

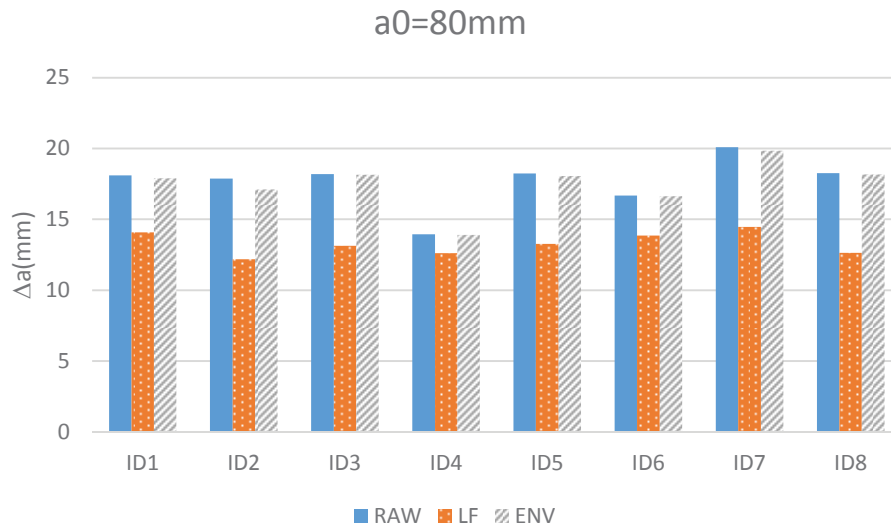


図 3-37 25 年後の疲労き裂の成長量 ( $a_0=80\text{mm}$ )

### 3.4.3 遅延現象の影響

前節で述べたように、疲労き裂伝播解析ではき裂進展の遅延現象が現れているが、一般にはマイナー則による疲労被害度  $D$  と疲労き裂伝播解析によるき裂成長量  $\Delta a$  とは直接比較することができない。しかし、き裂先端に塑性域の形成が少なく遅延現象が生じにくい初期段階においては、 $\Delta a$  と  $D$  は比例関係にあると考えられる。

その裏付けとして、図 3-32～図 3-34 に示した荷重パターン ID7 の RAW における塑性域の成長時系列を図 3-39～図 3-41 に示す。図 3-38 の a) に示す状態、つまり、き裂先端における現在 (Present) の塑性域が過去 (Previous) の塑性域より前方に成長している状態では、一般に遅延現象は発生しないことから [5], [20]、図 3-39～図 3-41 に示す塑性域の成長時系列では、初期の嵐の前半期間では図 3-38 の a) に示す状態が続いているため遅延は生じてにくいと考えられる。そこで、最初に遭遇する嵐の前半期間における疲労被害度  $D_{initial}$  と疲労き裂成長量  $\Delta a_{initial}$  との間には比例関係が成り立つという仮定を置いて、その比例定数  $C_a$  を求めた。比例定数  $C_a$  を表 3-8 に示す。この  $C_a$  を用いて全期間における  $D$  を  $\Delta a$  として表した。  $D$  から変換される  $\Delta a$  を線形疲労き裂成長量  $\Delta a_{linear}$  と称すると、 $\Delta a_{linear}$  は (3-16) 式で表される。なお、一般に疲労試験でのき裂長はサイクル数に対して指数関数状に成長することから、(3-16) 式ではき裂長を小さめに推定していると考えられる。

遅延現象は、図 3-38 の b) のように過去の塑性域が現在の塑性域よりも大きい場合に生じる現象で図 3-39～図 3-41 から分かるように、複数の嵐荷重下では、期間のほぼ全域に渡って遅延現象によってき裂進展が減速していることになる。なお、一定振幅での試験では常に図 3-38 の a) の状態にあるため遅延現象は生じない。

$$C_a = \frac{\Delta a_{initial}}{D_{initial}}$$

$$\Delta a_{linear} = C_a \times D \quad (3-16)$$

表 3-8 疲労被害度(D)からき裂長(Δa)への変換係数 C<sub>a</sub>

初期き裂長 a <sub>0</sub> (mm)	C <sub>a</sub> (mm)
5	9.11E-02
20	1.16E-02
80	1.75E-03

(3-16)式に従って D を Δa に変換した例を図 3-42～図 3-44 に示す。最初の嵐の期間を拡大した図も同時に示す。初期き裂が短いと最初の嵐前半の D と Δa との相似性は良くないが、評価結果には影響を及ぼさない範囲内に収まっていると考えられる。ただし、D の計算で使用する S-N 線図や、疲労き裂伝播解析に用いる材料特性等によっても曲線の形状は変わるので、初期き裂長さと S-N 線図、材料特性等との関係性については、今後の研究で示す必要があると考えられる。

図 3-42～図 3-44 から初期き裂が長いほど遅延減速が大きく現れることが分かる。図 3-39～図 3-41 からは、初期き裂に対する塑性域の大きさの割合は、初期き裂によって殆ど差が出ないことから、き裂長さによって決まる応力拡大係数範囲とき裂先端の塑性域の大きさの関係が、遅延減速の現れ方に影響していると考えられる。遅延現象の影響(E<sub>DELAY</sub>)は、25 年後における Δa と Δa<sub>linear</sub> の関係から、(3-17)式で表される。

$$E_{DELAY} = \frac{\Delta a_{linear}(25years)}{\Delta a(25years)} - 1 \quad (3-17)$$

(3-17)式で E<sub>DELAY</sub> を計算した結果を図 3-45 に示す。初期き裂長 a<sub>0</sub> と遅延現象の影響との関係は、荷重 (ID) によらず同じ傾向となった。遅延現象の影響は、その影響が最も少ない初期き裂長 a<sub>0</sub>=5mm の場合でも 60%以上疲労寿命が伸びる側に出ており、この影響は前節で示したホイッピングによる疲労寿命の低下分 (10～55%) よりも大きい。初期き裂長が本研究で設定した長さよりも短い場合には、遅延現象の影響がホイッピングの影響よりも少なくなることも起こり得るが、初期き裂長 a<sub>0</sub> が 20mm 以上では 100%以上の影響が現れており、検出可能な初期欠陥寸法 (参考文献[6]によるとき裂長約 25mm) を考慮すると、ホイッピングに起因した損傷が報告されていないという実態は説明付くと考えられる。すなわち、マイナー則で予測した際の疲労寿命の安全余裕が RAW と LF の差によって生じる安全余裕の減少量と相殺されることが示せたと考えられる。なお本研究の時点では、ホイッピングを起因とした実損傷データが得られなかったため、安全余裕の中に収まる場合でホイッピングの影響と遅延現象の影響との比較をしたが、今後

の損傷データの整備状況に応じて、実損傷に対して同様の解析を行うことで予測精度のさらなる向上が期待できる。

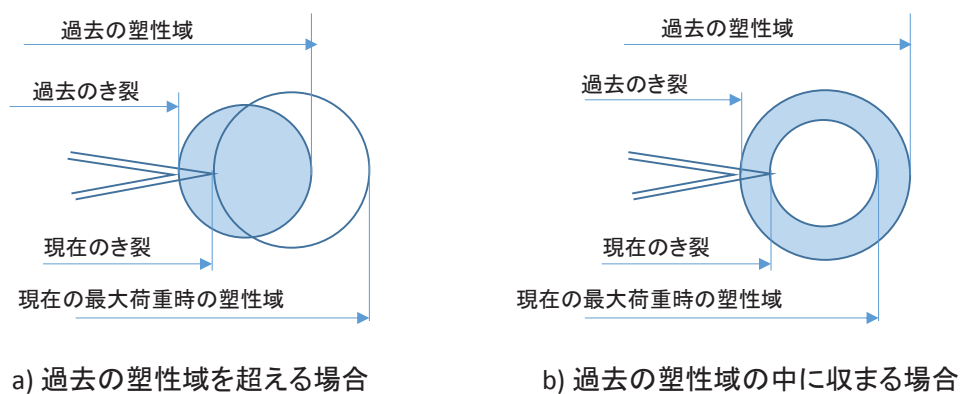


図 3-38 き裂先端における現在の塑性域と過去の塑性域の大小関係による場合分け [20]

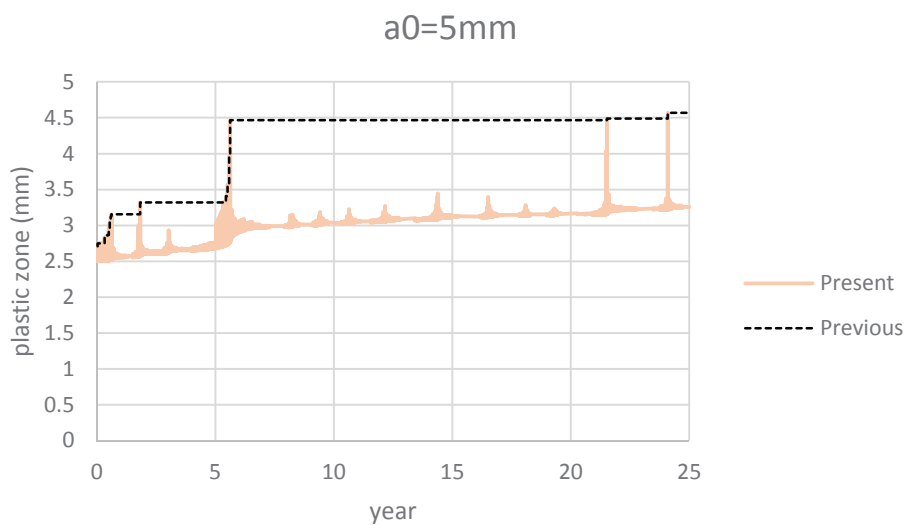


図 3-39 塑性域の成長の時系列 (ID7, RAW,  $a_0=5\text{mm}$ )

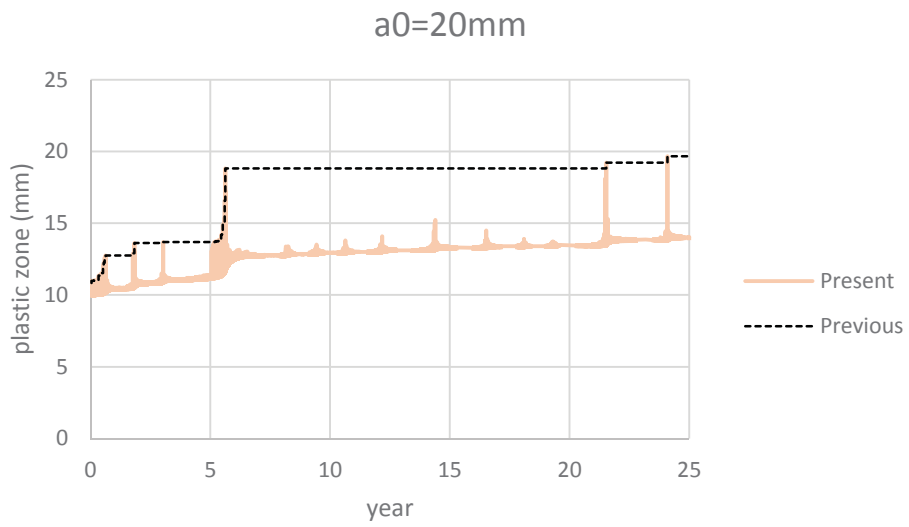


図 3-40 塑性域の成長の時系列 (ID7, RAW,  $a_0=20\text{mm}$ )

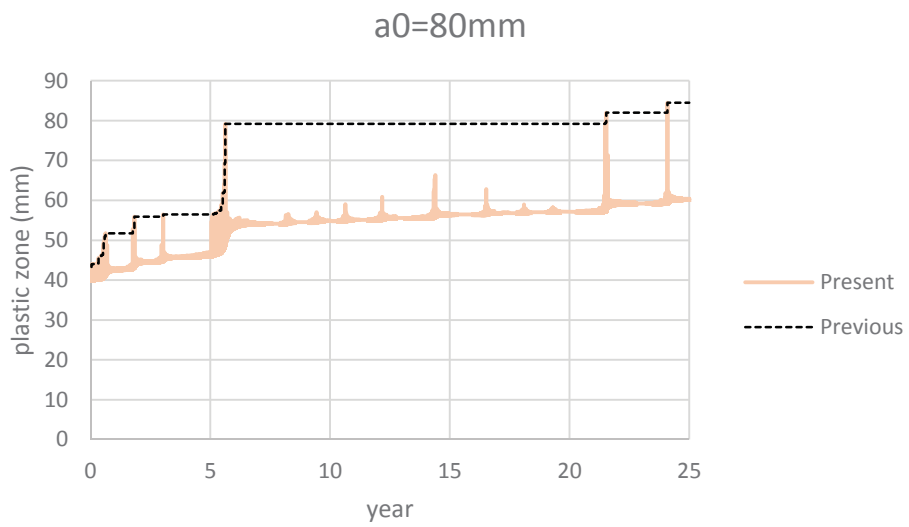


図 3-41 塑性域の成長の時系列 (ID7, RAW,  $a_0=80\text{mm}$ )



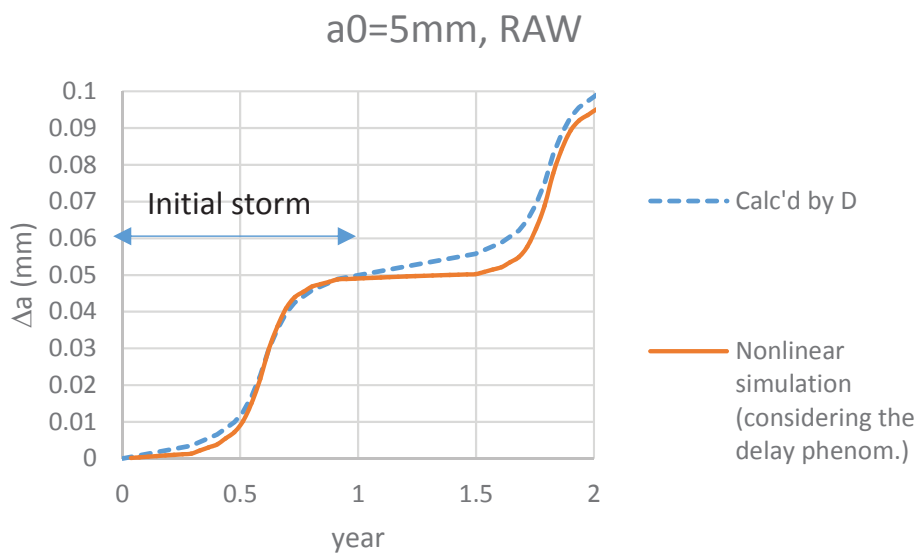
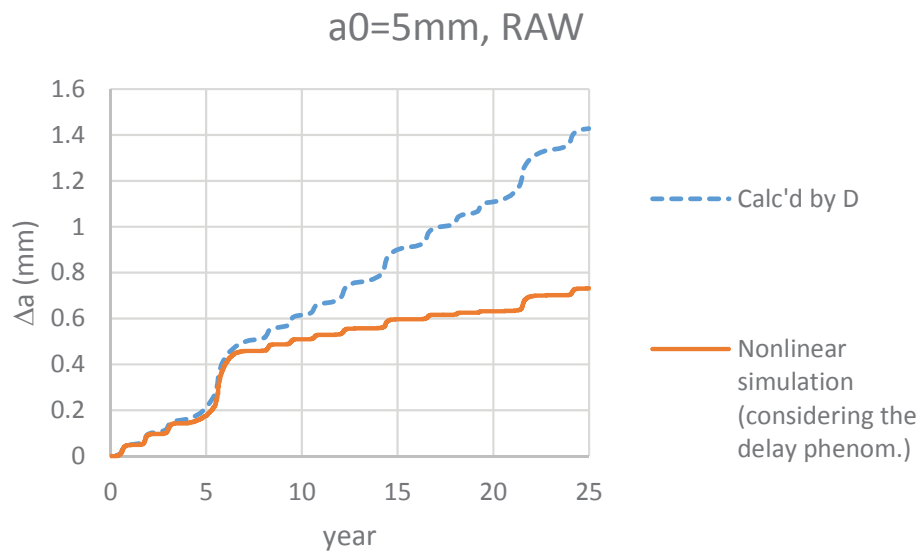


図 3-42 疲労被害度(D)のき裂長( $\Delta a$ )への置き換えによるき裂成長量の比較 ( $a_0=5\text{mm}$ )  
 (上, 25 年間, 下: 最初の嵐の期間の拡大)

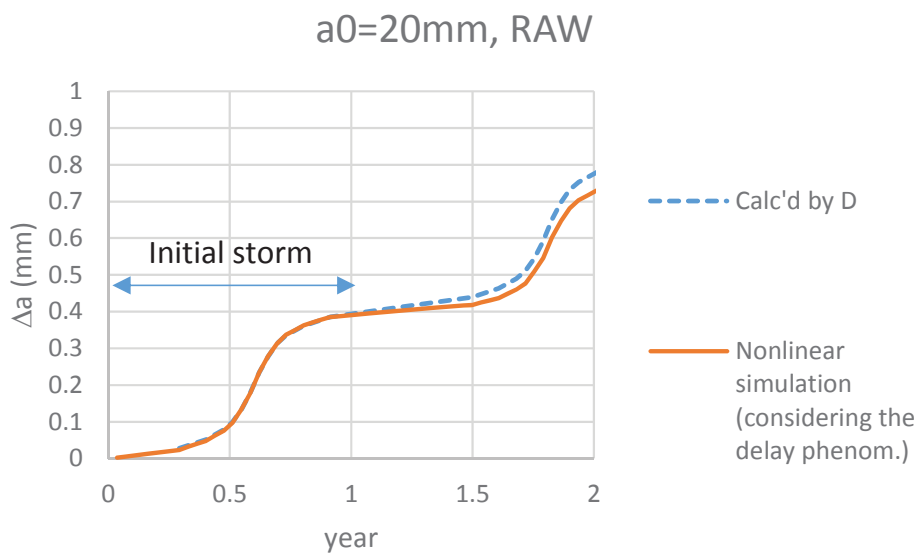
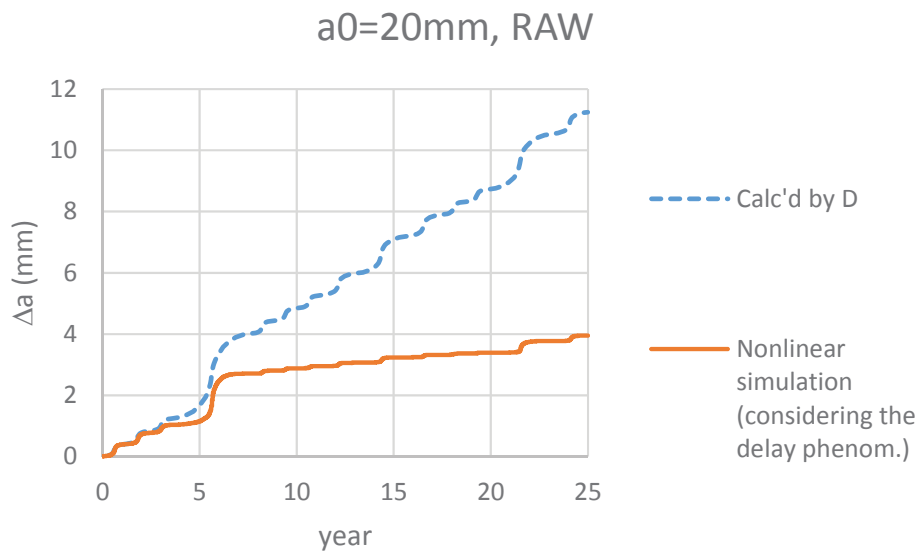


図 3-43 疲労被害度(D)のき裂長( $\Delta a$ )への置き換えによるき裂成長量の比較 ( $a_0=20\text{mm}$ )  
 (上, 25 年間, 下: 最初の嵐の期間の拡大)

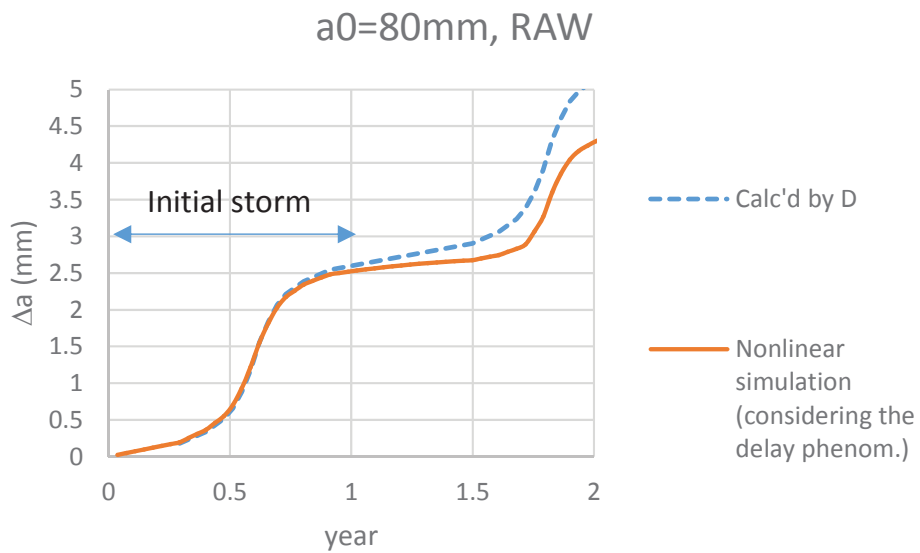
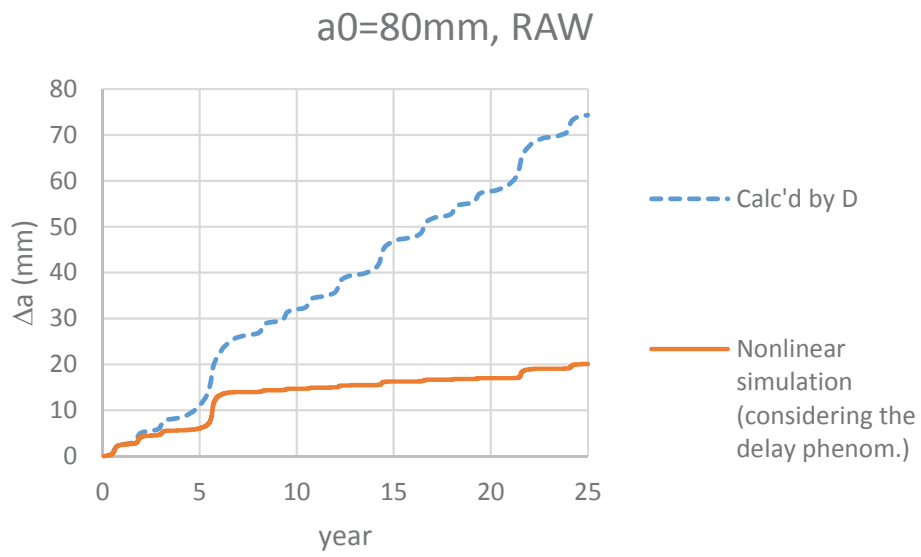


図 3-44 疲労被害度(D)のき裂長( $\Delta a$ )への置き換えによるき裂成長量の比較 ( $a_0=80\text{mm}$ )  
 (上, 25 年間, 下: 最初の嵐の期間の拡大)

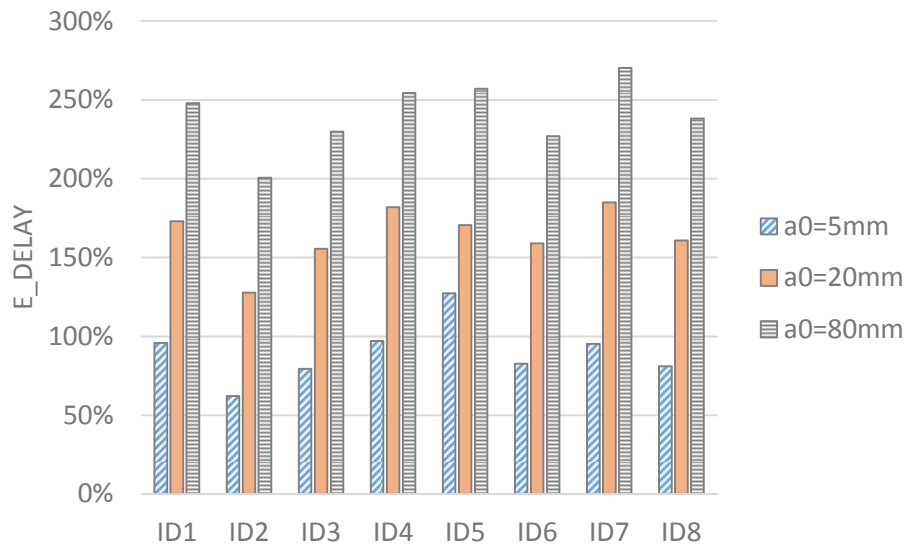


図 3-45 遅延現象の影響

### 3.5 第3章のまとめ

本章では、コンテナ船の甲板部を対象に、ホイッピングの重畳したランダム荷重の時系列波形を作成して、き裂進展の遅延現象を再現した疲労き裂伝播解析を行った。重畳波形を模擬した RAW、ローパスフィルタで処理した波形を模擬した LF、RAW を包絡した ENV の3種類の応力波形による疲労被害の大小関係については、マイナー則も疲労き裂伝播解析も変わることはなく、RAW と LF との比で表わされるホイッピングの影響は、単独の嵐ではマイナー則で 50%、疲労き裂伝播解析で 100%となり、複数の嵐ではマイナー則で 30%、疲労き裂伝播解析で 10～55%となった。また、単独の嵐及び複数の嵐の対象期間に関わらず、ランダム荷重においても包絡波形 (ENV) を用いることでホイッピングの影響を含めた疲労寿命推定が可能であることが分かった。

さらにマイナー則では考慮されない荷重順序に伴う遅延現象を、疲労き裂伝播解析でシミュレーションした結果、単独の嵐では影響は少なかったが、複数の嵐では、遅延現象によって疲労被害が減る量が、ホイッピングによる疲労被害の増加分と同程度以上あり、これによって損傷実態とのギャップがほぼ埋まることが分かった。

本章までの検討で、予測と実態とのギャップはほぼ解消できたと考えられる。さらにギャップを埋める方向に作用すると考えられる操船影響について、第4章で検討を行う。

### 第3章の参考文献

- [1] Fukasawa, T. et al : On the effect of hull-girder vibration upon fatigue strength of a Post-Panamax container ship disaggregated by short-term sea state, PRADS 2013 pp.479-485. , 2013
- [2] 後藤浩二他, 複数周波数成分を有する重畳応力条件下における疲労き裂伝播挙動解析, 日本船舶海洋工学会論文集 第17号 pp.75-81, 2013年6月
- [3] 角洋一他, 小振幅荷重を重畳した繰返し荷重下の疲労き裂伝播について, 日本船舶海洋工学会講演会論文集 第16号 pp.519-522, 2013.5
- [4] 日本海事協会 鋼船規則 CSR-T 編 二重船殻油タンカーのための共通構造規則 付録 C 疲労強度評価, 2006
- [5] 豊貞雅宏, 丹羽敏男, 構造物の疲労寿命予測, 共立出版, 2001年初版発行.
- [6] (一財)日本船舶技術研究協会 大型コンテナ船極厚板研究委員会: 大型コンテナ船の極厚板溶接継手からの脆性破壊発生防止に関する調査研究報告書, 2011
- [7] 北村欧他, 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, 日本船舶海洋工学会講演会論文集第14号 pp.13-16, 2012.5
- [8] 中島清孝他, 厚鋼板のマイクロ組織制御による疲労き裂進展抑制, 溶接学会論文集 第27巻 第1号, pp.13-20, 2009
- [9] 富田康光他: 波浪荷重の統計的性質と疲労強度評価のための波浪荷重のシミュレーション法 (その3), 日本造船学会論文集 第177号 pp.381-390, 1995
- [10] 角洋一, 疲労き裂成長に及ぼすスラミング・ホイッピング応力の影響, 平成24年度日本船舶海洋工学会春季講演会 pp.9-12, 2012
- [11] Th, von Karman : The impact on sea plane floats during landing, NACA TN321, 1929
- [12] Jiao, G., Moan, T. : Probabilistic analysis of fatigue due to Gaussian load processes, Probabilistic Engineering Mechanics, vol.5, pp.76-83, 1990
- [13] W.G. Price and R.E.D. Bishop: Probabilistic Theory of Ship Dynamics, Chapman and Hall Ltd, pp.161., 1974
- [14] Michel K. Ochi, Ships slamming-hydrodynamic impact between waves and ship bottom forward, Symposium on Fluid-Solid Interaction, ASME, pp.223-240., 1967
- [15] IACS Recommendation No.34 Standard wave data, 1992
- [16] 河邊寛他: 船体構造部材の疲労強度評価のための嵐モデルについて, 日本造船学会論文集 第193号 pp.39-47, (2003)
- [17] 船体構造強度評価のための荷重推定手法の高度化に関する研究委員会(SM-P35), 最終報告書 pp.82, 日本船舶海洋工学会, 2014.3
- [18] 河邊寛他: 縦曲げ最終強度から見た船体構造の安全性評価, 関西造船協会論文集, 第243号 pp.97-107, 2002.3

[19] Heffelund, S. et al : Full scale measurement of fatigue and extreme loading including whipping on an 8600TEU post panama container vessel in the Asia to Europe trade, Proceedings of 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE2011), Rotterdam, the Netherlands ,June19-24, 2011.

[20] 丹羽敏男他, き裂開閉口モデルにおけるき裂成長時の塑性収縮係数に関する一考察, 日本造船学会論文集 第 188 号 pp.669-678, 2000.7

## 第4章 構造信頼性解析からみた疲労寿命推定法

今後の機能要求型のルールは、操船影響を含めて総合的に構造強度を評価できるものでなければならない。しかし、船長の意志によって決まるヒューマンファクターの不確実性を設計で担保することは非常に困難である。そこで、この不確実性をルールに反映するため、確率的アプローチを用いることを考えた。すなわち、従来の確定論から確率論へとルールの思想を変えるということである。この確率的アプローチによる手法は既に構造強度の分野では構造信頼性解析法と呼ばれて破損確率に基づいた信頼性評価が行われている。船舶の分野では、この手法は元々、材料や工作の信頼性に対して適切な安全率を決めるのに用いられていたが、近年では荷重の確率に対しても適用されるようになった。例えば、CSRにおいては、縦曲げ最終強度に関する規則で要求される最大縦曲げモーメントはこの手法で決められている。

しかし疲労強度の評価には未だ用いられておらず、機能要求型のルールを実現するには、確率的アプローチによる疲労寿命評価について検討しておく必要がある。疲労強度の評価においても、最終強度と同じように、破損確率を用いてクライテリアを決めることになるであろうが、これは従来規則との整合を図るうえでも有効であると考えられる。すなわち、適切な破損確率を与えることによって、従来の規則算式をベースとした設計によるスキヤントリングと大きく逸脱しない設計が可能になる。ただし、操船影響については今まで考慮されていないため、新たな確率モデルの構築が必要になる。また、ルールに客観性を持たせるには、操船影響に関しても信頼性の高い確率モデルを用いる必要があるが、現状ではこの信頼性が十分得られていないので、このレベルを上げるためにデータ整備を進める必要がある。「付録2」に示したように、GHG 規制や効率的輸送の観点から様々なデータの蓄積が実施されており、これを活用することで、運航形態を考慮した合理的な構造設計が実現に近づくと考えられる。

### 4.1 船舶への構造信頼性解析

不確定な要素を設計で考慮するための解析的手法として構造信頼性解析が利用される。構造信頼性解析は、その信頼度に応じて、3つに分類されている。レベル1はいわゆる安全率、レベル2は信頼性指標、レベル3が破損確率である[1],[2]。強度と荷重が正規分布に従う場合、レベル3の破損確率はレベル2の信頼性指標から求められる。評価手法としては、モンテカルロ・シミュレーション法、一次近似二次モーメント法 (First-Order. Second-Moment Method : FOSM)、FORM (First-Order Reliability Method)、SORM(Second-Order Reliability Method)などがある[1],[2]。

構造信頼性解析は、不確定要因を抽出し、現実に近い構造強度評価を実施することを目的としている。船の設計に関しては、縦曲げ最終強度に対して構造信頼性解析が活用されており、IACS/CSR では、破損確率に基づいて強度及び荷重に対する部分安全係数を設定する部分安全係数法を採用している[3]。部分安全係数法は限界状態設計法とも呼ばれており、複数の変数の不

確定性を別個に扱うために開発された。CSR では不確定要素として、静水中縦曲げモーメント、波浪中縦曲げモーメント及びハルガーダの縦曲げ最終強度の 3 つを変数としており、(4-1)式に示す評価基準算式で部分安全係数が用いられている。

$$\gamma_S M_S + \gamma_W M_W \leq \frac{M_U}{\gamma_R} \quad (4-1)$$

$M_S$  : 静水中曲げモーメント

$\gamma_S$  : 静水中曲げモーメントに対する部分安全係数

$M_W$  : 波浪中曲げモーメント

$\gamma_W$  : 波浪中縦曲げモーメントに対する部分安全係数

$M_U$  : ハルガーダ縦曲げ最終強度

$\gamma_R$  : ハルガーダ縦曲げ最終強度に対する部分安全係数

CSR では、この部分安全係数  $\gamma_S, \gamma_W, \gamma_R$  を構造信頼性解析に基づいて設定した。具体的には、構造信頼性解析で得られた破損確率に対して、目標安全レベルとして許容破損確率を設定して、この許容破損確率以下に収まるように部分安全係数を設定した。許容破損確率は、船が折れないという機能要求をどのレベルで達成するかという指標であり、現状では、 $10^{-3} \sim 10^{-4}$  が妥当であると考えられている。部分安全係数法の導入によって、CSR では荷重と強度の不確定性を考慮したことになっており、荷重に対しては流体力学的解析、強度に対しては縦曲げ最終強度の計算をそれぞれ行い、モデルの不確定性として分散を与えている。一方、荷重の確率に最も影響を及ぼすと考えられる操船影響は CSR では考慮していない。従来規則の適用範囲にある試適用船に対して、非安全側の評価や過大に安全側の評価とならないよう、許容破損確率を設定することで従来規則との整合をとっており、操船影響については明確にせず、依然として規則の安全率の中で担保している。操船影響を考慮できない主な理由は、終局荷重を与える個別海象の設定において、船長判断というヒューマンファクターを考慮する必要があったが、現状の予測技術ではこの要因を扱えなかったことにある。

一方、疲労強度評価に関しては構造信頼性解析が設計規則の策定に活用された例はない。研究例としては安藤ら[4]によって、疲労寿命における信頼性指標及び破損確率が検討されている。彼らの検討は、損傷実績と構造信頼性解析との整合を図ることを主眼としていたために疲労寿命の予測は行っていない。検討の結果、疲労寿命には荷重分布が強く影響するためデータ整備が必要と結論づけた。しかし、荷重分布を正確に得るために操船影響を考慮したデータ整備は行われていない。

このように操船影響は推定困難な課題として位置づけられてきたが、構造信頼性解析の観点



からみれば、確率分布のデータさえ整備されていれば、個々の操船判断や自然減速・変針等を把握していなくても、海象の分布とみなして操船影響を表現することが可能である。また、データ整備がされていない現状においても、確率分布を仮定することで、一定の見解を得ることはできると考えられる。特に構造設計の立場からは、安全余裕の観点で操船影響がどの程度寄与するのかを大まかにでも把握しておきたいという要望が強いので、本章では、その一例として、速度分布、波向き分布、嵐への遭遇分布を与えて構造信頼性解析からみた疲労寿命推定を行った。

## 4.2 構造信頼性解析の要領

船速( $V$ )、波との出会い角(波向き： $\chi$ )、遭遇する嵐のランクを変数としてモンテカルロ・シミュレーションにより構造信頼性解析を実施し、疲労寿命の信頼性評価を行った。なお、ここでの疲労寿命推定は計算時間の関係でマイナー則のみで実施した。また、前述のように確率分布を与えるだけの実航海データが蓄積されていないので、船速、波向きについては、一様分布、嵐については第3章で示した北大西洋を想定した嵐ランクの確率分布を用いた。

### 4.2.1 解析システム

構造信頼性解析を行うため、新たに構造信頼解析のシステムを構築した。システムのフローを図4-1に示す。疲労寿命は疲労被害度  $D$  で推定し、モンテカルロ・シミュレーションにより信頼性指標( $\beta$ )を求める。本論では、疲労被害度  $D$  で検討を行うが、システムとしてはき裂成長量  $\Delta a$  に基づく信頼性評価も可能であるので、図4-1のフローに加えている。入力データとして必要な応力 RAO は、「付録3」に示す荷重構造一貫解析で求める。荷重構造一貫解析は、線形ストリップ法と全船 FE 解析で構築されており、対象とした縦強度部材だけでなく、他の局部強度部材についても、信頼性評価を行うことは可能である。マイナー則での評価であれば、荷重順序は考慮されないため、必ずしも図3-29のような嵐荷重を使う必要はないが、将来的に疲労き裂伝播解析による疲労寿命との比較検証を行うことも視野に入れ、嵐荷重に含まれる短期海象を遭遇海象として使用した。解析の流れは、まず嵐に含まれる短期海象( $H, T$ )の分布を求め、操船状態( $\chi, V$ )に応じた短期海象毎の疲労被害度  $D_s(H, T, \chi, V)$  を計算し、嵐モデルに含まれる全ての短期海象で  $D_s$  を累積して、長期の疲労被害度  $D$  を求めた。

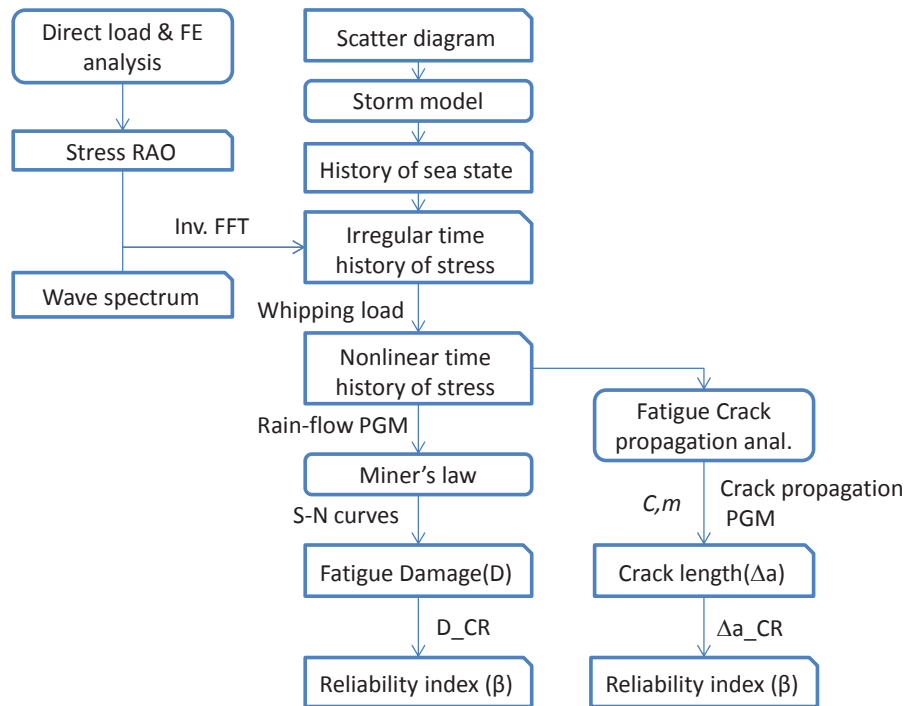


図 4-1 構築した疲労強度信頼性評価システム

#### 4.2.2 波向きと遭遇する嵐ランクを変数とした解析

まず始めに船速を一定とし、遭遇する嵐ランクの頻度及び波向きを変数として嵐モデルで 25 年分（82 回の嵐）の嵐荷重を作成し、蓄積される疲労被害度  $D$  の分布を求めた。それを用いて信頼性解析を行った。嵐ランクは表 3-5 の確率に従った。波向きは一様確率分布に従い、短期海象毎に乱数を与え変化させた。波向き  $\chi$  と遭遇する短期海象の有義波高は、何らかの相関があると考えられるが、現状で信頼性のある確率モデルが存在していないため、この相関は考慮していない。計算に際しては、波向きが変わることによる、出合波数の変化、及び船体と波との相対速度に伴うホイッピングの発生確率・スラミング応力（スラミングによって生じるホイッピングの初期応力振幅）の低下が考慮される。

500 とおりの荷重履歴で疲労寿命を計算し頻度分布を求めた。結果を図 4-2 に示す。この結果では RAW 及び ENV と比べて LF の分散は少ない。RAW と LF の中央値の差は約 20% となっている。第 3 章の図 3-31 の解析結果よりも差が小さくなっているのは、本章で実施する信頼性解析では向波以外の波向きを考慮したため、ホイッピングの発生確率が下がったためと考えられる。

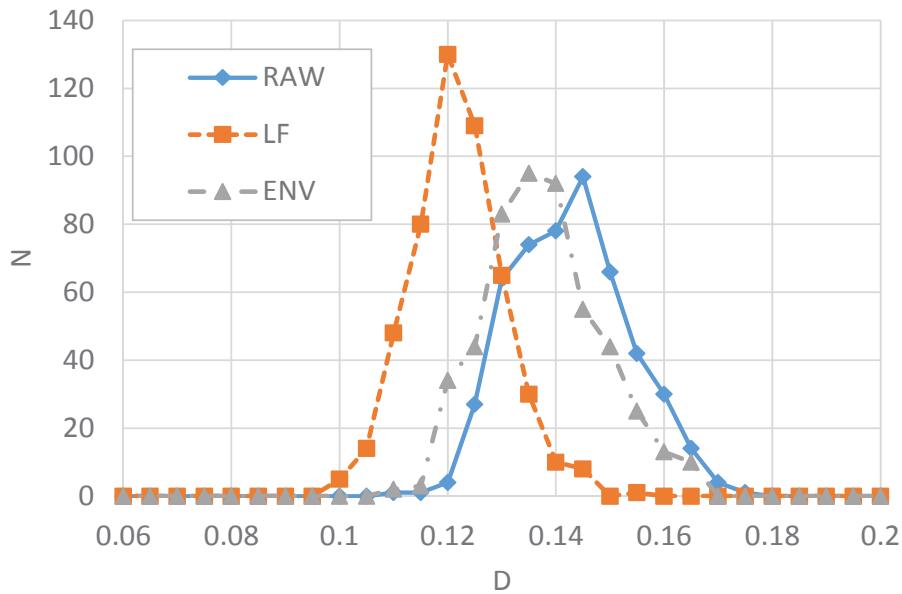


図 4-2 波向きと遭遇する嵐ランクを変数とした場合の 25 年後の疲労被害度の確率密度

#### 4.2.3 船速及び波向きと遭遇する嵐ランクを変数とした解析

有義波高の高い極限海象下では自然減速や意識的減速により船速が低下すると考えられる。ここでは、船速を  $0, 1/4V_s, 1/2V_s, 3/4V_s$  ( $V_s$ : 航海速力) の 4 とおりに分け、一様な確率を与えて疲労被害度  $D$  の分布を調べた。荷重構造一貫解析で求めた船速における応力 RAO を図 4-3~4-6 に示す。これらの図では、横軸は波周波数  $\omega$ (rad/s)、縦軸は応力振幅を波振幅(h)で正規化している。船速が増すにつれて応力が大きくなるのが分かる。この応力の違いが疲労寿命に現れる。一方、極限海象で良く採られる 5knot 程度の操船状態は、 $0$  と  $1/4V_s$  の間に入るが、この間で応力の差はそれほどないことが分かる。なお、実運航では、波高が低い場合には船速低下は起こらないので、本論では船速低下が起こる海象を限定するための閾値を設けた。具体的には有義波高が 8m を超える海象で船速低下が発生すると考え、前述の確率分布を与え、それを下回る海象では  $V=3/4V_s$  で一定とした。また、波向きと船速についても、相関はあると考えられるがここでは無相関として扱った。疲労被害度の確率密度は RAW, LF, ENV について求めた。結果を図 4-7~図 4-9 に示す。本章では、荒天に遭遇したときの船速低下としてやや控えめな設定を行ったが、疲労被害度が 30%程度低下する結果となった。一方、LF については、船速低下の影響が RAW や ENV ほどは生じていない。これは、減速にともなって、船速と相関の強い船首部の相対速度が減るために、ホイッピングの発生確率が減り、その影響を RAW, ENV は受けるが、LF は受けられないためと考えられる。

### 0% of Service speed

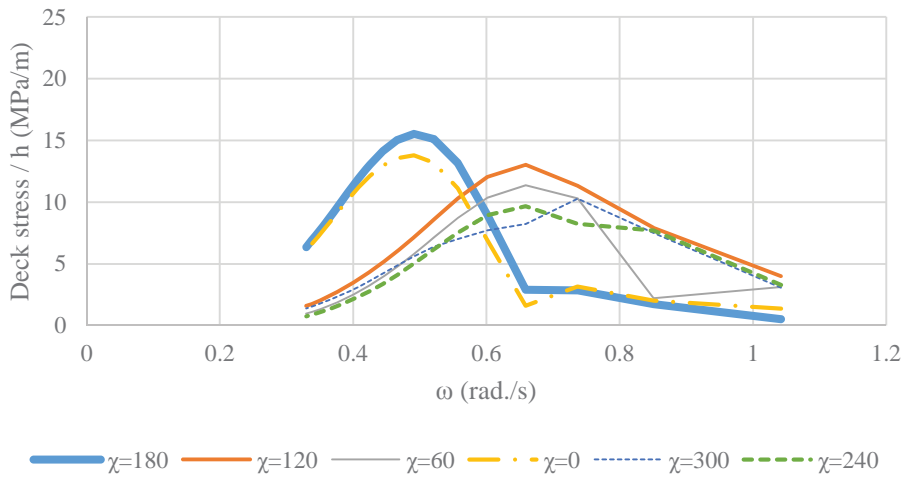


図 4-3 信頼性解析に使用した応力 RAO (船速ゼロ)

### 25% of Service speed

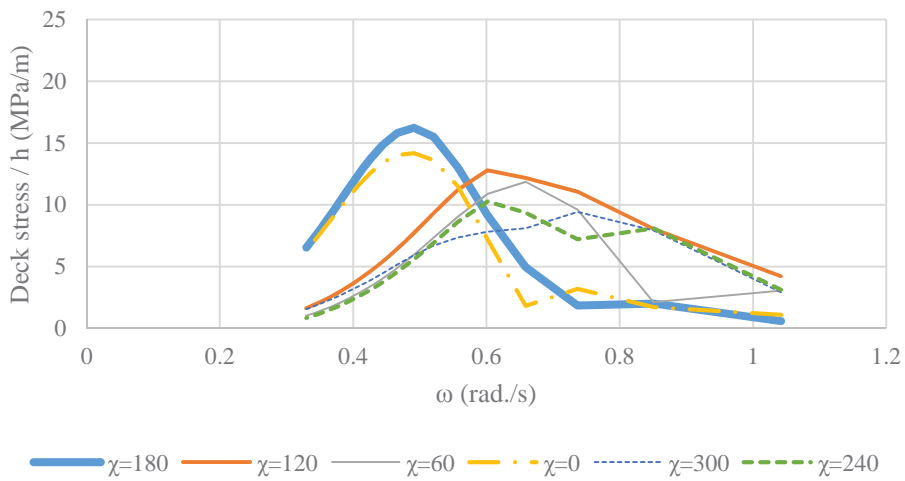


図 4-4 信頼性解析に使用した応力 RAO (航海速力の 1/4)

### 50% of Service speed

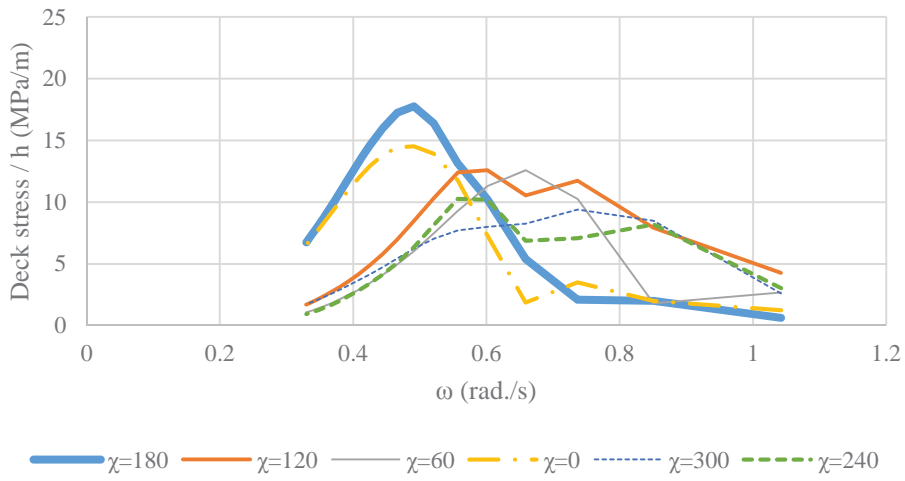


図 4-5 信頼性解析に使用した応力 RAO (航海速力の 1/2)

### 75% of Service speed

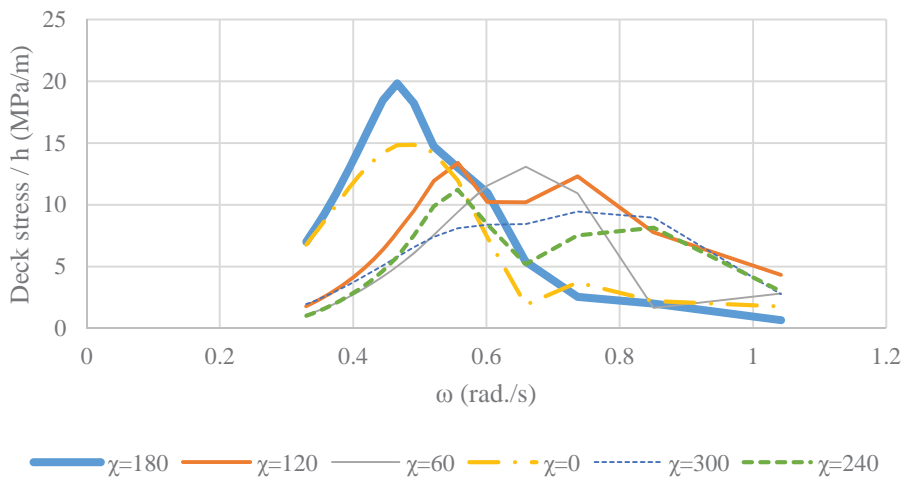


図 4-6 信頼性解析に使用した応力 RAO (航海速力の 3/4)

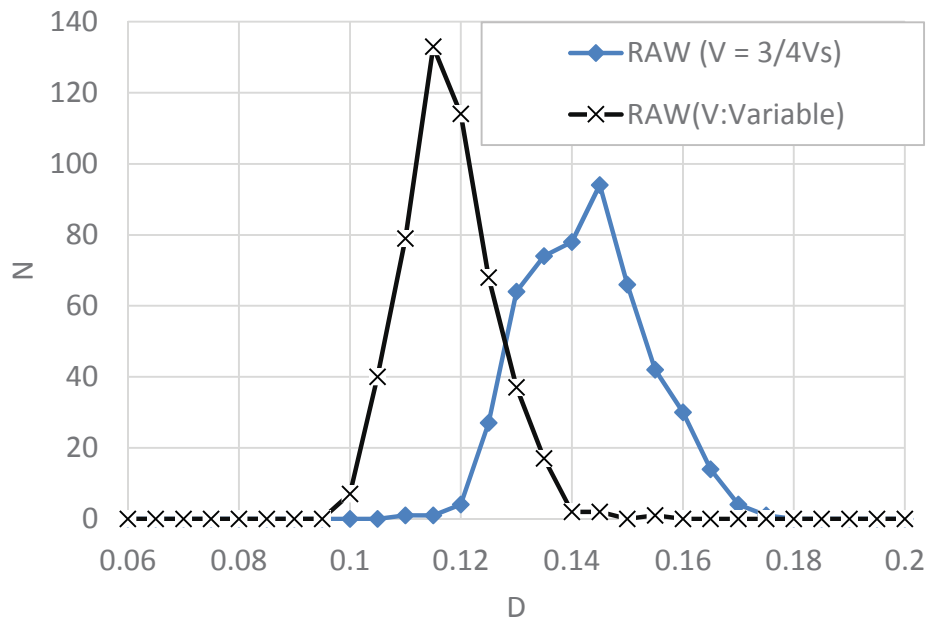


図 4-7 船速を変数に加えた場合の 25 年後の疲労被害度の確率密度 (RAW)

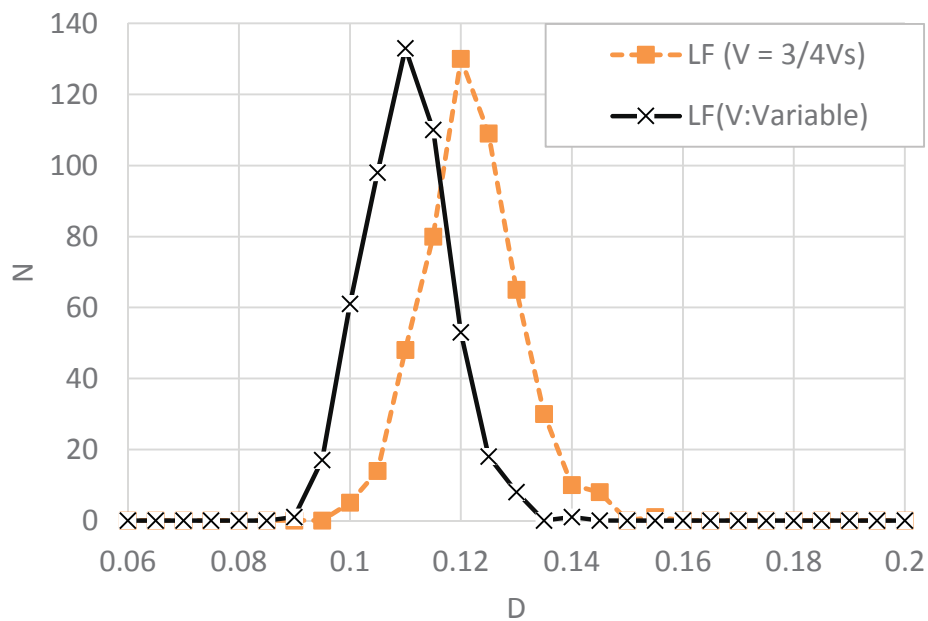


図 4-8 船速を変数に加えた場合の 25 年後の疲労被害度の確率密度 (LF)

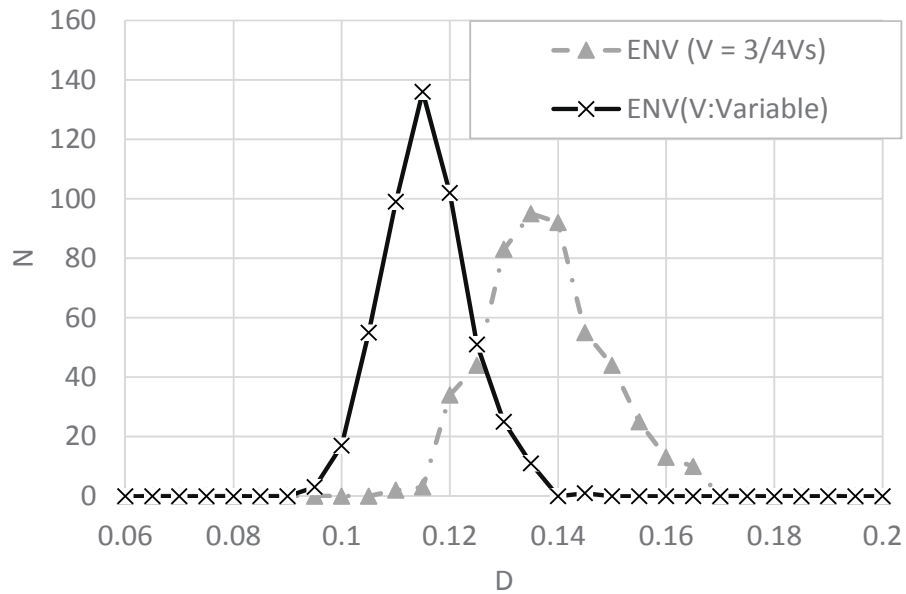


図 4-9 船速を変数に加えた場合の 25 年後の疲労被害度の確率密度 (ENV)

#### 4.2.4 信頼性指標及び破損確率

図 4-2 及び 図 4-7～図 4-9 に示した疲労被害度  $D$  から、(4-2)式に従って[4]、船齢 25 年における信頼性指標  $\beta$  を求めた。

$$\beta = \frac{\mu Z}{\sigma Z} \quad (4-2)$$

$$Z = -\ln\left(\frac{D}{D_{CR}}\right)$$

$\mu Z$  :  $Z$  の平均

$\sigma Z$  :  $Z$  の標準偏差

$D_{CR}$  : 限界破損状態

強度と荷重の確率分布が正規分布の場合、破損確率  $P_f$  は(4-3)式で表される。

$$P_f \cong \Phi(-\beta) \quad (4-3)$$

$$\Phi(x) = \int_{-\infty}^x \frac{1}{\sqrt{2}} \exp\left(-\frac{x^2}{2}\right) dx$$

計算した結果を表 4-1 に示す。ここでは限界破損状態を  $D_{CR}=0.2$  としたが、限界破損状態の値

を変えても RAW, LF, ENV 及び船速を変数とした場合の大小関係は変わらない。この例では、ホイッピングの無い LF で、一定船速( $V=3/4V_s$ )の場合は信頼性指標が $\beta=7.37$  に対して、ホイッピングがある RAW 又は ENV で、船速低下を考慮(Variable)した場合、 $\beta=8.01$ ,  $\beta=8.34$  と信頼性指標が大きくなっている。すなわち、ホイッピングで増えた破損確率が船速低下に伴う荷重低下で相殺されるという結果が得られた。ただし、ここで示したのは、船速、波向きの確率分布を一樣と仮定した場合の値なので、今後は、実航海データを基にして荒天避航の伴う嵐への遭遇確率の変化や、荒天下でのコース取りや変針を考慮した検討を実施する必要がある。

表 4-1 25 年後の疲労被害度の信頼性指標 ( $\beta$ ) 及び破損確率( $P_f$ ). ( $D_{CR}=0.2$ )

	$V$	$\beta$	$P_f$
RAW	$3/4V_s$	4.70	1.29E-06
	Variable	8.01	< E-16
LF	$3/4V_s$	7.37	8.69E-14
	Variable	9.16	< E-16
ENV	$3/4V_s$	5.02	2.62E-07
	Variable	8.34	< E-16

#### 4.3 第 4 章のまとめ

船速と波向きに関しては一樣確率分布という仮定の下に実施した解析であるが、安全余裕の観点で重要な信頼性指標について操船影響を評価できた。その結果、ホイッピングの重畳によって増加する疲労被害度が操船影響によって相殺される可能性が示された。

第 3 章の結論と総合すると、実損傷例と解析結果の乖離はほぼ説明できるのではないかと考えられる。ただし、さらに操船影響による安全性余裕の評価精度を高めるためには、実航海データを収集し精度を向上させることが必要である。

#### 第 4 章の参考文献

- [1] 星出, 石井, 構造物の信頼性設計法, 鹿島出版, 1986 年第 1 刷発行
- [2] DNV Classification notes No.30.6 Structural reliability analysis of marine structures, 1992
- [3] 日本海事協会誌 No.276 (臨時特集号) pp.3-10, 2006
- [4] 安藤清他, 船体構造信頼性の評価事例に関する一考察, 日本造船学会論文集 第 166 号 pp.325-334 (1989)



## 第5章 結論

安全性や環境適合性に関する要求の高まりから、船舶や海洋構造物の設計における基準や規則の要求範囲は大きく広がりつつある。また、従来の経験則に基づく仕様要求から機能要求へ移行しつつある。この背景として、船舶や海洋構造物の機能の定量評価技術の進展がある。しかし、疲労強度の評価技術については様々な課題が残っており、機能要求に応じた船体構造設計のための疲労寿命推定法の確立が望まれている。

本論では、まず第1章において現状の船体構造の安全性を担っている船級協会の規則について整理し、IMO/GBSにより規則がどのように変わったのかを整理した。またその中で、現状の解析技術で機能要求型に応じた設計を行うと、損傷実績に基づいてできている現行の設計との整合性が得られないことや疲労強度評価に関しては、GBSは現実の船の使用状況を反映していないために、過大な要求となるという現状を示した。

第2章では実船応力計測データを解析することで、実船が有する強度上の安全余裕を示し、現状の設計で用いられる解析的手法の荷重構造一貫解析の結果と比較することで、予測と実態との間のギャップについて考察した。その結果、安全余裕を大きく左右するファクターとして以下の3つについて定量評価を行う必要性を示した。一つはホイッピングの影響で、これは実船応力をそのまま(RAW)で解析した疲労寿命と、ローパスフィルタで処理した波形(LF)で解析した疲労寿命との差として現れ、実船データから疲労寿命が約半分に低下する(安全余裕が減る)結果となった。一つは、き裂進展の遅延現象の影響である。現在の設計で用いられているマイナー則ではこの影響が考慮できず、遅延現象はホイッピングとは逆に寿命を延ばす(安全余裕が増える)方向に作用すると考えられる。もう一つは、遭遇波浪や船速による操船影響である。実船データの解析結果から、この影響は寿命を延ばす(安全余裕が増える)方向に作用している可能性が高いことを示した。

第3章ではコンテナ船の甲板部を対象に、ホイッピングの重畳したランダム荷重の時系列波形を作成して、き裂進展の遅延現象を再現した疲労き裂伝播解析を行った。重畳波形を模擬したRAW、ローパスフィルタで処理した波形を模擬したLF、RAWを包絡したENVの3種類の応力波形による疲労被害の大小関係については、マイナー則も疲労き裂伝播解析も変わることはなく、RAWとLFとの比で表わされるホイッピングの影響は、単独の嵐ではマイナー則で50%、疲労き裂伝播解析で100%となり、複数の嵐ではマイナー則で30%、疲労き裂伝播解析で10~55%となった。また、単独の嵐及び複数の嵐の対象期間に関わらず、ランダム荷重においても包絡波形(ENV)を用いることでホイッピングの影響を含めた疲労寿命推定が可能であることを示した。さらにマイナー則では考慮されない荷重順序に伴う遅延現象を、疲労き裂伝播解析でシミュレーションした結果、単独の嵐では影響は少なかったが、複数の嵐では、遅延現象によって疲労被害が減る量が、ホイッピングによる疲労被害の増加分と同程度以上あり、これによって損傷

実態とのギャップがほぼ埋まることを示した。

第 4 章では船速と波向きに関しては一様確率分布という仮定の下に実施した解析であるが、安全余裕の観点で重要な信頼性指標について操船影響を評価できた。その結果、ホイッピングの重畳によって増加する疲労被害度が操船影響によって相殺される可能性を示した。

以上の成果により機能要求に応じた船体構造設計のための疲労寿命推定法の基礎が固められた。今後、これを進展させ推定法として確立するためには、例えば、ホットスポット部の過大な応力の負荷状況を加味した評価法の構築がある。また、本論では貫通き裂を仮定して評価を行ったが、実際に溶接止端部に起こるき裂形状を想定した表面き裂での評価や、多軸応力を受けた場合のき裂伝播解析手法の整備など、破壊力学的な観点からの研究成果にも目を向ける必要がある。また、操船影響については確率的手法の精度を上げるために、確率分布を求めるための実船データを整備する必要がある。これは、現在新しい試みとして成果を挙げつつある実船モニタリングシステムから得られる大量のデータをビックデータ解析の手法などを応用して整備することが考えられる。

一方、機能要求型のルールにこの手法を活用するためには以下のような方法が考えられる。例えば、疲労寿命に関して GBS に記載されている機能要件は以下のとおりであり、評価法は定められていない。

“Fatigue life: The design fatigue life shall not be less than the ship's design life and shall be based on the environmental conditions in functional requirement”

したがって、現状では GBS の定める北大西洋 25 年の環境条件下で疲労寿命が担保できるならどのような最新技術を用いても良いと解釈できる。第 3 章の検討では、疲労き裂伝播解析の技術を用いることで、き裂進展の遅延現象を考慮した合理的な疲労寿命予測が可能になることを示した。そこで、GBS の疲労寿命の要件に、「物理現象に則した評価法で疲労寿命を推定すること」と条件を加えることによって、より合理的なルールにできると考えられる。しかし、疲労き裂進展は縦曲げ最終強度と異なり、限界状態が明確でないことから、許容破損確率が決まらないという問題がある。そのため本論では、航海初期の遅延現象が起きていない期間での疲労被害度とき裂成長量との関係を利用して、船の生涯の遅延現象を定量的に評価した。このようなアプローチの実績を重ねることで、疲労被害度とき裂成長量との関係が明確にすれば、現状の設計で用いられている疲労被害度  $D=1$  に相当するき裂長さを同定できると期待される。これを限界状態として許容破損確率を決定することが考えられる。ただし、第 1 章で示したように、機能要件型のルールは実績船との整合性が重要になるため、実績船との整合を図りつつ慎重に許容破損確率を決める必要がある。

本論では解析的手法を推奨する論調で書き進めたが、実際の船舶構造設計は損傷実績の解析を積み重ねることで進歩した。その結果、今や長さが 400m を超える巨大船を実現するに至った。したがって、コンピュータでの解析だけでは決して得ることのできない設計者の経験が集約さ

れている。この先、航海データ等が蓄積・整備されることによって、船舶構造設計における解析的手法の重みは増すと予想されるが、解析技術に偏重して経済性を追求しすぎると、ときに重大事に繋がる危険性があることを忘れてはならない。過去の経験を軽視せず、解析的手法を複合的かつ効果的に利用することによって、未来の大型船・新形式船、海洋構造物の信頼性をさらに高めることが大切である。

## 謝辞

本研究の遂行にあたり、指導教官の高木健先生に、研究全般を通じて丁寧かつ熱心なご指導を賜りました。深甚なる謝意を表します。

本論文の審査にあたり、海洋技術環境学専攻の尾崎雅彦先生、鈴木英之先生、システム創成学専攻の栗飯原周二先生、人工物工学研究センターの鈴木克幸先生には、有益なご助言を賜りました。深く感謝を申し上げます。

国立研究開発法人 海上技術安全研究所の構造安全評価系長の有馬俊朗様、基準開発グループ長の小川剛孝様には、IMO/GBS の策定経緯、今後の動向についてご助言を賜りました。構造基盤技術系 保守管理技術研究グループ長の丹羽敏男様には、疲労き裂伝播解析プログラムについてご指導・ご助言を賜りました。研究統括主幹の戸澤秀様、同じく研究統括主幹の田中義照様には、構造強度評価及び構造設計全般についてご指導を賜りました。構造安全評価系構造解析研究グループ研究員の高見朋希様には、実船データの解析に協力していただきました。謹んで感謝の意を表します。また、ご協力・ご支援をいただきながら、ここにお名前を記すことのできなかつた構造安全評価系・構造基盤技術系の同僚ならびに関係者の皆様に、心より感謝を申し上げます。

最後に、本研究の遂行に当たって、海洋技術政策学分野の研究室（高木研究室）の皆様には、ミーティングでの議論の他、博士課程での学業遂行や生活面でサポートしていただきました。どうもありがとうございました。

なお、この研究の一部は、文部科学省科学研究費補助金（基盤(C), 課題 No.24560995）を受けて実施されました。ここに記して感謝の意を表します。

# 付 録



## 付録1 船の寿命と経済性

近年の世界的な輸送量の増大や燃料費の高騰，IMO/GBS による安全規制強化，環境適合の観点からの GHG 規制や騒音規制，さらにはシップリサイクル，バラスト水管理条約等，船舶を取り巻く環境は大きく変化しつつある．図 A1-1 にこれらの機能要求を纏めて示す．

これらに代表される機能要求の中で最も重要で，かつ他の機能要件との関連が深い機能要求は，船の設計寿命である．この設計寿命の間におけるリスクを最小に抑えることが設計者のタスクとなる．ここでいうリスクには，事故損傷の防止にかかる安全性のリスクだけでなく，CO<sub>2</sub>の排出にかかる環境適合性や，船価や運賃にかかる経済性のリスクが含まれる．生涯のリスクの最小化は，船が設計で想定した寿命の間，早期の廃船を迎えることなく使用されることに相当する．ここでは，複数の機能要求に応じた船体構造設計の確立に向け，その前提条件となる船の寿命について経済面から検討を行い，GBS の掲げる目標寿命達成のために必要となる課題を整理した．

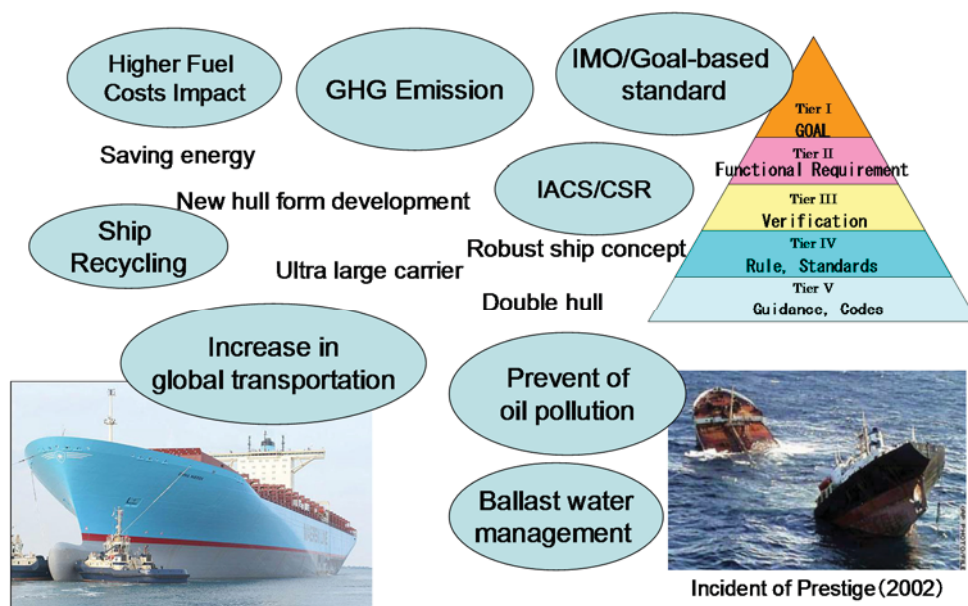


図 A1-1 船舶設計を取り巻く環境

### A1.1 船の寿命にかかるファクター

GBS に規定される船舶の設計寿命について調査検討を行った．船舶の寿命は，町田ら[1]によって以下のとおり分類されている．町田らが示したファクターを図 A1-2 に示す．

- ・物理寿命・・・構造疲労及び腐食による安全性喪失に帰する寿命
- ・機能寿命・・・荷主との契約切れや，ダブルハル化等 の新規則導入に帰する寿命
- ・経済寿命・・・修繕費の増大や稼働率の低下による採算悪化に帰する寿命

このうち機能寿命に関しては定量的に扱うことが困難であるため、物理要件と経済性とのバランスに関し、設計寿命の妥当性を確認するとともに、新船建造時の投資と生涯コストを検討した。

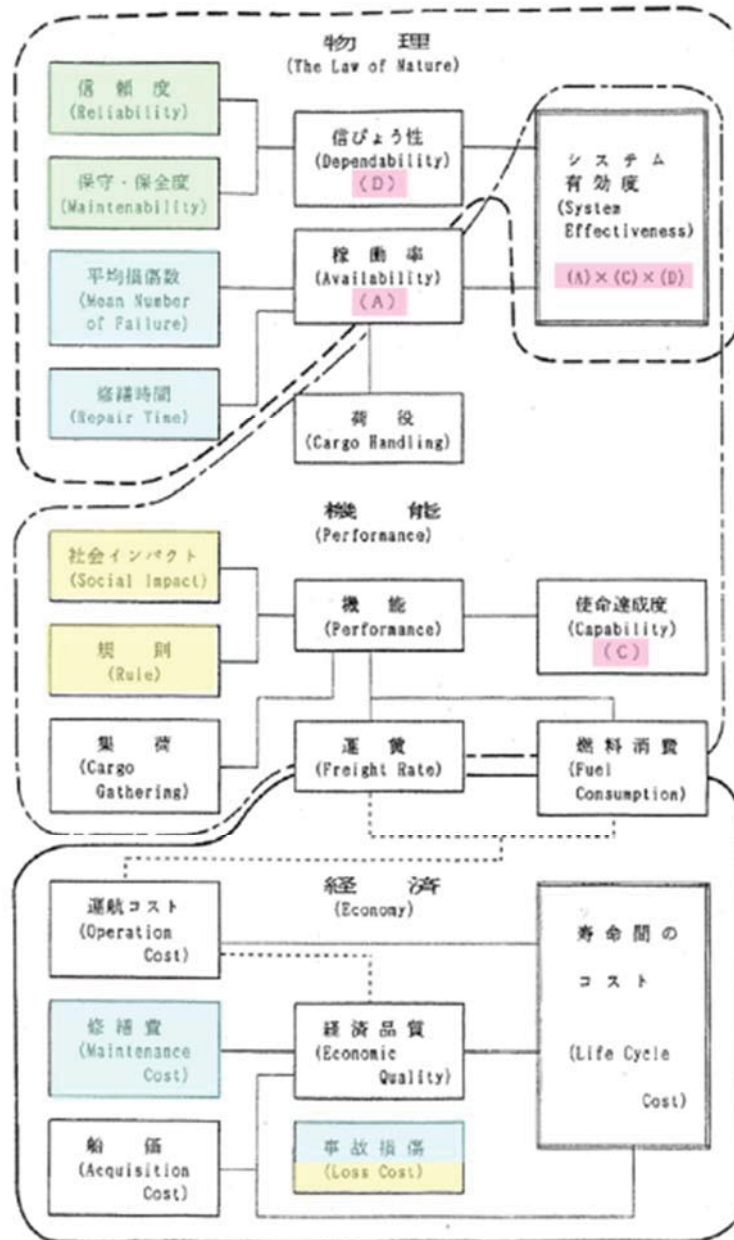


図 A1-2 町田らによって整理された寿命のファクター[1]

## A1.2 設計寿命に関する検討

北太平洋横断航路のポストパナマックス型コンテナ船(6500TEU)を対象に、船舶の経済性の観



点から、生涯リスクを評価した。支出にかかる経費の割合を図 A1-3 に示す。割合は文献[2]を参考にした。

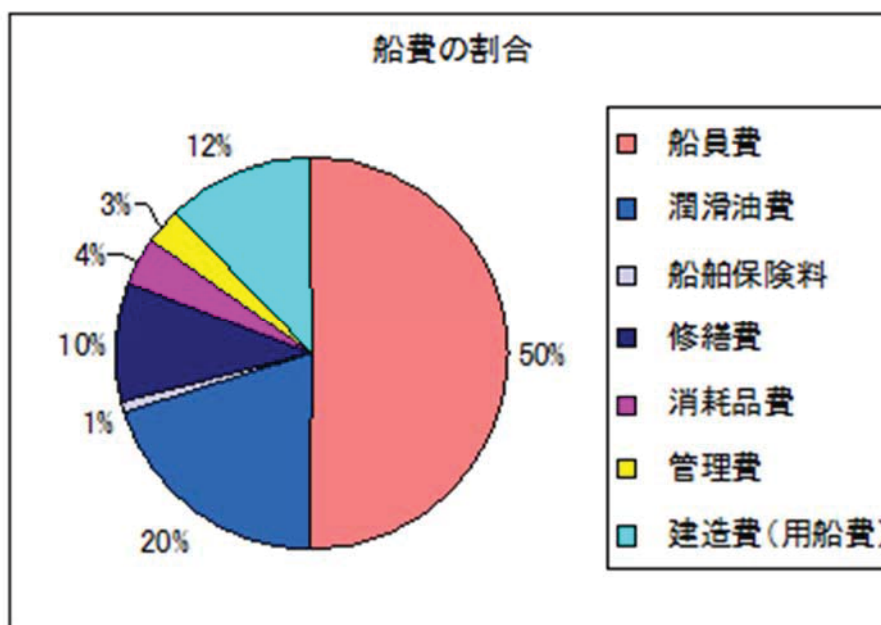
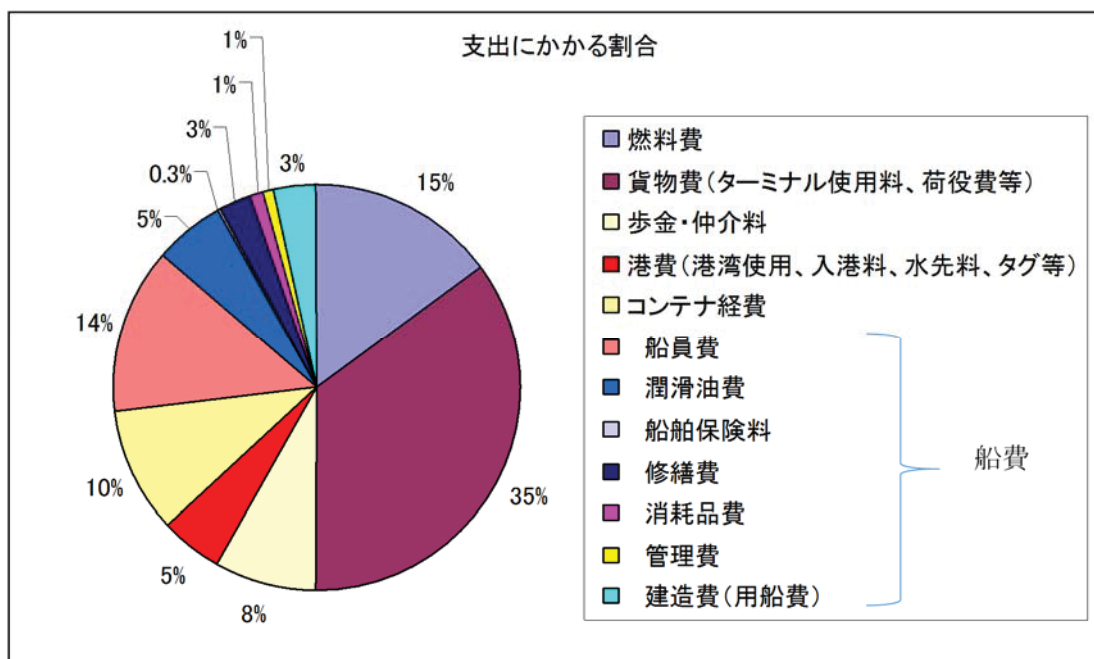


図 A1-3 コンテナ船の生涯における支出の割合. [2]

### A1.2.1 支出額と収入額の算定

検討に使用した収支のデータを表 A1-1 に示す。日本ー北米航路に従事するポストパナマックス船を対象とした。

船の維持管理費（船費）が変化しない場合、収支の経年変化は図 A1-4 の直線になる。このと

き、総支出額については、燃料価格を¥50,000/ton として、輸送量[3]からこれにかかる燃料費を求め、図 A1-3 の支出の割合[2]から逆算することにより求めた。収入額は、建造船価を 100 億円、減価償却期間を船舶法の定める 15 年として、建造の投資分を減価償却期間かけて回収すると仮定した。

表 A1-1 寿命の検討に用いた船の収支にかかる基本データ

設計寿命(仮定)	25		year
航路(仮定)	北米		
距離(片道)	10000		km
対象船のサイズ	6,500		TEU
建造船価		10,000,000,000	円
燃料価格(C重油)		50,000	円/ton
鋼材価格		50,000	円/ton
エンジン	12RTA96C		
航海速力	25.0		knot
荷役を除いた実質就航日数	9.0		日/片道
就航率	0.700		
航海日数(荷役含む)	13		日/片道
年間	14.2		往復/年
燃費	0.180		ton/km
片道あたり燃料消費	1800		ton
燃料費		90,000,000	円/片道
年間燃料費		2,555,204,400	円/年
生涯燃料費		63,880,110,000	
コストにかかる割合			
燃料費	15.0%	63,880,110,000	
貨物費(ターミナル使用料、荷役費等)	35.0%	149,053,590,000	
歩金・仲介料	8.0%	34,069,392,000	
港費(港湾使用、入港料、水先料、タグ等)	5.0%	21,293,370,000	
コンテナ経費	10.0%	42,586,740,000	
船費	27.0%	114,984,198,000	
25年間の支出	100.0%	425,867,400,000	
年間コスト(単純平均)		17,034,696,000	
船費にかかる割合			
船員費	13.5%	57,492,099,000	
潤滑油費	5.4%	22,996,839,600	
船舶保険料	0.3%	1,149,841,980	
修繕費	2.7%	11,498,419,800	
消耗品費	1.1%	4,599,367,920	
管理費	0.8%	3,449,525,940	
建造費(用船費)	3.2%	13,798,103,760	
	27.0%	114,984,198,000	
減価償却期間	15		
年間利益(=建造船価/償却期間)		666,666,667	
生涯利益		16,666,666,667	
生涯収入		442,534,066,667	

#### A1.2.2 修繕費の経年変化に伴う収支バランス

図 A1-3 に示す船費のうちの修繕費が経年的に変化するとして、支出の経年変化を求めた。修

繕費の経年変化率は、笹島ら[4]が示した修理工事のデータ及び損傷件数のデータ[5]を参考に、切片(船齢0年)の傾きがゼロの2次曲線と仮定した。笹島らによると、船齢10年を過ぎたあたりから損傷は急に増えていくとされている。竣工時は修繕費がかからないとして初期の支出を減じて、15年で船価の分を回収するとして2次曲線を引くと、支出の経年変化は図A1-4に示す曲線になる。ここで、25年間における利益(収入-支出)は、修繕費が一定の場合も経年変化する場合も同じと仮定した。その結果、船齢24年で支出が収入を上回り、この船齢が廃船齢に近いと判定でき、現行の船舶に対してGBSの機能要件である設計寿命25年は概ね妥当であると言える。

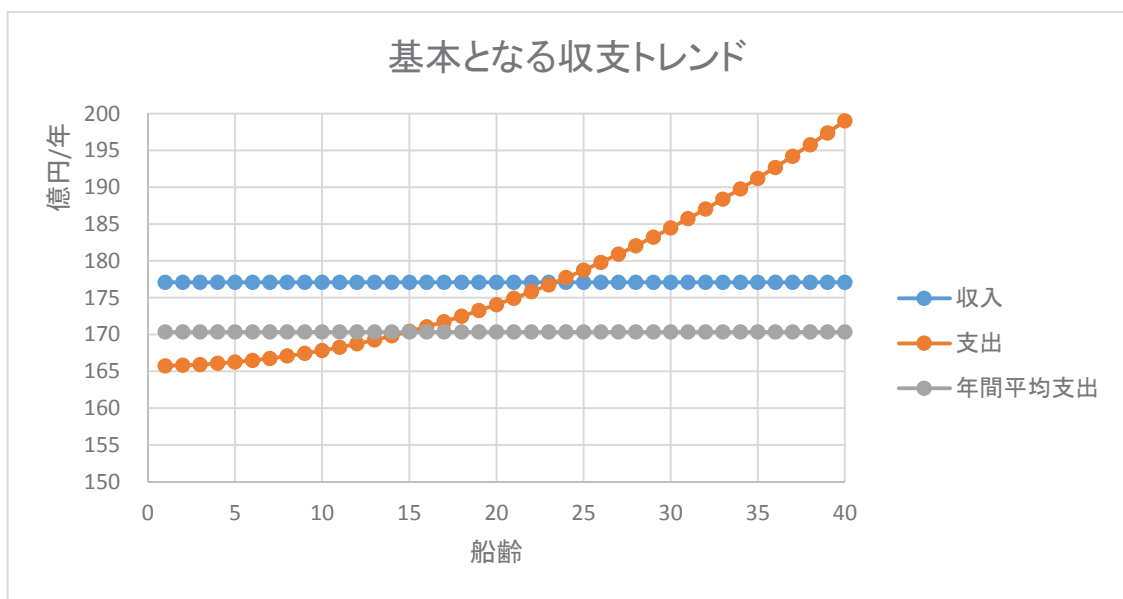


図 A1-4 コンテナ船の収支バランス

### A1.3 修繕費と経済寿命との関係

図 A1-2 の支出の割合から修繕費を変動させて収支の経年変化を作成した。図 A1-5 に結果を示す。図 A1-5 から修繕費と経済寿命の関係を求めた。結果を図 A1-6 に示す。修繕費を 0.6 倍から 1.6 倍まで変動させたところ、経済寿命は 18 年から 30 年に変動した。修繕費の見積りが船の寿命を満足する上で重要となることが分かった。

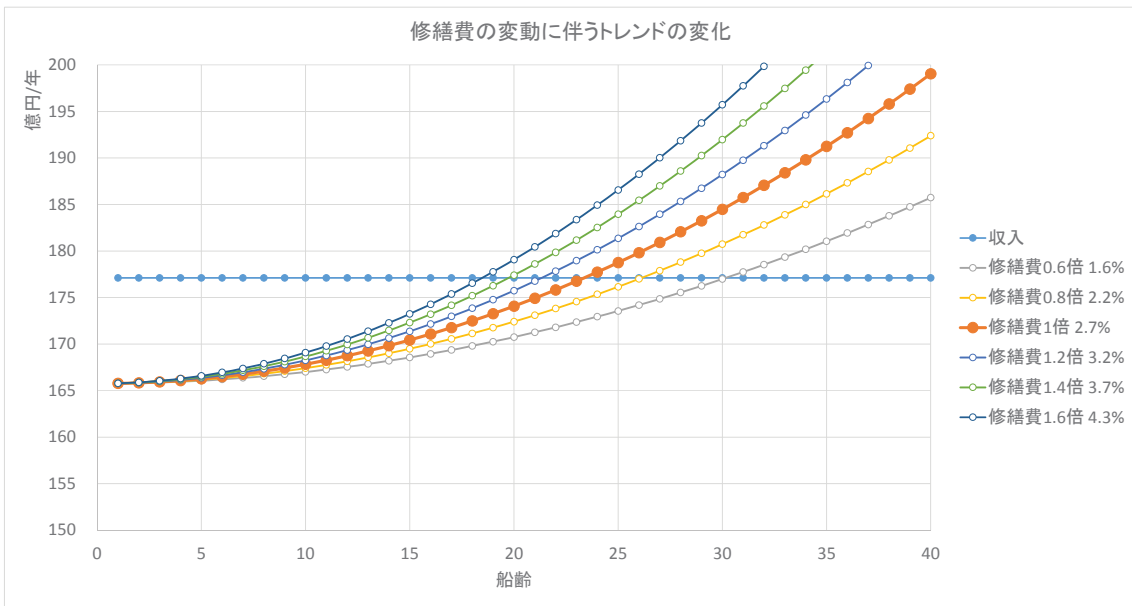


図 A1-5 修繕費の変動に伴う収支バランスの変化

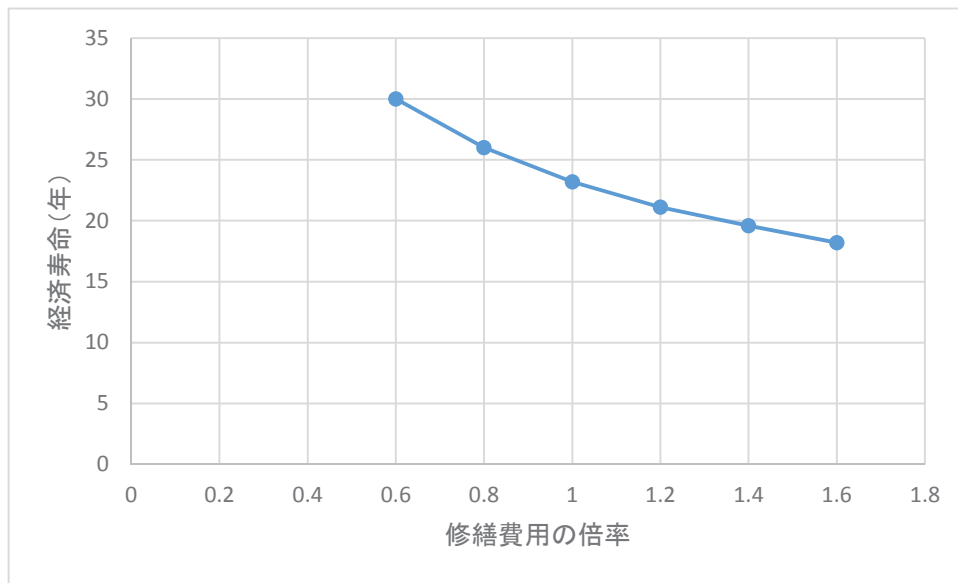


図 A1-6 修繕費と経済寿命の関係

#### A1.4 修繕費を考慮した経済寿命の検討

前節までの検討で、修繕費と経済寿命との相関が強いことが分かったこの節では、修繕費との相関が強いと考えられる船の初期板厚と修繕費との関係を損傷発生頻度の観点から整理した。

##### A1.4.1 板厚を増加した場合の修繕費の低減

建造時に初期投資をして現状よりも板厚を増加させた場合の修繕の低減率を計算した。修繕は、腐食衰耗と疲労損傷と座屈を対象とした。腐食衰耗については、一定速度で腐食した場合、

板厚が増えることで、衰耗限度（切替限度）の板厚を下回る確率が減ることを考慮した。25年後の板厚の衰耗量の分布は、元厚の10%を平均衰耗量として指数分布を仮定した。また、鋼板の切替限度は元厚の80%とした。腐食衰耗による板厚分布と切替の関係を図A1-7に示す。疲労損傷については、板厚が増えることで局部構造への応力が低下することで疲労被害度が減ることを考慮した。板厚と応力が比例関係にあるとして、マイナー則に従い応力の4乗で疲労被害度が増えると仮定した。25年間に疲労被害度 $D$ が1を下回る場合は修繕が発生するとして、現在の設計板厚では10%の部材が25年後に $D < 1$ となると仮定した。疲労被害度 $D$ の分布を図A1-8に示す。座屈に関しては、板厚と応力が比例関係にあるとして、オイラーの式に従って応力の2乗に比例して座屈による損傷が増えると仮定した。現状における腐食・疲労・座屈の損傷の比率は、0.47:0.47:0.06とした[5]。以上を仮定して、板厚増加に伴う損傷の低減率を求めた。まず、図A1-9に板厚を増加したときの損傷モードの割合の変化を示す。疲労損傷に最も増厚の効果が出ており、疲労損傷が板厚の影響を最も受けやすい損傷モードであることが分かる。各損傷モードの低減率を合計して損傷モード全体の低減率を求めた。結果を図A1-10に示す。図A1-10からは、例えば5%の板厚増加で約35%修繕費を減らせることが分かり、この修繕費の低下によって、図A1-5からは経済寿命が約5年伸びることが分かる。

25年後の板厚の分布

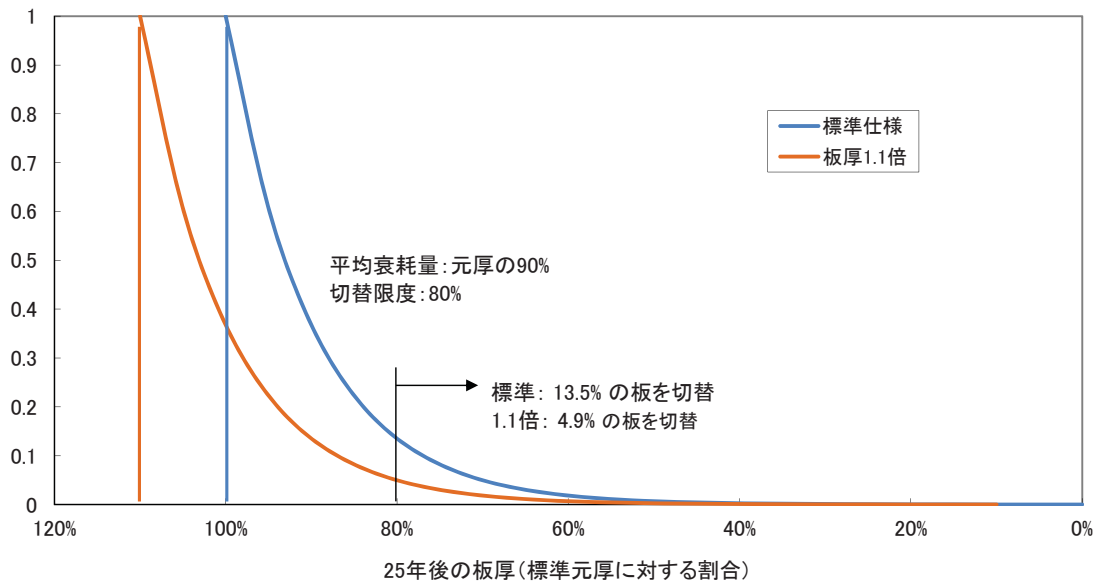


図 A1-7 25 年後の（想定）板厚の頻度分布

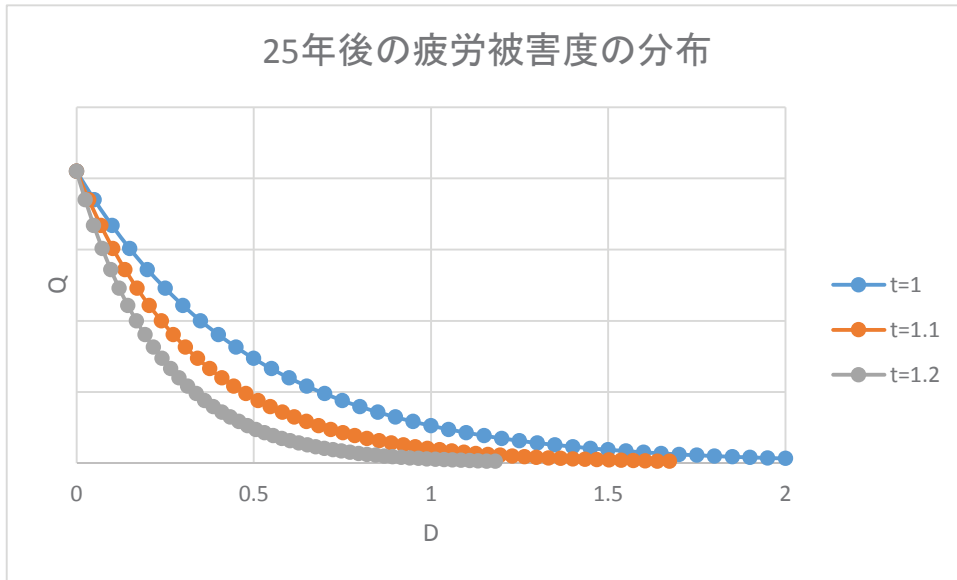


図 A1-8 25年度の（想定）疲労被害の分布

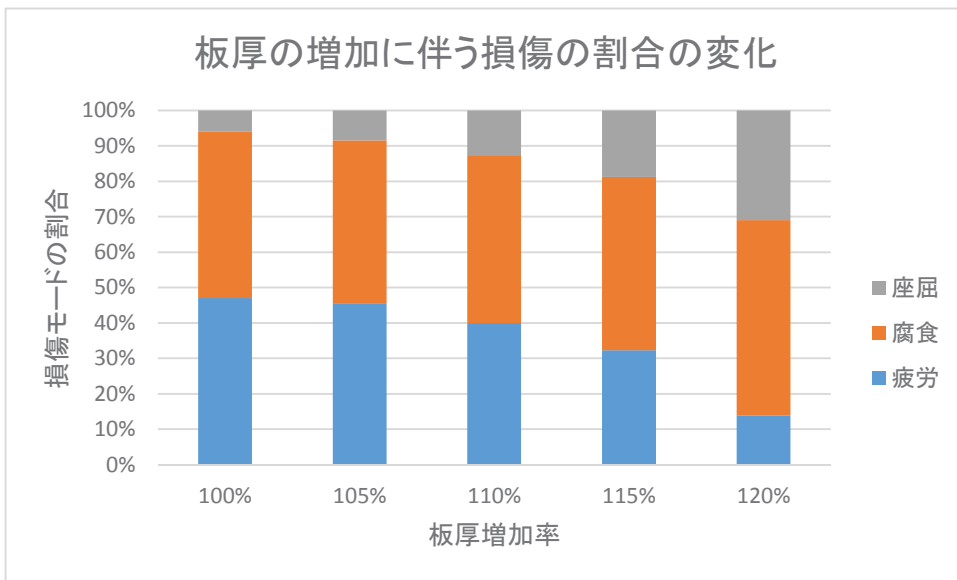


図 A1-9 板厚増加に伴う各損傷モードの損傷低減率

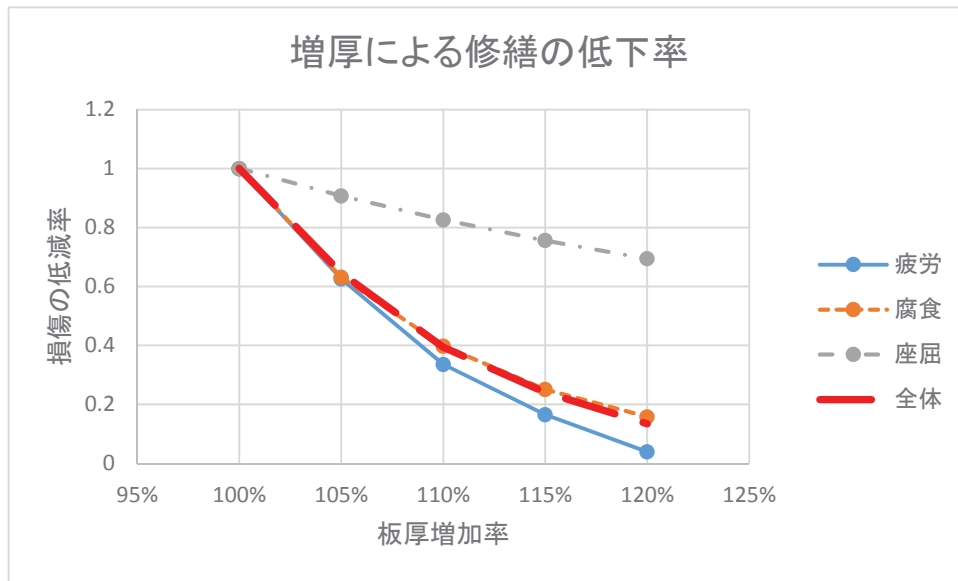


図 A1-10 修繕費と板厚増加との関係

#### A1.4.2 板厚増加と経済寿命の関係

板厚増加と修繕費，修繕費と経済寿命との関係から，板厚増加と経済寿命との関係に整理し直した。結果を図 A1-11 に示す。板厚を 20% 増すことによって修繕費を介して求めた経済寿命は約 2 倍になると計算された。

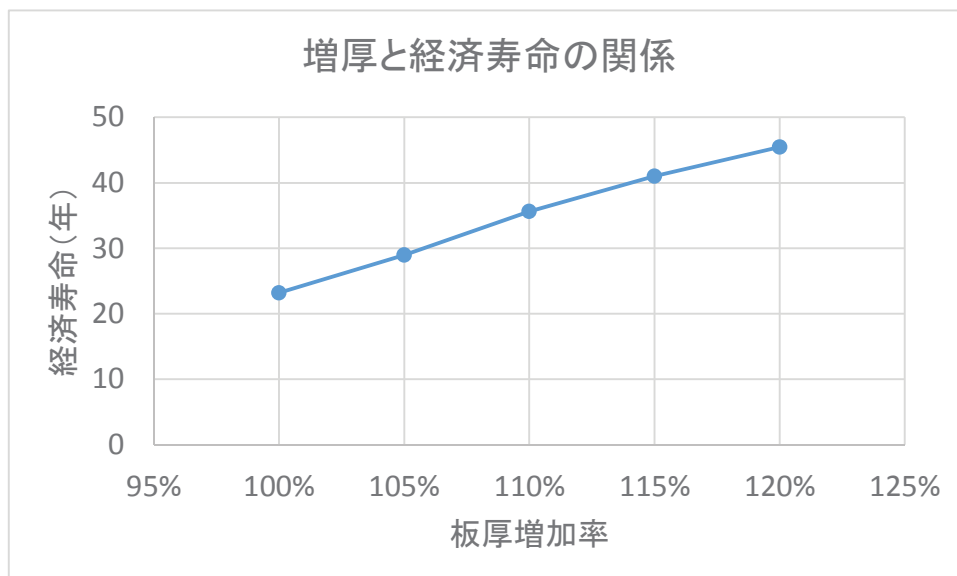


図 A1-11 板厚と経済寿命の関係

## A1.5 経済性に関わるファクターを踏まえた検討

前節までの検討によって、修繕費の観点から、板厚増加によって経済寿命が伸びることが変わった。しかし板厚増加は船の建造コストや輸送コストにも関わるため、町田ら[1]が示した経済寿命のファクターのうち修繕費だけでなく船価や輸送コストも同時に見る必要がある。ここでは、まず輸送コストに関して検討を行い、さらに船体の整備費や燃料費の観点から経済寿命を検討した。

### A1.5.1 板厚増加に伴う積載量低下を考慮した経済寿命

構造寸法増を想定して経済寿命を検討した。25年間における腐食衰耗、疲労き裂、座屈に伴う修繕数は、前節と同様の仮定を用いた。板厚増加に伴う経済価格、載貨重量、修繕の低下率を図A1-12に示す。この結果に基づき、収支の時系列を作成した。結果を図A1-13に示す。

寸法（板厚）を増した分の応力低下及び腐食予備厚の増加を考慮して、損傷数の低下を求め修繕費を減じるとともに、寸法増による積載量の低下に伴う減収を考慮した。板厚増加に伴う建造価格の上げ幅は、表A1-2に示す建造費に占める割合のうち鋼材費(Steel)及び工作(Fabrication)にかかるとして算出した。

板厚増に伴う積載量低下を考えない場合、1割の板厚増による建造コストは約5億円[4]の上乗せで、これに対し、損傷低減による修繕費用の低下は約56億円、差し引き約51億円の増収となる。しかしながら、1割の板厚増による積載量の低下分（約2.5%）を考慮すると、生涯収入は約109億円の減収で差し引き約58億円の赤字となる。さらに輸送量の低下により、CO2排出も増える。寸法1割増の場合は船齢25年で支出が収入を上回り、GBSの設計寿命を踏襲できると考えられるが、寸法を2割増した場合は、船齢20年で支出が収入を上回り、経済寿命の観点からは設計寿命を満足できないことを示した。

表 A1-2 建造費に占める費用の割合[4]

Steel	20.00%
Main engine	10.00%
Others	30.00%
Fabrication	30.00%
Design	4.00%
Structural design	1.00%
Charge	5.00%
建造価格	



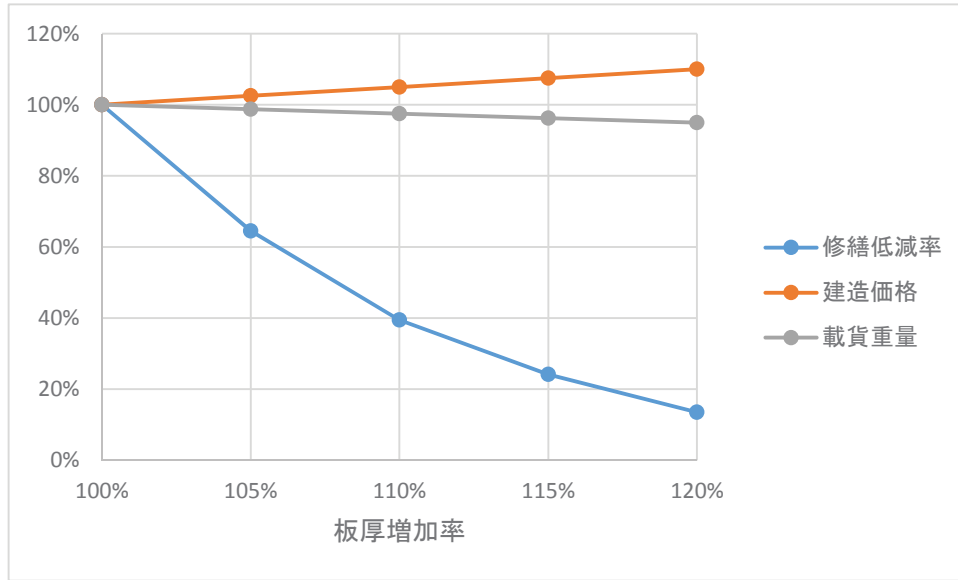


図 A1-12 板厚増加に伴う経済価格，載貨重量，修繕の低下率

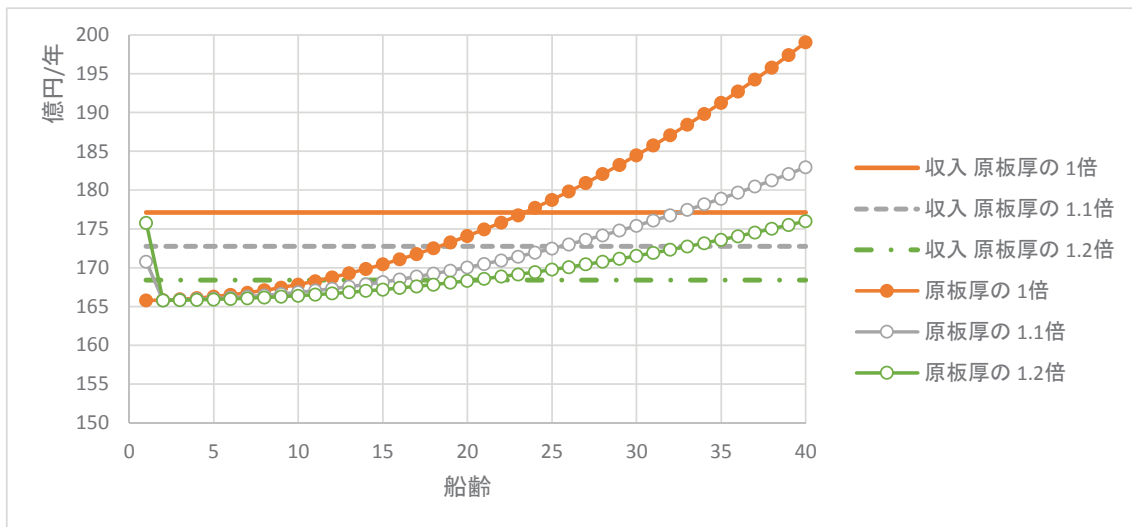


図 A1-13 板厚増加と輸送量を考慮した収支バランス

### A1.5.2 船底汚損等に伴う燃費低下を考慮した経済寿命

船底の汚損等によって燃費が経年的に低下した場合を想定して検討等を行い，経済寿命への影響を確かめた。船底の汚損等に伴う燃費の低下率 $\Delta$ FOCは，図 A1-14 を参考にして，

$$\Delta\text{FOC} = 0.013 \times \text{AGE}(\text{year}) \quad (\text{A1-1})$$

とした。結果を図 A1-15 に示す。船底のメンテナンスによって，経済寿命が最大で約 5 年短くなる結果が得られた。

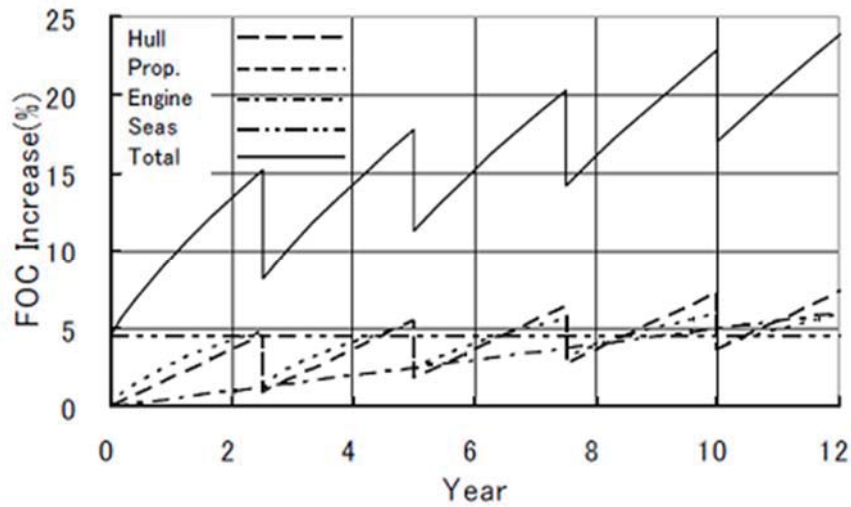


図 A1-14 船底の汚損等に伴う燃費の低下 [6]

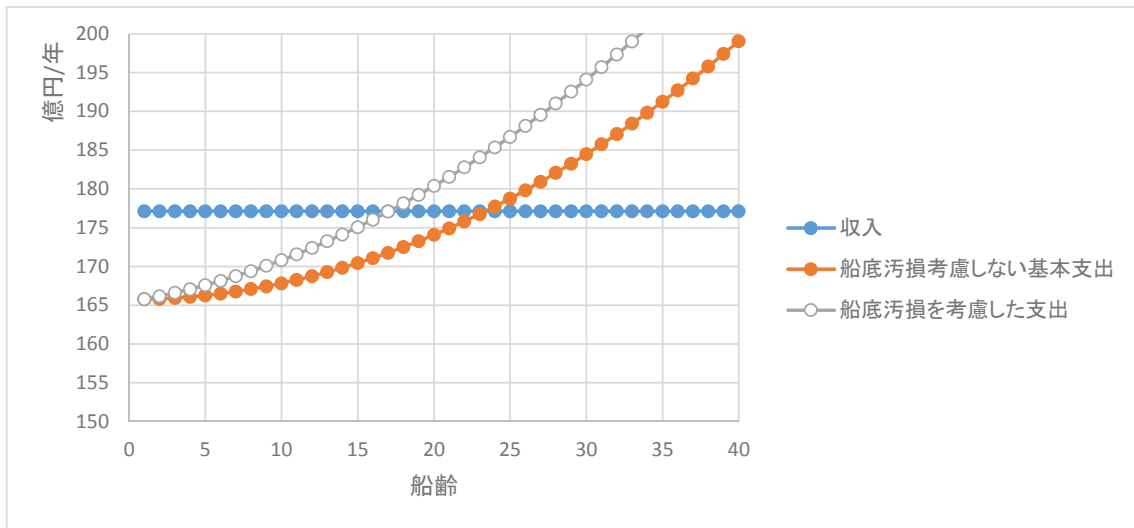


図 A1-15 船底の汚損等に伴う燃費低下に伴う経済寿命の変化

### 1.5.3 燃料費の変動に伴う寿命の検討

船の竣工後、燃料価格が徐々に高くなり、25年後に1.5倍及び2倍になったと仮定して、経済寿命を評価した。結果を図 A1-16 に示す。運賃固定の場合は、採算が取れなくなることが分かる。25年の寿命を満足するには、例えば運賃上昇率が1.5倍の場合、25年後の年間支出は約191億円に対して、元の燃料費での年間支出が179億円であることから、25年後の運賃収入を約12億円（約7%）上乗せして見込む必要がある。

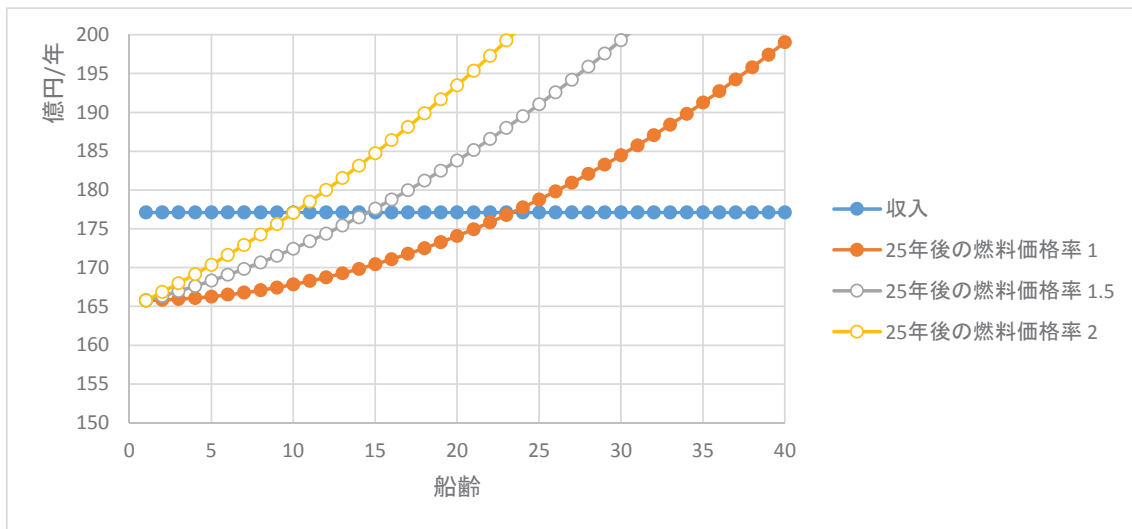


図 A1-16 燃料費の変動に伴う経済寿命の変化

#### A1.6 付録1のまとめ

経済性の観点から、船の寿命について検討した。ポストパナマックスコンテナ船を対象に、修繕費用を変数として経済寿命の評価を行い、GBSの機能要件である25年の耐用寿命が経済性から見て妥当であることが分かった。また、修繕費と経済寿命及び設計板厚との関係を示し、構造設計においては、疲労損傷の件数を抑えることが、修繕費の低減及び経済寿命の確保の上で、最も効果的であることが分かった。

また、輸送費用等の観点からも経済寿命の検討を行い、板厚増加の効果を確認した。これによって、板厚の増加が必ずしも寿命の増加には繋がらないことが分かった。今後、ここで示した手法がルール策定において経済寿命を検討する際の参考になると考えられる。

#### 付録1の参考文献

- [1] 町田進他：船舶の寿命に関する基礎考察，日本造船学会論文集，168号 pp.605-707, (1990)
- [2] 森隆行（商船三井）「定期船の運航と採算」KANRIN, vol5 pp.1-9, (2006)
- [3] 松田和也：海の10モード指標計算プログラムに基づく低燃費船舶の考察，卒業論文，東京大学（2010）
- [4] 笹島洋，船体のライフサイクルコストに関する一考察，構造シンポジウム（損傷に学ぶ），pp.52-60, 2001
- [5] 船のメンテナンス技術（改訂版），成山堂（67ページ），1999改訂初版発行
- [6] 宮本雅史，実海域中推進性能を考慮した船型設計，日本船舶海洋工学会「夏の学校」の講義資料（2011）

## 付録2 船体構造設計からみた GHG 規制

GHG 削減規制で生じた運航形態の変化や、GHG 規制で得られるデータの準用等が、将来の荷重予測を含めた構造設計、及び機能要求型のルールに必要となる確率モデルの構築等において、深く関わると考えられる。ここでは、構造設計の目線から GHG 規制の動向について整理した。

### A2.1 GHG 削減規制の概要

船舶からの温室効果ガス削減規制（GHG 規制）は、船の設計や運航に革新的な変化をもたらす機能要求のひとつで、船の構造設計からみても避けて通ることのできない重要な規制である。

IMO では 2010 年 7 月の MEPC（海洋環境保護会議）において、エネルギー効率の改善を温室効果ガス削減の柱とするべく、次の 4 つの基本文書を作成して COP15 に報告した[1]。

- (1) エネルギー効率設計指標(EEDI)の計算方法ガイドライン
- (2) EEDI 認証に関するガイドライン
- (3) エネルギー効率マネジメントプラン(SEEMP)作成ガイドライン
- (4) エネルギー効率運航指標(EEOI)の自主的利用ガイドライン

ここで設計に関する削減努力が EEDI、運航に関する削減努力が EEOI の運用であり、今後具体的な数値目標を定めていくため、IMO を中心に議論が続けられている。

#### A2.1.1 EEDI

エネルギー効率設計指標（EEDI）は、下記の式で算定される船舶のエネルギー効率の尺度である。EEDI は以下の式[1]で求めることができる。

$$EEDI(\text{g/ton} \cdot \text{mile}) = \frac{\text{主機の時間あたり } CO_2 \text{ 発生量} + \text{補機の時間あたり } CO_2 \text{ 発生量}}{\text{貨物積載量} \times \text{速力}}$$

CO2 排出量は、燃料消費量から燃料の炭素含有量を勘案して算出する。燃料消費量は、所定の設計条件で計測された推進出力および補機出力を基にする。輸送量は、船舶の設計積載能力（Capacity）に、推進機関の定格出力の 75% 出力で最大夏期満載喫水において計測された船舶の速力を乗じて推定する。

算式に含まれるパラメータの中で特に構造と関係が深いのは、「貨物積載量」であり、船殻重量の軽量化によって、この数値を減らすことができる。しかしながら、近年の CSR の策定等によって、船殻重量は増える傾向にあり[2]、また、仕様要求型の設計規則の制約（特に荷重の制約）があることから、現在のところ、軽量化だけではそれほどの効果が得られていないのが実情と考えられる。

### A2.1.2 EEOI

EEOI は船を効率的に運航することでトン・マイル当たりの CO<sub>2</sub> を削減するための指標である。EEOI は以下の式[1]で求めることができる

$$EEOI(\text{g/ton} \cdot \text{mile}) = \frac{\text{消費燃料に基づく CO}_2 \text{発生量}}{\text{貨物輸送量} \times \text{輸送距離}}$$

構造設計に関連するパラメータは、EEDI と同じく貨物輸送量は船殻重量の軽量化によって少しは増やせると考えられるが、その量は分子の「消費燃料に基づく CO<sub>2</sub>発生量」から比べると僅かであると考えられる。一方、目線を変えて、船に作用する力の観点からみると、「消費燃料に基づく CO<sub>2</sub>発生量」を減らすために、船の使用方法が変わると予想され、その結果、これまで構造設計で予想していた外力状況も変わってくると考えられる。CO<sub>2</sub>削減のために、運航社側でできるととしては、空荷状態を減らすこと、船殻やプロペラ等の整備良好にして燃費を改善すること、最適な航路を採ること等が考えられるが、最も効果的な方法は船を減速することであると言われている[1]。最適航路も減速も、一般には外力を減らす方向に作用する。これの運航形態を構造設計で考慮できれば、さらに合理的な船殻設計が可能になり、船殻重量の軽量化が達成できると考えられる。そうすると「貨物積載量」及び「貨物輸送量」がともに増えることで、EEDI, EEOI の両方に貢献できると期待できる。次節では減速運航を例に、現状調査を行う。

### A2.2 GHG 削減技術と削減効果

GHG 削減技術について、文献[1]では表 1 のように技術課題を挙げている。

表 1 現状技術によるエネルギー削減の可能性

削減技術	削減効果
推進効率の改善	-10%
摩擦抵抗の低減	-3%
空気抵抗の低減	-1%
推進プラントの効率改善	-9%
自然エネルギー利用等その他の技術	-2%
(小計)	-25%
大型化・低速化による削減	-10~30%
(合計)	-33~47%

図 A2-1 現状技術によるエネルギー削減の可能性 [1]

表 A2-1 の中で構造設計と深く関わるのは、軽量化による「推進効率の改善」と「大型化・低速化」であり、その比率は多い。この他にも多くの文献で、最も効果のある運航方法として減速運航を挙げている(例えば[3][4])。船舶技術研究協会の報告[3]によると、図 A2-2 に示すように、減速運航が技術革新を上回る効果を出すと期待されている。同じ距離を運航するときの燃料消

費量は、船速の2乗に比例するので、減速すれば相当の効果が得られることになる[4]。また、構造強度の面で関係の深い改善課題は最適運航であり、最新の海象・気象データと船舶の実海域性能を考慮して、最短航路、最小燃費航路などを算出するもの[4]で、構造面にも大きく寄与する荒天避航も含まれている。今後の構造設計ルールは、このような運用形態の変化を追従するものでなければならない。

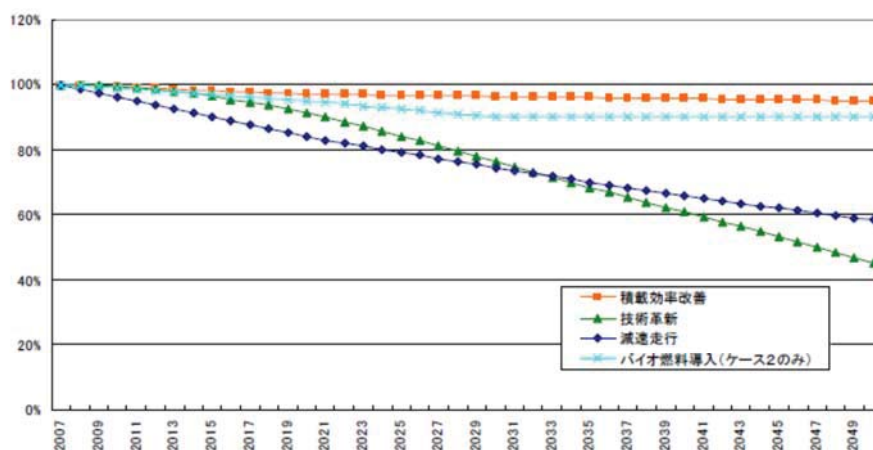


図 1-10 技術革新ハイケースの要因別 GHG 削減率 (対 2007 年比)

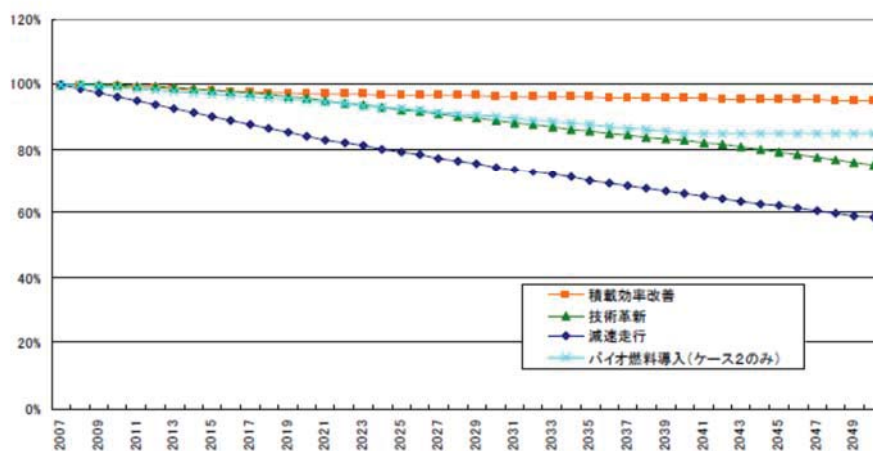


図 1-11 技術革新ローケースの要因別 GHG 削減率 (対 2007 年比)

図 A2-2 要因別の GHG 削減率 [4]

### A2.2.1 減速航行の取り組み例

今後、効率的な運航によって GHG 削減するため、船の速力はこれまでよりも低下することになりそうである。ただし、現存船における船速低下は運航者の判断で決まるので、構造設計でこれを期待するのは不安な面がある。一方、現在船に積まれている高速仕様のエンジンを低速側で使用すると「減速運航時には燃焼状態が悪化するために、燃焼室や排気系統の汚染が増大する可



性能がある」[7]ことから、減速運航での燃費をさらに向上するため低速仕様のエンジンが普及しつつある[7]。また、船の船型についても現在の航海速度で最適となるよう形ができているため、速力を落とした状態で最適にすれば、さらに燃費の向上が期待できる。日本郵船（NYK）社では、元々高速仕様であったバルバスバウを低速仕様のバルバスバウに付け替えて、さらなる燃費向上を図っている（図 A2-3）[5]。この換装によって、23%の CO2 削減効果が図れると報告している。マースクラインも、コンテナ船 5 隻のバルバスバウを低速仕様に改造することで燃料コストを約 8% 節減していると報告している[6]。

このようなハードウェア側の対応は、船の仕様を変えるものであり、構造設計に反映できる可能性が高まると考えられる。



図 A2-3 バルバスバウの改造  
(船型や運航条件に併せてバルバスバウの形を改造) [5]

### A2.3 今後の構造設計に資するデータ整備について

GHG 規制と輸送効率の向上が相まって、波や風といった外乱化における船舶の性能把握するニーズが向上している。それと同時に、遭遇海象を含む実船計測技術の向上や、通信技術の進歩等を背景に、実海域性能モニタリングが盛んになってきた。

最近では、波浪中での推進性能の低下を調べるためにモニタリング技術が盛ん行われるようになってきた。図 A2-4 は、海上技術安全研究所で開発された省エネ装置「ステップ」[8]の実海域での実証例[9]であり、波浪中での船速低下が少ないことが実海域性能モニタリングによって示された。また、図 A2-5 は文献[10]で示された実船モニタリングのサンプリング間隔の変化例である。例えば、波高に置き換えて考えると、従来は 1-2 時間の短期海象すら記録できなかったのが、1 行間隔での出会波まで記録できるようになっており、船の遭遇する海面の把握や船速や

運動等の情報と併せて実海域データで構造応答も検証ができる様になりつつある。また、図 A2-5 のこれからの「実海域性能推定技術」から分かるように、波高、波向のデータは GHG 削減や燃費向上の観点から整備が進むと思われる。現状を説明した図 A2-5 には、構造強度等が含まれていないが、これからの構造設計において、船の構造安全性と軽量化による輸送効率の改善を同時に達成するには、実海域性能モニタリング等で得られた運航データを積極的に活用する必要があると考えられる。

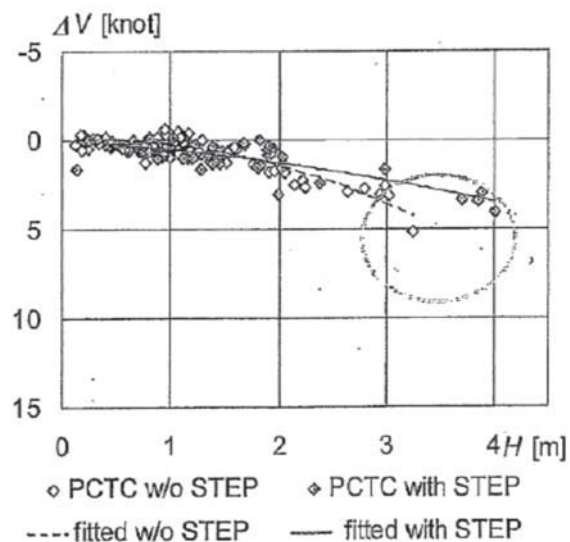


図 A2-4 実船性能モニタリングによる省エネ装置「ステップ」の検証事例 [8],[9]



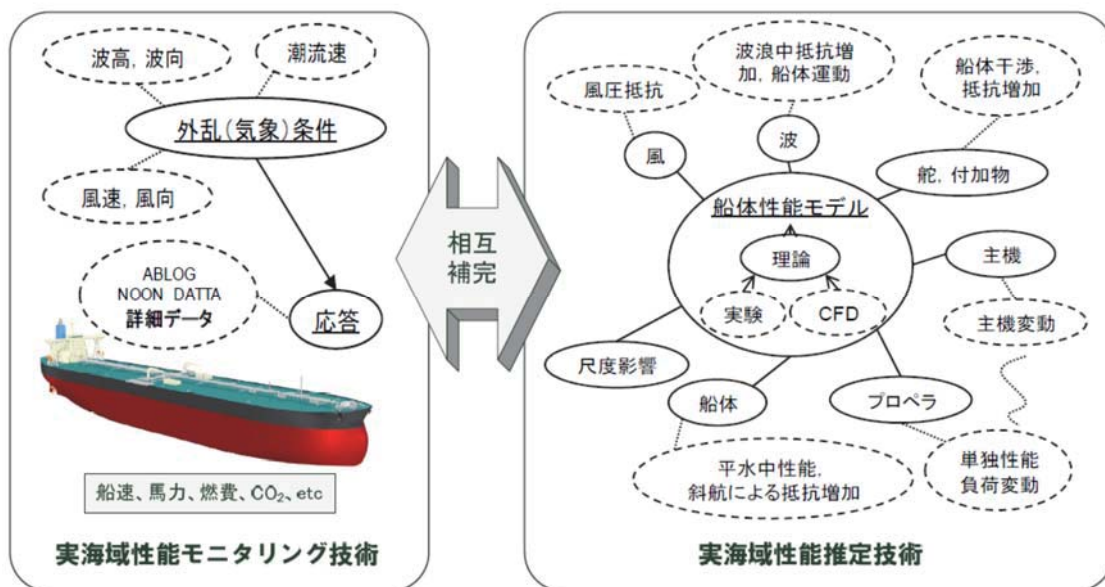
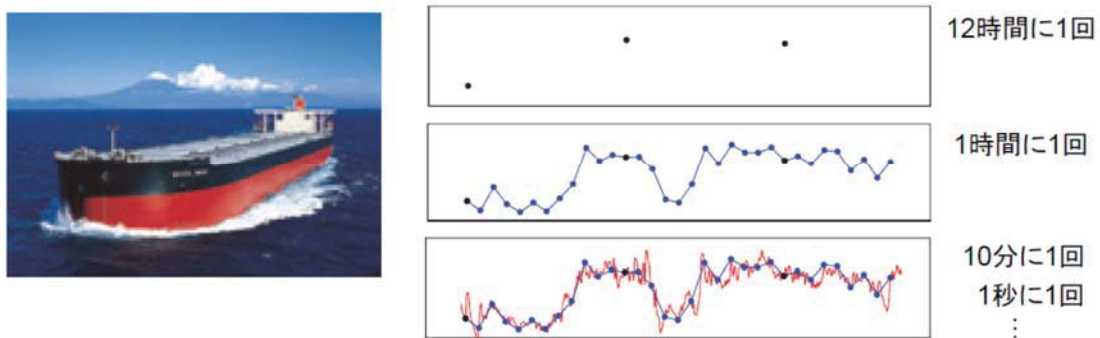


図 A2-5 モニタリングデータサンプリング間隔の変化（上）と実海域性能推定技術（下） [10]

#### A2.4 大型化を含む新形式船の開発

GHG 削減規制によって、新しいコンセプト船が造船所や船会社から提案されている。図 A2-6～図 A2-9 に各社から提案されている新コンセプト船の例を示す。これらの例では、いずれも最適船型による燃費削減を重視しており、新船型の開発、あるいは図 A2-3 に示した付加的な装置の設置によって、予想していない波浪外力が作用することも考えられ、構造設計サイドからの安全性の検証が重要になる。新形式船は当然のことながら、経験則に基づく設計はできないので、解析的手法による設計が必要になる。しかし本論で述べたように、解析的手法の設計への導入は思うように進んでいない状況である。GHG 削減の社会要求に対して構造設計に求められることは、最適設計による更なる軽量化も必要であるが、その一方で、新形式船の安全設

計が可能になるよう、新しい解析技術の設計への導入とそのための規則整備を急ぐことにあると考えられる。



図 A2-6 環境負荷低減型コンテナ船「eFuture 13000C」[3]



図 A2-7 空気潤滑システムを採用したポストパナマックス型のばら積み貨物船 [8],[11]



図 A2-8 「NYK スーパーエコシップ 2030」 [12]



図 A2-9 次世代自動車運搬船 「MOL/ISHIN-I」 [13]

#### A2.5 付録2のまとめ

ここで紹介したように、GHG規制にかかる最有力の対策として減速運航が行われるようになり、さらに、低速仕様のエンジンや船型開発が行われることによって船の低速化は常態化すると予想される。低速化に伴い船の荷重は一般に減るため、その結果、船の強度上の安全余裕が増すと思われる。経験則に基づく仕様の要求型のルールでは、高速化や大型化等で従来船よりも荷重が増える場合には、実績から強度を増すことで対応してきたが、その逆に、このような荷重が減る方向に作用する運航形態の変化にも追従しなければならない。今後の機能要求型のルールでは、運航の要素を取り入れることが重要で、これによって強度すなわち船殻重量において冗長な船の排出を抑制することができ、安全面だけでなく、環境・経済面にも優れた船の構造設計が実

現する。

## 付録 2 の参考文献

- [1] 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組み, 三菱重工技報 Vol.47 No.1 (2010) 低炭素社会特集
- [2] 大坪新一郎, Study on the Design of Global Regulatory System to Reduce CO2 Eission from International Shipping, 2011.3, 東京大学博士論文
- [3] 船舶から排出される GHG を削減するための技術に関する調査研究報告書, 財団法人日本船舶技術研究協会, 株式会社三菱総合研究所, 平成 21 年 4 月
- [4] 増子章他, 環境負荷低減型コンテナ船「eFuture 13000C」の開発, IHI 技報 Vol.50 No.4 (2010)
- [5] 日本郵船ホームページ: 当社独自技術でコンテナ船の省エネ運航を推進—23%の CO2 削減効果を検証—2015 年 2 月, <http://www.nyk.com/release/3560/003808.html>
- [6] 日刊海事通信, 「マースクライン, 燃料コストを約 8 %節減<br/>コンテナ船 5 隻のバルバスバウを改造」, 2013.2
- [7] 三菱重工船用機械エンジン株式会社ホームページ, 減速運航のソリューション--総合技術力を生かした UE エンジン・ソリューションで燃費を低減 :  
[https://www.mhi-mme.com/jp/solution/01/ue\\_engine.html](https://www.mhi-mme.com/jp/solution/01/ue_engine.html)
- [8] 宇都正太郎, 海上技術安全研究所における実海域における推進性能向上に関する取組み, 日本船舶海洋工学会西部支部シンポジウム, 船舶の波浪中抵抗増加低減技術に関するセミナー, pp.93-111, 2014
- [9] 海上技術安全研究所ホームページ: NMRI ニュース「省エネ装置「ステップ」を搭載した自動車運搬船の船型を開発」 2011.1, <https://www.nmri.go.jp/main/news/press/press23.1.14.html>
- [10] 木村校優, 藤井昭彦, 日本船舶海洋工学会・運動性能研究会シンポジウム 第 1-3 章 造船の観点からの実船モニタリング活用, 2015
- [11] 船舶の省エネ運航を実現する三菱空気潤滑システム, 三菱重工技報 Vol.50 No.2 船舶・海洋特集, 2013
- [12] 三菱重工: ニュース第 5118 号, 2011 年 10 月 14 日 発行  
<http://www.mhi.co.jp/news/story/1110145118.html>
- [13] 日本郵船ホームページ: 「初公開! 未来の船「NYK スーパーエコシップ 2030」(2009)  
[http://www.nyk.com/release/5/NE\\_090416.html](http://www.nyk.com/release/5/NE_090416.html)
- [14] 商船三井ホームページ「船舶維新 ～未来への鍵は歴史に～」(2009)  
<http://www.mol.co.jp/ishin>

### 付録3 荷重構造一貫解析

現状の解析的設計法とその高度化に結びつくと考えられる要素技術を図 A3-1 のように整理した。中央の流れは、荷重構造一貫解析と称される強度評価システムで、その周りに評価システムの発展にかかる要素技術を示した。荷重構造一貫解析は、ストリップ法のような荷重予測と FEM による構造解析から成り、主に新開発船の設計に使用されている。ここでは、荷重構造一貫解析のうち特に応力解析に焦点を当てて、本論で行った方法を説明する。

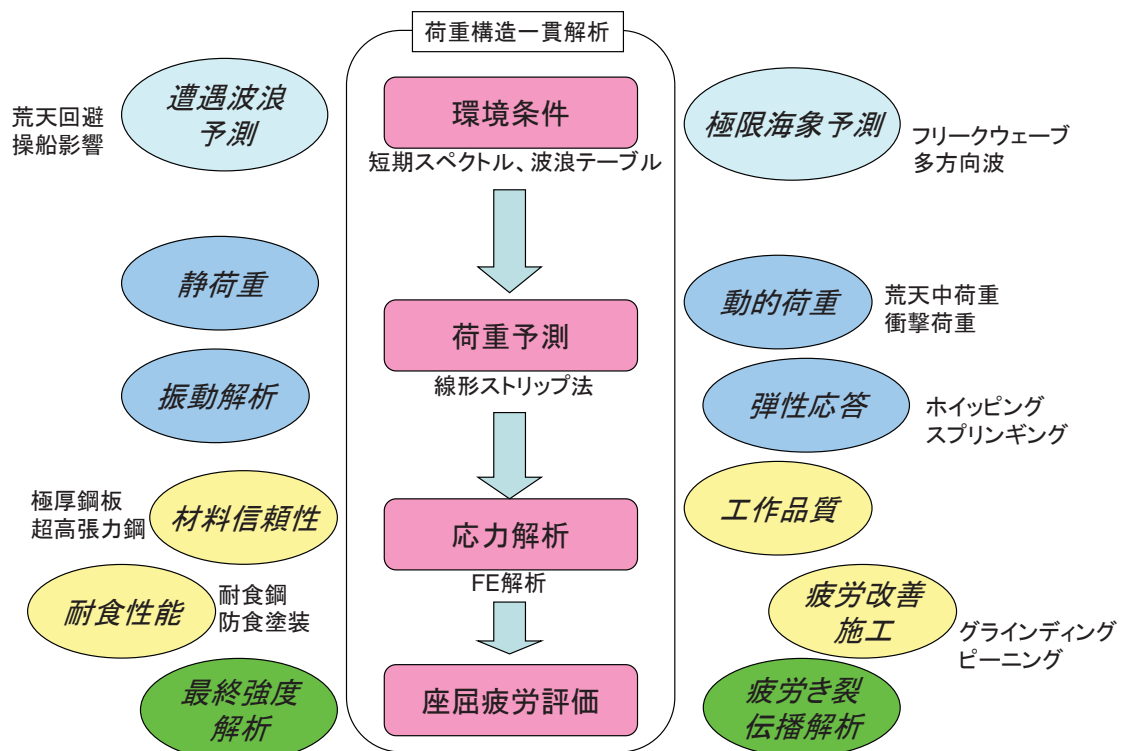


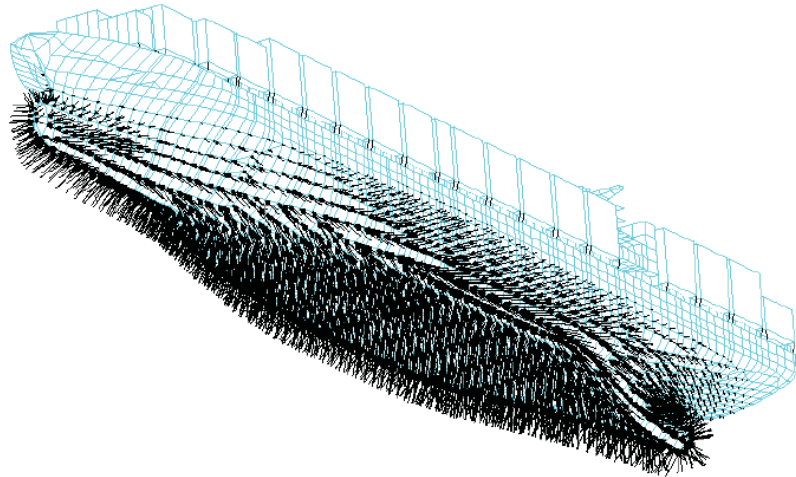
図 A3-1 荷重構造一貫解析とそれに関わる要素技術

ストリップ法で求めた荷重を FE モデルに与えて FE 静解析を行った。解析は MSC/NASTRAN で行った。その概要を以下に示す。

#### A3.1 対象船および対象部材

ポストパナマックスコンテナ船の船体中央甲板部材を対象に解析を行った。要素数約 50,000、節点数約 100,000 の全船 FE モデルを使用した。甲板に作用する長手(X)方向応力を対象とした。使用した全船 FE モデルを図 A3-2 に示す。





図A3-2 全船FEモデル

### A3.2 荷重計算

周波数応答関数を得るための規則波は波高 5m に設定した。荷重の計算には線形ストリップ法を用いた。

#### A3.2.1 外圧

外圧については、ストリップ法で求まる微小振幅水圧を、波高に対して線形に外挿して、また、位相による同時性を考慮して FE モデルに与えた。喫水線近傍の外板要素の水圧は、波浪変動によって要素が空中に出た時に水圧がかからないため、水圧が頭打ちした半波波形の形状となる。この影響を考慮するため、喫水より上の水圧を補間して与える要領で、半波形状の水圧を与えた。

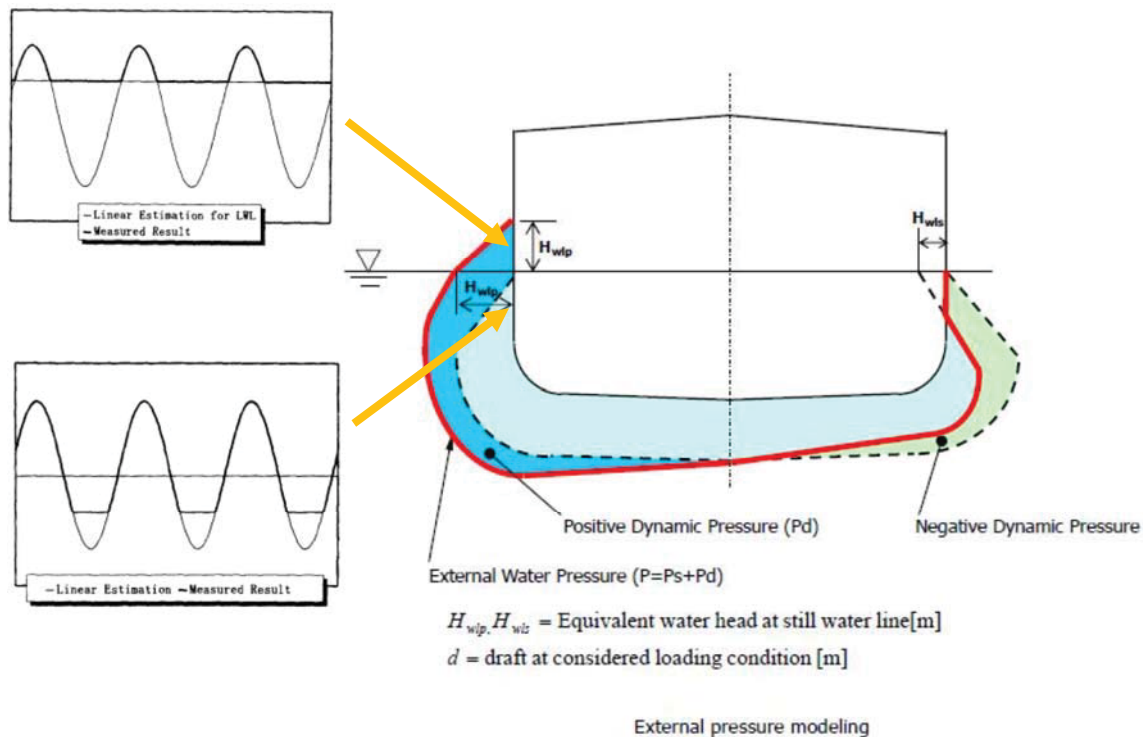


図 A3-3 喫水より上の水圧を補間して与える要領 [1]

### A3.2.2 内圧

倉内圧については、後で述べる「慣性リリース機能」を用いて、コンテナの慣性力を与えた。図 A3-2 にはソリッド要素でモデル化したコンテナを同時に示している。ソリッド要素には質量を与えて、解析でこれに加速度がかかることで内圧に相当する力が作用する。インホールドコンテナはセルガイドを介して、オンデッキコンテナはツイストロックやラッシングロッドで、それぞれ船体に固定されていることから、ソリッド要素の節点を船殻部材要素の節点と共有することで、実態を模擬できていると考えられる。

### A3.3 不平衡力の処理について

全船 FE 解析で、無拘束状態にある船を解析する場合、本来は力の総和がゼロになっていなければならない。しかし完全にゼロになることはないので、FE 静解析においては、評価対象でない箇所を拘束して解析を行っている。拘束点の反力は、一般に不平衡力と呼ばれ、不平衡力が大きい場合、その解析は現実の力の作用状態を再現できていないことになり、評価結果の信頼性が低くなる。

通常、全船 FE 解析においては、内圧の総和と外圧の総和が必ずしも一致せず不平衡力が生じることが多い。また、通常の解析では、船殻質量の慣性力は与えていないので、この分の不平衡力は必然的に生じる。また、不平衡力は、ストリップ法等で求めた荷重を FE 解析の入力へ変換する際にも生じることがある。特に、船型をルイスフォーム近似するストリップ法を使用する

場合には、ルイスフォームで求めた水圧の位置と FE モデルの水圧の位置とがずれることがあり、それによってストリップ法で得られた圧力と総和が異なってくることや、またストリップ法では計算していない喫水よりも上の水圧を、FE モデルには外挿して与えるため、特に大きいフレアを有するコンテナ船では外圧の総和にストリップ法との差が生じる。そのため、全船 FE 解析を行う際には、不平衡力を減らして解析を行うため、以下のような対策が成されている。

### A3.3.1 剛体運動を拘束する方法

静解析では、図 A3-4 に例示するように、剛体の 6 自由度の運動を抑えるために船体を拘束する必要がある。船首及び船尾で合計 6 方向の自由度を拘束するのが一般的である。不平衡力は拘束点の反力として現れ、そのまま応力解析すると拘束点付近に高い応力が出るため、拘束点の反力がゼロになるよう反力を、モデルに含まれる全体の要素に分散して与える（不平衡力除去）か、拘束点の近傍の要素は評価対象から外して評価する。要素に分散して与えることは物理的には可能であるが、不平衡力をバランスよく分散するということのプログラム化が難しく、現在のところ不平衡力を完全に除去できるプログラムは確立していない。そのため、通常は拘束点近傍を評価対象から外す方法が採られることが多い。

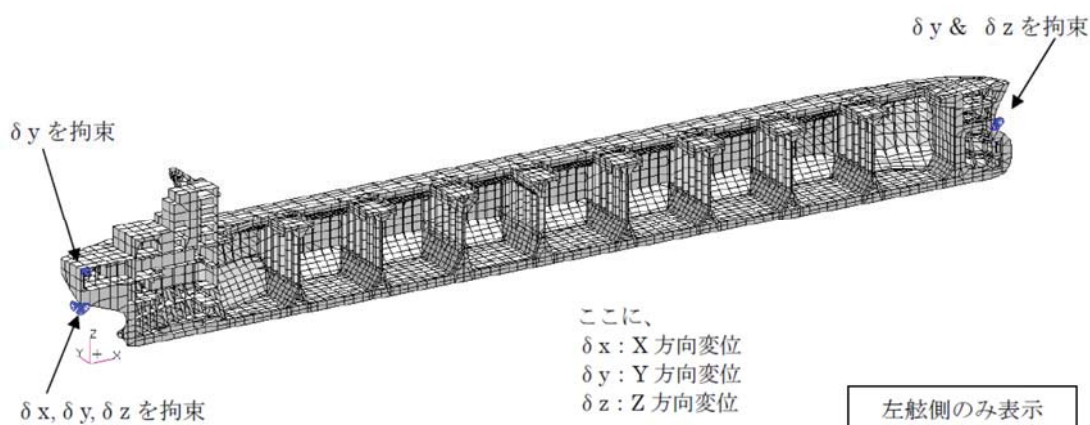


図 A3-4 FE モデルの自由度拘束の一般的な要領（バルクキャリアで例示）

### A3.3.2 慣性リリースを用いる方法

MSC/NASTRAN には、浮体や飛行機のような無拘束状態にある構造体を静解析するため、慣性リリース (INREL) の機能[2]が用意されている。これは、動解析から派生した解析法で、まず、拘束した節点にかかる 6 自由度反力を一旦計算し、この反力がゼロになるよう FE モデル（質点系）の加速度を調節する機能である。拘束点の反力をゼロにするために、FE モデル全体に慣性力を分散させて与える操作は、前述の不平衡力除去と同じであるが、慣性リリースを使うことに



よって、前節の剛体運動を拘束する方法では困難であった捩りの反力を完全に除去することも可能となる。本論で構築した荷重構造一貫解析システムは、不平衡力を除去するため慣性リリーフ機能を使用している。

慣性リリーフの機能を式で説明すると以下のようなになる。質量  $M$  の全船 FE モデルに生じる剛体加速度  $\alpha$  は、外板要素に負荷される圧力の総和  $F$  から、運動方程式( $M\alpha=F$ )に従い、以下の要領で計算される。

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_z \end{Bmatrix} &= \sum_{i=1}^n \begin{Bmatrix} f_{xi} \\ f_{yi} \\ f_{zi} \end{Bmatrix} / M \\ \begin{Bmatrix} \alpha_\phi \\ \alpha_\theta \\ \alpha_\psi \end{Bmatrix} &= \sum_{i=1}^n \begin{bmatrix} 0 & f_{zi} & f_{yi} \\ f_{zi} & 0 & f_{xi} \\ f_{yi} & f_{xi} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} L_{xi} \\ L_{yi} \\ L_{zi} \end{Bmatrix} / \begin{Bmatrix} I_x \\ I_y \\ I_z \end{Bmatrix} \\ \vec{F} &= \begin{Bmatrix} F_{xi} \\ F_{yi} \\ F_{zi} \end{Bmatrix} = \vec{p}_i a_i \end{aligned} \quad (A3-1)$$

$\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$  : 並進方向の加速度

$\alpha_\phi, \alpha_\theta, \alpha_\psi$  : それぞれ x 軸, y 軸, z 軸まわりの回転角加速度

$p_i$  : 外板要素  $i$  に作用する圧力ベクトル

$a_i$  : 外板要素  $i$  の面積

$M$  : FE モデルの質量 (=  $M_{hull} + M_{container}$ )

$M_{hull}$  : 船体の FE モデルの質量

$M_{container}$  : コンテナの FE モデルの質量

$I_x, I_y, I_z$  : FE モデルの x 軸, y 軸, z 軸まわりの慣性二次モーメント

$L_{xi}, L_{yi}, L_{zi}$  : 重心から外板要素  $i$  までの距離の x,y,z 成分

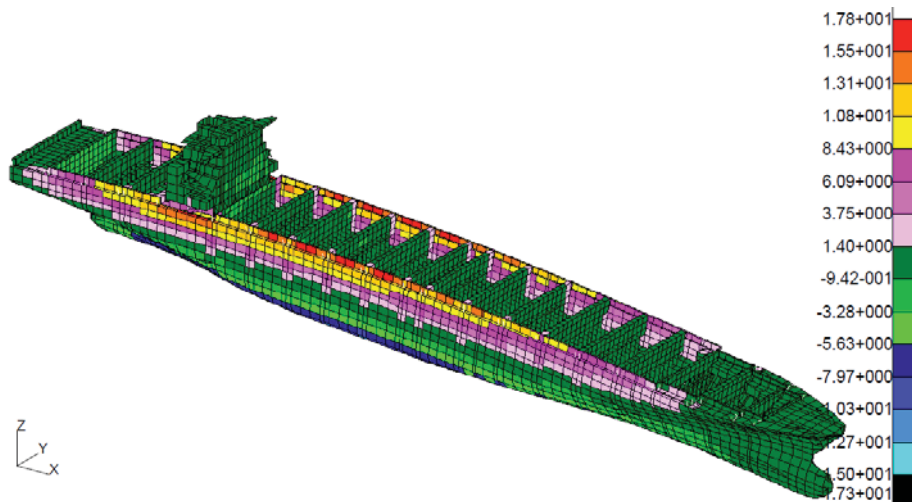
FE 解析では、慣性リリーフで計算された剛体の加速度に応じて、積荷及び船自重の慣性力が船体要素に力として作用することになる。

### A3.4 全船 FE 解析

全船 FE 解析で得られた応力のコンターを図 A3-5 に示す。水圧及び加速度の同時性を考慮した、ある瞬間の応力分布である。甲板要素の応力には、縦曲げモーメントによる成分の他、水平曲げおよび捩りの成分も含まれる。対象船は静水中でホギング状態であるため甲板要素には引

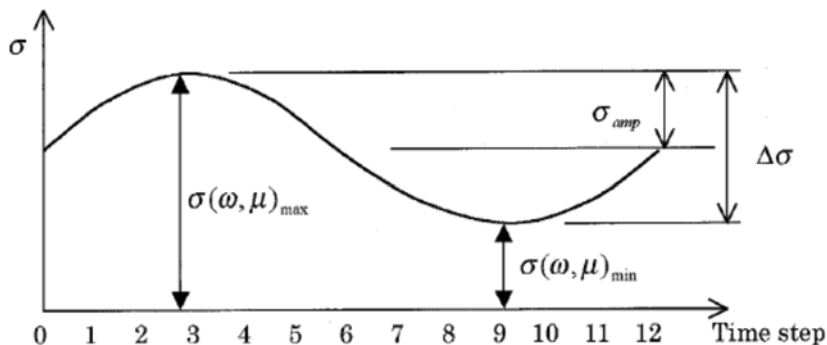
張の平均応力が作用している。この計算を1周期分行うことで、一つの波周波数に対する応力振幅( $\sigma_{amp}$ )が得られる。応力時系列が正弦波形であれば sin 成分と cos 成分の2つの状態を計算すれば振幅は求まるが、コンテナ船の形状非線形による縦曲げモーメントの波形の歪み(サギング側でピークがとがる傾向にある)から生じる甲板応力の波形の歪みを考慮するためには、なるべく正確に1周期間の波形を表現しなければならず、相当の時間メッシュに分割する必要がある。ここでの解析では1周期を12分割して応力分布を求めた。図A3-6に例示して示すように、1周期間の応力の最大値 $\sigma_{max}$ と最小値 $\sigma_{min}$ の差 $\Delta\sigma$ の半分を応力振幅 $\sigma_{amp}$ として読み取り、 $\sigma_{amp}$ を全ての波長で求めることで、通常の線形応答で用いられるRAO(Response Amplitude Operator)に相当する近似的なRAOを作成する。

得られた応力RAOを図A3-7に示す。応力RAOが求めれば、後は一般的な評価手法に従って、波スペクトルと波浪発現頻度に基づき短期予測・長期予測[4]を行い、最大応力の予測あるいは疲労強度評価を行うことが可能になる。



図A3-5 全船FE解析で得られた応力コンター (船の長手方向の応力)

(波高5m,  $F_n=0.179$ ,  $\lambda/L=0.7$ ,  $\chi=120\text{deg}$ )



図A3-6 応力振幅  $\sigma_{AMP}$  の定義 [3]

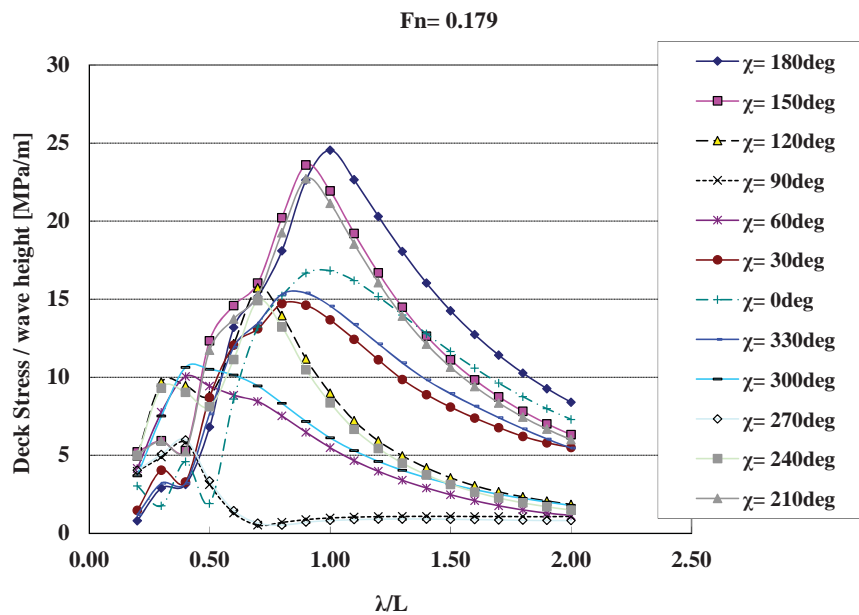


図 A3-7 荷重構造一貫解析で得られた応力 RAO に相当する応力応答

### 付録 3 の参考文献

- [1] 土岐直二他, VLCC 船型に作用する波浪変動圧力の特性とその長期予測について, 日本造船学会論文集 第 176 号 pp.375-385, 1994
- [2] MSC/NASTRAN ユーザーガイド: 線形静解析 (V68) pp.353, 日本エムエスシー株式会社
- [3] 佐藤宏一, 直接荷重解析法による LNG 船の全船解析, 日本船舶海洋工学会論文集 第 5 号, pp.253-259, 2007
- [4] 福田順一, 船体応答の統計的予測, 日本造船学会耐候性に関するシンポジウム pp.99-119, 昭和 44 年

## 付録4 遭遇波高の予測精度

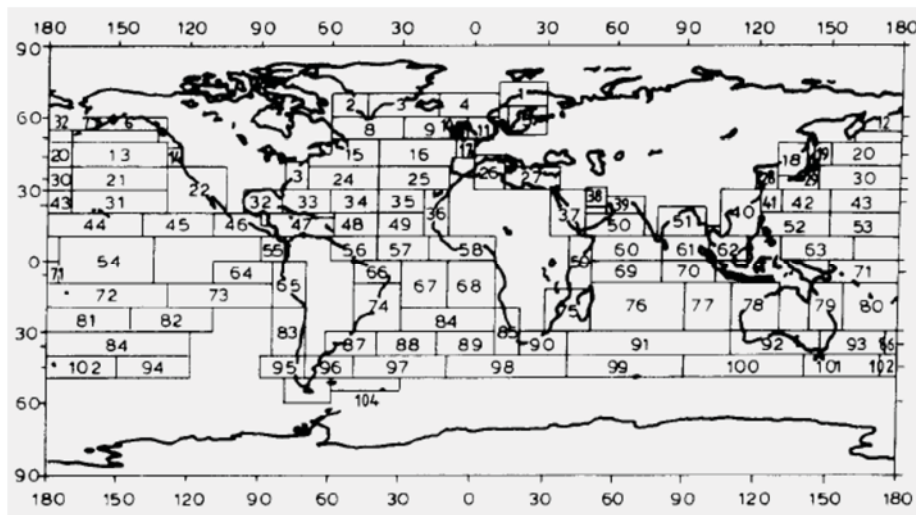
最大応力や疲労寿命の予測は、船が遭遇する海象によって大きく異なる。ここでは、設計での予測に用いられる Global Wave Statistics (GWS) [1] の波高を、船が実際に遭遇した波高と比較した。

### A4.1 GWS の波浪発現頻度表

GWS の波浪発現頻度表は、図 A4-1 の海域ごとに分けられている。ここでは、そのうち以下の海域を対象とした。

- 北大西洋[2]
- 対象コンテナ船の設計航路

北大西洋の波浪発現頻度表を図 A4-2 に示す。この波浪発現頻度表は IMO/GWS の機能要件のひとつである北大西洋の設計用テーブルとして構造設計に使用されている。設計航路の波浪発現頻度表については、日本からスエズ運河経由して欧州へ行く航路上の海域に対して重み付けを行い作成した。海域の重みは、エリアの締める面積を基に計算した。計算した重みを表 A4-1 に示す。設計航路の波浪発現頻度表を表 A4-1 に示す。



図A4-1 GWSの波浪発現頻度表におけるエリア区分[1]

表A4-1 北大西洋の波浪発現頻度表 [2]

	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
16.5	0	0	0	0	0	0	0	0.1	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0	0	0
15.5	0	0	0	0	0	0	0.1	0.4	0.6	0.7	0.5	0.3	0.1	0.1	0	0
14.5	0	0	0	0	0	0.1	0.4	1.2	1.8	1.8	1.3	0.7	0.3	0.1	0	0
13.5	0	0	0	0	0	0.3	1.4	3.5	5	4.6	3.1	1.6	0.7	0.2	0.1	0
12.5	0	0	0	0	0.1	1	4.4	9.9	12.8	11	6.8	3.3	1.3	0.4	0.1	0
11.5	0	0	0	0	0.3	3.3	13.3	26.6	31.4	24.7	14.2	6.4	2.4	0.7	0.2	0.1
10.5	0	0	0	0	1.2	10.7	37.9	67.5	71.7	51.5	27.3	11.4	4	1.2	0.3	0.1
9.5	0	0	0	0.2	4.3	33.2	101.9	159.9	152.2	99.2	48.3	18.7	6.1	1.7	0.4	0.1
8.5	0	0	0	0.7	15.4	97.9	255.9	350.6	296.9	174.6	77.6	27.7	8.4	2.2	0.5	0.1
7.5	0	0	0	3	52.1	270.1	594.4	703.2	524.9	276.7	111.7	36.7	10.2	2.5	0.6	0.1
6.5	0	0	0.2	12.6	167	690.3	1257.9	1268.6	825.9	386.8	140.8	42.2	10.9	2.5	0.5	0.1
5.5	0	0	1	51	498.4	1602.9	2372.7	2008.3	1126	463.6	150.9	41	9.7	2.1	0.4	0.1
4.5	0	0	6	196.1	1354.3	3288.5	3857.5	2685.5	1275.2	455.1	130.9	31.9	6.9	1.3	0.2	0
3.5	0	0.2	34.9	695.5	3226.5	5675	5099.1	2838	1114.1	337.7	84.3	18.2	3.5	0.6	0.1	0
2.5	0	2.2	197.5	2158.8	6230	7449.5	4860.4	2066	644.5	160.2	33.7	6.3	1.1	0.2	0	0
1.5	0	29.3	986	4976	7738	5569.7	2375.7	703.5	160.7	30.5	5.1	0.8	0.1	0	0	0
0.5	1.3	133.7	865.6	1186	634.2	186.3	36.9	5.6	0.7	0.1	0	0	0	0	0	0

表A4-2 日本－スエズ運河－欧州航路におけるエリアの重み

AREA													
29	41	40	62	61	60	50	37	27	26	25	16	17	11
6.5%	5.2%	7.8%	7.8%	10.4%	13.0%	2.6%	9.1%	9.1%	6.5%	6.5%	6.5%	5.2%	3.9%

表A4-3 GWSに基づき作成した日本－スエズ運河－欧州航路の波浪発現頻度表

WAVE HEIGHT(m)	Tz(s)											TOTAL	
	<4	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	>13		
>14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13-14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
12-13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
11-12	0	0	0	0	0	0	0	5	0	0	0	0	5
10-11	0	0	0	0	0	0	9	5	5	0	0	0	19
9-10	0	0	0	3	3	9	19	9	5	0	0	0	48
8-9	0	0	0	16	29	41	28	24	19	5	0	0	162
7-8	0	0	15	41	78	72	70	43	24	5	0	0	348
6-7	0	2	43	110	141	153	136	76	34	14	0	0	709
5-6	0	23	121	280	367	348	261	144	53	19	0	0	1616
4-5	0	92	398	751	867	754	504	236	72	24	5	0	3703
3-4	27	333	1257	2038	2004	1444	770	292	80	24	0	0	8269
2-3	110	1301	3802	4818	3748	2092	862	261	60	14	0	0	17068
1-2	617	4329	8453	7445	4036	1548	444	100	14	0	0	0	26986
0-1	2311	6120	5810	2796	857	194	26	0	0	0	0	0	18114
TOTAL	3065	12200	19899	18298	12130	6655	3129	1195	366	105	5	0	77047

#### A4.2 実際の遭遇海象

実際の遭遇海象のデータとして、

- HINDCAST (波浪追算)
- 波高計による計測データ

の2つを用いた。HINDCASTは、設計航路(Design Route)及び航海時期(age)に見合ったデータを用いた。HINDCAST[3]に基づいて作成した波浪発現頻度表を表A4-4に示す。HINDCASTは、日本気象協会による第3世代の波浪追算モデルで、気象庁が提供する海の風の格子点値 (GPV) をモデルの入力として、有義波高、波周期、波のピーク方向、風速及び風向、が6時間ごとに計算されている。これらは2.5度間隔 (南緯70度の北緯70度にわたる全経度のエリア) の格子によっ

て構成されている。本研究では、1999年1月から2002年12月に3年間の期間のデータを使用した。また、波高計のデータは、実船の船首部先端に取り付けられたマイクロ波式波高計によって計測されたデータである。

#### A4.3 GWSと実遭遇波高との比較

GWSに従う設計航路の波浪発現頻度、及び、実際の遭遇海象を用いて長期予測を行い、それぞれ比較した。波スペクトルはISSC1964スペクトルを用いた。遭遇波高を超過確率で比較した結果を表A4-5及び図A4-2に示す。GWS及びHINDCASTの確率分布は、ほぼ指数関数に従うのに対して、波高計で計測した確率分布は曲線の形状を示している。これは、波高計での計測の特性に関係していると考えられ、例えば、相対波高から絶対波高に修正する際に船首部の変位が必要になるが船体加速度を積分しているために出合い波周期が長くなると波高が高めにできるとや、砕波が起きたときに船体からの跳ね返った波を計測してしまうことなど、の要因が考えられるが解明はできていない。GWSとHINDCASTを比較すると、GWSの方が相当に高めの予測になることが分かる。GBSで要求される北大西洋の波浪テーブルを用いた場合は、個々で示した設計航路での波高よりもさらに高い予測結果となり実態から外れる。波浪予測の精度を高めることが今後の重要課題と考えられる。

表A4-4 HINDCASTに基づく波浪発現頻度表

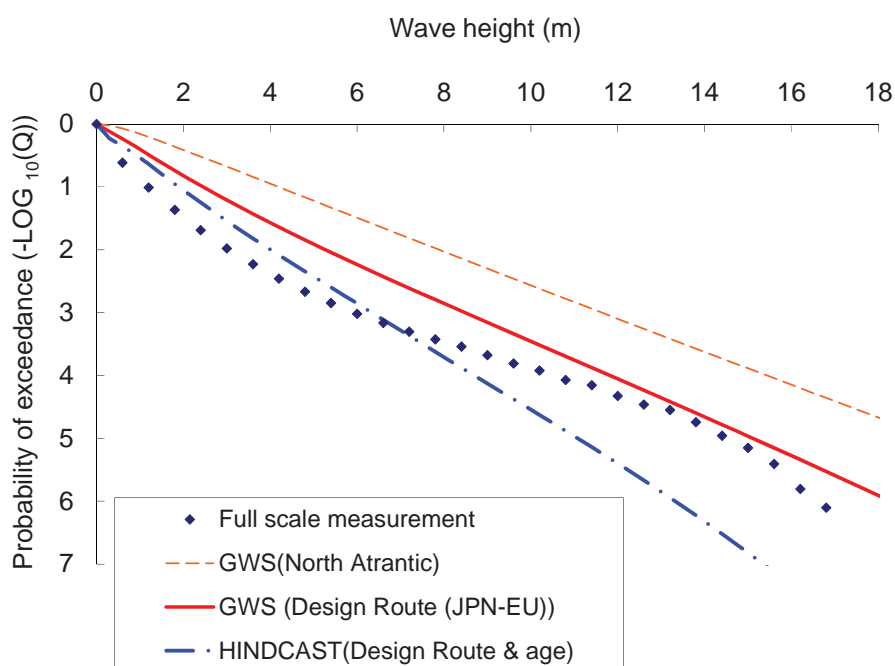
Hs(m)	Tz(s)																TOTAL	
	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5	18.5		
10.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	2
9.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	0	1	0	0	3
8.5	0	0	0	0	0	0	0	1	0	3	0	0	0	1	1	1	1	7
7.5	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	2	2	0	0	0	6
6.5	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	1	0	1	0	1	0	1	5
5.5	0	0	0	0	0	1	2	2	9	6	3	1	0	3	1	1	1	29
4.5	0	0	3	3	1	5	9	4	8	5	5	9	6	4	6	3	3	71
3.5	0	1	5	8	9	7	13	13	16	15	14	12	13	7	3	1	1	137
2.5	2	41	60	43	22	18	29	50	46	64	62	47	26	9	6	5	5	530
1.5	83	141	215	131	114	114	149	157	166	115	84	69	27	16	6	3	3	1590
0.5	953	643	426	479	567	522	342	198	119	45	31	10	6	4	2	3	3	4350
TOTAL	1038	826	709	664	713	667	545	425	365	254	200	151	81	47	27	18	18	6730

表A4-5 波浪の長期分布（ワイブル近似）と超過確率

	Weibull parameter		Wave height (m)	
	shape	scale	$Q^*=10^{-2}$	$Q^*=10^{-4}$
Full Scale Measurement	0.64	0.47	4.0	10.9
HINDCAST(Design Route & age)	0.97	0.83	4.5	8.6
GWS** (Design Route)	0.93	1.52	7.4	13.7
GWS** (North Atlantic)	1.14	2.51	9.4	16.4

\* Probability of exceedance

\*\* Global wave statistics (Hogben, 1986)



図A4-2 遭遇波高の超過確率

付録4の参考文献

- [1] Hogben, N. et. al. British Maritime Technology "Grobal Wave Statistics", Unwin Brothers Limited, London (1986)
- [2] IACS Recommendation No.34 Standard wave data, 1992

- [3] Suzuki, Y. and Isozaki, I. , "On the Development of a Global Ocean Wave Model JWA3G",  
Proceedings of the Pacific Ocean Remote Sensing Conference in Melbourne, Australia, (1994) pp.  
195-201