

# 舷側厚板部に設置される座屈防止用カーリングの 疲労強度に対する影響について

正員 藤 井 一 申\*      正員 深 沢 塔 一\*\*  
萩 森 保 彦\*      内 村 秀 之\*

On the Effect of Carling Arrangement in Sheer Strake upon Fatigue Strength of a Chip Carrier

by Isshin Fujii, *Member*      Toichi Fukasawa, *Member*  
Yasuhiko Hagimori      Hideyuki Uchimura

## Summary

In order to satisfy the buckling strength criteria prescribed in the classification society's rules, the carling structure is often adopted in the sheer strake, rather than the increase of the plate thickness, in the ship of transverse framing system. The main purpose of the carling is to prevent buckling of the plate in the sheer strake; however, the initiation of fatigue crack may sometimes be expected due to the stress concentration near the tip of the carling, because the bending stress caused by waves are significant in this region.

In the present paper, the effect of the carling arrangement upon the fatigue strength of a chip carrier is investigated. Three types of carling arrangement and two kinds of thickness increase of the plate are taken into consideration in the study. It was found from the investigation that the worst carling arrangement is the snip-type in the view of fatigue strength, and the lug-type is recommended as the carling arrangement in the sheer strake. The increase of plate thickness in the sheer strake may not be efficient to prevent the fatigue crack from the viewpoint of production cost.

## 1. 結 言

船級規則に座屈強度規定が導入されて以来、横式構造船の船側外板や縦式構造船の船底外板のように特に圧縮応力が顕著になる部位については、カーリングを設置することにより、板厚を上げることなく所定の座屈強度を満足させる設計手法が一般に採用されている。しかしながら、例えば横式構造船の船側外板舷側厚板部においては、静水中圧縮曲げ応力のみならず、波浪中縦曲げモーメントによる応力が大きくなり、カ

ーリングの設置により圧縮荷重による座屈は防止されるものの、一方で波浪中の繰り返し荷重による疲労亀裂の発生が懸念される。

船側構造が横肋骨式で圧縮座屈強度が懸念され、座屈防止用カーリングの設置が必要となる可能性がある船種としては、自動車運搬船、冷凍船、チップ船等があるが、この中でチップ船については、バラスト航海時に通常の二重底バラストタンクだけではプロペラ没水率と船首喫水を確保できないため船体中央部のホールドにもバラスト水を満載し、その結果、バラスト状態で静水中曲げモーメントが著しいサギング状態になり上甲板側に大きな静的圧縮応力が発生するという特徴がある。

そこで本研究では、船側構造が横肋骨式で、かつバラストホールドを有している為の上甲板側の静的圧縮応力が大きくなり、座屈防止用カーリングが設置される可能性の高いチップ船を取り上げ、舷側厚板部に

\* (株)新来島どつく 技術設計本部

\*\* 金沢工業大学 機械・物質系

原稿受理 平成 11 年 1 月 11 日

春季講演会において講演 平成 11 年 5 月 12, 13 日

設置される座屈防止用カーリングの疲労強度に対する影響について検討を行った。

## 2. 供試船および強度検討部位

本研究で検討対象とするチップ船は 350 万  $\text{ft}^3$  積み (カーゴ比重;  $0.4 \text{ ton/m}^3$ ) で、主要目は  $L \times B \times D \times d = 191.5\text{m} \times 32.2\text{m} \times 22.35\text{m} \times 11.0\text{m}$  である。

本船の一般配置図 (側面図) を Fig.1 に、船体中央横断面形状を Fig.2 に示し、各図に座屈防止用カーリング位置を明示した。このカーリング設置範囲については、船級規則に従い、深さ方向は上甲板より  $0.1D$  の

範囲、長さ方向は船体中央部  $0.4L$  の範囲となっている。

Fig.3 に強度検討に用いた有限要素モデルを示す。疲労強度検討対象範囲が舷側厚板という縦曲げ応力が高い部位であることにより、計算範囲は船体中央部付近の No.3 ホールド (ドライホール) と No.4 ホールド (バラストホール) のみとした。ここでバラストホールとはバラスト航海時常にバラスト水を張水しているホールであり、ドライホールとはその他のカーゴ (チップ) しか積載しないホールである。

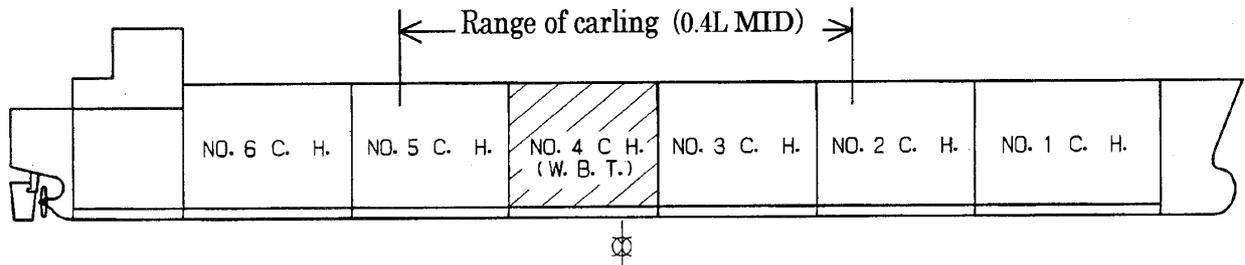


Fig.1 General arrangement

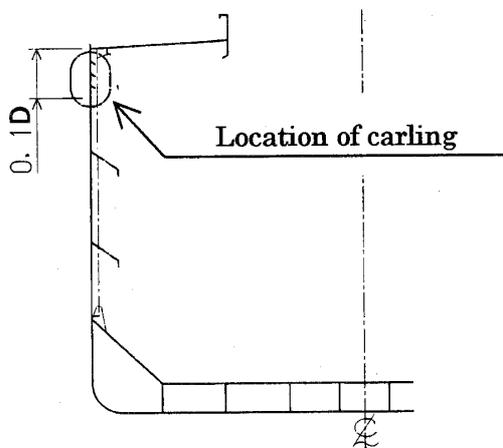


Fig.2 Midship section

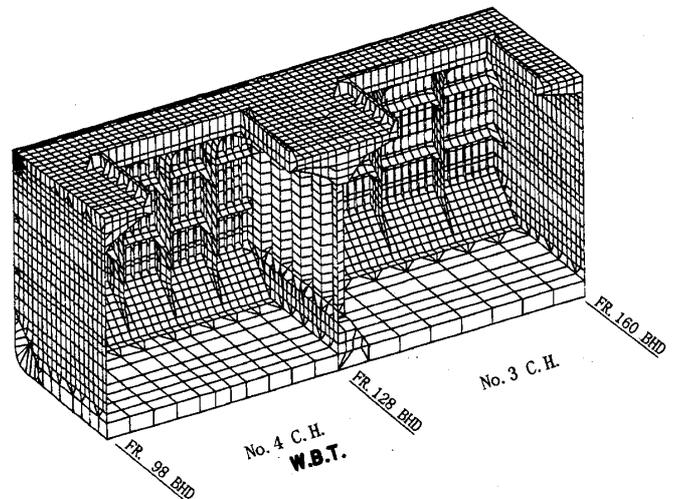


Fig.3 3-D FEM model

さて、上甲板側の静的圧縮応力が大きくなる舷側厚板部の座屈強度に関する船級規則<sup>1)</sup>を満足させるためには、カーリングを設置するという方法以外にも、舷側厚板を増厚するという選択肢がある。実際には、経済性を考えてカーリングを設置することが多いが、増厚とカーリング設置を併用する場合もある。そこで、本研究では、疲労強度上の観点から、カーリング端部の形状と共に舷側厚板の板厚増加の影響についても検討を行うこととする。

本チップ船の舷側厚板に設置される座屈防止用カーリングの端部形状としては、これまで設計上実績がある、①スニップタイプ、②ラグタイプ、③Rタイプを設定した。これを Fig.4 に示す。①は最も一般的に使用される形状で、舷側厚板以外に取合う部材がなく、また溶接箇所も次の②に比べ少なく、施工も比較的簡単であるが、端部に角巻き溶接部があり、疲労強度上注意が必要となる。②は舷側厚板以外にもホールフレームとの取合いが生じ、溶接箇所が①に比べて多くなる。また、施工上、

ホールドフレームをはさんで目違いの可能性があり、注意が必要となる。③は、カーリング端部の応力集中を緩和する目的で、①に対して意識的に端部形状を工夫したタイプである。また、舷側厚板の板厚増加の影響を見るために、スニップタイプのカーリングを仮定した上で、④舷側厚板の板厚を 15% 増厚、⑤舷側厚板の板厚を 30% 増厚した場合についても併せて検討を行った。

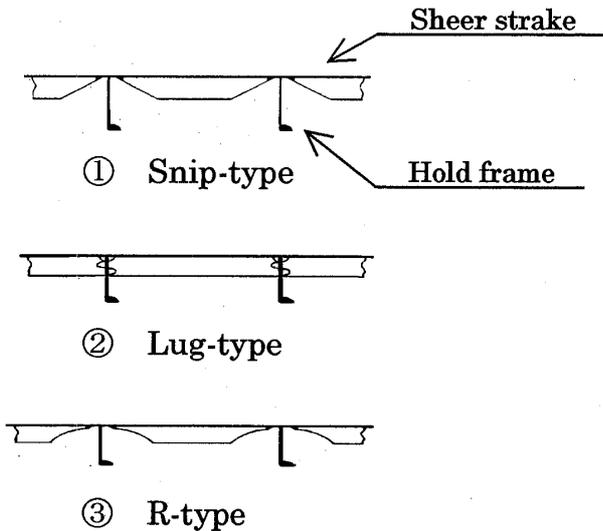


Fig.4 Carling types

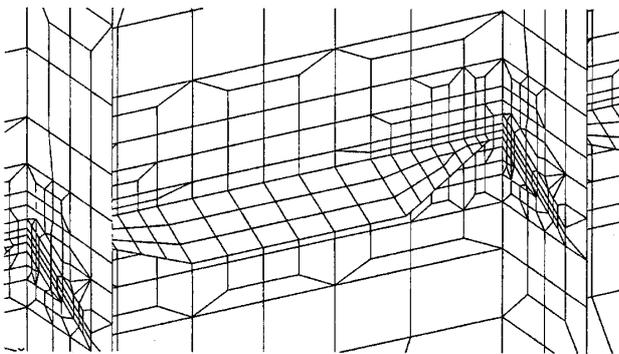


Fig.5 Fine mesh part in FEM model (Snip-type)

以上、①から⑤までの5ケースについて、舷側厚板部（座屈防止用カーリング周辺）の疲労強度検討を行った。なお、上記3種類のカーリング形状について、疲労強度上問題となる箇所は、スニップタイプとRタイプについてはカーリング端部および舷側厚板、ラグタイプについてはカーリングとホールドフレームの取合い箇所およびホールドフレームと考えられる。そこで、有限要素法による解析においては、あらかじめ応力が高くなると予想される箇所について、局部的応力集中が表現されるよ

う、板厚程度のメッシュ分割を行った。これを Fig.5 に示す。

### 3. 舷側厚板部の疲労強度検討方法

本研究における疲労強度検討では、まず各種変動荷重成分の応答関数を計算し、また FEM モデルに各荷重成分の単位荷重を加えた応力計算を行った。次に、双方の結果を線形重ね合せ法により荷重の位相差を考慮して重ね合わせて変動応力の応答関数を求め、この応答関数を基に応力の短期・長期予測を行い、マイナー則を適用して累積疲労被害度を計算した。すなわち、船体の疲労強度検討にしばしば用いられる設計波法やピーク時比率法といった簡易的な方法により応力の長期予測を行うのではなく<sup>2)</sup>、変動荷重による応力の同時刻性を考慮して重ね合わせ、応力の応答関数を求めるというより厳密な方法を用いている。

#### 3.1 計算条件

船体運動・波浪荷重の計算は、日本中型造船工業会で開発されたストリップ法による船体運動性能プログラム<sup>3)</sup>を新来島どっくで部分的に改良したものをを用いて行った。計算条件は、以下の通りである。

荷重状態 ; 満載およびバラスト状態

波長 ;  $\lambda/L = 0.2 \sim 4.0$  (0.1ピッチ)

波方向 ;  $\alpha = 0^\circ \sim 360^\circ$  (30°ピッチ)

ここで、満載状態では、No.1 ホールドから No.6 ホールドまでカーゴが満載され、二重底バラストタンクは空となる。また、バラスト状態では、No.4 ホールド以外の二重底バラストタンクにバラスト水が搭載され、かつ No.4 ホールドのみにバラスト水が満載される。

本プログラムを用いて計算した変動荷重成分は、

垂直・水平曲げモーメント

垂直・水平せん断力

ねじりモーメント

ホールド内圧

である。ここで、バラスト水およびカーゴによる内圧分布は上下・左右・前後加速度より計算されるが、上下方向については水圧の零点をデッキ部にとる SR207-A 法で、前後および左右方向については水圧の零点をホールド中心にとる SR207-B 法で求めた<sup>4)</sup>。Fig.6 に模式図を示す。なお、波浪変動圧については、検討対象箇所が満載喫水線より 10m 以上上であるため実際には計算を行わず、後で述べるように FEM モデル全体で力とモーメントがバランスするように仮定した。

さて、上記荷重計算と単位荷重による FEM 計算より線形重ね合せ法により得られた応力は、SR202-B 法<sup>5)</sup>

を適用し、ホットスポットストレス（板の表面応力）に変換して評価を行った。また、応力の短期予測・長期予測は、以下の条件で行った。

- 波スペクトル ; ISSC'64
- 波方向 ;  $\cos^2$  乗分布の短波頂不規則波
- 長期波浪データ ; 北太平洋通年データ<sup>6)</sup>
- 船の針路 ; All Headings

累積疲労被害度計算は、応力の長期予測結果に平均応力の影響を考慮したNKの「船体疲労設計ガイダンス」<sup>2)</sup>に与えられるS-N線図を用い、稼働率等を考慮せず、満載状態が10年、バラスト状態が10年として行った。なお、ここでは腐食の影響については考慮していない。

で力とモーメントがバランスするように仮定した。すなわち、船体運動計算から算出した断面力とホールド内圧だけではFEMモデル範囲内において力の釣り合いがとれないため、Fig.7に示すように、船底・船側に線形分布荷重を負荷してモデル全体の力とモーメントの釣り合いをとった。この分布荷重は、断面力・ホールド内圧以外の荷重成分（主として波浪変動圧）を簡易的に評価したものに相当する。なお、この釣り合いをとるための分布荷重の単位荷重としては、2種類の三角形荷重を用いた（船幅方向も同じ）。この方法により、本計算の場合は、波浪変動圧の喫水線付近に生ずる自由表面変動を扱う難しさから開放され、規則波に対する応答は全て線形であるものとして計算を進めることが可能となった。

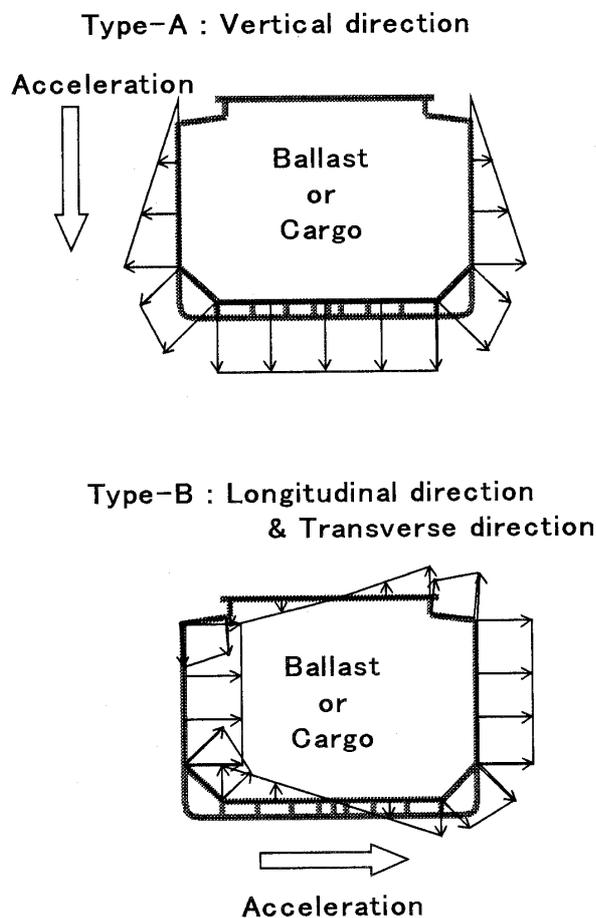


Fig.6 Inner pressure distributions

3.2 応力応答計算

応力計算においては、舷側厚板部（座屈防止用カーリング周辺）の応力変動に寄与する変動荷重成分のうち、断面力および変動内圧のみを実際に計算し、波浪変動圧については検討対象箇所が満載喫水線より10m以上も上であるため実際には計算を行わず、FEMモデル全体

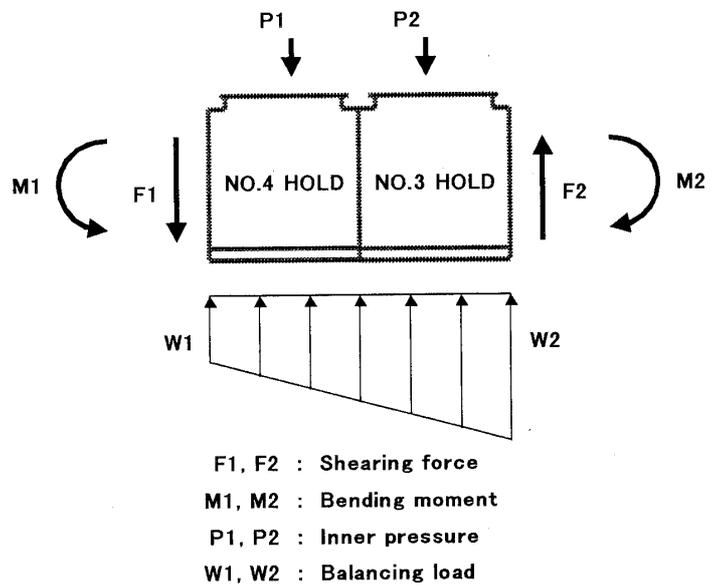


Fig.7 Applied load to FEM model

FEM計算においては、モデル後端を対称条件とし、Fig.7のP1, P2, F2, M2, W1, W2について単位荷重を与え、検討対象箇所の単位荷重変動に対する応力応答量を得た。なお、F1, M1は、上記荷重成分を重ね合わせた際にモデル後端の支持点反力として現れる。また、水平方向の荷重についても同様に扱った。

各種変動荷重成分の単位荷重を負荷した場合のFEM計算結果に各変動荷重の応答量を乗じ、位相差を考慮して重ね合わせれば、任意の荷重の組み合わせによる応力を求めることができる。規則波に対する応力応答の計算にあたっては、船体運動から計算された変動荷重の大きさに従い、位相差を考慮し、応力を重ね合わせた。この重ね合わせは、カーリングタイプ1タイプにつき、載荷状態（2ケース）、出合い角（12ケース）、波長（39ケース）、応力評価箇所（船長方向に13箇所）の組み

合わせの計 12168 点について行った。

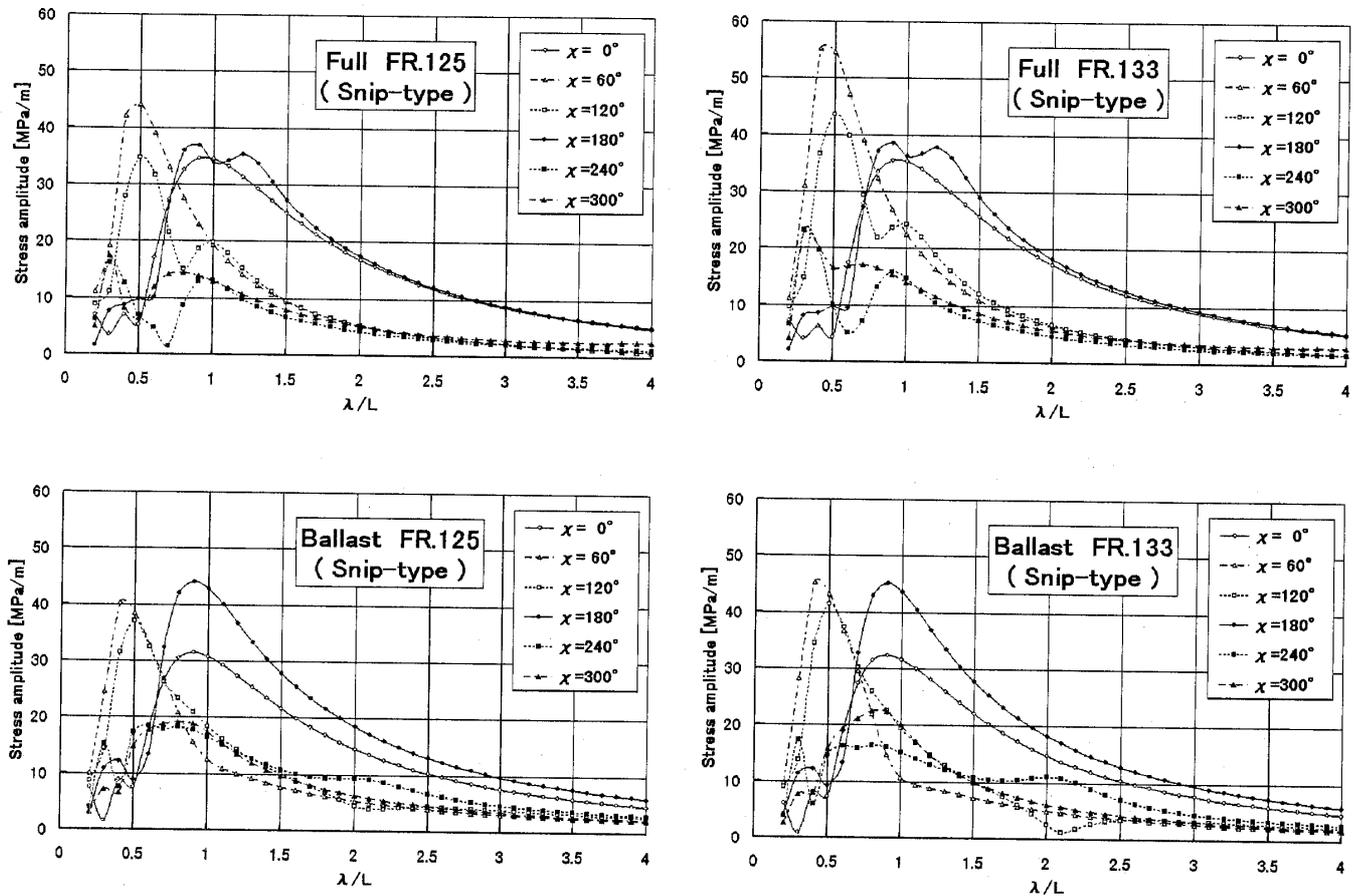


Fig.8 Stress response functions

#### 4. 計算結果および考察

##### 4.1 応力応答関数

Fig.8 に、スニップタイプのカーリングを設置した場合の、FR.125 および FR.133 における応力応答関数の計算結果を示す。縦軸は、波振幅 1m の規則波に対する応力応答量を示している。ここで、FR.125 は No.4 ホールド (バラストホールド) 内で応力が最大となる点であり、FR.133 は、No.3 ホールド (ドライホールド) 内で応力が最大となる点である。なお、この応力最大点はカーリング形状の変化や板厚の増加によっても変わらなかった。

図では  $\lambda/L=0.5$  および  $\lambda/L=1.0$  付近に応力応答のピークが見られるが、 $\lambda/L=0.5$  では主として水平曲げモーメントによる応力が、 $\lambda/L=1.0$  では主として垂直曲げモーメントによる応力が顕著であり、変動内圧による応力値はこれらの曲げモーメントによるものに比べて小さ

いことがわかった。また、これらの応力のピークを満載状態とバラスト状態で比較してみると、 $\lambda/L=1.0$  付近のピークに関してはバラスト状態で波方向  $\alpha=180^\circ$  のみが突出しているのに対し、満載状態では  $\alpha=120^\circ$  から  $\alpha=180^\circ$  の波方向でピーク値が大きくなっている。一方、 $\lambda/L=0.5$  付近のピーク値に関しては満載状態で波方向  $\alpha=60^\circ$  が突出しているのに対し、バラスト状態では  $\alpha=60^\circ$  から  $\alpha=120^\circ$  の波方向でピーク値が大きくなっている。これより、満載状態では垂直曲げモーメントによる応力 ( $\lambda/L=1.0$  付近のピーク) が、バラスト状態では水平曲げモーメントによる応力 ( $\lambda/L=0.5$  付近のピーク) が、より幅広い波方向において支配的であるといえる。

##### 4.2 応力の長期予測

応力の応答関数と波スペクトル、および長期波浪データを用いて変動応力の長期頻度分布を求めた。これを

Fig.9 に示す。この図より、バラスト状態と満載状態の応力レベルにはあまり大きな差がないことがわかる。また、FR.125 と FR.133 の応力レベルを比較すると、バラスト状態では両者に大きな差はないが、満載状態では若干の差が現れ、FR.133 の応力レベルの方が高くなっている。これを Fig.8 の応力の応答関数で比較してみると、FR.125 と FR.133 では満載状態の  $\lambda/L=0.5$  付近に

見られる水平曲げモーメントによるピークが大きく異なり、この影響が長期予測に現れているものと思われる。

なお、長期予測の応力レベルを比較すると、カーリング形状がスニップタイプ、R タイプ、ラグタイプと変化するにつれて応力値が下がっている。また、同じスニップタイプでは、舷側厚板の板厚を増加させることによって、やはり応力レベルが下がっている。

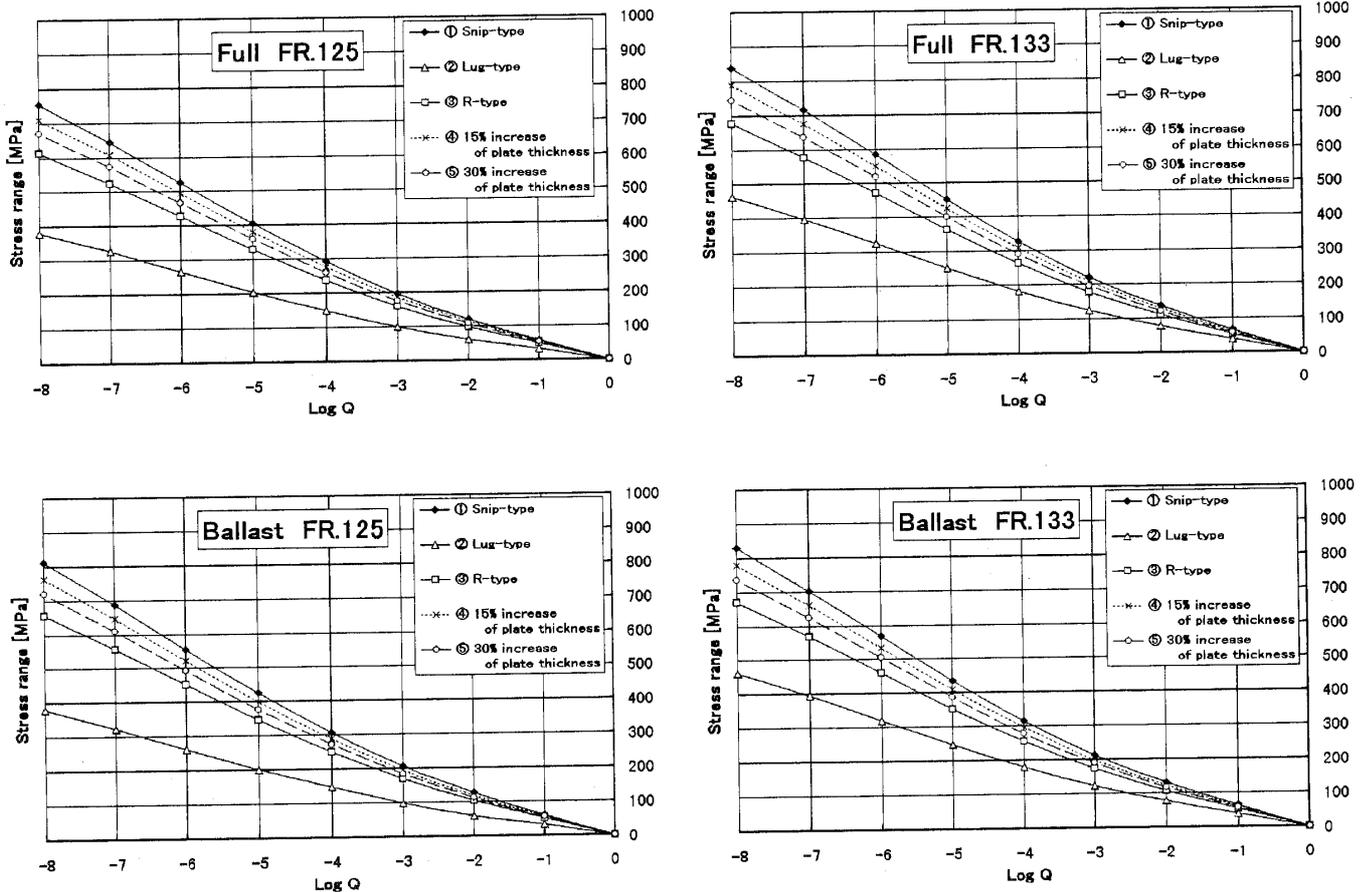


Fig.9 Long-term prediction of stress

#### 4.3 累積疲労被害度

先に示した応力の長期予測値を基に、累積疲労被害度を計算した。なお、当計算では平均応力による影響も考慮に入れている。No.3 ホールドと No.4 ホールド内の船長方向の各点における累積疲労被害度をプロットしたものを Fig.10 に示す。この図より、NK が定める累積疲労被害度の限界値 1.0 を基準に考えると、スニップタイプでは数年で 1.0 を越え、このタイプのカーリングでは船齢の若いうちに疲労き裂が発生する可能性があることがわかる。また、スニップタイプのカーリングを設置して舷側厚板の板厚を増加させた場合、仮に板厚を 30% アップしても累積疲労被害度レベルで 4 割程度の減少、

すなわち疲労寿命にして 1.7 倍しか向上が望めず、コストをかける割には疲労寿命を延ばす効果が小さいことがわかる。一方、R タイプのカーリングでは、端部形状の違いによる応力集中緩和の効果が現れており、スニップタイプに比べ疲労寿命が 2.5 倍となっている。この形状では 20 年経過しても累積疲労被害度が限界値 1.0 を越えることはなく、したがってスニップタイプのように船齢の若いうちに疲労き裂が発生するという危険性は少ないと考えられる。もちろんここで、1.0 という数値は絶対的な基準ではあり得ず、あくまで設計的には、相対的評価が重要であると考えられる。また、本計算にはスニップ端部の角巻き溶接形状の影響が入っておらず、

溶接施工の精度によっては累積疲労被害度の若干の上昇は生じると思われる。

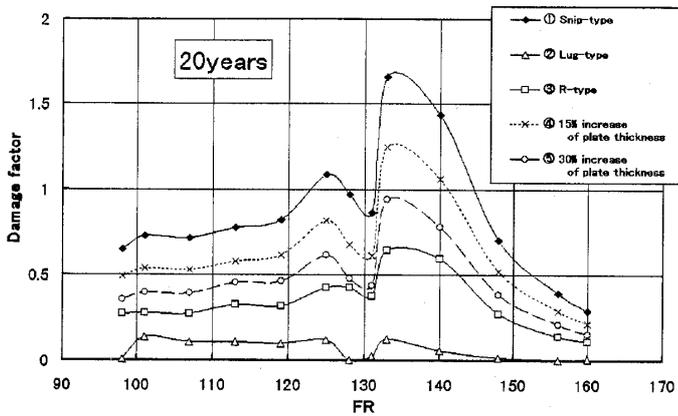


Fig.10 Cumulative damage factor

さて、Fig.10 よりわかる通り、今回検討したカーリング形状ではラグタイプが疲労強度上最も有利であり、スニップタイプに比べて疲労寿命が 12 倍となっている。しかし、このラグタイプは、施工上ホールドフレーム箇所で見違いを起こしやすく、その付近での応力集中が懸念される。したがって、この点について、船体縦曲げ応力を受ける際の応力集中率を計算することにより、検討してみる。

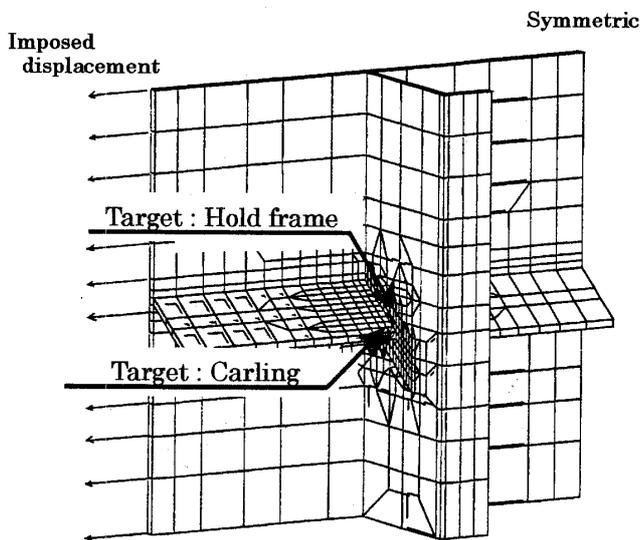


Fig.11 Misalignment in lug-type carling

ラグタイプのカーリングの FEM モデルを Fig.11 に示す。ここで、応力集中を検討する点は、図中に示したカーリング部とホールドフレーム部である。このモデルを用いて板厚程度の目違いがあるとした場合の計算を行

った結果、目違いがない場合の応力値に対して目違いのある場合の応力値は、カーリングとホールドフレームが交差する箇所のカーリング部で 1.7 倍、ホールドフレーム部のカーリング部で 4.0 倍となることが判明した。したがって、ラグタイプは疲労強度上最も望ましいカーリングの形状であるが、施工上目違いを充分注意しなければならないことがわかった。

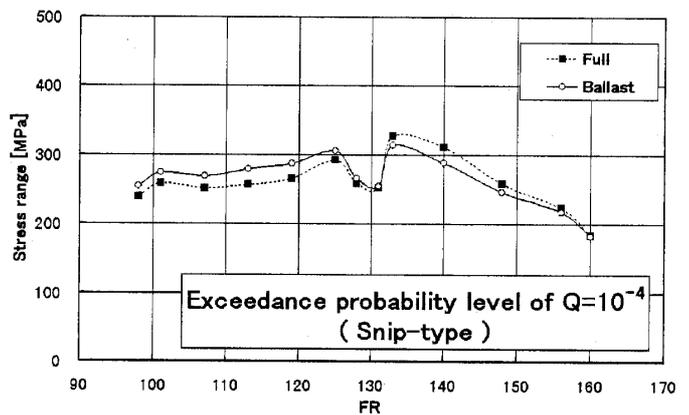


Fig.12 Variable stress distribution (Snip-type,  $10^{-4}$  level)

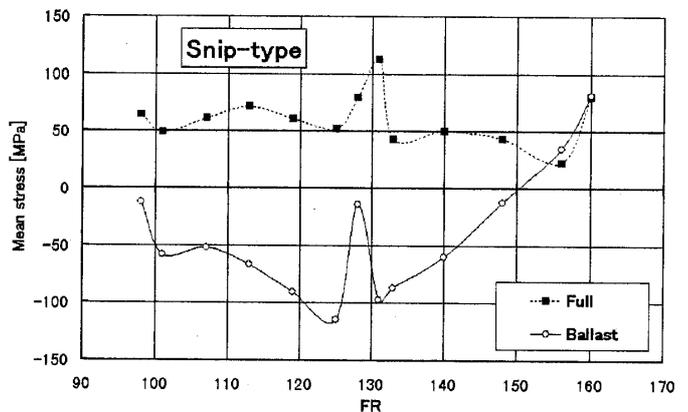


Fig.13 Mean stress distribution (Snip-type)

次に、満載状態とバラスト状態のどちらがより累積疲労被害度に寄与しているかを調べてみる。スニップタイプのカーリングを設置した場合について、満載状態・バラスト状態それぞれにおける長期発現確率  $10^{-4}$  レベルの変動応力の船長方向分布を Fig.12 に、平均応力の船長方向分布を Fig.13 に、累積疲労被害度の船長方向分布を Fig.14 に示す。これより、長期発現確率  $10^{-4}$  レベルの変動応力については満載状態とバラスト状態とで大差はないが、累積疲労被害度になるとバラスト状態の寄与率がかなり低下することがわかる。これは、バラスト状態では No.4 ホールドにバラスト水を集中して搭載

するため静水中サギングモーメントが大きくなり、圧縮側の平均応力が上昇し、この平均応力の影響によって疲労被害度が減少することによるものである。これより、バラスト状態において集中的に搭載されるバラスト水は、舷側厚板部の疲労強度には有利に作用していると言える。

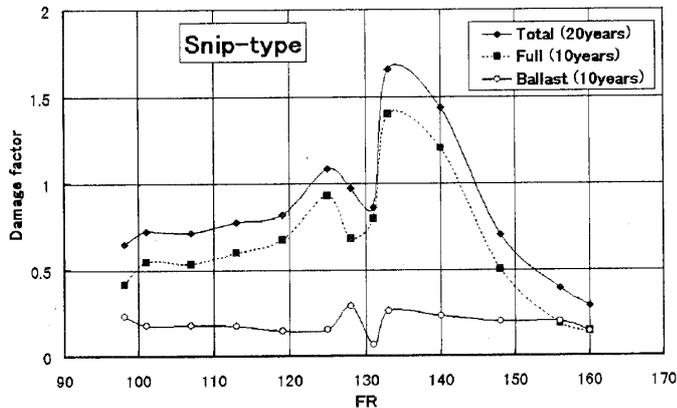


Fig.14 Cumulative damage factor (Snip-type)

## 5. 結言

本研究では、船側構造が横肋骨式で上甲板側の静的圧縮応力が大きくなり、座屈防止用カーリングが設置される可能性の高いチップ船を取り上げ、舷側厚板部に設置されるカーリングの疲労強度に対する影響について検討を行った。得られた結論は以下の通りである。

- (1) 舷側厚板に設置される座屈防止用カーリングの端部形状としてスニップタイプを用いた場合、船齢の若いうちに疲労き裂が発生する可能性があり、疲労強度上望ましくない。
- (2) スニップタイプのカーリングを設置した場合でも、舷側厚板の増厚によって疲労強度は若干向上するが、建造コスト等を考えた場合、効率的な方法とはいえない。
- (3) カーリングの端部形状別に疲労強度を比較してみると、スニップタイプ、Rタイプ、ラグタイプの

順で累積疲労被害度が小さくなる。

- (4) 舷側厚板部に設置される座屈防止用カーリングの形状としては、疲労強度上ラグタイプが最も望ましいと思われるが、施工にあたっては目違い等に充分注意する必要がある。
- (5) 舷側厚板部カーリングの疲労強度に対する支配的な荷重は、垂直および水平曲げモーメントであり、バラスト水による変動内圧は大きな影響を及ぼさない。
- (6) チップ船のように船体中央部にバラストホールドを有する船はバラスト状態において強いサギング状態となり、舷側厚板部に大きな圧縮平均応力が発生するが、これは舷側厚板部の疲労強度には有利に作用する。

なお、今回はチップ船の舷側厚板部に設置されるカーリングについて疲労強度の検討を行ったが、自動車運搬船、冷凍船などの舷側厚板部やバルクキャリアーなどの船底外板に設置される座屈防止用カーリングについても、本研究と同様な疲労強度検討を行う必要があると考える。

## 参考文献

- 1) 日本海事協会, NK 鋼船規則検査要領 C編 C15.4
- 2) 日本海事協会, 船体疲労設計ガイドンス (1995)
- 3) 日本中型造船工業会, 中型船設計工作の電算プログラム化の調査研究報告書 船体運動性能プログラム (1986)
- 4) 日本造船研究協会, 第 207 研究部会 船殻構造の強度評価と管理目標の定量化の調査研究 総合報告書 (1993)
- 5) 日本造船研究協会, 第 202 研究部会 海洋構造物の疲労設計法及び溶接部の品質に関する研究 研究資料 No.395 (1991)
- 6) 平山次清他, 船舶設計用標準海象データベースの構築と利用技術の調査研究報告書 北太平洋の波と風 (1974~1988) (1992)