崩壊モード解析に基づく大型撒積貨物船の 構造信頼性評価に関する研究

正員 岡 田 博 雄* 正員 日 比 茂 幸**
学生員 黒 田 浩 章** 正員 室 津 義 定*

A Study on Structural Reliability of Large Bulk Carrier Based on Collapse Mode Analysis

by Hiroo Okada, *Member* Shigeyuki Hibi, *Member*
Hiroaki Kuroda, *Member* Yoshisada Murotsu, *Member*

Summary

Many studies on system reliability of marine structures have been done using framework models. There are, however, many structures which are difficult to idealize by a framework model. So a new system for plate structures using spatial membrane elements was developed to offer the expansion of the applicability of the structural system reliability by authors in the previous studies.

In this paper, the features of the structural reliability of a large bulk carrier (150,000 DWT) based on the collapse mode analysis are investigated by successively applying the newly developed system.

From the analytical results for the spatial plate structures idealized for modeling the midship part and fore/aft L/4 parts of the ship hull structure under two loading conditions, main conclusions are summarized as follows:

(1) New formulas of the compressive strength are derived for the longitudinal and transverse frame system panels under in-plane compressive and shearing stresses and lateral pressure, and the effects of the shearing stress and lateral pressure on collapse modes and the system reliabilities are investigated.

(2) Effects of the shearing stress on the dominant collapse modes including damages of side shell elements and their occurrence probabilities in the fore/aft L/4 parts of the ship hull structure are more remarkable than in the midship part.

(3) It is also pointed out that another results for deteriorated structures considering the notional corrosion damage referred to the class NK report are in comparatively good correspondence to the features of structural damages due to corrosion at fore/aft parts of aged bulk carriers.

1. 緒 言

近年、船体・海洋構造システムの構造信頼性に関する研究が活発に行われ、日本においても、いくつかのプロジェクト研究が実施されている¹⁾。例えば、日本造船研究協会第210研究部会においては船体構造の信頼性設計に関する研究が行われ^{2),3),6)}、また第207研究部会等においては船体構

造の応答・強度に関する randomness と uncertainties の定量化についての研究が行われている⁴⁾。さらに、日本造船学会海洋工学委員会構造部会においては、海洋構造物の信頼性設計指針(仮称)に関する研究が行われている⁵⁾。

本研究では、まず船体構造の信頼性評価過程の概要と従来の立体骨組構造の最終強度解析に基づく信頼性評価システムの理論を基礎として、有限要素に三角形膜要素を用いることにより、連続体に適用可能な立体薄板構造の崩壊モード解析に基づく、信頼性評価システムの概要を述べる。

次に、数値例として、本システムによる大型バルクキャリアの船体中央部および船首尾 L/4 部における主構造の崩壊モード解析に基づく、信頼性評価事例の紹介を行う。その際、面内圧縮と剪断応力および横圧力を同時に受ける

* 大阪府立大学工学部

** 大阪府立大学大学院工学研究科

長方形パネルの座屈、圧壊強度算定式を新たに導き、船体主構造の崩壊モードと信頼性に及ぼす剪断応力の影響をも検討している。

また、最近の重大関心事の一つである高齢撒積貨物船の船側部重大損傷事故との対応を考察する。

2. 船体構造の信頼性評価過程の概要

構造応答解析 船体に作用する荷重に対する構造応答解析は、一般的にマトリックス有限要素法が用いられるのが最近の傾向である。その際構造が大規模で複雑な場合には、次の限界状態(座屈・圧壊および最終強度等)解析との関連を考慮して、船体構造を全体構造といくつかの部分構造レベルに分けて取り扱うことが多い。構造解析により各部材の内力応答量(節点力または応力等)が次のように荷重の線形結合の形に求められる⁴⁾。

全体構造レベル

$$X_i^{ov} = b_i^{ov}(L_w + L_c + L_s) \quad (1)$$

部分構造レベル

$$X_s^{sub} = b_s^{sub}(X_{i1}^{ov}, X_{i2}^{ov}, \dots, X_{in}^{ov}, L_i)^T \quad (2)$$

$$= b_s^{sub} \begin{bmatrix} b_{i1}^{ov} \\ b_{i2}^{ov} \\ \vdots \\ b_{in}^{ov} \end{bmatrix} (L_w + L_c + L_s) \quad (3)$$

ここに、

b_i^{ov}, b_s^{sub} : それぞれ全体構造、部分構造の荷重変換係数マトリックス

$L_w + L_c + L_s$: 波浪外力、変動内圧、静水荷重であり、それぞれ平均、分散を与えられた確率量である。

L_i : 局部荷重(平均、分散等確率特性量)

各荷重間には相関マトリックス $\rho_{L_w L_w}, \rho_{L_w L_c}, \rho_{L_c L_c}$ で規定される統計的相関を有する。

本過程では、応答および次の限界状態解析に適した構造要素モデルおよび標準要素分割サイズをデータベースとして用意することが重要である²⁾⁻⁴⁾。

構造強度解析(限界状態解析) 船体構造の限界状態を与える損傷モードは、一般に次のように構造レベル、構造形態別に分けて定式化される。

$$Z_{ij}^{ov} = g_{ij}^{ov}(Z_{ij}^{ov}, X_i^{ov}) \leq 0 \quad (4)$$

$$Z_{sj}^{sub} = g_{sj}^{sub}(R_{sj}^{sub}, X_s^{sub}) \leq 0 \quad (5)$$

ここに、

$Z_{ij}^{ov}, Z_{sj}^{sub}$: 要素 t , または s における損傷モード j に対する限界状態規準式(安全余裕、性能関数等とも称する)。

$R_{ij}^{ov}, R_{sj}^{sub}$: 要素 t または s の損傷モード j に対する強度パラメータであり、例えば、材料特性として降伏応力(耐力) σ_r , あるいは構造強度として座屈・圧壊強度 σ_c , さ

らには建造特性として初期たわみ w_0 等が考えられる。

部材の破損条件あるいは部材の限界状態を与える損傷モードとしては一般に塑性化、座屈および疲労が評価対象となる。それぞれの破損条件あるいは限界状態基準の定式化を明確に行う必要がある。これに含まれる確率変数の主なものは材料に関連する降伏応力やヤング率等、建造に関連する初期不整(初期たわみ、角変形、目違い等)等が考えられるが後者については統計データが乏しいのが現状であるが、可能な限り収集して、これをデータベース化しておくことが重要である²⁾⁻⁴⁾。

信頼性解析 破損条件と先に求めた内力応答より、各損傷モードに対する限界状態基準式(安全余裕、性能関数)(4)および(5)式が定まることになる。これより、各損傷モードに対する破損確率が次のように表される。

$$P_{fij}^{ov} = P \text{ rob}[Z_{ij}^{ov} \leq 0] \quad (6)$$

$$P_{fsj}^{sub} = P \text{ rob}[Z_{sj}^{sub} \leq 0] \quad (7)$$

上式の $Z_{ij}^{ov}, Z_{sj}^{sub}$ は、例えば甲板パネルの座屈・圧壊強度に対する信頼性評価モデル(破壊関数)は一般に確率変数に関して非線形となるので信頼性指標 β あるいは破壊確率の計算には拡張線形化二次モーメント法が用いられる⁷⁾⁻¹⁰⁾。

3. 崩壊モード解析とそれに基づく立体薄板構造の信頼性評価システムの概要

高次冗長構造の場合には構造全体のシステムとしての信頼性の検討が必要となる[例えば、Thoft-Christensen and Murotsu(1986), 岡田博雄(1989, 1991)等参照]¹⁰⁾⁻¹²⁾。

そこで、従来開発されている立体薄板構造の信頼性解析システムを用いて¹²⁾、板構造モデルによる船体中央部断面の最終崩壊強度解析とそれに基づく信頼性評価を行い、上記結果との比較・考察から構造の冗長性が信頼性に及ぼす影響の検討を行っている。解析理論の概要は次の通りである(詳細は文献¹²⁾ 参照)。

n 個の要素と m 個の節点をもち、最大 $3m$ 個の荷重がこれらの節点に作用する立体薄板構造を考え、要素に通し番号をつける。このとき、弾塑性要素 t の安全余裕 Z_t は要素の強度 R_t と節点力ベクトル X_t の線形化破損条件式を考慮して下式で与えられる。

$$Z_t = R_t - C_t^T \cdot X_t \leq 0 \quad (8)$$

ここに、 R_t は膜要素の基準強度であり、また C_t^T は要素の寸法諸元により定まる定数ベクトル(文献¹²⁾ 参照)。

本論文では、基準強度として、降伏応力 σ_r あるいは座屈・圧壊強度 σ_c を考える。その際、面内圧縮と剪断応力および横圧力を同時に受ける長方形パネルの座屈・圧壊強度算定式を付録に示すように新たに導いた。

次に、立体薄板構造の構造破損は塑性崩壊により、節点に大きな変位が生じたときで定義するとし、次の手順で構造破損基準を生成する。まず、 $p-1$ 個の要素 $t_1, t_2, \dots, t_{p-1}$

が破損した p 段階目での応力解析を行うと結局、要素節点力ベクトル X_t が求められる。これを(8)式に代入すると、破損せずに残った要素 t の安全余裕が次式のように得られる。

$$Z_t^{(p)} = R_t + \sum_{k=1}^{p-1} a_{tk}^{(p)} \cdot R_{tk} - \sum_{j=1}^{3m} b_{tj}^{(p)} \cdot L_j \quad (9)$$

ここに、

$a_{tk}^{(p)}$: 残留強度影響係数

$b_{tj}^{(p)}$: 荷重影響係数

L_j : 外荷重ベクトル L の成分

ここで、最後の破損要素 t_{p-1} に対する安全余裕が構造破損モードの安全余裕を与える。

以上のように、要素の破損条件式を(8)式に示すような内力の一次式で与えると、要素の安全余裕が(9)式のように要素基準強度と外荷重の線形結合の形で記述できるので、これらが確率変数となる場合の確率評価が比較的容易となる。

選択された構造破損に至る完全破損経路に対応する構造破損モードの生起確率は、最後の破損要素の安全余裕 $Z_{t_{pq}}^{(p_q)}$ を用いて次のように評価する。

$$P_{fq} = P[Z_{t_{pq}}^{(p_q)} \leq 0] \quad (10)$$

作用荷重と強度が正規確率変数となる場合には、上式の評価は安全余裕 $Z_{t_{pq}}^{(p_q)}$ が確率変数に関して線形なので極めて簡単に下式で与えられる。

$$P_{fq} = \Phi(-\beta) \quad (11)$$

ここに、

$$\beta = \frac{[Z_{t_{pq}}^{(p_q)} \text{の平均値}]}{[Z_{t_{pq}}^{(p_q)} \text{の標準偏差}]}, \Phi(\cdot) \text{は標準確率分布関数}$$

4. 数値計算例とその考察

4.1 解析対象船とそのモデル化

解析対象船は、Fig.1 に示すような 150,000 DWT 散積貨物船である^{4),5)}。甲板部分およびそれに隣接する部分には、それぞれ HT 40 と HT 36 が用いられ、それ以外の部分については HT 32 が用いられている。

本船を対象に、立体薄板構造の信頼性解析システムを用いて、板構造モデルによる船体中央部および船首尾 $L/4$ 部断面の最終崩壊強度解析およびそれに基づく信頼性評価を行う。

船体中央部および船首尾 $L/4$ 部断面は防撓材付板構造となっているが、このままでは解析が困難であるから、防撓材は等価な板厚に換算し、Fig.2 のような断面形状を持ち、Fig.3 のような三角形膜要素から成る立体薄板構造にモデル化した(節点数 68, 要素数 132)。なお、各部の材料強度等は Table 1 および Table 2 に示す通りである。また Table 1 における構造要素の番号は Fig.2 のものと対応している。また、解析にあたっては、船の長さ方向に 3 solid floor 分の長さを対象としており、境界拘束条件としては、左端を横隔壁断面と想定して各方向への変位を完全拘束

Fig.1 Midship section of 150,000 DWT bulk carrier

Fig.2 Element name numbers of spatial plate structure model

し、右端は自由とした。

また、信頼性解析に当たっては、防撓板構造の強度の確率的特性は最終強度を平均値とし、変動係数 $COV=0.08$ のそれぞれ統計的に完全独立な正規確率変数と仮定している。なお最終強度は、引張の場合は降伏応力 σ_r 、圧縮の場合

Table 1 Structural characteristics for spatial structure elements

Structural no.	Material	Compressive strength parameter ϕ	Stiffener spacing b(mm)	Idealized plate thickness t' (mm)	Plate slenderness parameter λ_p
① bottom plate	HT32	0.8434	760.0	23.4	1.798
② bottom plate	HT32	0.8187	810.0	23.1	1.916
③ bottom plate	HT32	0.8187	810.0	23.9	1.916
④ bilge plate	HT32	0.7984	848.5	17.5	2.008
⑤ center girder	HT32	—	770.0	8.9	2.277
⑥ side girder	HT32	—	770.0	14.5	2.551
⑦ inner bott.pl.	HT32	0.9072	760.0	29.5	1.339
⑧ inner bott.pl.	HT32	0.8929	810.0	29.4	1.427
⑨ corner plate	HT32	0.8929	810.0	28.0	1.427
⑩ side shell	HT32	0.7995	810.0	20.9	2.033
⑪ side shell	HT32	0.5864*)	860.0	26.4	2.035
(⑪ side shell)	HT32	(0.5542)	860.0	(23.1)	(2.319)
⑫ side shell	HT32,36,40	0.7952	950.0	24.2	2.137
⑬ topside tank	HT32,36,40	0.8273	935.0	22.7	1.942
⑭ deck girder	HT40	0.7792	800.0	20.5	1.786
⑮ deck plate	HT40	0.9022	811.3	37.0	1.486

Young's modulus : $E=210(GPa)$ $t' \cong t + \frac{A_s}{b}$

Shear modulus : $G= 81(GPa)$ $\lambda_p = (\frac{b}{t'})\sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$

*) ϕ_q is chosen for panel ⑪ and ϕ_{US} for the other panels.

The numbers ①~⑮ correspond to the Fig.2.

Panel ⑪ is transvers frame system panel,the other panels are longitudinal frame system panels.

Values in parentheses denote deteriorated element data.

Table 2 Material properties (yield stress)

	Mean value(MPa)	COV
Mild steel	280	0.08
HT steel		
(32 kgf/mm ²)	360	0.08
(36 kgf/mm ²)	400	0.08
(40 kgf/mm ²)	460	0.08

は σ_y に座屈・圧壊強度係数 ϕ を掛けたものであるが、ここでは強度係数 ϕ として、板の最終強度に対するもの ϕ_{US} と横圧力を考慮した圧壊強度係数 ϕ_q のうち小さいものを採用する(文献 4), 9)および付録等参照) 4),9),13)~17),22)。

4.2 作用荷重について 4),9),18),19)

解析に際し、立体薄板モデルに作用させた荷重については次の通りである。

(1) 縦曲げ荷重

船体に作用する縦曲げモーメント(ホギングおよびサギングモーメント)による曲げ応力の確率特性は、船舶の就航期間中の最大値として発現超過確率が 10^{-8} 程度のものを想定し、船体中央断面においては

平均値 $\mu_{\sigma_{max}}=175 MPa$, 変動係数 $COV=0.07$ (12)

Fig. 3 Spatial plate structure model for main hull girder of 150,000 DWT bulk carrier

船首尾 $L/4$ 部断面においては、次のように仮定した。

$$\text{平均値 } \mu_{\sigma_{\max}} = \frac{175}{2} \text{ MPa, 変動係数 } \text{COV} = 0.07 \quad (13)$$

次に、曲げ応力は Fig. 4 に示すように甲板部分(船体水平中性軸から最も遠い)を最高に、船体深さ方向に直線分布しているものと仮定し、これを等価な水平集中荷重に置き換えて立体薄板モデルの自由端各節点に作用させた。

(2) 垂直剪断荷重

垂直剪断応力については、Fig. 4 に示すように船体中央断面では

$$\text{平均値 } \mu_{\tau} = 40 \text{ MPa, 変動係数 } \text{COV} = 0.07 \quad (14)$$

船首尾 $L/4$ 部断面においては

$$\text{平均値 } \mu_{\tau} = 120 \text{ MPa, 変動係数 } \text{COV} = 0.07 \quad (15)$$

の大きさに船体深さ方向に一様分布しているものと仮定した。そして、これを等価な垂直集中荷重に置き換えて自由端各節点に作用させた。

$$\begin{aligned} \mu_{\sigma} &= -175 \text{ MPa} \quad (\text{Midship}) & \mu_{\tau} &= 40 \text{ MPa} \quad (\text{Midship}) \\ &= -\frac{175}{2} \text{ MPa} \quad (L/4 \text{ parts}) & &= 120 \text{ MPa} \quad (L/4 \text{ parts}) \\ \text{COV} &= 0.07 & \text{COV} &= 0.07 \end{aligned}$$

(a) Sagging Condition

$$\begin{aligned} \mu_{\sigma} &= 175 \text{ MPa} \quad (\text{Midship}) & \mu_{\tau} &= -40 \text{ MPa} \quad (\text{Midship}) \\ &= \frac{175}{2} \text{ MPa} \quad (L/4 \text{ parts}) & &= -120 \text{ MPa} \quad (L/4 \text{ parts}) \\ \text{COV} &= 0.07 & \text{COV} &= 0.07 \end{aligned}$$

(b) Hogging Condition

Fig. 4 Longitudinal bending stress and shearing stress distribution

(3) 水圧、船倉内貨物による横圧力について

船体に作用する水圧は Fig. 5 に示すように、日本海事協会、「鋼船規則等の検査要領集」¹⁸⁾を参考に算出し、これを等価な集中荷重として水圧の掛かる各節点に作用させた。また、船倉内貨物による横圧力についても同様に扱った。

4.3 解析結果とその考察

① Hogging condition の場合

解析によって得られた、破損確率の卓越する要素および主要破損経路の例を Fig. 6(a) に示す。

中央部構造では、船底の破損が卓越しており、これは水圧による荷重 (Sag. のときよりも大) が大きな要因となっているものと考えられる。

船首尾 $L/4$ 部断面では、Hogging condition の場合においても船側外板の中央部が破損するモードが卓越しており、剪断応力の影響が大きいことがわかる。

② Sagging condition の場合

解析によって得られた、破損確率の卓越する要素および主要破損経路の例を、船首尾 $L/4$ 部断面に対する場合について、Fig. 6(b), (c) に示す。

船首尾 $L/4$ 部断面では、船側外板の中央部が破損するモードが卓越しており、Sagging condition の場合においても剪断応力の影響が大きいことがわかる。

なお、日本海事協会の調査結果²⁰⁾などによれば、高齢撒積貨物船などでは崩壊に及ぼす腐食衰耗の影響が大きいことが予想されるので、これを参考に腐食衰耗を想定した船体主構造に対して上と同様の崩壊解析を行い、船側部外板の重大損傷事故との対応などを考察した^{21), 22)}。

結果を要約すれば、船体中央部については腐食前後において崩壊モードとその生起確率の値はさほど差がみられない。一方船首尾 $L/4$ 部断面については、腐食前後において崩壊モードはほぼ同じであるが、その生起確率が約 10 倍程

Values of H_0 , H_1 , H_2 and d_s are given by NK rule.

Fig. 5 Lateral pressure distribution

Most dominant failure element

Element end number : 25

Failure probability : 0.3293×10^{-1}

Central safety factor : 1.221

Ultimate collapse mode

Failure path : 25 → 23 → 13 → 131 → 26 → 24 → 11

Failure probability : 0.1032×10^{-3}

Central safety factor : 1.421

Fig. 6(a) Dominant failure modes and their failure probabilities for midship part under hogging condition

Most dominant failure element

Element end number : 99

Failure probability : 0.9808

Central safety factor : 0.8032

Ultimate collapse mode

Failure path : 99 → 97 → 104 → 105 → 100 → 101 → 61

Failure probability : 0.1578×10^{-1}

Central safety factor : 1.210

Fig. 6(b) Dominant failure modes and their failure probabilities for fore/aft L/4 part under sagging condition

Most dominant failure element

Element end number : 65

Failure probability : 0.2533

Central safety factor : 1.074

Ultimate collapse mode

Failure path : 65 → 130 → 97 → 99

Failure probability : 0.3546×10^{-2}

Central safety factor : 1.296

Fig. 6(c) Dominant failure modes and their failure probabilities for fore/aft L/4 part under hogging condition

度上昇している。これは腐食の前後において、崩壊に対する剪断応力の影響が顕著に現れたことによるものと考えられる。

以上の結果は、日本海事協会の「高齢撒積貨物船の損傷調査」に関する報告書²⁰⁾に見られるような、倉内肋骨等の腐食・衰耗による船首尾 L/4 部の船側外板の脱落等の損傷事故の要因を考察する上で、一つの重要な課題を提供したのと考えられる。

5. 結 言

以上、崩壊モード解析に基づく立体薄板構造信頼性評価システムの概要を述べるとともに、高張力鋼製 150,000 DWT 撒積貨物船を対象として本システムを適用し、立体薄板構造モデルによる、船体縦曲げ時における中央部および船首尾 L/4 部主構造の崩壊強度、およびそれに対する信頼性評価の検討を行った。

これより、船首尾 L/4 部主構造においては船側部を含む崩壊モードが卓越するなど信頼性評価に及ぼす剪断応力の影響の大きいことなどを明らかにした。これは高齢撒積貨物船の船側部の最終強度評価において一つの重要な課題を提供したのと考えられる。

なお、本研究は平成 4 年度文部省科学研究費補助金総合

研究(A)およびSR 207 研究部会 WG 4 委員会研究に関連してなされたものであることを付記し、関係各位にお礼申し上げます。

さらに、種々ご討論いただきました船体構造委員会関西地区部会 上田幸雄部会長はじめ委員各位に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- Machida, S. et al.(1992): Recent Japanese Research Activities on Structural Reliability of Ships and Offshore Structures, Proc. BOSS '92, London, UK.
- 日本造船研究協会第 210 研究部会編 (1989): 新世代造船システムに関する調査研究, 研究資料 No. 393, pp. 146-160.
- 日本造船研究協会第 210 研究部会, 第 2 分科会編 (1989): 新船体構造設計法に関する調査研究報告書, pp. 128-165.
- 日本造船研究協会第 207 研究部会編 (1992, 1993): 船殻構造の強度評価と管理目標の定量化に関する調査研究報告書 (平成 4 年 3 月, 平成 5 年 3 月)
- 日本造船学会海洋工学委員会構造部会編 (1992): 海洋構造物の信頼性設計指針 (仮称), (未公表)
- 日本造船学会船体構造委員会編 (1990): 造船設計における構造解析と信頼性工学, シンポジウムテキスト, pp. 149-219.
- 室津義定 監訳: 構造信頼性-理論と応用, シュプリンガー・フェアラーク東京 (1986)
- 星谷 勝, 石井 清: 構造物の信頼性設計法, 鹿島出版会 (1986)
- 岡田博雄他 (1992): 浮体係留式原油生産システムおよび軽量化船の構造信頼性評価に関する研究, 第 11 回海洋工学シンポジウム論文集, 日本造船学会 pp. 217-224.
- Thoft-Christensen, P. and Murotsu, Y. (1986): Application of Structural Systems Reliability Theory, Springer Verlag.
- 岡田博雄他 (1989): 最終強度解析に基づく立体骨組構造の信頼性評価の一方法, 日本造船学会論文集, 第 166 号, pp. 315-323.
- 岡田博雄他 (1991): 立体薄板構造の最終崩壊モードの生成とそれに基づく信頼性評価の一方法, 日本造船学会論文集, 第 170 号, pp. 483-491
- O. F. Hughes: Ship Structural Design, John Wiley & Sons, 1983
- Faulkner, D.: A Review of Effective Plating for Use in the Analysis of Stiffened Plating in Bending and Compression, Journal of Ship Research, Vol. 19, 1975, pp. 1-17
- Carlsen, C. A.: Simplified Collapsed Analysis of Stiffened Plates, Norwegian Maritime Research, Vol. 4, 1977, pp. 20-36
- Soares, C. G. and Soereide, T. H.: Behaviour and Design of Stiffened Plates under Predominantly Compressive Loads, Journal of Shipbuilding Progress, Vol. 30, No. 341, 1983, pp. 13-27
- 大嶋耕一, 岡田博雄, 福本桂夫: 水圧を受ける周辺支持平板の圧縮強度一辺長比の影響の検討, 関西造船協会誌, 第 177 号 (昭 55)
- 日本海事協会: 鋼船規則集, 同検査要領
- P. A. Frieze, et al.: Proc. ISSC '91 Committee V. 1 (Applied Design) Report (1991)
- 日本海事協会: 高齢撒積貨物船の損傷に関する報告, 1992.
- 岩本和宜: 高齢大型撒積貨物船の崩壊強度評価に関する研究, 大阪府立大学工学部船舶工学科, 平成 4 年度卒業論文 (未公表)
- 黒田浩章: 面内力と横圧力の相互作用を考慮した船体防撓パネルおよび船体主構造の強度評価に関する研究, 大阪府立大学工学部船舶工学科, 平成 4 年度卒業論文 (未公表)

付 録

面内力と同時に横圧力を受ける長方形板の圧壊強度について

Fig. A1 に示すように, 面内圧縮および剪断応力と同時に横圧力を受ける長辺支持あるいは長辺固定の長方形板の圧壊強度は, 同図のように崩壊するものと仮定すると近似的に下式のように与えられる²²⁾。また, これを図示したのが Fig. A2 であり, 剪断応力, 横圧力の増加により, 圧壊強度が相当減少する様子が見られる。

縦肋骨方式の場合

$$Q = C_1 \lambda_p^2 \frac{1 - \phi_{q0}^2 - \phi_i^2}{(4 - 3\phi_{q0}^2 - 4\phi_i^2)^{0.5}} \quad (A1)$$

$$C_1 = \begin{cases} 4: \text{長辺支持} \\ 8: \text{長辺固定} \end{cases}$$

横肋骨方式の場合

$$Q = C_2 \lambda_p^2 \frac{1 - \phi_{q0}^2 - \phi_i^2}{(1 - \phi_i^2)^{0.5}} \quad (A2)$$

$$C_2 = \begin{cases} 2: \text{長辺支持} \\ 4: \text{長辺固定} \end{cases}$$

ここに,

$$Q = \frac{qb^4}{Et^4}: \text{無次元化横圧力,}$$

q : その部分に働く横圧力

$$\lambda_p = \frac{b}{t} \sqrt{\frac{\sigma_Y}{E}}: \text{平板細長比,}$$

σ_Y : 降伏応力

E : ヤング率

$$\phi_{q0} = \frac{\sigma}{\sigma_Y}, \quad \sigma: \text{船体縦曲げによる面内応力}$$

$$\phi_i^2 = \frac{3\tau^2}{\sigma_Y^2}, \quad \tau: \text{船体鉛直剪断力による面内剪断応力}$$

(a) In the case of a transverse frame system

(b) In the case of a longitudinal frame system

Fig. A1 Modeling and plastic collapse modes of ship platings under combined loads

(a) In the case of a transverse frame system panel with long clamped edges

(b) In the case of a transverse frame system panel with long supported edges

(c) In the case of a longitudinal frame system panel with long clamped edges

(d) In the case of a longitudinal frame system panel with long supported edges

Fig. A2 Compressive strengths of ship platings under in-plane load and lateral pressure