

大韓造船學會論文集
 第28卷 第1號 1991年 4月
 Transactions of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 28, No. 1, April 1991

理想化構造要素法에 의한 船體構造의 最終縱強度 解析

白 点 基*

Ultimate Longitudinal Strength Analysis of Ship's Hull Girder by Idealized Structural Unit Method

by

Jeom K. Paik

要 約

본 연구에서는 理想化構造要素法을 적용하여 船體構造의 最終 縱強度를 효율적으로 해석할 수 있는 방법을 개발하였다. 이를 위해 2축방향 축력을 받는 板要素에 대한 理想化板要素를 초기치짐과 잔류응력의 영향 및 국부구조와 전체구조간의 상관효과를 고려하여 정식화하였다. 본 해석법을 二重船殼構造로 된 4만톤급 精油運搬船에 적용하여 초기치짐, 잔류응력 및 재료의 항복응력의 변화에 따른 船殼거어더의 最終 縱強度를 해석하고, 이들 결과를 바탕으로 縱強度측면에서의 剩餘強度係數 및 信賴性指標을 평가하였다.

Abstract

In this paper, an efficient method for the ultimate longitudinal strength analysis of the double skin hull girder is presented by using idealized structural unit method. Idealized plate element subjected to biaxial load is developed taking account of initial deflection and welding residual stress. Interaction effect between local and global buckling in the whole structure is also taken into consideration. The reserve strength factor and reliability index for the example 40K double skin product oil carrier are evaluated against the ultimate longitudinal strength. It is concluded that the present method seems to be useful in the sense that the computing time required is very short while giving the reasonable solution.

발표 : 1990년도 대한조선학회 추계연구발표회(1990. 11. 10)

접수일자 : 1990년 11월 1일, 재접수일자 : 1991년 3월 8일

*정회원, 부산대학교 조선공학과

1. 序 論

船體構造는 외하중의 증가와 함께 最終強度 상태에 도달하기까지 挫屈 및 塑性등에 기인된 복잡한 非線形舉動을 나타낸다. 또한, 船體構造는 용접, 절단등의 열가공을 통하여 건조되기 때문에 선체구조 부재에는 초기처짐이나 잔류응력등의 초기결함이 필연적으로 존재한다. 보다 합리적인 선체 구조설계와 安全性 評價를 위하여는 선체구조의 비선형 거동을 고려한 最終強度를 해석하지 않으면 안된다. 이중에서도 船體構造의 縱強度는 가장 기본적인 강도이며, 船體 構造設計時에는 반드시 확인해야 하는 중요한 부분이다. 특히 최근에 알래스카 연안에서 발생한 유조선 엑스 발데스로의 좌초사고를 계기로 美의회에서는 美연안을 항해하는 모든 탱커는 二重船體構造化되어 있어야 한다는 내용의 법안이 통과되어 현재 발효중에 있다. 二重船體構造를 가진 선박은 지금까지 건조실적이 매우 적고, 명확한 構造設計 지침이 확립되어 있지 않은 실정이므로, 기존의 선급규정이 아니라 기본적으로는 直接構造解析을 통한 구조부재치수 결정 및 構造 安全性 評價를 행하지 않으면 안된다. 더욱이, 전세계 탱커의 상당부분을 우리나라에서 건조하고 있다는 사실을 감안할때 이 문제를 우리나라에서 주동적으로 시급히 해결해야 할 것이다.

본 연구에서는 이상의 측면에서 최근에 건조 수요가 급증하고 있는 二重船體 構造를 대상으로 구조강도 중에서 가장 기본이 되는 最終縱強度를 효율적으로 해석할 수 있는 새로운 非線形 構造解析法을 개발한다. 이를 위해 면내 2축방향 축력을 받는 판부재의 비선형 거동을 이상화하여 理想化 板要素를 정식화한다. 이때 초기처짐과 잔류응력이 판의 面內剛性에 미치는 영향도 고려하며, 局部破損과 全體破損의 상관효과도 기존의 有限要素法에서와 동일한 수법으로 정식화한다. 본 해석이론을 바탕으로 컴퓨터프로그램을 작성하며, 간단한 구조부재에 대한 기존의 실험 또는 다른 방법에 의한 해석결과와 본 해석 결과를 비교하여 컴퓨터프

로그래ムの 정도와 유용성을 확인한다. 다음에는, 二重船體構造 設計概念을 바탕으로 試設計된 4만톤급 精油運搬船에 본해석법을 적용하여 最終縱強度를 해석하며, 기존의 선급에서 규정하고 있는 방법으로 추정된 작용외하중과 비교하여 最終縱強度 측면에서의 安全關係를 평가한다. 또한 Cornel[1]이 제안한 2차모멘트법을 적용하여 信賴性指標도 계산한다.

2. 解析理論의 定式化

2.1 垂直 縱굽힘모멘트를 받는 船體構造의 非線形 舉動

船體構造의 最終縱強度 解析問題를 다룬 최초의 논문을 발표한 사람은 Caldwell[2]이었으며, 그 이후 많은 연구자들에 의해 이 문제가 다루어졌다[3-13].

선체구조가 극단적으로 큰 垂直 縱굽힘모멘트를 받으면 새김이나 호깅상태에 따라 上甲板 또는 船底外板에 壓縮應力이 작용한다. 압축응력을 받는 판부재에는 좌굴에 의한 처짐이 생기며, 그 결과 면내강성이 크게 저하한다. 판부재의 경우는 기동과는 달리 좌굴이 발생하더라도 외하중의 증가에 대해 더욱 버틸 수 있다. 그러나 하중이 더욱 증가하면 塑性領域의 확산과 함께 굽힘강성이 급격히 저하하여 판부재는 국부적으로 극한상태에 도달한다. 한편, 인장을 받는 부재나 강성이 큰 부재에는 좌굴이 발생하지 않고, 塑性變形에 의해 崩壞하게 된다. 초기처짐이나 잔류응력이 구조부재에 존재하는 경우는 더욱 복잡한 非線形舉動을 나타내며, 선체구조를 전체적으로 볼때 국부적인 파손이 생기면 구조전체적인 굽힘강도에도 심각한 영향을 미치게 된다. 즉 선체구조는 외하중의 증가와 함께 국부적으로 이같은 복잡한 비선형 거동을 나타내면서 구조 전체적으로 붕괴하게 된다.

2.2 本解析 理論에서의 基本假定

선체구조는 기본적으로 板部材로 구성되어 있다. 본 연구에서는 理想化構造要素法을 적용

하므로 기본구성부재인 판부재를 한개의 이상화판요소로 모델링할 수 있다.

판부재에는 일반적으로 Fig.1에 나타내는 바와같이 2축방향 축력 및 전단등의 面內荷重과 水壓등의 횡하중이 작용한다. 그러나 본연구에서 대상으로 하는 最終縱強度 해석문제에서는 면내하중의 경우, 전단력의 크기는 거의 무시할 수 있을 정도로 미소하다. 또한, 수압등의 횡하중은 구조 전체적으로 작용하는 종굽힘모멘트 향으로 치환하여 다루며, 이것이 국부적인 판부재의 거동에 미치는 영향은 무시한다. 따라서 본 연구에서는 판부재에 2축방향 축력이 지배적으로 작용한다고 가정한다.

지배적으로 판의 경계조건은 單純支持狀態에 있으며, 주변은 처짐발생 후에도 직선을 유지한다고 가정한다[14]. 판부재에는 초기결합이 필연적으로 존재하고 있으며, 특히 초기처짐의 존재로 인하여 판부재는 외하중의 증가와 함께 명확한 挫屈現象이 일어나지 않는다. 이외에도 본 연구에서는 다음과 같은 기본가정을 설정한다.

1) 動的荷重의 효과는 等價한 靜的荷重으로 치환하여 다루며, 그 결과 외하중으로는 정적하중만을 고려한다. 즉 파랑종굽힘모멘트와 같은 동적하중도 선급규정의 추정값을 정적하중으로 생각하여 다룬다.

2) 外荷重은 比例的으로 증가한다.

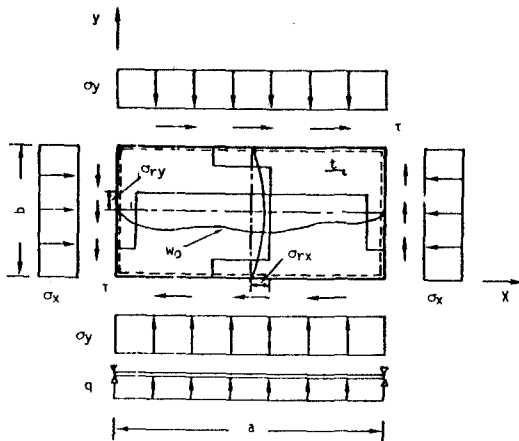


Fig.1 Configuration of the actual plate elements

3) 국부적인 板部材의 거동에 미치는 橫荷重의 영향은 무시한다.

2.3 2軸方向 축력하의 理想化板要素의 定式化

(1) 節点力과 節点變位

본연구에서의 板要素는 그 크기가 일반적인 有限要素와는 비교할 수 없을 정도로 매우 크기 때문에 굽힘강성은 면내강성에 비해 상대적으로 무시할 수 있을 정도로 작으며, 해석정도에 거의 영향을 미치지 않는다[14]. 따라서 이상화판요소의 수치적 전개시에는 굽힘방향에 대한 강성을 평가하지 않으나, 면내 방향의 강성을 평가할때는 굽힘에 의한 면내방향의 증가는 고려한다. 이렇게 하면 기존의 有限要素法에서의 膜要素와 같이 절점자유도로는 x, y 및 z축방향의 변위만을 채용하면 된다. 또한 요소의 절점은 판요소의 모서리부분에만 설정한다. 따라서 판요소의 節点力과 節点變位는 다음과 같이 나타내어진다 (Fig. 2참조).

$$\{R\} = \{R_{x1} R_{y1} R_{z1} R_{x2} R_{y2} R_{z2} R_{x3} R_{y3} R_{z3} R_{x4} R_{y4} R_{z4}\}^T \quad (1,a)$$

$$\{U\} = \{u_1 v_1 w_1 u_2 v_2 w_2 u_3 v_3 w_3 u_4 v_4 w_4\}^T \quad (1,b)$$

(2) 變位-平均變形率 關係

대처짐 영향을 要素의 變位-變形率關係는 다음 식으로 고려한다.

$$\epsilon_x = u_{,x} + 1/2(W_{,xx})^2 \quad (2)$$

$$\epsilon_y = v_{,y} + 1/2(W_{,yy})^2$$

$$\gamma_{xy} = u_{,y} + v_{,x} + W_{,xy}$$

여기서, ϵ_x , ϵ_y , γ_{xy} 는 변형을 성분을 나타낸다.

식(2)를 증분형으로 변환한뒤 행렬표시하면

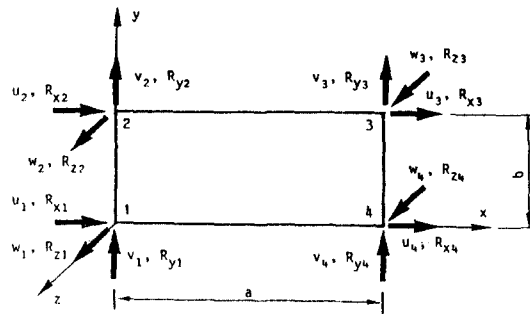


Fig.2 An idealized rectangular plate element

$$\{\Delta\epsilon\} = [B]\{\Delta U\} + [C][G]\{\Delta U\} + 1/2[\Delta C][G]\{\Delta U\} \quad (3)$$

여기서, $\{\Delta\epsilon\} = \{\Delta\epsilon_x \Delta\epsilon_y \Delta\gamma_{xy}\}^T$

$$\{\Delta U\} = \{\Delta u_1 \Delta v_1 \Delta w_1 \Delta u_2 \Delta v_2 \Delta w_2 \Delta u_3 \Delta v_3 \Delta w_3 \Delta u_4 \Delta v_4 \Delta w_4\}^T$$

$$[B_p]\{\Delta U\} = \{\Delta u_{,x} \Delta v_{,y} \Delta u_{,y} \Delta v_{,x}\}^T$$

$$[G]\{\Delta U\} = \{\Delta w_{,x} \Delta w_{,y}\}^T$$

$$[C] = \begin{bmatrix} w_{,x} & 0 \\ 0 & w_{,y} \\ w_{,y} & w_{,x} \end{bmatrix} \quad [\Delta C] = \begin{bmatrix} \Delta w_{,x} & 0 \\ 0 & \Delta w_{,y} \\ \Delta w_{,y} & \Delta w_{,x} \end{bmatrix}$$

(3) 平均應力—平均變形率 關係

前述한 바와같이 현실적으로 판부재에는 초기처짐이 항상 존재하고 있으므로 본연구에서는 처짐을 가진 판부재를 다룬다. 또한 국부적으로 처짐을 가진 판의 面內剛性を 계산하여 등가한 平板要素로 치환하여 다룬다. 처짐을 가진 판이 x방향으로 압축력을 받으면 Fig. 3에 나타내는 바와같이 應力分布가 불균일하게 된다. 즉 x방향의 경우, 모서리부분에 최대 압축응력이 생기고 중앙부에 최소 압축응력이 발생한다. 그러나, 이들 분포를 적분하여 평균하면 평균응력과 동일한 값이 된다. 중앙부에 최소압축응력이 생기는 이유는 주변에 비해 상대적으로 처짐발생으로 인한 인장응력이 작용하기 때문이다. 한편 y방향의 경우는 중앙부에 인장응력이 생기고 모서리 부분에 압축응력이

발생하고 있으며, 이들을 적분하면 외하중이 작용하고 있지 않으므로 0이된다. 이처럼 중앙부에 인장응력이 생긴 이유는 주변이 직선을 유지하고 있으므로 처짐발생에 따른 膜應力이 발생하기 때문이며, 모서리 부분의 경우는 중앙부에 생긴 인장응력과 평형상태를 유지하기 위해 부수적으로 압축응력이 생기게 되는 것이다.

이들 응력분포는 2축방향으로 임의 성분비의 축력이 작용하는 경우라도 유사한 형태를 가지며, 이 분포는 초기처짐과 잔류응력의 영향을 고려하여 판의 彈性大 처짐 支配方程式을 풀면 상세하게 얻을 수 있다. 참고문헌[15]에는 이 문제를 구체적으로 다루고 있으므로, 본 논문에서는 그 결과만을 인용하여 활용하기로 한다. 즉 x 및 y방향의 최대 및 最小應力値는 平均應力의 함수로서 다음과 같이 나타내어진다.

$$\sigma_{xmax} = \sigma_{xav} + \frac{m^2\pi^2}{8a^2} \cdot E \cdot W(W+2W_0) \quad (5.a)$$

$$\sigma_{ymax} = \sigma_{yav} + \frac{m^2\pi^2}{8b^2} \cdot E \cdot W(W+2W_0)$$

$$\sigma_{xmin} = \sigma_{xav} - \frac{m^2\pi^2}{8a^2} \cdot E \cdot W(W+2W_0) \quad (5.b)$$

$$\sigma_{ymin} = \sigma_{yav} - \frac{m^2\pi^2}{8b^2} \cdot E \cdot W(W+2W_0)$$

여기서 σ_{xmax} , σ_{ymax} : 각각 x 및 y방향의 最大應力

σ_{xmin} , σ_{ymin} : 각각 x 및 y방향의 最小應力

σ_{xav} , σ_{yav} : 각각 x 및 y방향의 平均應力

또한, 식(5)에서 W는 板要素의 固有의 挫屈모드에 관한 초기처짐 진폭을 의미하며, m은 固有의 挫屈 半波數로서 다음식을 만족하는 整數로서 결정한다.

$$\frac{(m^2b^2/a^2+1)^2}{m^2b^2/a^2+\sigma_{yav}\sigma_{xav}} \leq \frac{\{(m+1)^2b^2/a^2+1\}^2}{(m+1)^2b^2/a^2+\sigma_{yav}\sigma_{xav}} \quad (6)$$

한편 식(5)의 W는 외하중의 증가와 함께 변화하는 부가처짐량으로서 판의 支配方程式을 풀면 다음 식에 주어진 3차방정식의 해로서 계산된다. 즉,

$$C_1W^3+C_2W^2+C_3W+C_4=0 \quad (7)$$

여기서, $C_1 = E/(m^4\pi^2/a^4 + \pi^2/b^4)$

$$C_2 = 3W_0C_1$$

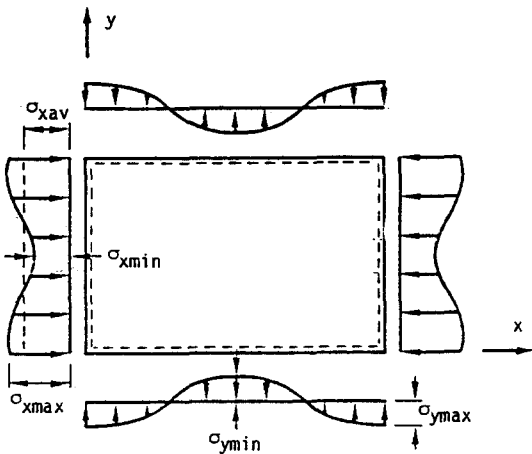


Fig.3 Membrane stress distribution of deflected plate subjected to uniaxial compression

$$C_3 = 2W_0^2 C_1 + 16\pi^2 D / t (m^2/a^2 + 1/b^2)^2 - 16 \{ m^2 (\sigma_{xav} + \sigma_{rex}) / a^2 + (\sigma_{yav} + \sigma_{rey}) / b^2 \}$$

$$C_4 = -16W_0 \{ m^2 (\sigma_{xav} + \sigma_{rex}) / a^2 + (\sigma_{yav} + \sigma_{rey}) / b^2 \}$$

$$D = Et^3 / 12 (1 - \nu^2)$$

$$\sigma_{rex} = \sigma_{rx} \{ 1 - 0.5 \sigma_{rx} / \sigma_0 + \sigma_{rx} \}$$

$$\sigma_{rey} = \sigma_{ry} \{ 1 - 0.5 \sigma_{ry} / \sigma_0 + \sigma_{ry} \}$$

σ_{rx}, σ_{ry} : 각각 x 및 y 방향의 壓縮 殘留應力
 σ_0 : 降伏應力

E : Young률, t : 판두께, ν : 포와손비
 처짐을 가진 판의 평균 변형률은 처짐이 생겨있는 경우에도 주변이 직선을 유지하고 있으므로 다음식과 같이 계산할 수 있다.

$$\epsilon_{xav} = (1/E) \sigma_{xmax} - (\nu/E) \sigma_{yav}$$

$$\epsilon_{yav} = (1/E) \sigma_{ymax} - (\nu/E) \sigma_{xav}$$

$$\gamma_{xyav} = 2(1 + \nu) / E \cdot \tau_{xyav}$$

여기서, $\epsilon_{xav}, \epsilon_{yav}$ 및 γ_{xyav} 는 평균 變形率 成分이며, τ_{xyav} 는 平均 剪斷應力을 나타낸다.

따라서, 식(8)에 식(5, a)를 대입하고, 증분형 행렬표시하면 다음과 같은 증분형 平均應力 - 平均變形率 관계식이 얻어진다.

$$\{\Delta\sigma\} = [D]^E \{\Delta\epsilon\} \quad (9)$$

여기서, $\{\Delta\sigma\} = \{\Delta\sigma_{xav} \ \Delta\sigma_{yav} \ \Delta\tau_{xyav}\}^T$

$$\{\Delta\epsilon\} = \{\Delta\epsilon_{xav} \ \Delta\epsilon_{yav} \ \Delta\gamma_{xyav}\}^T$$

[D]^E : 平均應力 - 平均變形率 行列

(4) 彈性剛性行列의 導出

요소의 接線 彈性 剛性行列은 가상일의 원리를 적용하여 도출할 수 있다. 가상일의 원리에 의하면 다음식이 성립한다. 즉,

$$\delta\{\Delta U\}^T \{R + \Delta R\} = \int_V \delta\{\Delta\epsilon\}^T \{\sigma + \Delta\sigma\} dVol \quad (10)$$

윗식의 좌변은 외력에 의해 행해진 일이며, 우변은 假想變位가 작용하는 동안에 물체내부에 저장된 變形率에너지를 나타낸다.

식(10)에 식(3)을 대입하여 판요소 전체에 대해 적분하고 Updated Lagrangian 기법을 적용하면 최종적으로 다음과 같은 剛性方程式이 얻어진다.

$$\{\Delta R\} = [K]^E \{\Delta U\} \quad (11)$$

여기서, [K]^E : 接線 彈性 剛性行列

$$= \int_V [B_p]^T [D]^E [B] dVol + \int_V [G]^T [\sigma_b] [G] dVol \quad (12)$$

$$[\sigma_b] = \begin{bmatrix} \sigma_{xav} & \tau_{xyav} \\ \tau_{xyav} & \sigma_{yav} \end{bmatrix}$$

식(12)의 구체적인 계산에 있어서 형상함수는 기존의 膜要素에서와 동일한 선형함수를 가정하면 되고, [D]^E는 식(9)의 應力-變形率 行列을 대입하면 된다.

(5) 最終強度 條件

외하중의 증가와 함께 응력치가 높은 부분에서 먼저 소성화가 발생하고, 그 결과 面內剛性이 점차 감소하여 最終強度 상태에 도달하게 된다.

처짐을 가진 판의 경우, 응력분포는 Fig. 3에서와 같이 불균일하며, 소성화는 모서리부분 뿐만아니라 중앙부에서도 발생이 예상된다. 실제로 판의 소성화는 처짐이 가장 크게 발생한 판내부 중앙점의 상하표면에서 먼저 발생하게 되나, 비교적 얇은 판요소의 경우, 이곳에 소성화가 생기더라도 일반적으로 崩壞하지 않고 외하중 증가에 더욱 견딘다. 이것은 주변의 중앙부에 생겨있는 인장마력이 판의 급격한 처짐 증가에 대해 저항하기 때문이다. 그러나 주변의 중앙부가 소성화되면 더 이상의 외력증가에 견디지 못하고 붕괴하게 된다. 著者 [12]는 이같은 개념을 바탕으로 판의 最終強度 相關關係를 제안하고, 실험결과등과도 비교하여 提案式의 精度를 확인한바 있다. 따라서, 본연구에서는 판요소의 最終強度條件으로서 참고문헌[12]에 제시된 다음식을 활용한다. 즉,

$$\Gamma_1 = \sigma_{xmax}^2 - \sigma_{xmax} \cdot \sigma_{ymax} + \sigma_{ymax}^2 + 3\tau_{xy}^2 - \sigma_0^2 \geq 0$$

$$\Gamma_2 = \sigma_{xmax}^2 - \sigma_{xmax} \cdot \sigma_{ymin} + \sigma_{ymin}^2 + 3\tau_{xy}^2 - \sigma_0^2 \geq 0$$

$$\Gamma_3 = \sigma_{xmin}^2 - \sigma_{xmin} \cdot \sigma_{ymax} + \sigma_{ymax}^2 + 3\tau_{xy}^2 - \sigma_0^2 \geq 0 \quad (13)$$

윗식에 나타낸 3개의 조건중에서 어느 한개의 조건이 만족되면 판요소는 最終強度 상태에 도달하게 된다.

(6) 最終強度後 剛性行列

판이 最終強度에 도달한 후에는 변위는 계속 증가하더라도 平均應力은 오히려 감소하게 되는 除荷(unloading)現象이 일어난다. 판의 除荷舉動은 일반적으로 다루기가 매우 까다롭고, 해석적방법으로 最終強度後 거동을 다룰 수 있다면 해를 안정적으로 구할수 있기 때문에 매

우 유리하다. 그러나 최근에 이르기까지 數值的 方法이 아닌 解析的 方法으로 提議한 예는 찾아볼 수 없었다. 著者는 참고문헌[16]에서 초기결함이 존재하지 않는 판의 最終強度後 거동을 해석적 方法으로 상세히 해석할 수 있는 새로운 方法을 제시한바 있다. 본연구에서는 초기처짐을 가진 일반적인 판에 대해서도 적용할 수 있도록 해석이론을 확장하기로 한다.

먼저, 판이 最終強度에 도달한 후에는 각 塑性節点에서의 應力성분이 거의 변화하지 않고 일정하게 유지된다고 가정한다. 따라서 모서리 부분에 생기는 最大應力은 다음과 같이 된다.

$$\sigma_{xmax} = \sigma_{xmax}^u, \sigma_{ymax} = \sigma_{ymax}^u \quad (14)$$

여기서, 첨자 u는 最終強度에 도달한 직후의 應力성분임을 나타내며, 이들 最大應力成分은 數值解析 過程에서 주어진다.

다음으로 x 및 y 방향에 대한 有效幅 개념을 적용하면 x 및 y 방향의 平均應力 성분은 다음 식으로 주어진다[17].

$$\sigma_{xav} = b_e/b \cdot \sigma_{xmax}, \sigma_{yav} = a_e/a \cdot \sigma_{ymax} \quad (15)$$

여기서, b_e 와 a_e 는 각각 x 및 y 방향에서의 판의 有效幅을 나타낸다. 그런데, 판의 有效幅은 외하중의 증가와 함께 最終強度後에도 계속 감소하게 되며, 감소 경향은 最終強度前과 동일하다고 가정할 수 있다. 따라서, 유효폭은 다음 식과 같이 된다.

$$b_e/b = \sigma_{xav}^*/\sigma_{xmax}^*, a_e/a = \sigma_{yav}^*/\sigma_{ymax}^* \quad (16)$$

여기서, 기호*는 最終強度後의 假想的인 應力性分임을 나타낸다.

식(16)의 σ_{xav}^* 및 σ_{yav}^* 는 식(5.a)로부터 σ_{xmax}^* 및 σ_{ymax}^* 의 함수로서 나타낼수 있으며 σ_{xmax}^* 및 σ_{ymax}^* 는 주변이 직선을 유지하고 있으므로 최종강도 후에는 다음식으로부터 계산된다. 즉,

$$\begin{aligned} \sigma_{xmax}^* &= E/(1-\nu^2)(\epsilon_{xav} + \nu\epsilon_{yav}) \\ \sigma_{ymax}^* &= E/(1-\nu^2)(\epsilon_{yav} + \nu\epsilon_{xav}) \end{aligned} \quad (17)$$

따라서, 식(16)의 有效幅은 平均變形率 成分의 함수로 표시되며, 이것을 식(15)에 대입하여, 식(14)를 고려하였을 때 平均應力 성분은 최종적으로 平均變形을 성분의 함수로 표시할 수 있게 된다. 이것을 증분형 行렬로 표시하면 다음과 같은 增分形 平均應力-平均變形率 關係式이 얻어진다.

$$\{\Delta\sigma\} = [D]^u \{\Delta\epsilon\} \quad (18)$$

여기서, $[D]^u$: 最終強度後의 平均應力-平均變形率 行렬

결국, 식(18)의 $[D]^u$ 를 식(12)의 $[D]^e$ 대신에 대입하면 最終強度後의 剛性行렬이 계산된다.

3. 4萬톤급 精油運搬船의 最終 縱強度 解析

앞절에서 정식화한 해석이론을 바탕으로 컴퓨터프로그램, ALPS/ISUM[18]을 작성하였다. 컴퓨터프로그램은 非線形성을 다루어야 하기 때문에 upated Lagrangian 기법과 荷重 增分技法을 사용하고 있다. 프로그램의 精度는 單位板部材 및 熔接 板構造物에 대한 실험 또는 수치해석 결과와 비교하여 실용적으로 충분하다는 것을 확인하였다[19].

여기서는 본 연구에서 작성한 컴퓨터프로그램을 활용하여 二重 船體構造 設計概念을 바탕으로 試設計한 4萬톤급 精油運搬船의 最終 縱強度를 해석하였다. Table 1에는 주요치수를 나타내고 있으며, Fig 4에는 中央模斷面圖를 나타내고 있다. 본 연구에서는 편의상 모든 구조

Table 1. Principal particular of the calculated ship

L (m)	B (m)	D (m)	d (m)	C _b	DWT (ton)	Material	SM _d × 10 ³ (mm ² -m)	SM _b × 10 ³ (mm ² -m)	SM _{req} × 10 ³ (mm ² -m)
180	32.2	19.5	12.0	0.765	40,000	24MS	24607.5	30696.5	14855.9
						32HT	19900.2	24824.5	11587.6
						36HT	18229.9	22417.9	10696.2

Note : 1) 24MS, 32TH and 36HT denote that the yield stress of the material is 24, 32 and 36kg/mm², respectively

2) SM_d and SM_b indicate the section moduli at the side of deck and bottom part, respectively

3) SM_{req} indicates the section modulus of ABS rule requirement

부재 재료의 降伏應力은 $32\text{kg/mm}^2(32\text{HT})$ 으로 설정하였다. Table 1에 나타낸 바와같이 上甲板 및 선저부에 대한 斷面係數는 ABS규정 [20]의 요구조건을 만족하고 있다. 또한 Fig 4에 나타내는 바와같이 대상 船體構造는 船底, 船側 및 甲板部分이 모두 二重船體로 구성되어 있으며, 선저 및 갑판부분에는 거어더, 선측부에는 side stringer가 설치되어 있다. 본 연구에서는 편의상 floor는 설치하지 않았으며, 각 부재에는 補強材도 부착하지 않는등 매우 단순한 구조형식을 갖고 있다[22].

3.1 構造解析 모델링

Fig.5에는 본해석법에 의해 행한 구조해석 모델링 결과를 보여주고 있으며, 이 그림으로부터 본 해석에서의 구조모델링은 극히 단순하다는 것을 알수 있다. 본 연구에서는 最大 縱 굽힘 모멘트가 작용하게 되는 船體中央部の 창구하나를 해석대상으로 삼았으며, 船體 左右舷의 대칭조건으로부터 한쪽 舷만을 해석하였다.

Fig. 6에는 境界條件과 荷重條件의 개략도를 보여주고 있다. 선체중양선을 따라 대칭경계조건을 설정하였으며, 횡격벽이 설치되는 길이방

향의 한쪽 끝단면에서 길이방향변위를 구속하였고, 剛體變位를 구속하기 위해 하중작용 단면에서 하단부를 고정시켰다. 하중은 횡단면의 상하 중립축을 기준으로 변위중분형으로 기하였으며, 그 결과 횡단면은 平面狀態를 유지하게 된다.

횡단면의 중립축은 Fig. 4에 나타낸 바와같이 초기에는 船底基線上 8.81m위치에 존재하고 있다. 그러나 수직 중립힘모멘트의 증가와 함께 上甲板 또는 선저외판이 소성화되면 중립축은 소성화가 일어난 부분의 반대쪽으로 이동하게 되며, 그 결과 선측부가 외하중에 대해 저항하는 기여도가 증대된다. 그러나 참고문헌 [12]에 의하면 중립축의 이동량은 그다지 심각하지 않으며, 이것이 구조전체의 最終 縱強度에 미치는 영향도 크지 않다는 것이 알려져 있다. 따라서 본 연구에서는 중립축의 위치는 변하지 않고 구조 전체적으로 最終強度에 도달하기까지 일정위치를 유지한다고 가정하여 해

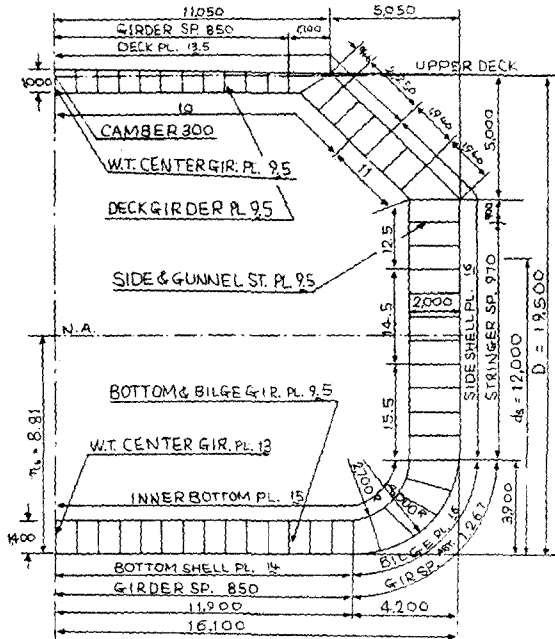


Fig.4 Midship section of the 40K double skin tanker

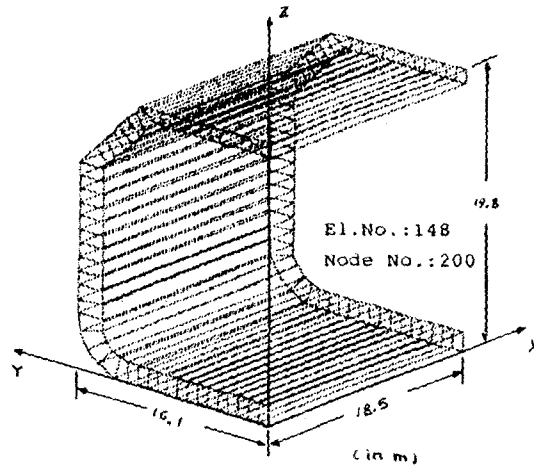


Fig.5 Structural modelling by the present method

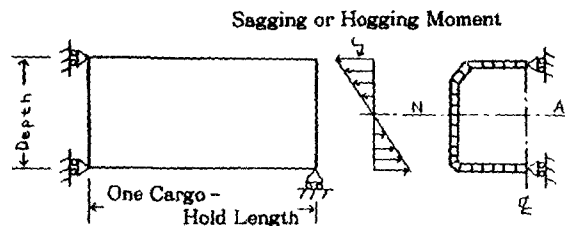


Fig.6 Outline of loading and boundary condition

석을 수행하였다. 그 결과 최종 縱強度値는 실제보다 다소 낮은 값을 주게 되리라 예상되며 안전측에서 안전성을 평가하는 셈이 된다[22].

이상의 구조해석 모델링을 적용하여 最終 縱強度 시리즈해석을 수행하였다. Table 2에는 시리즈해석의 상세를 나타내고 있다. 해석에서는 초기처짐, 잔류응력 및 재료항복응력치를 변화시킨 경우, 最終 縱強度에 미치는 영향을 파악하였다. 이때 재료항복응력을 변화시키는 경우는 대응되는 판부재의 두께도 선급규정에서와 동일한 방법으로 새로 설정하였다. 즉 항복응력이 24kg/mm²인 연강재인 경우는 판두께를 32HT강재에 대한 판두께의 1/0.78배를 설정하였으며, 36HT(항복응력 36kg/mm²)인 경우는 0.72/0.78배 하였다.

Table 2. Details of the series analysis for the double skin hull girder

Series No.	Loading Cond.	Material	W _o /t	σ _i /σ _o ¹⁾
SA	Sagging	32HT ²⁾	0.01	0.0
SB	Sagging	32HT	0.1	0.0
SC	Sagging	32HT	0.2	0.0
SD	Sagging	32HT	0.1	0.0
SE	Sagging	32HT	0.2	0.1
SF	Sagging	32HT	0.1	0.1
SG	Sagging	24MS ³⁾	0.1	0.2
SH	Sagging	36HT ⁴⁾	0.1	0.1
HA	Hogging	32HT	0.01	0.0
HB	Hogging	32HT	0.1	0.0
HC	Hogging	32HT	0.2	0.0
HD	Hogging	32HT	0.1	0.0
HE	Hogging	32HT	0.2	0.1
HF	Hogging	32HT	0.1	0.1
HG	Hogging	24MS	0.1	0.2
HH	Hogging	36HT	0.1	0.1

Note : 1) Residual stress in the longitudinal direction is considered in the present analysis

- 2) 32HT material denotes the high-tensile steel, where the yield stress σ_o is 32kg/mm²
- 3) 24MS material denotes the mild steel, where the yield stress σ_o is 24kg/mm²
- 4) 36HT material denotes the high-tensile steel, where the yield stress σ_o is 36kg/mm²

3.2 安全性 및 信賴性 評價法

또한 본 연구에서는 最終 縱強度 해석결과를 바탕으로 安全係數 γ 및 安全性指標 β를 다음과 같이 평가하였다. 즉 安全係數 γ는 다음식으로부터 계산하였다.

$$\gamma = \mu_u / \mu_e \tag{19}$$

여기서, μ_u : 最終 總荷重모멘트

μ_e : 作用 總荷重 모멘트 (= μ_s + μ_w)

μ_s : 作用 靜水中 總荷重모멘트 (= 2/3M_s)

μ_w : 作用 波浪中 總荷重모멘트 (= 2/3M_w)

M_s : 船級規定으로 부터 추정된 靜水中 總荷重모멘트

M_w : 船級規定으로 부터 추정된 波浪中 總荷重모멘트

또한, 安全性指標 β는 Corne[1]의 2차모멘트법을 적용한 다음식으로부터 평가하였다[21].

$$\beta = (\mu_u - \mu_s - \mu_w) / \sqrt{S_u^2 + S_s^2 + S_w^2} \tag{20}$$

여기서, S_u, S_s 및 S_w는 각각 最終 總荷重모멘트, 靜水中 總荷重모멘트 및 波浪中 總荷重 모멘트의 標準偏差이며, 각각에 대한 變動係數를 가정하여 다음식으로부터 추정할 수 있다.

$$S = COV_u \cdot \mu_u, S_s = COV_s \cdot \mu_s, S_w = COV_w \cdot \mu_w \tag{21}$$

여기서, COV_u, COV_s 및 COV_w는 각각 最終

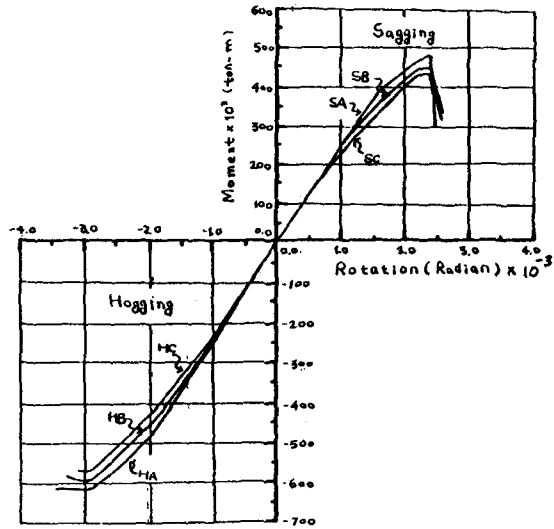


Fig.7 Moment-rotation curve of the example double skin hull girder varying the magnitude of the initial deflection

중급힘모멘트, 靜水中 中급힘모멘트 및 波浪中 中급힘 모멘트의 變動係數이며, 본 해석에서는 편의상 각각 10%, 20% 및 30%로 가정하였다.

3.3 解析結果 및 考察

Fig. 7, 8 및 9에는 각각 초기처짐, 잔류응력 및 항복응력의 변화에 따른 급힘모멘트-회전 각 관계를 보여주고 있으며, Table 3에는 安全

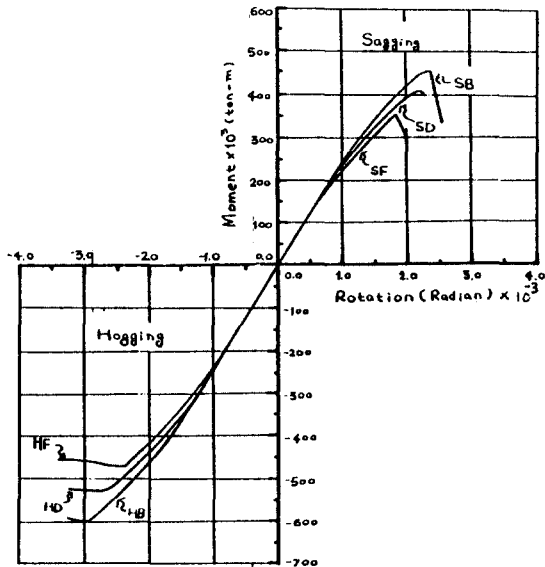


Fig.8 Moment-rotation curve of the example double skin hull girder varying the magnitude of the welding residual stress

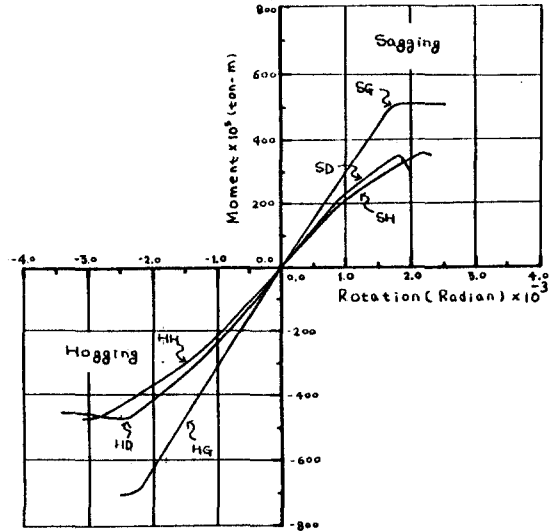


Fig.9 Moment-rotation curve of example double skin hull girder varying the magnitude of the yield stress

Table 3. The results of the safety reliability assessment for the double skin hull girder

Series No.	μ_u	μ_s	μ_w	μ_o	S_u	S_s	S_w	r	β
SA	485.4	65.6	95.4	161.0	48.54	13.12	28.62	3.015	5.607
SB	453.9	65.6	95.4	161.0	45.39	13.12	28.62	2.819	5.302
SC	436.1	65.6	95.4	161.0	43.61	13.12	28.62	2.709	5.115
SD	405.3	65.6	95.4	161.0	40.53	13.12	28.62	2.517	4.760
SE	391.3	65.6	95.4	161.0	39.13	13.12	28.62	2.430	4.586
SF	353.5	65.6	95.4	161.0	35.35	13.12	28.62	2.196	4.067
SG	509.4	65.6	95.4	161.0	50.94	13.12	28.62	3.164	5.818
SH	359.7	65.6	95.4	161.0	35.97	13.12	28.62	2.234	4.157
HA	621.4	65.6	95.4	161.0	62.14	13.12	28.52	3.860	6.609
HB	597.3	65.6	95.4	161.0	59.73	13.12	28.52	3.710	6.462
HC	574.2	65.6	95.4	161.0	57.42	13.12	28.52	3.566	6.310
HD	526.3	65.6	95.4	161.0	52.63	13.12	28.52	3.269	5.956
HE	494.8	65.6	95.4	161.0	49.48	13.12	28.52	3.073	5.692
HF	467.5	65.6	95.4	161.0	46.75	13.12	28.52	2.904	5.438
HG	704.7	65.6	95.4	161.0	70.47	13.12	28.52	4.377	7.044
HH	466.9	65.6	95.4	161.0	46.69	13.12	28.52	2.900	5.432

Denote : $\mu_o = \mu_s + \mu_w$

係數 및 安全性指標의 평가결과를 나타내고 있다.

중급모멘트의 증가와 함께 압축응력을 받게 되는 上甲板 또는 船底外板이 먼저 파손하고 그 결과 전체 굽힘강성이 크게 저하하여 국부적인 판요소의 연쇄적인 붕괴와 함께 전체적으로 最終強度 상태에 도달하였다.

이들 결과에 의하면 초기처짐과 잔류응력은 船體構造의 最終 縱強度를 크게 저하시키고 있으며, 특히 잔류응력의 영향은 매우 심각하다. 한편, 재료의 항복응력의 증가와 함께 판두께를 얇게 하더라도 最終 縱強度는 거의 일정하게 유지할 수 있으며, 高張力鋼을 사용함으로써 構造重量을 줄일 수 있다는 것을 확인할 수 있다. 그러나 판두께가 얇아짐으로써 굽힘강성이 크게 감소하여 큰 변형이 일어나게 되므로 構造設計時에는 이점에 유의하여야 하며, 특히 新構造方式의 船舶을 처음으로 설계하는 경우에는 반드시 最終強度를 직접 해석함으로써 安全性을 평가할 필요가 있다고 생각된다. 그러나 Table 3에 나타내는 바와같이 해석대상의 선박은 最終 縱強度 측면에서 비교적 큰 安全性 및 信賴性을 가지고 있다고 판단된다.

한편, 본해석에 소요된 계산시간은 각각 CYBER 932/31컴퓨터로 약 30분정도로 매우 짧았다.

4. 結 言

본 연구에서는 二重 船體構造의 最終 縱強度를 효율적으로 해석할 수 있는 해석이론과 컴퓨터프로그램을 개발하였으며, 二重 船體構造設計概念을 바탕으로 試設計된 4만톤급 精油運搬船에 적용하여 초기처짐, 잔류응력 및 재료 항복응력이 最終 縱強度에 미치는 영향을 파악하였다. 또한, 최종 중강도를 기준으로 대상선박의 安全性과 信賴性을 평가하였다.

이상의 연구결과, 해석대상의 선박은 最終 縱強度측면에서 충분한 安全性 및 信賴性을 가지고 있다고 판단된다. 또한, 본 해석법은 짧은 계산시간에 실용적으로 충분한 精度의 해석결과를 주고 있으므로 실제적인 二重 船體構造의

構造設計 및 安全性 評價時에 유용하게 활용될 수 있으리라 생각된다.

參 考 文 獻

- [1] C. A. Cornel, "A Probability - Based Structural Code", *J. of American Concrete Insitute*, Vol. 66, No.12.1969.
- [2] J.B. Caldwell, "Ultimate Longitudinal Strength", *Trans. RIN A*, Vol. 107, 1965.
- [3] A. E. Mansour, "Ultimate Strength of a Ship's Hull Girder in Plaastic and Buckling Modes", Ship Structure Committee, Report No. SSC-229, *SNAME*, 1980.
- [4] A. Ostapenko, "Strength of Ship Hull Girders Under Moment, Shear and Torque", *Proc. of SNAME Symposium on Extreme Loads Responese*, Arlington, Va, USA, 1981.
- [5] R. S. Dow et. al., "Evaluation of Ultimate Ship Hull Strength", *Proc of SNAME Symposium on Extreme Loads Response*, Arligton, Va, USA, 1981.
- [6] C. S. Smith, "Structural Response and Damage Tolerance in Relation to Ultimate Ship Hull Strength", *DIRT Symposium*, Williamsburg, Va, USA, 1983.
- [7] Y. K. Chen et. al., "Ultimate Strength of ship Structures", *Trans, SNAME*, Vol. 91, 1983.
- [8] L.M. Kutt et. al., "Evaluation of the Longitudinal Ultimate Strength of Various Ship Hull Configurations", *SNAME*, 1985.
- [9] A. Thayamballi et. al., "Advanced Strength and Structural Reliability Assessment of the Ship's Hull Girder", *Proc. of International Conference on Advances in Marine Structures*, ARE, Dumfermline, Scotland, 1986
- [10] Y. Yamamoto et. al, "Analsis of Structural Damages of the Fore Body of a Container Ship Due to Slamming", *J. of*

- SNAJ, Vol. 155, 1984.
- [11] D. J. Creswell and R. S. Dow, "The Application of Nonlinear Analysis to Ship and Submarine Structures", *Proc. of International Conference on Advances in Marine Structures on Advances in Marine Structures*, ARE, Dunfermline. Scotland, 1986.
- [12] J. K. Paik, "Ultimate Strength Analysis of Ship Structures by Idealized Structural Unit Method", Dr. Dissertation, Osaka University, Japan, 1987.
- [13] A. E. Mansour et. al., "Experimental Investigation of Ship Hull Ultimate Strength Using Large Scale Model", University of California, Berkeley, Report No, MA-RD-760-87023, 1987.
- [14] Y. Ueda, S. M. H. Rashed, J. K. Paik and K. Masaoka, "The Idealized Structural Unit Method Including Global Nonlinearities—Idealized Rectangular Plate and Stiffened Plate Elements—", *J. of SNAJ*, Vol. 159, 1986.
- [15] Y. Ueda, S. M. H. Rashed and J. K. Paik, "Plate and Stiffened Plate Units of the Idealized Structural Unit Method (2nd Report)—Under In-Plate and Lateral Loading Considering Initial Deflection and Residual Stress—", *J. of SNAJ*, Vol 160, 1986.
- [16] 白点基, "2軸方向 壓縮力을 받는 周邊單純支持 平版에 대한 非線形 舉動의 解析解", 大韓造船學會 論文集, Vol. 28, No 1, 1991.
- [17] Y. Ueda, S. M. H. Rashed and J. K. Paik, "Effective Width of Rectangular Plates Subjected to Combined Loads", *J. of SNAJ*, +Vol. 159, 1986.
- [18] J. K. Paik, ALPS/ISUM User's Manual, "A Computer Program for Nonlinear Analysis of Large Plated Structure Using Idealized Structural Unit Method", Dept. of Naval Architecture, Pusan National University, Report No. PNUNA-SE-04, 1990
- [19] J. K. Paik, "An Efficient and Accurate Method for the Ultimate Strength Analysis of Welded Box-Column(in Preparation)".
- [20] ABS, Rules for Building and Classing Steel Vessels, 1987.
- [21] 仁保 治, 試解析 と 設計 での活用(試解析 ならびに 部材重要度 の 活用等), 造船設計 にあける構造解析 と信頼性工學, 日本造船學會, 1990.
- [22] J. K. Paik, "Ultimate Longitudinal Strength-Based Safety and Reliability Assessment of Ship's Hull Girder(2nd Report)—Stiffened Hull Structure—", *J. of SNAJ*, Vol. 169, 1991(to be appeared).