

# 고속 경구조선 알루미늄 판부재의 구조강도 고찰

함주혁\*

\*한라대학교 컴퓨터응용설계학과

## Consideration of the Structural Strength of High Speed Aluminum Planning Boat Plate Member

JUH-HYEOK HAM\*

\*Department of Computer-aided Engineering, Halla University, Wonju, Korea

**KEY WORDS:** Simplified equivalent dynamic design pressure 간이 동하중 등가 설계압, Linear and nonlinear structural analysis 선형 및 비선형 구조해석, Aluminum plate member of ship structure 선박 알루미늄 판부재, High speed planning ship 고속 경구조선

**ABSTRACT:** In order to establish a design guide for the bottom plate structure of a 4.3 ton aluminum planning boat, the feasibilities of bottom plate scantling of the ship are investigated based on the results of structural strength analysis and a simple equation and evaluation system are developed for initial structural design purposes. This study consists of 5 steps: First, the background, necessity, and purpose of this study are explained briefly, Second, the principal dimensions of this ship, the position of the considered bottom plate members and material characteristics are introduced. Third, the equivalent design pressure concept is introduced and evaluated based on experience and experimental data. Fourth, the strength of bottom plate members are examined using elasto-plastic nonlinear structural analysis, and response levels and several boundary conditions are reviewed based on the analysis results. Finally, in order to suggest design guides in respect to the ship's structural design, a simple design equation and evaluation system for bottom plate members are suggested for boats in the 4.3 ton aluminumboat range through the introduction of safety factors based on the ultimate design pressure concept.

### 1. 서 론

무분별한 FRP선의 장기 지속적 생산으로 고령의 FRP선들이 적체되기 시작하면서 FRP선 폐기가 문제시 되고 있는 가운데 가볍고 재활용이 가능한 알루미늄 재료가 선박구조로 많은 사용이 예측되는 상황이다. 따라서, 본 연구에서는 아직까지 국내 건조 실적이 거의 전무한 고속 활주형 알루미늄선박을 그 대상으로 하였고 주행 중 슬래밍 등 복잡한 하중을 받는 선저 판부재에 국한하여 강도를 해석하고 결과를 고찰하였다(김용직 등, 2003; Song et al., 1998).

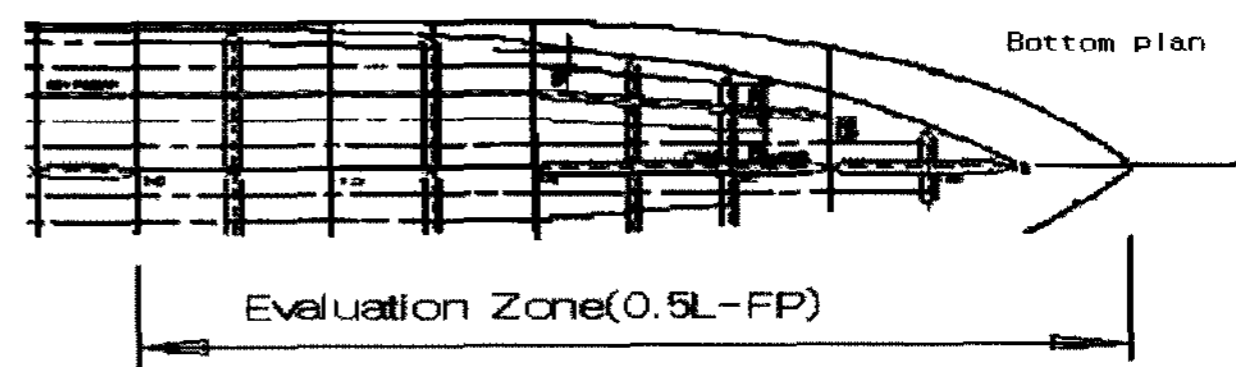
본 연구는 총 6개의 장으로 이루어지며 1장 서언에서는 배경, 필요성, 목적 및 내용을 최대한 간략히 요약하고 2장에서는 대상 선박의 제원, 선저 외판부의 위치 및 치수 및 물성치를 소개한다. 3장에서는 하중 추정에 대해서 논하고 4장에서는 구조검토를 위한 구조해석의 기준을 설정하여 구조해석을 수행하고 결과를 검토하였다. 마지막으로 5장에서는 판부재 치수 선정 간이식을 제시하고 초기설계단계에서 활용될 수 있는 등가설계압력 및 선저판부재 치수선정 시스템을 구축하였다.

### 2. 대상 선박의 제원 및 해석 대상 판부재

해석 대상의 알루미늄 경구조선의 주요 제원은 다음과 같다.

**Table 1** Main characteristics of aluminium panning boat

LOA	BMLD	DMLD	dSCAN	GT
(M)	(M)	(M)	(M)	(Ton)
12	2.7	1	0.7	4.3
L(SCAN)	C <sub>b</sub>	V	dDLWL	F.S.
(M)		(knot)	(M)	(M)
9.513	0.665	25	0.7	0.5



**Fig. 1** Evaluation zone(0.5L-FP) of bottom plate members of G.T.4.3 ton aluminum planning boat

교신저자 함주혁: 강원도 원주시 한라대1길 32

033-760-1236 jhham@halla.ac.kr

Table 2 Material characteristics of aluminium alloy

Material	Elastic modulus (kgf/cm <sup>2</sup> )	Poisson's ratio	Density	Yield stress (kgf/cm <sup>2</sup> )
Al 5083 H321	720,000	0.33	2.66	2,170

고속 경구조 알루미늄선에서 슬래밍 등의 충격하중을 많이 받는 부분은 Fig. 1의 선저외판부로 도면상에 제시한 바와 같다. 이 그림에서 F.P.에서 0.5L 구간을 이 선저판 부재 중 하중을 제일 많이 받는 영역으로 볼 수 있으며 이를 대상으로 대표성 있는 판구조부재를 선정하였다. 그리고, 대상 부위의 판부재의 치수관련 항목으로, 판부재 배치는 국외 제작 실적이 있고 외국 몇 곳에서는 기 개발되어 성공적으로 운항되는 기존 선박의 대표적 알루미늄 선저외판의 기본 간격을 사용하였다.

횡 프레임 간격: 50 cm

종 보강재 간격: 24 cm

또한, 선체에 사용된 알루미늄합금의 부재 물성치는 Table 2 과 같다.

### 3. 설계하중 도입

먼저 충격압력의 정확한 추정치에 대한 자료 분석, 현재 현장에서 적용되고 있는 규정 검토, 실제 충격압력에 의한 손상자료 검토 등을 수행하여야 실제 현장에서의 구조설계를 위한 보다 타당한 충격설계압력을 추정할 수 있을 것으로 사료된다 (이상갑과 김만수, 1999). 그러나 현장 설계를 위한 첫 시도를 위해서, 본 연구에서는 이러한 구조설계의 국내 적용된 사례 중 알려진 사례가 없어, 다음과 같은 등가정하중 개념을 살펴 보았다.

임의 시간에 동하중에 대한 등가정하중이 해석적으로 존재한다는 근거한 기본 이론(Shin et al., 1997)에서 구조물의 동적 거동은 감쇠를 무시하면 운동방정식 식 (1)과 같다.

$$M \ddot{x} + K x = f \tag{1}$$

여기서, M: 질량행렬

x: 변위벡터

K: 강성행렬

f: 하중벡터

$$= \{0 \dots 0 f_i \dots f_{i+1} 0 \dots 0\}^T$$

상기 식의 비연성화를 위해 변위벡터를 다음과 같이 정의한다.

$$x = Q z \tag{2}$$

여기서, Q: 정규화된 질량의 모달행렬

$$= [\Phi^1 \Phi^2 \Phi^3 \dots \Phi^N]$$

$\Phi^i$ : I 번째 고유벡터

$$= [u_{1i} \ u_{2i} \ u_{3i} \ \dots \ u_{Ni}]$$

식 (2)를 운동방정식에 넣으면 비연성화 운동방정식 (3)이 얻어진다.

$$\ddot{z} + D z = Q^T f \tag{3}$$

여기서, D: i 번째 대각요소가 i 번째 고유진동수  $\omega_i$  의 제곱인 대각행렬

임의 시간  $t_a$ 에서 p 번째 자유도에서의 동적변위를 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$x_p(t_a) = \sum_{j=1}^N u_{pj} z_j(t_a) \tag{4}$$

한편 정적해석의 식은 다음과 같다.

$$KX = F \tag{5}$$

여기서, X: 정적변위

F: 정적하중

따라서 동하중 하의 과도응답 계산 시 임의 시간  $t_a$ 에 발생하는 등가정하중은 다음 식으로 계산될 수 있다.

$$F = Kx(t_a) \tag{6}$$

슬래밍 등의 충격하중은 외력이 동적으로 가해지는데 구조 최적설계 등의 설계 간편화를 위해 정적으로 대체시켜 정적 외력하에서 해석함이 일반적이다. 따라서 동하중이 가해진 임의의 시간에서의 변위장과 동일한 변위장을 유발하는 등가의 정하중의 엄밀해는 산출될 정하중을 미지수로 놓고 치환된 변위장과 일치시키는 연립방정식을 풀어 구할 수 있다.

이상은 등가하중 개념에 대한 내용으로 이러한 접근법을 이용하여 앞으로 설계에 실제적 적용을 위해서는 트림, 선저구배 (Dead rise), 선속 등 여러 매개변수와 관련된 설계하중의 보다 합리적 연구의 추가가 필요하다(김외현과 김정제, 1998; Hrian and George, 1989; Irvine, 1986; Yang, 1998). 따라서 본 연구에서는 이러한 개념상의 의미를 인지하면서 먼저 현장 설계를 위한 첫 시도와 앞으로의 궁극적 분석을 위한 배경적 경험 축적을 위해 일차적으로 엄밀해 쪽의 접근 보다는 근사해 쪽의 방향으로 선회하여 접근한다. 따라서 통상 구조설계극한압력 (Structural design limit pressure)의 크기와 분포를 이론치와 경험치에 근거하여 정적압력으로 치환하는 등가정하중을 부여

하는 방법에 실험적 자료를 추가시켜 보다 합리적 등가정하중을 제공한다는 간이 방법을 이용하였다(Allen and Jones, 1973). Allen이 제시한 등가정하중은 다음과 같다.

$$P_D = FK_D P_M \text{ (N/cm}^2\text{)} \quad (7)$$

여기서,

$F$ : 종방향 압력분포계수(Planning hulls에서 선수 약 40%까지 1.0임)

$K_D$ : 압력 감소계수 ( $K_D$ 는  $A_D/A_R$ 의 함수로  $K_D = 0.14$ ) ( $A_D/A_R = 1$ ) 에서 약 0.75 ( $A_D/A_R = 0.001$ ) 영역임)

$A_D$ : 구조설계면적 ( $\text{cm}^2$ )  
(구조부재별로 보강재 및 거어더의 간격과 길이를 매개변수로 하여 계산)

$A_R$ : 충격참조면적 ( $\text{cm}^2$ )

$$P_M = \frac{\bar{P}}{0.14} \text{ (N/cm}^2\text{)} \quad (8)$$

(충격 참조 면적부의 최대압력)

$$\bar{P} = \frac{\text{충격에 기인한 하중}}{A_R}$$

$$= 9.81 \cdot 10^4 \frac{2,240 N_Z \Delta}{A_R} \text{ (N/cm}^2\text{)}$$

$$= \frac{2,240 N_Z \Delta}{A_R} \text{ (psi)} \quad (9)$$

(충격 참조 면적부의 평균압력)  
 $N_Z$ : 충격하중계수(Fig. 2 참조)  
(Planning hulls에서 배수량 100톤 이하에서 약 3-5.5 영역)

$\Delta$ : 만재 배수량(Long tons)  
 $A_R$ : 충격 참조면적 ( $\text{cm}^2$ )  
 $= 31.8 \cdot 25 \frac{\Delta}{d} \text{ (cm}^2\text{)}$  (10)  
 $d$ : 만재 하중 정적 홀수(m)

#### 4. 판 및 보강판 부재의 구조해석

선저외판의 설계치에 대해 직접해석을 통한 응답평가를 위해 판 및 보강판 부재를 중심으로 앞 장의 동하중 등가압력을 적용하여 구조해석을 수행하였으며 사용한 프로그램 MSC/NASTRAN for windows를 이용하여 몇가지 모델영역의 응답을 검토해보았다(함주혁, 2003).

##### 4.1 구조해석 기준

해석대상의 영역에 대해 구조의 안전성 판단기준에 적당한 법규/연구결과나 허용설계기준이 아직 전무한 실정이다. 따라서, 본 연구에서는 유도된 등가정하중을 겪을 수 있는 최대치

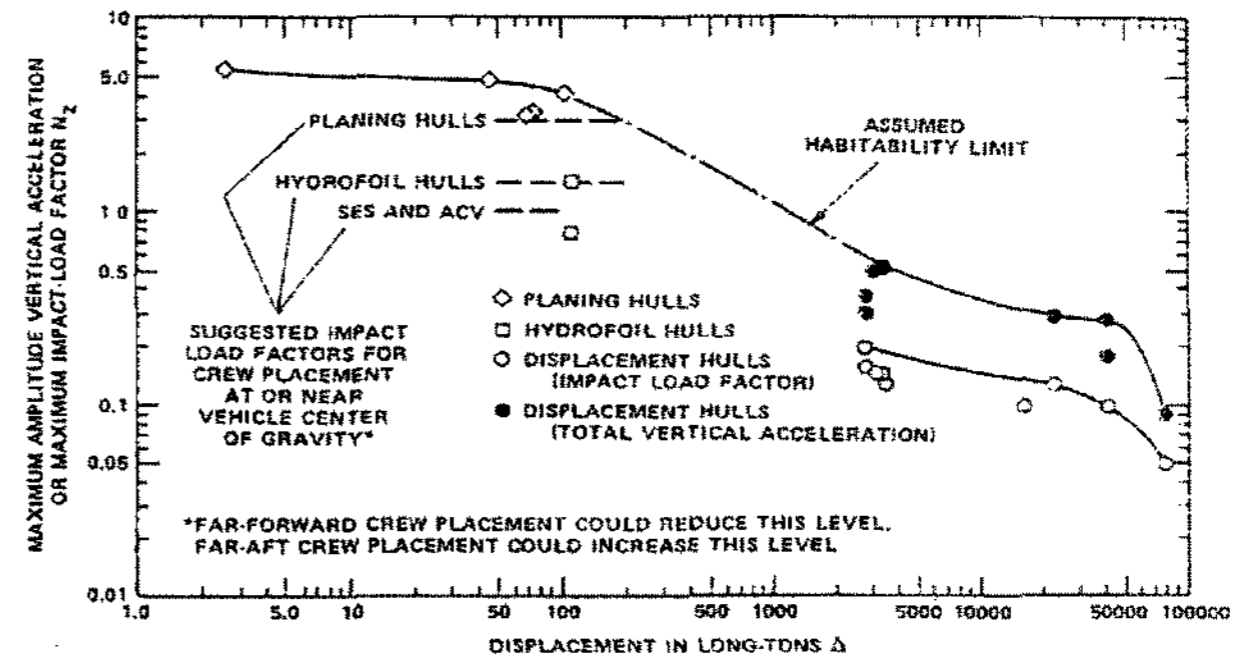


Fig. 2 Impact load factor derived from experiment data

로 보았다. 그리고 이 결과 탄성한도 이상의 큰 응력이 발생하여 야기될 수 있는 영구변형에 의해 즉, 사고 후 구조물의 파손변형 등을 교정, 수리하는데 소요될 비용을 생각한다면 초기에 영구변형이 발생하지 않도록 설계하는 것이 전체적으로 유지비용을 줄일 수 있을 것으로 사료된다. 이러한 이유로, 본 해석에서는 일차적으로 판구조에 유발되는 응력을 기준으로 응답을 검토하여 보았으며 이차적으로는 다음 장의 종합 검토에서 최종강도측면의 간이부재설계를 검토하여 보았다.

#### 4.2 해석 시나리오 구성

##### 4.2.1 하중 시나리오

4.3톤 고속 경구조 알루미늄선의 선저 외판을 대상으로 등가정하중을 도출한 결과 등가압력은  $1.185\text{kgf/cm}^2$ 이 도출되었다. 등가정하중의 작용으로 판부재의 설계가 취약할 시 발생할 수 있는 탄소성 거동을 배제할 수 없어 탄소성 비선형으로 해석을 수행하였다.

##### 4.2.2 기하학적 비선형

하중이 판부재의 면내방향만 존재할 경우 기하학적 비선형성을 도출키 위해선 초기처짐 등의 편심량이 꼭 필요하나 본 연구에서는 횡하중에 대한 응답이므로 판부재의 초기처짐이나 잔류응력 등의 부가적 내용은 본 연구에서는 고려치 않는다.

기본적 기하학적 비선형해석을 위한 자료는 비선형 풀이법 지정과 하중 증분수, 강성업데이트 및 수렴 톨러런스 등이 지정되어야 하며 본 해석에서 직접 사용된 관련 값들은 Fig. 3와 같으며 이들 값을 사용한 상태에서 구조해석에서 사용된 요소 크기의 정확도는 그 해가 잘 알려진 판부재의 하중-처짐 거동으로부터 그 정확도를 확인하였고 이 과정에서 여러 풀이법 중 본 해석에서는 뉴턴-랩슨법(Newton-Raphson)을 일관성있게 채택하게 되었다(함주혁, 2001).

##### 4.2.3 재료적 비선형

비록 알루미늄합금이 연강에 비해 뚜렷한 탄성완전소성 거동을 보이지는 않으나 본 연구에서는 해석의 편의상 항복응력 이후 완전 소성단계를 밟는다고 가정하여 Bi-linear한 거동으로 가정하여 평가하였다.

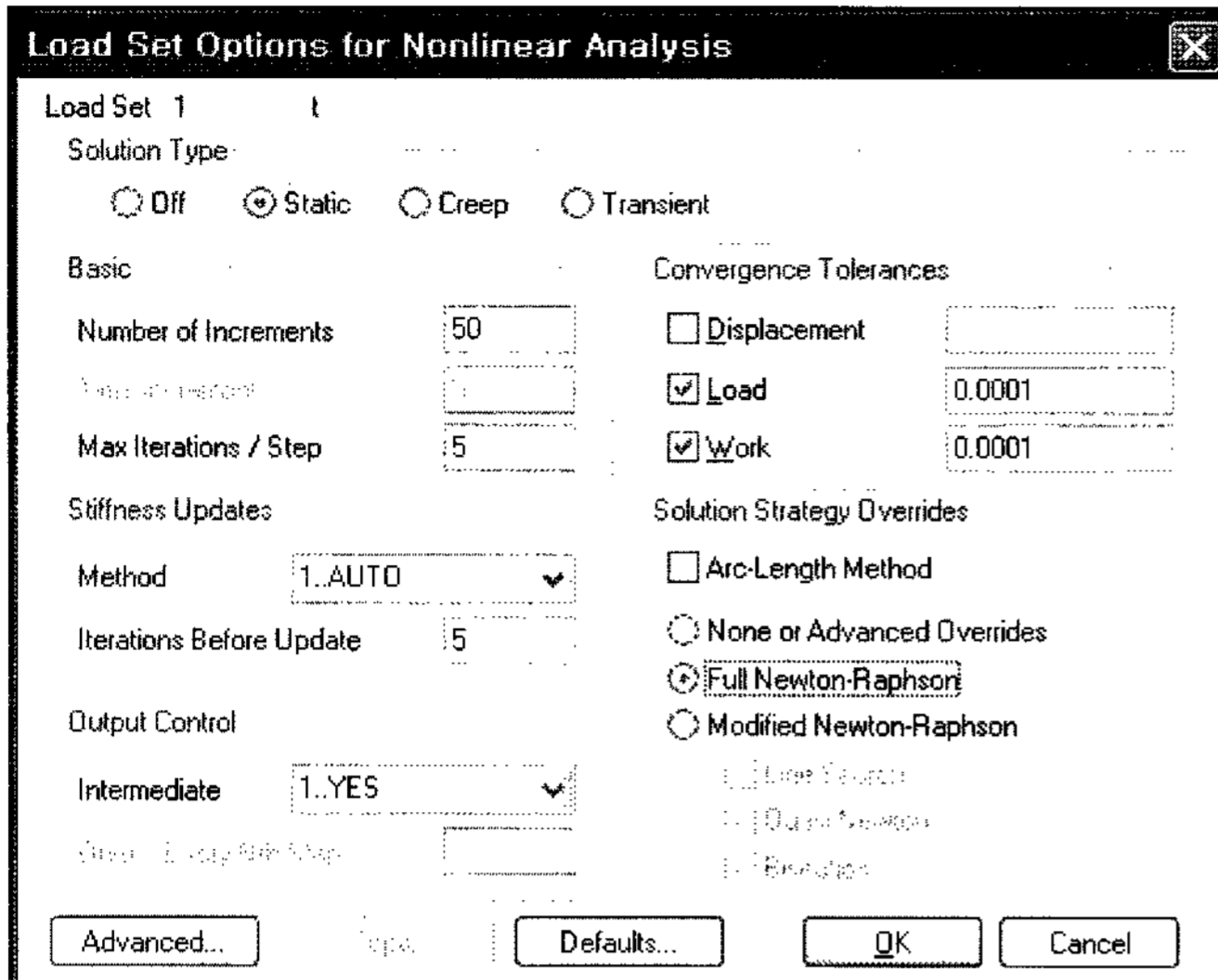


Fig. 3 Non-linear options for general & geometrical definition

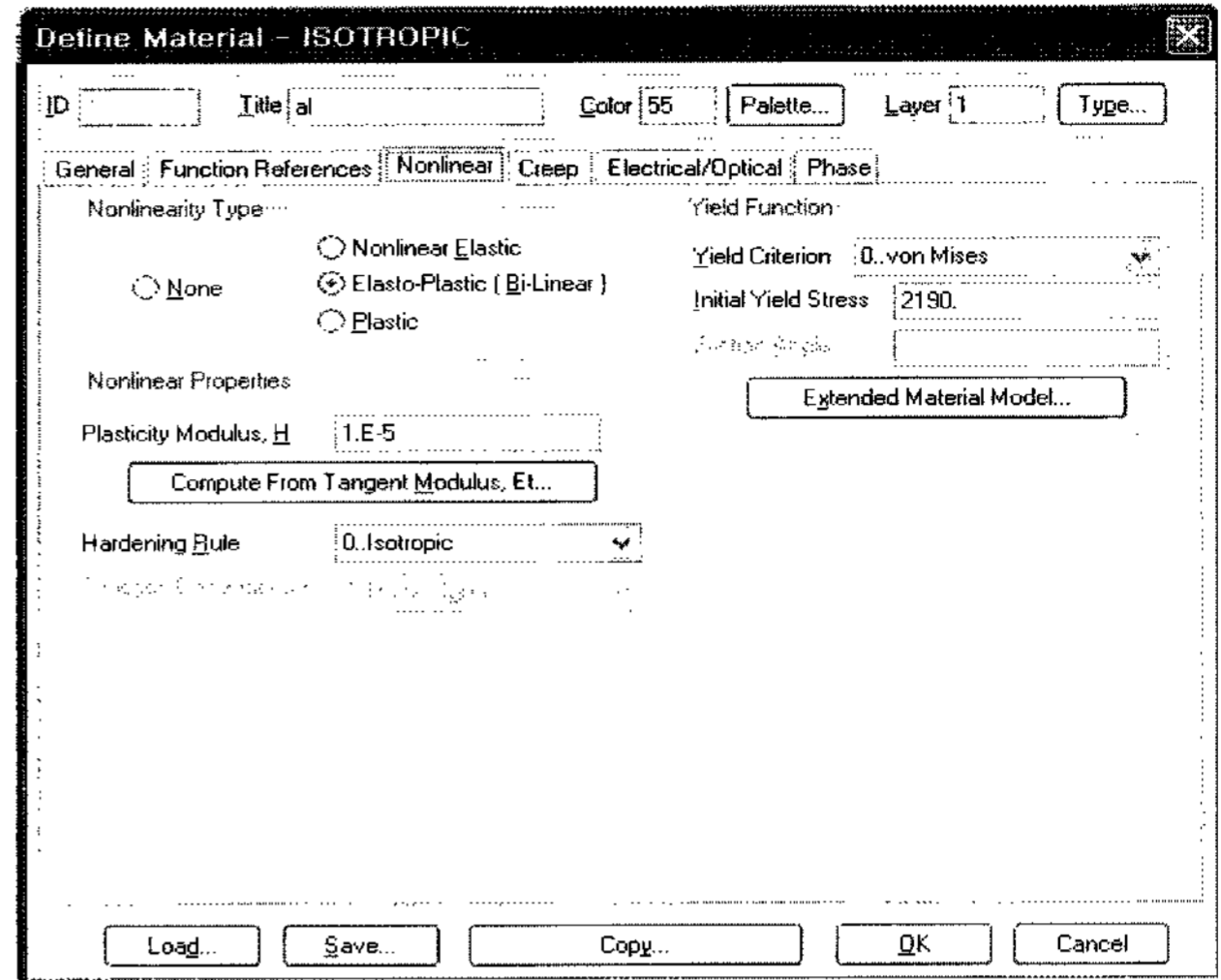


Fig. 4 Non-linear options for material definition

관련 소프트웨어의 재료적 비선형성을 나타내기 위해 준비한 비선형 대화상자는 Fig. 4와 같다. 본 옵션에서는 사용한 등가응력을 von-Mises로 선택하고 항복응력치  $2,190\text{kgf/cm}^2$ 을 부여하였으며 Bi-linear한 앞선 가정을 위해 소성계수(Plasticity modulus)는  $1.0 \times 10^{-5}$ 를 사용하여 완전탄소성체로 가정하였다.

4.2.4 경계조건

본 해석에서는 작용되는 점중하는 작용하중이 압력형태이므로 공학적 감각으로나 물리적 고찰로나 고정경계조건이 바람직하다고 보아 판부재만의 해석에서는 고정 경계조건만 고려하였다.

선박 판부재의 경계조건은 선형 및 비선형해석의 판단에 따라 크게 달라지는 점은 없으나 본 연구에서 수행한 비선형해석에서는 보강재 위치에서 직선을 유지하며 면내 방향으로 이동할 수 있는 상태에서 보강재의 축 방향 회전이 구속된 고정 지지 조건으로 구조해석을 수행하였다. 따라서 1/4 모델의 순수 판부위는 대칭조건을 주고 보강재가 놓이는 부분은 처진 후에도 직선을 유지하기 위해 큰 전단강성을 부여한 후에 판의 수직방향과 축방향 회전을 구속하였다(함주혁, 2003). 또한 하중 측면에서는 실제보다 극심한 상황이 전개될 수는 있으나 보강재의 영향을 보다 실제에 가깝게 고려하기 위해서 보강판부재의 해석 영역은 Fig. 5와 같이 1개의 트랜스간격으로 하고 3개의 종보강재 간격과 주변지지의 영향을 보다 감소키 위한 모델인 5개의 종보강재 간격의 두 해석모델을 대상으로 구조해석을 수행하였으며 대칭성이 있으므로 1/4모델만을 사용하였다. 상기 언급된 비선형해석을 위한 하중중분수, 수렴 항목 및 오차 톨러런스량, 비선형 풀이법, 재료거동, 모델영역 및 경계조건을 따르면 동일한 비선형응답을 큰 무리없이 얻을 수 있으며 그 결과 및 검토 예를 다음에 소개하였다.

4.3 비선형 구조해석 수행

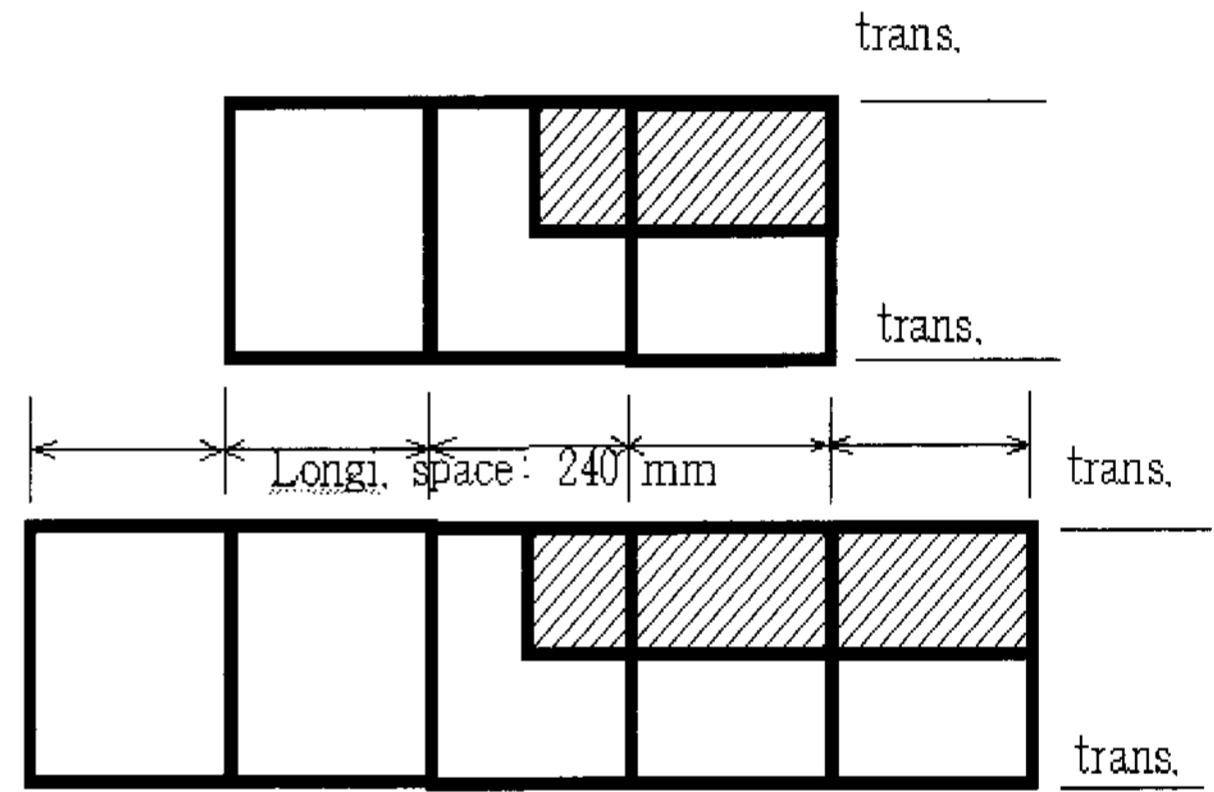


Fig. 5 Analysis range of stiffened plate structural model I & II

4.3.1 판부재의 비선형 구조 해석

주변고정인 1/4 모델에 등가정하중 약  $1.19\text{kgf/cm}^2$ 을 작용한 결과 최대처짐  $0.32\text{cm}$ 와  $1,522\text{kgf/cm}^2$ 의 등가응력이 판부재 중앙부와 중앙단부에서 각각 발생함을 파악하였고 그 처짐 및 등가응력 분포양상을 Fig. 6에 제시하였다. Fig. 7은 길이방향 판중앙부의 판폭에 걸친 6절점에 대해 횡축의 하중증가에 따른 종축의 처짐량을 제시하였고 비교적 높은 등가 하중에서도 차후 소개될 보강판부재의 응답과는 달리 기하학적 내지 면내 효과로 야기되는 비선형적 거동이 거의 발생하지 않고 선형성을 유지하고 있음을 확인할 수 있다.

4.3.2 보강판부재의 비선형 구조해석

고속경구조선의 선저외판의 극심한 하중에 대해 보다 실제 설계치수와 근접한 치수의 주변 보강재가 모델링된 2 모델을 이용하여 보강판부재의 구조해석을 수행하였다. 모델 I의 경우 최대처짐  $0.32\text{cm}$ 와  $1,522\text{kgf/cm}^2$ 의 등가응력이 판부재 중앙과 판 중앙 단부에서 각각 발생하여 판 부재 모델과 같은 응답의

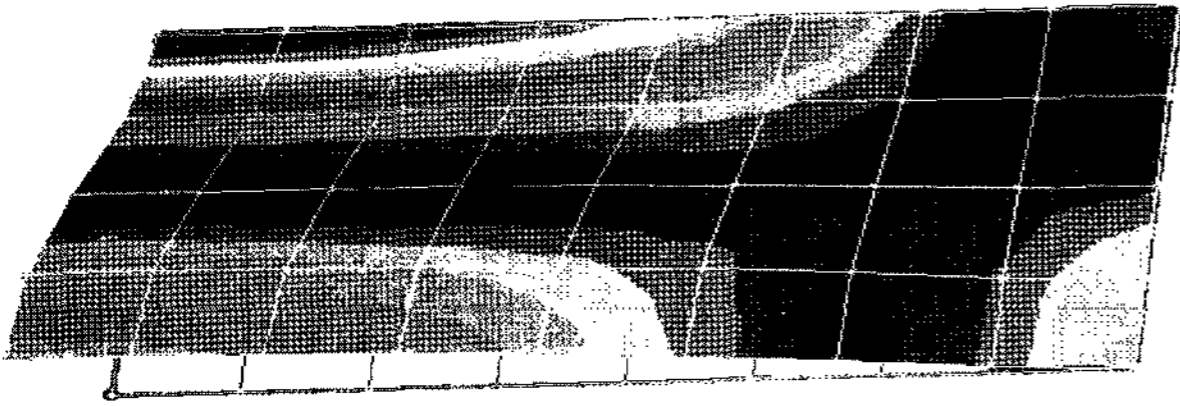


Fig. 6 Equivalent stress contour and deformed shape of plate member with fixed boundary

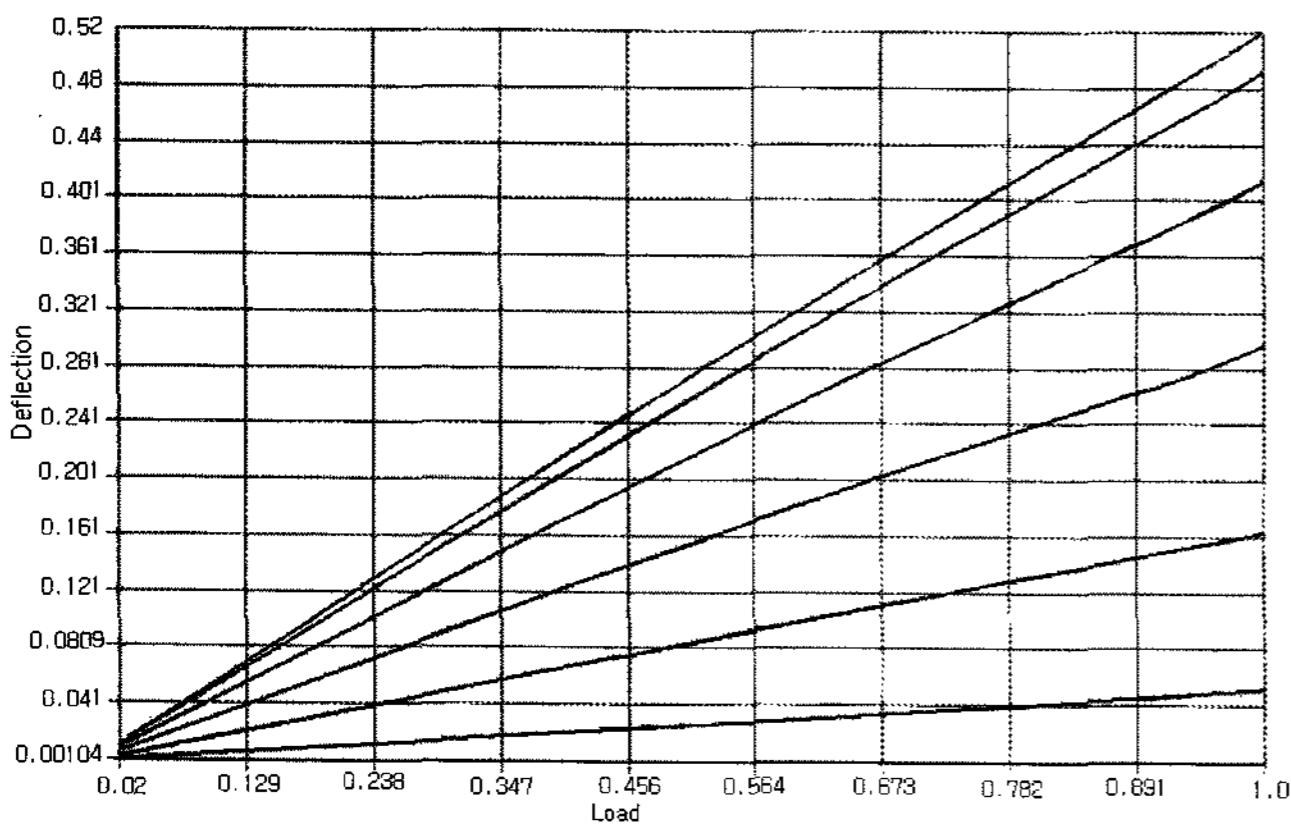


Fig. 7 Deflection-Load curves of the plate member along the longitudinal middle nodes with fixed boundary

크기를 얻었다. 이 경우 판 주변의 종보강재의 최대응력은 604 kgf/cm<sup>2</sup>으로 보강판부재가 전체적으로 비선형에 접근하지 못하고 탄성범위에 있다.

보강판 모델 II의 경우 최대처짐 0.32cm로 모델I과 같고 1,533kgf/cm<sup>2</sup>의 등가응력이 판부재 중앙과 판중앙 단부에서 각각 발생하여 판부재만의 해석 경우와 처짐은 같으나 등가응력이 모델 I과 거의 같은 응답을 주고 있다. 이 경우 판 주변의 종보강재의 최대응력은 776kgf/cm<sup>2</sup>으로 보강판부재가 전체적으로 탄성범위에 있다

앞서 기 제시된 바 있는 Fig. 7는 길이방향 판중앙부의 판폭에 걸친 6절점에 대해 횡축의 하중증가에 따른 종축의 처짐량을 제시하였고 선형성을 유지하고 있음을 확인할 수 있는 반면에 Fig. 10 보강판 모델 I 및 II의 중앙판부의 판폭에 걸친 4절점에 대해 횡축의 하중증가에 따른 종축의 처짐량을 제시하였고 미세한 비선형적 거동이 나타남을 파악할 수 있다.

이는 항복에 못 미치더라도 비교적 처짐이 커지면 하중의 재분포 혹은 면내효과 등의 영향으로 탄성 비선형적 거동 내지 기하학적 비선형의 영향으로 사료된다.

4.4. 해석 결과 검토

모델 I과 II에서 판의 등가응력이 1,522kgf/cm<sup>2</sup>와 1,533 kgf/cm<sup>2</sup>을 각각 보이고 보강재의 최대 조합응력은 604 kgf/cm<sup>2</sup>와 776kgf/cm<sup>2</sup>을 각각 보여 미세한 기하학적 비선형

성 하에서 재료적 탄성거동임을 확인하였다. 상기 제시된 해석은 여러 차례의 설계를 거친 최종설계단계의 판부재 설계 결

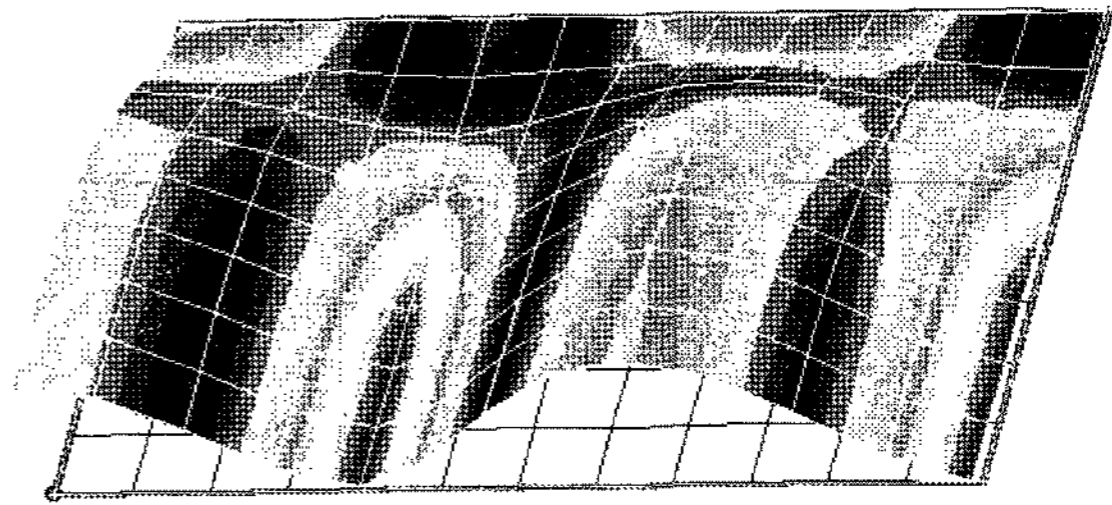


Fig. 8 Equivalent stress contour and deformed shape of stiffened plate model I

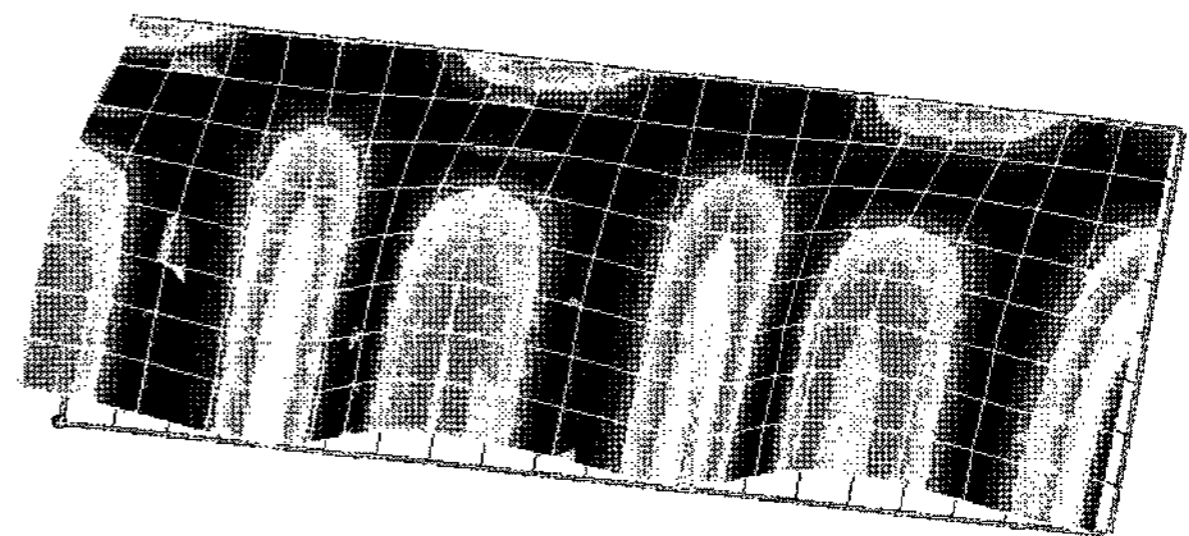


Fig. 9 Equivalent stress contour and deformed shape of stiffened plate model II

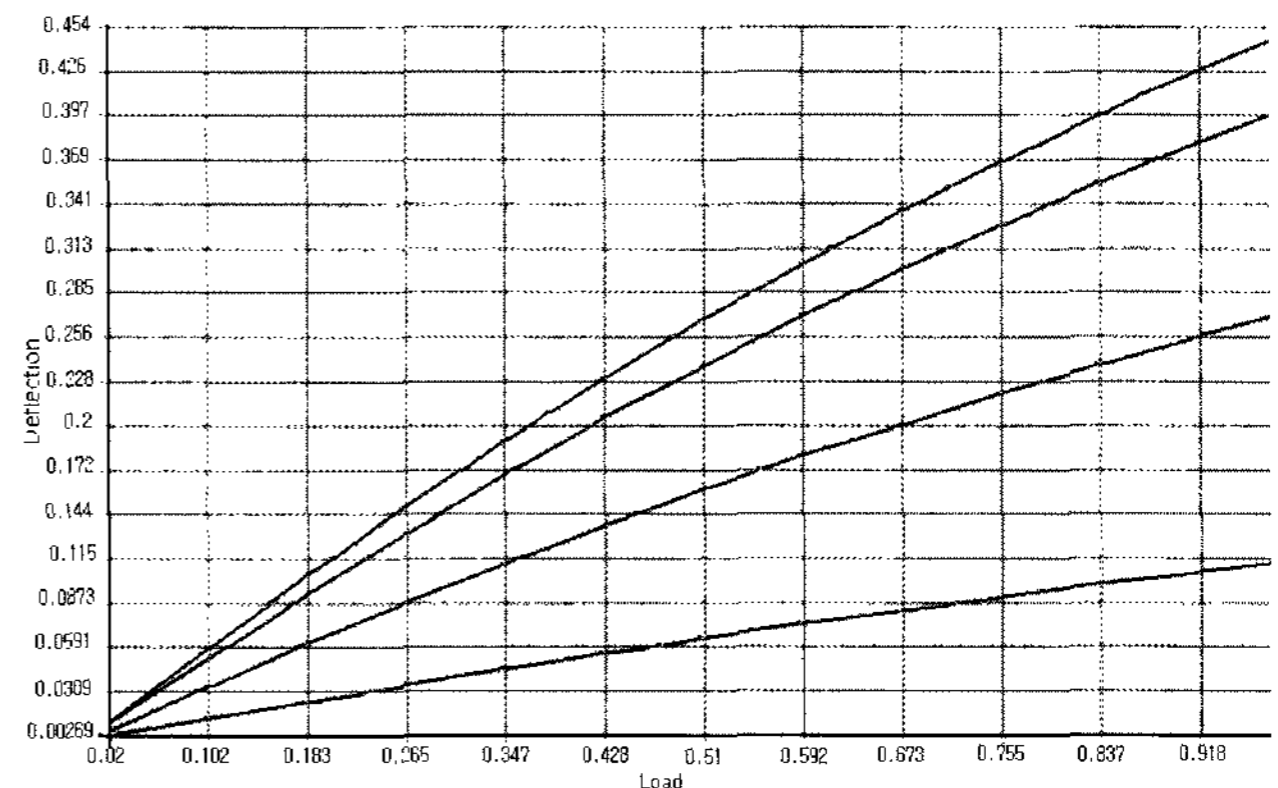


Fig. 10 Deflection-Load curves of middle plate for the stiffened plate member along the longitudinal middle nodes

과를 근거로 각종 동하중 등가압력에 대한 응답 수준을 검토한 해석결과로 피로, 좌굴 등의 다른 강도적 요인을 배제하고 항복하중을 기준으로 고속 경구조 알루미늄선의 선저판부재의 구조적 안전성 특히, 영구변형에 의한 보수 등의 큰 문제가 되지 않을 것으로 생각된다.

5. 등가압력 추정 및 선저외판설계의 종합 검토

5.1 추정방법에 대한 검토

본 연구에서는 활주형 알루미늄선박의 판부재 치수설정에 적용한 바가 거의 없긴 하지만 앞으로의 적용을 위해 가장 적용 가능한 한국선급의 등가정하중 압력 추정방법을 고려해본 결과 평가식의 개요는 다음과 같았다(한국선급 2002).

- 동하중 등가압력 (규칙 3-2-3-301-1)

$$P_{sl} = 1.3k_l \left( \frac{\Delta}{nA} \right)^{0.3} d_o^{0.7} \frac{50 - \beta_x}{50 - \beta_{cg}} a_{cg} \text{ (kN/cm}^2\text{)} \quad (11)$$

여기서,

- $\Delta$  : 만재배수량
- $k_l$  : 종방향 슬래밍 압력분포계수
- $n$  : 선체의 수
- $A$  : 고려 부재의 설계하중 작용면적( $\text{cm}^2$ )
- $d_o$  : 운항속도시 홀수(m)
- $\beta_x$  : 횡단면에서 선저경사각도
- $\beta_{cg}$  : 무게중심에서 선저경사각도

- 가속도 산식 (규칙 3-2-202-3-1)

$$a_{cg} = \frac{k_h g_o}{1650} \left( \frac{H_s}{B_{WL}} + 0.084 \right) (50 - \beta_{cg}) \left( \frac{V}{\sqrt{L}} \right)^2 \frac{LB_{WL}^2}{\Delta} \text{ (m/s}^2\text{)} \quad (12)$$

여기서,

- $k_h$  : 선체형상에 따른 형상계수
- $g_o$  : 중력가속도( $\text{m/s}^2$ )
- $H_s$  : 유의파고 높이(m)
- $B_{WL}$  : L의 중앙에서 측정한 수선상 선박의 나비(m)

계산 항목 내에 속장비  $\frac{V}{\sqrt{L}}$  의 최대치를 지정하지 않고 있어 그대로 쓰게 되면 (12)식 내에서 제곱항으로 이루어지므로 너무 큰 가속도(V가 25knot, L이 12.844m로 가속도 값이 약 98  $\text{m/s}^2$ 로 중력의 약10배에 상당하는 비정상치)가 유발된다. 따라서, 최종적으로는 압력식 산출에서도 다른 설계식들과 비교하여 너무 큰 치수가 산정되는 문제점이 있을 것으로 사료되어 상기 식에서도 다른 식들과 같이 속장비 제한치가 제시되던지 혹은 보다 면밀한 압력산정식의 개발이 국내에서도 필요하다고 사료된다.

5.2 선저외판 치수 산정식 도출

슬래밍과 같은 충격압의 압력의 특성은 같은 선박 같은 위치에서는 보다 바람직한 설계압의 추정은 어려울지 모르나 내부재의 두께나 보강재의 치수, 즉 구조적 강도와 상관없이 설계압력은 일정하다고 볼 수 있다. 이에 따라 고속 경구조 알루미늄선 선저외판을 지배하는 설계압과 구조적 강성을 설계자가 어느 정도의 설계기준을 가지고 설계감각을 확보키 위해 상기해석 결과를 기초로 치수를 산정하는 간이식을 도출하여 본다. 이를 위하여 앞장의 해석 결과 검토를 통해 보강판 모델 I과 II에서의 응답이 판부재만의 모델과 큰 응답의 변화가 없

는 것으로 가정하고 초기설정횡압을 고려한 극한압력을 평가하는 식들 중에서 비교적 기준으로 잡아도 큰 무리가 없는 판부재 모델에 대한 소성힌지 메카니즘의 상계 및 하계의 소성붕괴압력식(식 (13)과 식 (14) 참조)을 도입하였다. 그리고, 소성굽힘모우먼트식(식 (15) 참조)과 결부시켜 치수선정 판부재 두께 추정식을 식 (16)과 같이 판부재 간이산정식을 형성하여 보았다.

$$P_{CU} = \frac{48M_p}{b^2 \left( \sqrt{3 + \frac{1}{\alpha^2}} - \frac{1}{\alpha} \right)^2} \quad (13)$$

$$P_{Cl} = \frac{16M_p}{b^2} \left( 1 + \frac{1}{\alpha^2} \right) \quad (14)$$

$$M_p = \sigma_o t^2 / 4 \quad (15)$$

$$t = \left( \frac{P_{cu} b^2}{48} \left( \sqrt{3 + \frac{1}{\alpha^2}} - \frac{1}{\alpha} \right)^2 + \frac{P_{cl} b^2}{16 \left( 1 + \frac{1}{\alpha^2} \right)} \right) / \sqrt{\sigma_o} \quad (16)$$

여기서,  $\alpha$  : 판의 가로세로비 ( $=a/b$ )

$\sigma_o$  : 항복응력

식 (16)의 분모는 판부재값의 도출 안정성을 위해 상계 및 하계 소성붕괴압력식을 동시에 이용하였으며 소성붕괴압력에 대한 등가정하중의 비가 일정하다는 가정 하에서 안전을 평가하는 설계지표로 삼는 안전계수개념을 식 (17)와 같이 도입하여 사용하였다.

$$f_s = \frac{P_c}{P_d} \quad (17)$$

여기서,  $P_c$  :  $P_{cu}$  혹은  $P_{cl}$

$$P_{cu} = f_{s1} \cdot P_d$$

$$P_{cl} = f_{s2} \cdot P_d$$

Table 3 Safety factor for bottom plate of aluminum boat

Safety factor	Value
$f_{s1}$	2.84
$f_{s2}$	1.99

여기서 사용된 안전계수는 기존 외국 건조선의 자료를 참조로 구축하였으며 그 값을 간략히 Table 3에 제시하여 보았다. 여기서,  $f_{s1}$  과  $f_{s2}$  은 무차원 값으로 등가정하중 16.84psi( $=P_d$ )를 기준으로 한 상계 및 하계 소성붕괴압 47.84psi( $=P_{cl}$ )와 33.52psi( $=P_{cu}$ ) 으로부터 확인 할 수도 있으며 이 설계에 대한 구조해석 결과는 앞서 수행한 구조해석 모델과 일치하므로 제시된 등가 압력에 대해서 항복응력을 기준으로 어느 정도 구조적 안전성을 확인할 수 있었으며 Table 3로부터 직접해석의 방법은 경험 아니지만

입력자료	fs1	2.84
	fs2	1.99
	함복응력σ0(kgf/cm2)	2190
중간계산	함복응력σ0(psi)	31149
	판의 가로세로비α	0.48
	Pcu(psi)	47.84
	Pcl(psi)	33.52
	판폭(in)	9.45
	판두께 1(mm)	5.02
	판두께 2(mm)	5.04
출력자료	판두께(mm)	5.03

Fig. 11 Evaluation system of bottom plate member for Aluminum Planning Boat

입력자료	만재배수량Δ(long ton)	12.68
	만재하중정적하중수d(ft)	2.30
	충격하중계수Nz	3
	횡프레임간격(in)	19.69
	종프레임간격(in)	9.45
	선저프레임간격(in)	51.81
	충방함압력분포계수F	1
중간계산	총격함조면적AR(in2)	19872.88
	참조면적평균압력P(psi)	4.29
	참조면적최대 압력PM(psi)	30.63
	구조설계면적(AD)(in2)	186.00
	AD/AR	0.00936
	압력감소계수(KD)plating	0.55
출력자료	등가설계압(PD)plating(psi)	16.84
	등가설계압(PD)plating(KN/m2)	116.14

Fig. 12 Evaluation system of equivalent design pressure of bottom plate for aluminum planning boat

계측치에 근거로 도출된 등가 설계압에 대한 소성극한응력의 안전계수 값으로 평가할 수 있는 영역은 약 2~3 정도의 안전여유를 지닌 판부재 치수를 얻을 수 있다고 사료된다.

5.3 시스템 구축

상기 언급한 내용을 토대로 활주형 알루미늄 선박의 선저외판에 작용하는 등가설계압과 이에 대응하는 선저판 치수를 간단히 추정할 수 있는 시스템을 개인용 컴퓨터 윈도우 환경 하에서 비주얼 프로그래밍을 이용하여 간단한 입력으로 등가압력과 선저판부재 치수를 손쉽게 도출할 수 있게 시스템을 구축하였고(함주혁, 1997), 그 예를 Fig. 11과 Fig. 12에 각각 제시하였다.

본 시스템을 활용하면 초기설계의 선저판치수를 산정하거나 구조배치변경에 따른 구조설계 단계의 파라메트릭 연구를 통한 좋은 지침이 정리될 수 있을 것으로 판단된다.

6. 결 론

국내에서 적용된 사례가 알려지지 않은 4.3톤 고속 경구조 알루미늄선의 선저외판 치수의 적합성을 검토하고 여러 단계의 분석 및 종합 검토를 실시하였다.

(1) 하중 추정은 검토 결과 비교적 합리적인 값을 제공하는 등가 정하중 추정법을 선정하여 경험 및 실험치 기준의 방법

을 토대로 4.3톤 고속 경구조 알루미늄선의 선저외판에 작용시켰다.

(2) 모델과 하중 영역의 적합성을 검토키 위해 3가지 판 및 보강판 구조모델을 선정하여 비선형해석을 통해 비교분석한 결과 비교적 3모델 전부에서 비교적 유사한 최대 처짐과 응력의 결과를 보임을 확인하였다. 그리고 추정한 등가 정하중에 따른 응력분포양상은 판부재 모델은 선형적 거동 내에 있었고 보강판 모델 I 및 II은 소성에는 못 미치고 미세한 기하학적 비선형성은 확인 할 수 있었으며 등가하중에 대한 모든 모델에서 구조적 안전성을 확인하였다.

(3) 알루미늄 활주형 선박의 선저판 설계의 일반성을 위해 한국선급의 하중추정규정을 검토하고 사용상의 문제점들을 지적하였고 국내 관련 선박들의 개발을 위해 보다 바람직한 업그레이드가 필요함을 지적하였다.

(4) 마지막으로, 설계자 관점에서 설계기준 확립을 위해 극한 설계압에 대한 안전율 개념을 도입하고 등가설계압과 판부재 모델에 대한 극한설계개념을 연계시켜 선저외판치수 간이식을 도출하여 제시하였고, 앞선 구조해석에서 적용한 치수에 대한 안전성을 확인하였다. 그리고, 이를 토대로 등가설계압과 선저외판치수를 간이 산정할 수 있는 시스템을 구축하였다. 이로부터 설계단계의 초기추정치로 제시할 수 있는 좋은 도구가 될 것으로 사료된다. 또한, 도면 승인을 위한 용접시공, 제작 및 생산 등의 추가적인 많은 상세과정은 생략하며 추후 보다 정밀 해석과 분석을 통한 각 형태별 크기별 설계기준 확대 및 정도 높은 설계압의 분석은 필요시 추가 연구를 통해 보완할 계획이다.

참 고 문 헌

김용직, 신기석, 신찬호, 강점문, 김만수, 김성찬, 오수관, 임채환, 김대현 (2003). "선수 플레어 충격압력 추정과 구조설계에 의 응용 - 콘테이너선과 자동차 운반선 -," 대한조선학회 논문집, 제40권 제3호, pp 29-36.

김외현, 김정제 (1998). "합리적인 선박-구조설계를 위한 선체중 강도의 신뢰성해석", 한국해양공학회지 제12권 제4호, pp 8-15.

이상갑, 김만수 (1999). "선수 구조부 구조해석 시스템 개발(1) - 파랑충격하중 특성의 추정 -," 대한조선학회논문집, 제36권 제4호, pp 77-86.

한국선급 (2002). "고속경구조선 규칙", 한국선급협회.

함주혁 (1997). "선박블록 탑재용 러그구조의 설계합리화를 위한 연구", 한국해양공학회지 제11권 제4호, pp 239-248.

함주혁 (2001). "양측방향 면내압축과 전단하중을 받는 선박 이중판의 강도 평가", 한국해양공학회지 제15권 제1호, pp 85-91.

함주혁 (2003). "선박 이중판의 보강법 연구", 한국해양공학회지 제17권 제5호, pp 39-47.

Allen, R.G. and Jones, R.R. (1973). A Simplified Method for

- Determining Structural Design-Limit Pressures on High Performance marine Vehicles, ALAA/SNAME Advanced Marine Vehicle Conf., San Diego.
- Hrian, H.B.A. and George, M. (1989). Structural Design Aspects of Fast Catamaran and Surface Ships, WEGEMT.
- Irvine, H.M. (1986). Plastic Design: An Imposed Hinge Rotation Approach, Routledge.
- Song, J.Y., Kim, J.H., Kim, D.H. and Kim, Y.B. (1998). Prediction of Slamming Impact Pressure on a Ship's Bow, Proceedings of the Summer Meeting, Korean Ship and Offshore Structures Committee.
- Shin M.J., Choi, W.S. and Park, G.J. (1997). Transformation of a Dynamic Load into an Equivalent Static load and Shape Optimization of the Road Arm, PACAM V Conference, Puerto Rico.
- Yang S.H. (1998). ABS Practice of Fore-body Design Review Considering Impact Loads, Proceedings of the Summer Meeting, Korean Ship and Offshore Structures Committee
- 
- 2007년 6월 20일 원고 접수  
2008년 2월 19일 최종 수정본 채택