

## 선박 컴퍼스 갑판 구조물의 저진동 최적설계

공영모<sup>†\*</sup>, 최수현\*, 송진대<sup>\*\*</sup>, 양보석<sup>\*\*</sup>

대우조선해양(주) 진동소음연구팀\*  
부경대학교 기계공학부<sup>\*\*</sup>

### Optimum Design for Vibration Reduction of Compass Deck Structure in Ship

Young-Mo Kong<sup>†\*</sup>, Su-Hyun Choi\*, Jin-Dae Song<sup>\*\*</sup> and Bo-Suk Yang<sup>\*\*</sup>

DSME Vibration and Noise R&D Team\*  
School of Mechanical Engineering, Pukyong National University<sup>\*\*</sup>

#### Abstract

Recently, the vibration reduction at a local structure such as compass deck has been continuously requested by ship owner and shipbuilder. Because crews are afflicted with vibration, severe vibration problems even bring about a damage of structure. This study conducted to get an optimized stiffener size of compass deck to reduce the vibration level and decrease the weight of structure in ship. NASTRAN external call type optimization software (OptShip) which makes use of NASTRAN as a solver is used as an optimization tool. The results indicate that the optimum design is promising for real applications.

※ Keywords: Local vibration(국부 진동), Optimum design(최적설계), Ship(선박), Compass deck(컴퍼스 갑판)

#### 1. 서론

최근 선박 진동문제는 과대진동에 의한 구조물의 피로파괴의 회피뿐만 아니라, 선원의 근무환경 조건의 고급화 추세에 따른 선실의 쾌적함을 위하

여 선주가 요구하는 진동허용치가 지속적으로 엄격해지고 있다. 특히, 최근 선박은 고출력 엔진의 채용과 구조의 최적화 요구에 따른 경량화 등으로 인해 선체 국부진동(local vibration)의 발생이 증가되고 있는 경향이다. 조선소에 따라 약간의 차이가 있겠지만, 국부진동이 선박에서 발생하는 진동문제의 대부분을 차지하고 있다. 이의 해결방법으로는 설계 단계에서의 국부공진 회피설계가 가장 효과적이다.

접수일: 2004년 12월 3일, 승인일: 2005년 3월 17일

†주저자, E-mail: ymkong@mail1.pknu.ac.kr

Tel: 051 - 625 - 1604

그러나 본질적으로 선박의 기진원은 주 기관, 보조 기관, 프로펠러, 파도, 유체운동 등으로 다양하고, 또 구조계 및 선내 기계장치 등이 복잡하고, 다양하게 설치되어 있기 때문에 진동이 없는 선박을 건조한다는 것은 거의 불가능하다. 그러나 진동문제가 자주 발생하는 부분 등에 대한 경험의 체계화 및 최적화 작업 등에 의한 방진표준화 작업등을 통하여 항해 중에 발생할 수 있는 진동문제의 해결에 대한 비용을 줄일 수 있다.

최적화(optimization)는 설계 대상물에 대한 유용성과 안정성을 확보하면서 최소의 재료를 사용하여 최대의 효과를 달성할 수 있도록 그 구조물의 치수와 기하학적 형상 등의 제반 파라미터를 결정하는 것으로, 수학적 관점에서는 각각의 제약조건을 만족하는 설계변수 중에서 목적함수를 최소 혹은 최대화 하는 설계변수 값을 찾는 것이다. 선박설계에서의 최적화 기법은 1970년대부터 효율적인 설계 프로그램 개발 및 응용이 활발히 진행되고 있다(이규열 1994). 최적설계의 이론적인 최적화 기법은 경사법에 기반한 고전적 최적화 방법과 전역적 최적해를 구할 수 있는 발견적(Heuristic)기법으로 나눌 수 있으며, 상기의 방법을 이용한 선박구조 및 진동에 적용한 보고가 다수 있다(양용진 등 2001, 양영순 등 1994, Kitamura et al. 2000). 그러나 기존의 대부분의 적용 연구는 단순 구조물 혹은 구조물을 단순화 하여 최적화를 수행하였다.

일반적으로 대형 구조물의 진동 및 구조해석에는 상용 소프트웨어인 NASTRAN(The MacNeal-Schwendler Corp. 1998) 혹은 ANSYS 가 사용되고 있다. 특히, NASTRAN 에서는 최적화 모듈이 제공되고 있으나 (Moore 1994), 강도해석을 기반으로 하는 기법으로서 목적함수와 설계변수를 설정하는데 많은 제약이 있고, 국부탐색기법의 사용으로 인해 전역적인 최적해를 구하는 것이 어렵다. 또한 복잡한 사용자 정의의 최적화 기법을 결합하여 사용할 수 없는 단점이 있다.

이를 극복하기 위하여 본 연구에서는 국부 수렴을 방지하기 위하여 Optimizer 로서 전역최적화 알고리즘인 Random tabu 탐색법 (R-tabu 법)(양보석 등 1998, Hu 1992, Glover 1989)을 이용하고

Analyzer 로서 기존의 NASTRAN 을 사용하는 NASTRAN 외부호출형 최적화 기법(채상일 등 2003)을 이용한다. 본 기법은 일반적인 목적함수 뿐만 아니라, 사용자가 정의하는 복잡한 형태의 다양한 목적함수도 설정할 수 있으며, 또한 다양한 설계변수를 선택할 수 있는 장점이 있다. 그리고 R-tabu 법은 비선형 및 비볼록다각형 형태의 문제를 해결하는데 매우 성공적이고 최적해 수렴속도가 빠른 것으로 이미 입증되어 있다(Hu 1992)

본 고에서는 선박 국부진동이 자주 발생하는 컴퍼스 갑판을 대상모델로 선정하여 최적화 작업을 수행하였으며, 그리고 제시된 방법의 타당성을 검증하였다.

## 2. 외부 호출형 독립 최적화 기법

저자들에게 의해 최근 개발된 NASTRAN 외부호출형 독립최적화 기법인 OptShip(채상일 등 2003)의 개략적인 흐름도를 Fig. 1 에 나타낸다. 이 기법은 사용자가 정의하는 최적화 과정에서 목적함수의 평가를 위해 기존의 NASTRAN 을 이용한다. 이를 위해 사용자 정의 최적화 과정에서 설계변수 및 목적함수의 정보가 필요하며, NASTRAN 실행을 위해 대상 모델파일이 요구된다

일반적으로 모델링은 크게 CAD 프로그램을 이용하여 제작된 형상데이터를 넘겨받는 방법과 유한요소모델링 프로그램을 이용하여 모델링 하는 방법이 있다. 전자는 형상 제작까지는 쉽게 할 수 있으나, 요소 생성시 타 유한요소 프로그램을 사용해야 하는 단점이 있고, 후자는 형상 제작은 전자보다 어려우나, 요소 생성과 구속, 하중조건을 부과하기 용이한 장점이 있다. 설계자의 취향에 맞게 사용될 수 있는 부분이다. 모델링 후 설계자가 최적화 하고자 하는 요소들 즉, 판 요소의 두께, 보 요소의 크기나 단면적 등을 설계변수로 지정하고, 대상물이 보다 나은 설계가 되도록 하는 목적함수를 선정한다.

목적함수로는 해석 틀에서 제공하는 무게, 부피, 고유진동수, 소음레벨과 같은 간단한 것부터 해석 틀의 결과(응답, 고유진동수 등)를 독립변수로 그들의 함수로 정의되는 임의의 목적함수까지 다양

하게 선정할 수 있다. 그리고 대상구조물의 구조적인 안정성 등을 고려한 구속조건을 정의하여 비현실적인 설계를 방지하도록 하였다. 구속조건 선정 역시 목적함수의 선정과 유사하게 다양한 기능을 제공한다.

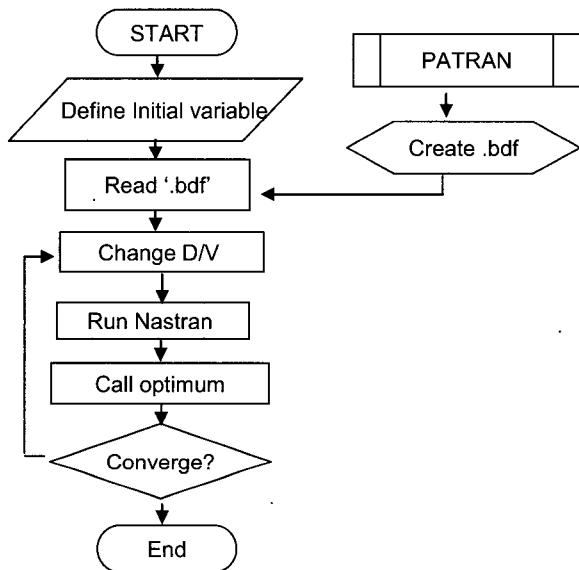


Fig. 1 Flow chart of the OptShip

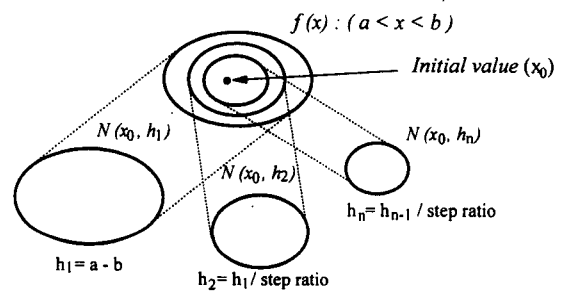
OptShip의 계산과정은 다음과 같다.

- 1) PATRAN을 이용하여 최적화에 필요한 설계 변수, 목적함수 및 구속조건들을 구성하여 입력파일을 작성한다.
- 2) Application module 내에 목적함수 및 구속조건을 정의하여 초기화 시킨다.
- 3) Optimizer를 호출하여 설계변수를 설정한다.
- 4) Optimizer는 목적함수의 평가를 위해 새로 선정된 설계변수  $x^*$ 를 제공하면서 Application module을 호출한다.
- 5) Application module은 설계변수  $x^*$ 에 근거하여 모델을 갱신한다. 갱신된 모델에 대한 NASTRAN 해석 및 목적함수를 평가한다.
- 6) Optimizer는 Application module로부터 넘겨받은 목적함수에 근거하여 수렴조건을 판정한다.
- 7) 수렴조건을 만족하면 종료하고, 만족하지 않을 때는 새로운 설계변수를 선택한 후 4)의 과정으로 가서 루틴을 반복한다.

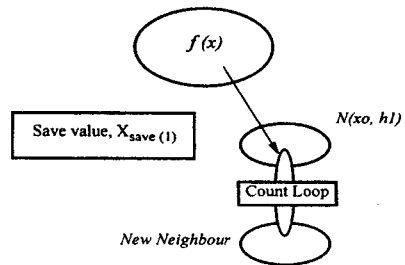
### 3. Random Tabu 탐색법

Hu(1992)는 Glover가 고안한 Tabu 탐색법(1989)을 개량하여 Random tabu 탐색법(R-tabu법)을 제안하고, 일반 구속조건이 있는 최적화 문제에 적용하여 유용성을 확인하였다. R-tabu법에서는 step 수와 count 수를 정의한다.

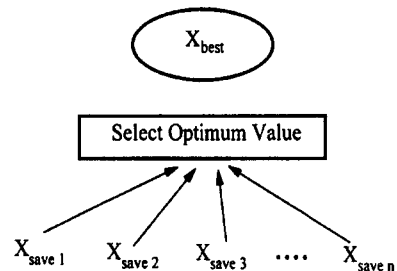
Step 수는 탐색하고자 하는 근방 영역의 개수이고, count 수는 하나의 근방 영역을 탐색하는 회수의 상한치를 나타낸다. 알고리즘의 순서도는 Fig. 2에 나타내었다.



a) Initialization of neighbor



b) Comparison of variables



c) Selection and setting of new values

Fig. 2 Flowchart of random tabu search method

R-tabu 법은 제약조건을 만족하는 해의 제 1 근사해(초기치)를  $x_0$  로 하고,  $x_0$  주위에 근방영역  $M(x_0, h)$ 을 Fig. 2(a)와 같이 설정한다. 각각의 근방영역 중에서 탐색을 시작할 초기치  $x$  를 임의로 발생시키고, 그것에 의한 목적함수  $f(x)$ 가  $f(x_0)$ 보다 작으면, 그 점을 영역내의 최소점으로 기억한다. 이 과정을 반복해서 전체 근방영역에서 선택된 최소점들 중에서 가장 작은  $x$  를 제 2 근사해  $x_1$ 으로 하고,  $x_1$  주위에 다시 근방영역을 설정하여 앞의 탐색과정을 다시 반복한다. 이 방법의 기본적인 개념은 Hooke-Jeeves 가 제안한 직접탐색법의 패턴탐색법과 격자탐색법을 조합한 방법에 가깝지만, 개량 step 폭 대신에 근방영역을 설정하는 것과 그 크기가 다른 것을 복수 개 설정하는 점이 다르고, 그 특징은 다음과 같다.

- 탐색영역을 크기가 다른 여러 영역으로 분할해서 탐색하기 때문에 맹목적인 탐색을 피할 수 있고, 따라서 탐색에 필요한 회수를 줄일 수 있다.
- 랜덤 탐색을 하기 때문에 국소적 최적해에 빠지는 것을 막을 수 있고, 전역적 최적해를 구하는 것이 가능하다.
- 다른 최적화 방법과 조합하여 사용함으로써 정도가 보다 좋고, 최적해에 도달하는 수렴속도를 더욱 향상시킬 수 있다.

4. 설계 대상의 선정

컴퍼스 갑판을 포함한 선박에서 일반적으로 발생하는 국부 진동문제의 주요 원인 및 특징으로는

- 건조되는 대부분의 선박들은 선형과 크기별로 구조 중심의 표준화 작업이 이루어져 있고, 선주의 요구조건에 따라 이를 변경하는 추세이다.
- 최근의 선박은 고효율 엔진을 사용하고, 고속화의 영향 등으로 선박의 국부 진동측면에서 매우 불리한 조건을 갖고 있다.
- 국부 진동의 경우, 운전상태에 따라 진동양상이 많이 변화되므로, 정확한 기준을 정립하기

어렵다. 또한 문제발생시 보강방법이 전선 진동에 비하여 쉽기 때문에 설계단계에서 간과하는 경향이 있다.

- 국부진동이 자주 발생하는 지역으로는 각종 유류탱크, 청수탱크, 장비하부 갑판, 컴퍼스 갑판, 레이더 마스트(radar mast), Bridge Wing 등이 있다.

본 연구에서는 상기 문제 영역 중 컴퍼스 갑판(Fig. 3 과 4 참조)을 설계대상으로 선정하였다. 선정 이유로는

- 컴퍼스 갑판 하부에 선박을 운항하는 조타실이 위치하고, 작업특성상 넓은 공간을 요구함에 따라 다른 선실과 달리 실내에 격벽을 설치할 수 없다.
- 선박 안전항해의 필수 장비인 레이더 설치를 위한 마스트가 이곳에 위치하고 있으므로, 구조물이 진동 관점에서 매우 불리한 구조를 갖고 있다.
- 상부에 설치된 레이더 마스트는 선박항해의 주요장비로서 컴퍼스 갑판의 진동으로 인하여 마스트의 과대진동을 유발하여 레이더 장비의 심각한 파손 및 운항에 차질을 초래할 수 있다.
- 조타실은 선박의 주요 관리자가 상주하여 작업하는 곳으로 컴퍼스 갑판의 진동으로 인하여 조타실 상부 천장의 소음 및 진동으로 인하여 불쾌감을 유발하여 대 선주 영업에 영향을 줄 수 있다.

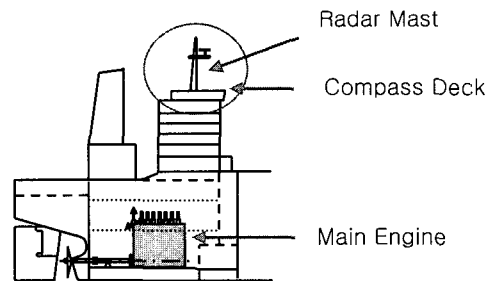


Fig. 3 Stern part of a ship

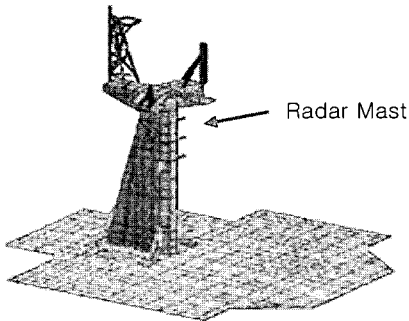


Fig. 4 Compass deck and radar mast

5. 컴퍼스 갑판의 진동해석

컴퍼스 갑판의 진동해석은 대형 구조물의 해석에 유용한 상용 유한요소프로그램인 NASTRAN을 이용하였다. 진동해석을 위한 해석대상 컴퍼스 갑판의 기하학적 형상과 부재 배치는 경계조건 등과 함께 Fig. 5에 나타내었다. 본 연구에 적용된 대상선의 주요 제원을 Table 1에 정리하였다.

Table 2는 해석모델의 보강재 크기, 판 두께 및 주요 재료의 데이터를 보여주고 있다. 해석 정도 및 모델링 시간을 고려하여, 조선소의 해석 및 충격시험의 경험을 바탕으로 모델링 범위를 컴퍼스

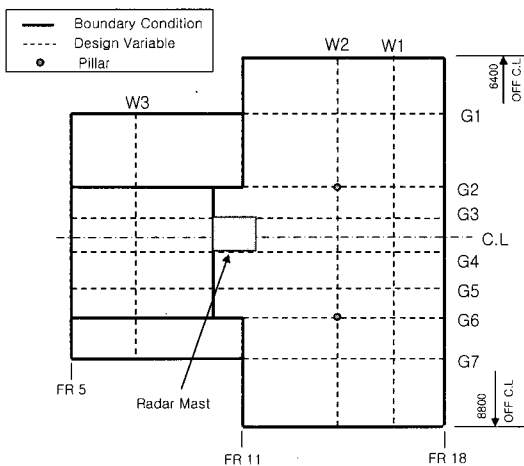


Fig. 5 Model and design variables of compass deck

Table 1 Principal dimensions

Length overall	208 m
Length between perpendiculars	196 m
Breadth moulded	29.8 m
Depth moulded	16.4 m
Draft design	10.2 m

Table 2 Main data of modeling

Property data		Material data	
Plate thickness	8.0 mm	Elastic modulus	206 GN/m <sup>2</sup>
Web & girder size	250X90X 10/15 A	Poisson ratio	0.3
Frame / longi. space	800.0 mm	Density	7850 kg/m <sup>3</sup>

Table 3 Specification of main excitation sources

Excitation source	MCR (RPM)	Excitation	
		Order	Frequency
Main engine (6RTA72U)	97	3rd	4.85 Hz
		4th	6.47 Hz
		6th	9.70 Hz
Propeller (Blade No: 5)		1st	8.08 Hz
		2nd	16.17 Hz

갑판 부분만 포함하였고, 경계조건은 Fig. 5의 실선부분으로 격벽이 있는 부분은 모두 단순지지, 중.횡 격벽이 서로 교차하는 부분은 고정 그리고 컴퍼스 갑판과 항해 갑판 사이에 있는 2개의 기동은 단순지지로 설정하였다. 그리고 상부에 설치된 레이더 마스트의 중량은 컴퍼스 갑판에 미치는 영향이 크므로, 본래 위치에 임의의 박스를 모델링하여 질량밀도를 수정하여 중량을 고려하였다.

Table 3은 본 연구에서 적용된 선박의 주요 기진원의 사양을 나타낸다.

공진회피설계에서는 일반적으로 고유진동수가 최대 엔진 rpm에서의 프로펠러 2차 날개진동수(2<sup>nd</sup> order propeller blade frequency)를 초과하도록

록 구조물의 강성을 결정한다. 따라서 본 연구에서도 프로펠러 2차기진주파수에 안전여유를 고려한 18.87 Hz를 설계목표주파수로 설정하였고, 국부 구조물의 고유진동수가 설계목표주파수 이상이 되도록 설계하였다.

Fig. 6 은 NASTRAN 을 이용한 대상 모델의 고유진동 해석 결과이다. 컴퍼스 갑판의 주요 모드와 고유진동수를 나타낸다. 1차 모드의 경우, 컴퍼스 갑판의 전형적인 모드로서 레이더 마스트 앞쪽 갑판의 수직진동 모드이다. 현장에서 발생하는 대부분의 진동이 여기에 포함되며, 컴퍼스 갑판하부는 조타실로서 작업공간 확보를 위하여 다른 갑판과 달리 격벽을 설치하지 못하므로 상대적으로 강성이 취약하여 고유진동수가 감소하고 주로 선박의 주요 기진원과 공진이 우려되는 모드이다. 2차와 3차 모드는 갑판의 바깥쪽에서 발생하는 국부진동모드로 상대적으로 고유진동수가 높은 곳에 있으므로 공진의 가능성은 거의 없다. 그러므로 본 연구에서도 컴퍼스 갑판의 1차 모드인 수직모드를 관심 모드로 설정하여 공진회피를 통한 안전한 구조를 구현하고자 하였다.

## 6. 컴퍼스 갑판의 최적설계

### 6.1 최적설계 정식화

#### (1) 설계 변수

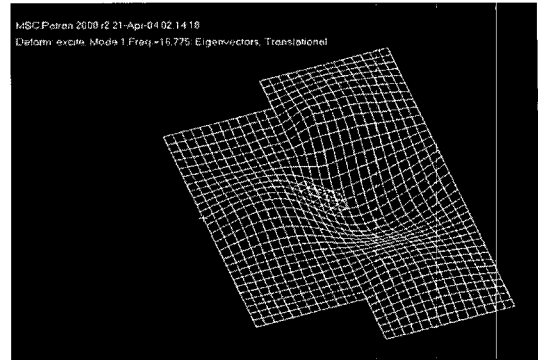
컴퍼스 갑판의 주된 진동모드는 거더와 웨브의 수직방향에서의 전체 진동이며, 주된 인자는 거더와 웨브의 강성(stiffness)이다. 그러므로 본 연구에서는 Fig. 5 에 나타낸 컴퍼스 갑판 내의 주요 거더와 웨브 부분을 설계변수로 식 (1)과 같이 선정하였다.

$$x = \{W1 \ W2 \ W3 \ G1 \ G2 \ G3 \ G4 \ G5 \ G6 \ G7\}^T \quad (1)$$

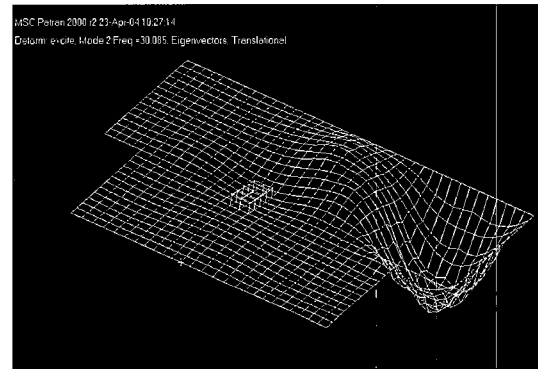
여기서,  $W$ 는 Web 의 웨브 길이,  $G$ 는 Girder 의 웨브 길이를 의미한다.

#### (2) 제약 조건

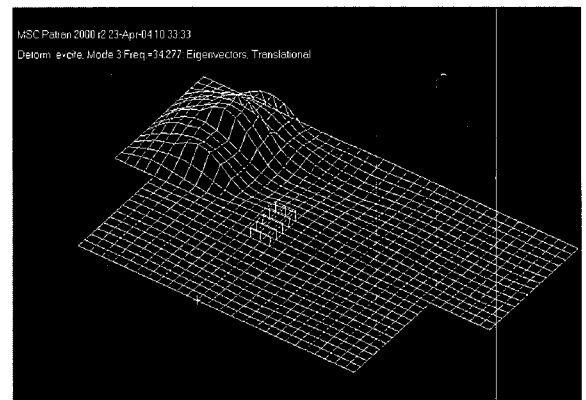
선박건조 시 갑판에서 천장까지의 거리(ceiling height)가 건조명세서에 명시되어 있고, 이를 근거로하여, 보강재의 웨브 길이  $L_w$  를 식 (2)와 같이 제한을 두었다. 그리고 국부진동설계의 기본



(a) 1<sup>st</sup> mode (16.78 Hz)



(b) 2<sup>nd</sup> mode (30.09 Hz)



(c) 3<sup>rd</sup> mode (34.28 Hz)

Fig. 6 Mode shape of compass deck

개념은 응답의 최소화해 있으나, 국부 구조에 미치는 기진력을 정확히 평가하기 어렵다. 이에 본 연구에서는 공진회피설계를 위하여 대상 구조물의 고유진동수  $\omega_n$  을 설계목표주파수 18.87Hz 이상 이 되도록 아래와 같이 구속하였다.

$$200 \leq L_w \leq 550\text{mm}, \quad \omega_n \geq 18.87\text{Hz} \quad (2)$$

여기서,  $\omega_n$ 은 구조물의 고유진동수,  $L_w$ 은 보강재의 웨브 길이이다.

Fig. 7 은 본 연구에서 사용된 유효폭에 해당하는 판과 보강재의 단면을 나타낸다.

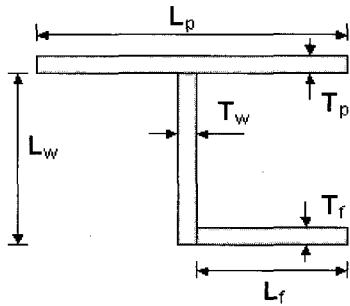


Fig. 7 Section of stiffener

(3) 목적 함수

최적을 나타내는 기준으로서 부재 중량  $W$  와 관심영역의 범위(MCR rpm 이하) 내에서 발생하는 최대진동속도응답의 크기  $R$  을 선형적으로 합성한 값이 최소가 되도록 목적함수를 설정하였다. 그리고 보다 효율적인 값을 얻기 위하여 가중치 (weighting factor)에 따라 설계변수의 변화 양을 검토하였다. 선박 국부진동에서의 진동응답을 구하기 위해서는 정확한 기진력을 주어야 하나, 본 연구에서는 응답의 변화 정도를 보는 것이 주된 목적이기 때문에 컴퍼스갑판 끝단부분 mesh 된 전 point 에 임의의 힘을 가하여 응답을 구하였다

$$\text{Minimize } f(x) = \alpha \left( \frac{W}{W_0} \right) + \beta \left( \frac{R}{R_0} \right)$$

여기서,  $\alpha, \beta$  는 가중치,  $W_0$ 는 초기 중량(레이더 마스트의 중량 제외),  $R_0$ 는 기준 진동속도응답

(수직방향, 중앙위치(최대진폭))을 나타낸다.

6.2 최적화 결과 및 고찰

본 연구에서는 컴퍼스 갑판상의 방진설계를 위하여, 설계변수인 컴퍼스 갑판상의 웨브와 거더의 최적의 크기를 갖도록 NASTRAN 외부호출형 최적화기법을 이용하여 계산을 수행하였다. Table 4 는 가중치  $\alpha$  와  $\beta$  의 변화에 따른 설계변수의 영향을 조사한 결과를 보여주고 있다.

가중치의 변화와 무관하게 최적화된 결과값은 모두 유사한 양상을 보이고 있다. Table 5 는 고유진동수, 진동응답 및 대상갑판의 무게 등을 가중

Table 4 Comparison of design variables according to weighting factor  $\alpha, \beta$

Objective Function		Design Variables									
$\alpha$	$\beta$	W1	W2	W3	G1	G2	G3	G4	G5	G6	G7
Original		250.00	250.00	250.00	250.00	250.00	250.00	250.00	250.00	250.00	250.00
0.1	0.9	256.72	203.49	201.62	219.15	330.01	446.05	232.24	201.75	310.57	227.01
0.2	0.8	256.63	203.61	201.72	219.10	330.18	446.07	232.31	201.76	310.60	227.07
0.3	0.7	256.63	203.61	201.72	219.10	330.18	446.07	232.31	201.76	310.60	227.07
0.4	0.6	256.74	203.57	201.67	219.19	330.09	445.96	232.24	201.85	310.56	227.09
0.5	0.5	256.74	203.57	201.67	219.19	330.09	445.96	232.24	201.85	310.56	227.09
0.6	0.4	256.74	203.57	201.67	219.19	330.09	445.96	232.24	201.85	310.56	227.09
0.7	0.3	256.72	203.49	201.62	219.15	330.01	446.05	232.24	201.75	310.57	227.01
0.8	0.2	256.72	203.49	201.62	219.15	330.01	446.05	232.24	201.75	310.57	227.01
0.9	0.1	256.72	203.49	201.62	219.15	330.01	446.05	232.24	201.75	310.57	227.01
1	0	254.27	202.48	201.58	215.50	327.84	449.90	230.00	201.38	310.22	222.68

Table 5 Comparison of optimization results according to weighting factor  $\alpha, \beta$

Weighting factors		Natural frequency (Hz)	Response at MCR (mm/s)	Total weight (KN)
$\alpha$	$\beta$			
0.1	0.9	18.882	29.13	131.320
0.2	0.8	18.874	29.12	131.996
0.3	0.7	18.874	29.12	132.006
0.4	0.6	18.872	29.11	132.006
0.5	0.5	18.872	29.11	132.006
0.6	0.4	18.872	29.11	132.006
0.7	0.3	18.872	29.13	131.996
0.8	0.2	18.872	29.13	131.996
0.9	0.1	18.872	29.13	131.996
1.0	0.0	18.887	29.65	131.937

치 변화에 따라 보여주고 있다. 구속조건을 고려해 볼 때, 응답 최소화하는 경우에는 상한에 수렴하는 의미 없는 해가 되므로, 부재 증가의 중량을 최소화하는 방법이 의미 있는 해를 구할 수 있음을 알 수 있다.

Table 6 은 최적화 전후의 설계변수의 변화를 나타낸다. 구조물의 중앙부 거더인 G3 이 약 80%, 기둥(pillar)의 설치 위치인 G2 와 G6 의 변화 폭이 각각 약 31%, 24%로 가장 많이 증가하고 있고, 나머지 부분은 감소하는 것을 보여준다. 이는 특정 범위 이상으로 고유진동수를 증가시키기 위해서는 진동모드에서 변위 폭이 가장 크고 민감한 부분의 강성을 증가시키는 것이 가장 합리적인 보강 방법임을 이 결과에서 보여주고 있다. Table 7 은 초기 구조와 최적화 후의 구조물의 고유진동수, 임의의 기진력에 대한 MCR 에서의 진동응답 및 컴퍼스 갑판 중량의 변화를 보여준다. 고유진동수가 12.59% 증가하였고, 진동속도 응답은 33.54% 감소하였으나, 중량의 증가는 거의 없음을 알 수 있다. 이는 재료비 및 선체중량 측면에서 추가부담 없이 고유진동수의 이동을 통한 공진 영역회피를 통하여 국부진동문제를 해결할 수 있음을 보여준다.

최적화 후의 1 차 진동모드를 Fig. 8 에 나타낸다. 갑판 전체의 모드이기 때문에, 최적화 전과 후의 진동모드의 변화는 거의 없고 고유진동수만이

Table 6 Comparison of original and optimal design variables ( $\alpha = 1.0, \beta = 0.0$ )

Design variables	Original	Optimum	Remarks
W1	250	254.27	1.71 %
W2	250	202.48	-19.00 %
W3	250	201.58	-19.37 %
G1	250	215.50	-13.80 %
G2	250	327.84	31.14 %
G3	250	449.90	79.96 %
G4	250	230.00	- 8.00 %
G5	250	201.38	-19.50 %
G6	250	310.22	24.09 %
G7	250	222.69	-10.92 %

Table 7 Comparison of results ( $\alpha = 1.0, \beta = 0.0$ )

	Original	Optimum	Remarks
Natural frequency	16.775 Hz	18.887 Hz	12.59%
Response at MCR	44.61 mm/s	29.65 mm/s	-33.54%
Weight	131.47 kN	131.94 kN	0.36%

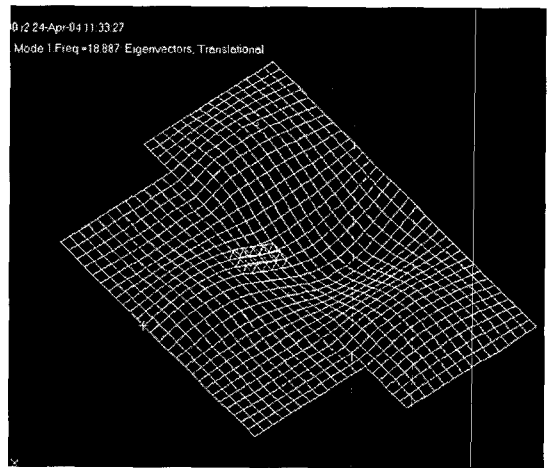


Fig. 8 Mode shape of compass deck after optimization

상승하였음을 알 수 있다.

Fig. 9 는 주 기관의 회전속도(RPM)에 따라 임의의 크기의 기진력에 의한 컴퍼스 갑판 중앙부의 수직방향 진동응답을 보여준다. 상용 운항영역에서 진동응답이 44.61mm/s 에서 29.65mm/s로 약 33.54%가 감소하였음을 알 수 있다.

계산결과에 의하면, 컴퍼스 갑판 구조물의 고유진동수가 설계목표주파수 이상으로 증가한 것을 알 수 있다. 그리고 최적화 전후의 MCR 회전속도에서의 응답이 상당히 감소되었음을 보여준다. 단, 본 연구에 사용된 기진력은 임의의 값이므로 절대적인 값보다 감소율에 의미가 있다. 본 연구의 결과를 이용하여 설계 초기단계에서 최적설계를 이



용할 경우, 매우 유효한 결과를 얻을 수 있을 것이다. 그러나 설계에서 보다 쉽게 적용을 하기 위해서는 부재로 사용되는 이산화된 표준 형강을 Table 화하여 그 중에서 가장 최적인 부재를 선정하도록 하는 조합최적설계의 확장이 필요하고, 향후의 연구과제가 될 것이다

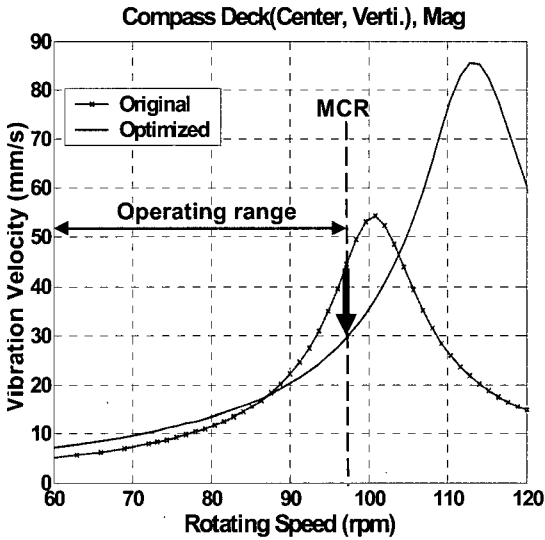


Fig. 9 Comparison of response between original and optimum results

7. 결론

본 연구에서는 대형 구조물의 최적설계를 수행하는데 있어서 상용프로그램의 불편함과 한계성 및 국소해에 수렴하는 것을 방지하기 위하여 개발된 NASTRAN 기반 외부호출형 프로그램을 이용하여 실제 선박의 컴퍼스 갑판 구조물을 대상으로 최적설계를 수행하였다. 계산결과에 의하면, 구조물의 극부 공진회피를 위하여 특정 모드의 고유진동수가 적절하게 이동되었으며, 이를 위한 최적의 보강재 크기를 결정할 수 있었다. 이러한 결과를 실제 조선소에서 사용 가능한 부재로 대체함으로써 설계 초기단계에서 진동 저감을 위해 유용하게 사용될 수 있을 것이다.

향후 실제 설계 적용을 위하여 다음과 같은 추가적인 연구를 수행할 예정이다.

1. 설계에서 보다 쉽게 적용을 하기 위하여 표준 형강을 Table 화하여 그 중에서 가장 최적인 값을 갖도록 하는 조합최적설계로 확장.
2. 관성모멘트에 의한 컴퍼스 갑판의 영향을 고려하기 위하여 레이더 마스트를 포함한 최적 설계
3. 구조해석을 통한 구조물의 강도를 구속조건으로 고려.

참 고 문 헌

- 양보석, 최병근, 전상범, 김동조, 1998, “유전알고리즘과 Random Tabu 탐색법을 조합한 최적화 알고리즘에 의한 배관지치대의 최적배치,” 한국퍼지 및 지능 시스템학회 논문지, 제 8 권, 제 3 호, pp. 71-79.
- 양영순, 김기화, 유원선, 1994, “유전자 알고리즘에 의한 선체 구조물의 이산적 최적설계,” 대한조선학회논문집, 제 31 권, 제 4 호, pp.147 - 156.
- 양용진, 정정훈, 조대승, 김병현, 2001, “충격/진동 절연을 위한 탄성마운트 최적설계에 관한 연구,” 대한조선학회 춘계 학술대회 논문집, pp. 298-302.
- 이규열, 1994, “선박 초기설계 단계에서의 최적 설계모델,” 대한조선학회지, 제 31 권, 제 2 호, pp.28-30.
- 채상일, 송진대, 김용한, 양보석, 공영모, 최수현 2003, “Nastran 기반 R-Tabu 탐색법을 이용한 선박 구조물의 진동최적설계,” 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 672-676.
- Glover, F., 1989, “Tabu Search-Part,” ORSA Journal on Computing 1, pp.190-206.
- Hu, N., 1992, “Tabu Search Method with Random Moves for Globally Optimal Design,” International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol.35, pp.1055-1070.

- Kitamura, M., Nobukawa, H. and Yang, F, 2000, "Application of a Genetic Algorithm to the Optimal Structural Design of a Ship's Engine Room Taking Dynamic Constraints into Consideration," Journal of Marine Science and Technology, Vol. 5, pp. 131-146.
- Moore, G., 1994, MSC.NASTRAN Design Sensitivity and Optimization, User's Guide, The MacNeal-Schwendler Corp.
- The MacNeal-Schwendler Corp., 1998, MSC.NASTRAN User's Guide Ver. 8,



&lt; 공 영 모 &gt;



&lt; 최 수 현 &gt;



&lt; 송 진 대 &gt;



&lt; 양 보 석 &gt;