

선체 진동 특성을 고려한 4000 t급 어업실습선의 최적 설계

Optimal Design of 4000 t class Fishery Training Vessel Considering Hull Vibration Characteristics

문종영* · 하태환* · 정덕영* · 송정원* · 박동희** · 최병근†
Jong-Young Moon*, Tae-Hwan Ha*, Deok-Yeong Cheong*,
Jeong-Won Song*, Dong-Hee Park** and Byeong-Keun Choi†

(Received December 5, 2024 ; Revised January 7, 2025 ; Accepted January 7, 2025)

Key Words : Finite Element Analysis(유한요소 해석), Optimal Design(최적 설계), Fishery Training Vessel(어업 실습선)

ABSTRACT

There is a growing interest in providing a comfortable environment for crew members aboard ships. As a result, the International Organization for Standardization (ISO) and the Korea Register, an organization that evaluates ship classifications, have established regulations presenting vibration acceptance criteria, which are continuously revised. To meet these vibration acceptance standards, shipbuilding companies are consistently investing in research and development, to ensure that newly constructed ships operate without issues. In this study, an optimal design investigation was conducted from the perspective of avoiding resonance to identify areas where excessive vibration is expected during the early design phase of ship construction. In this phase, the resonance of the main excitation sources and the hull structure were evaluated, to determine whether the vibration response levels meet the acceptance criteria. Structural optimization was performed to reduce vibration in areas prone to excessive vibration using the optimization module of MSC.Nastran, a commercial software, and the results were compared.

기 호 설 명

- M_{mcr} : Moment at MCR rpm
- M_r : Relevant moment
- N_{mcr} : Main engine/propeller rpm at MCR
- N_r : Relevant rpm of main engine/propeller
- P_{mcr} : Pressure at MCR rpm
- P_r : Relevant pressure

1. 서 론

선박 산업은 환경 규제와 연료 비용 상승 등의 이유로 인해 보다 효율적이고 경제적인 설계가 요구되고 있다. 하지만 구조 경량화, 고출력 엔진 사용, 대형 장비 탑재 등 현대 선박의 설계 요소는 과도한 진동을 유발할 가능성이 있으며, 이는 선박의 성능

† Corresponding Author ; Member, Department of Energy and Mechanical Engineering, Gyeongsang National University, Professor
E-mail : bgchoi@gnu.ac.kr

* Department of Energy and Mechanical Engineering, Gyeongsang National University, Student

** Daviss, Researcher

‡ Recommended by Editor Gunwoo Noh
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

뿐만 아니라 선원의 거주성에도 큰 영향을 미친다. 특히 선박의 과도한 진동은 구조적 안전성을 저하시킬 뿐만 아니라 선원들의 건강과 안전에 부정적인 영향을 미친다. 이는 장기적으로는 선박의 유지 비용 증가와도 직결된다.

이에 따라 진동 저감을 위한 선박 최적 설계는 조선업계에서 중요한 연구 분야로 자리 잡고 있다. 예를 들어, 전역최적화기법과 NASTRAN을 활용한 최적 설계 연구에서는 선박 구조물의 진동 저감을 위해 전역최적화 알고리즘과 유한요소 해석을 통합한 접근법을 제안하였다⁽¹⁾. 이 연구는 설계 변수의 광범위한 탐색을 통해 구조물의 진동 특성을 효과적으로 개선하고, 선박 설계 초기 단계에서 발생할 수 있는 문제를 사전에 방지할 수 있는 가능성을 제시하였다. 또한, 전역탐색법을 통한 선박 국부구조물의 최적설계 연구는 일반 최적화 알고리즘의 국부 수렴을 방지하기 위해 R-tabu 탐색법을 적용하였다⁽²⁾. 이 방법은 기존의 탐색법보다 더 넓은 설계 변수 공간을 효과적으로 탐색할 수 있도록 하였으며, 이를 유한요소 해석과 결합하여 국부 구조물의 진동 저감을 위한 최적 설계 결과를 도출하였다. 이 연구는 전역적 최적 설계를 통해 설계 안정성을 강화하고 진동 저감 효과를 상승 시키는데 기여하였다. 뿐만 아니라, 선박 구조물의 진동 최적 설계를 위한 NASTRAN 기반 최적화 프레임워크의 제안 등 다양한 연구를 통해 진동 저감을 위한 다양한 최적 설계에 대한 연구 성과를 보여주고 있다⁽³⁾.

선박의 과진동은 선원들의 거주 공간에서도 감지될 정도로 영향을 미치며, 이는 거주성 만족도를 저하시키는 요인으로 작용하고 있다. 국제 표준인 ISO와 선급은 이러한 문제를 해결하기 위해 진동 허용 기준을 제시하였으며, 선원들의 삶의 질을 높이기 위해 지속적으로 기준을 개정하고 있다. 이에 따라 국내 대형 조선소들은 진동 허용 기준을 만족시키기 위해 연구 개발에 지속적인 투자를 아끼지 않고 있다. 예를 들어 ISO20283-5:2016(E) 표준에 따른 실습선의 실제 운항 조건에서의 거주구 진동 평가⁽⁴⁾, G/T 1000t급 트롤 어선의 거주구 진동 특성 비교를 수행하는 등 진동 허용 기준에 맞춰 거주구의 진동 저감을 위한 연구가 활발히 수행되었다⁽⁵⁾. 이를 통해 건조된 선박들이 안전하게 운항될 수 있도록 다양한 연구와 실선 계측이 지속되고 있다.

한편, 중소 조선소들도 엄격해지는 진동 허용 기

준을 충족하기 위해 노력하고 있으나, 조선업의 경기 불황과 전문 인력 부족으로 기술적인 한계를 겪고 있다. 또한, 선박 구조의 최적화에 따른 구조 경량화와 주기관 출력 증가, 여기에 더해 환경 규제에 의한 대형 장비의 탑재까지 요구됨에 따라, 진동을 유발하는 원인이 다양하고 복잡적으로 나타나고 있다. 이는 선박의 구조와 추진 시스템이 상호 작용하는 복잡한 진동 문제를 초래하여 선박 설계와 운항에 문제가 되고 있다. 선박의 진동 특성은 선체 구조의 형상, 재료, 설계 방식뿐만 아니라 주기관과 같은 주요 가진원의 특성에 의해 크게 영향을 받으며, 이러한 진동이 선체 구조물에 전달되면서 전체 시스템의 안정성을 저해할 가능성이 있다.

따라서, 이 연구는 초기 설계 단계에서 진동 해석을 실시하여 주요 가진원과 선체 구조의 공진 여부를 판단하고 공진이 발생하는 구역을 예측하여, 진동 저감을 위한 최적 설계를 제안한다. 상용 유한요소 해석 프로그램인 MSC. Patran과 MSC. Nastran을 전/후처리 및 해석 프로세서로 각각 사용하여 3차원 유한요소 모델을 통한 진동 해석을 수행한 후, 국제 표준인 ISO20283-5:2016(E)의 기준과 KR 선급 기준에 적합한지 평가하여 과진동 발생 구역의 진동 저감을 위한 구조 최적 설계를 수행하였다⁽⁶⁾.

2. 연구 선박 제원 및 특성

2.1 선박의 주요 제원

Fig. 1과 Table 1에 연구 선박의 측면도와 주요 제원을 나타내었다.

연구 선박은 고속 회전 4행정 LNG 이중연료추진 주기관(7 cylinder 4 cycle DF engine)을 탑재하고 가변피치프로펠러(4 blade controllable pitch propeller)가 적용된 선박이다. 선박의 추진 방식은 두 가지로, 주기관의 rpm을 고정시키고 프로펠러 날개 각도에 따라 출력을 조절하는 정상 모드와 주기관의 부하 별로 프로펠러 날개 각도가 정해지는 복합 모드로 구성되어 있다. 이는 최적의 운항을 하기 위해 해상 상태에 따라 적절한 형태를 채택하여 사용할 수 있다. 선박의 주기관의 운용 구간은 450 r/min ~ 750 r/min이며, 감속기를 통한 축은 102 r/min ~ 170 r/min이다.

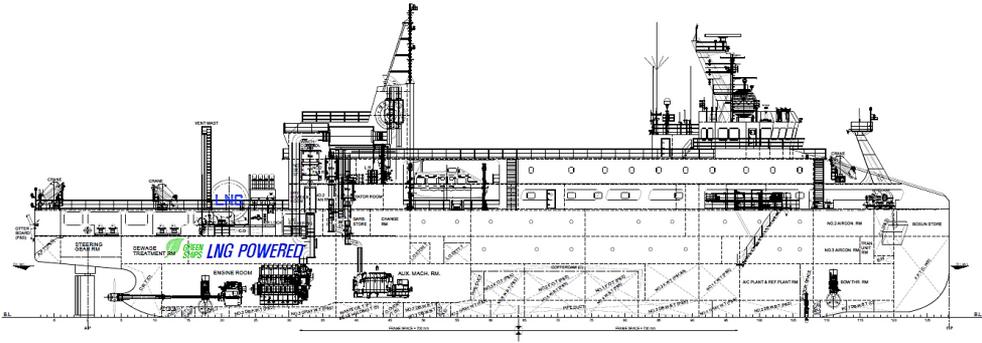


Fig. 1 Research model for 4000 t class fishery training vessel

Table 1 Specification of subject vessel

| | | |
|---------------------|----------------------|-------------------------|
| Length O. A | | abt. 95.30 m |
| Length B. P | | 89.80 m |
| Breadth(MLD) | | 15.40 m |
| Depth(MLD) | | 8.40 m |
| Draft(D.L.W.L)(MLD) | | 5.30 m |
| Draft(S.L.W.L)(MLD) | | 5.50 m |
| Propulsion system | Reduction gear ratio | 4.41 : 1 |
| | Propeller | CPP, 4 Blade |
| | Main engine | HYUNDAI 7H35DFP |
| | MCR | 3500 kW × 750/170 r/min |

2.2 부품별 가진력 특성

(1) 주기관 가진력 특성

연구 선박의 주기관은 고속 4행정 기관으로, 저속 2행정 기관에 비해 가진력이 작아 상선의 전선 진동 검토에서는 주요 가진원 대상에서 제외되고 있다. 하지만 대상 선박의 경우, 일반 상선에 비해 선체 크기가 작으며 국제 규격인 ISO20283-5:2016(E)를 적용한 선박으로, 주기관의 1차 회전 성분에 대한 가진력이 거주구 및 선체 전반적으로 전달되어 의장품 및 선체 구조 공진으로 인하여 과진동이 발생하기 때문에 전선 진동에 영향을 미치는 주요 가진원 대상으로 판단하여 평가하였다. Table 2에 엔진 제조사에서 제공한 주기관의 가진력 정보를 나타내었으며, 다실린더 기관의 불평형력과 불평형 모멘트에 대해 Fig. 2와 같이 1차, 2차 모멘트 및 H형, X형 등과 같은 비틀림

Table 2 Information of excitation source for main engine

| Diesel mode | | | | | |
|-----------------------------|--------|----------|---------|------|------|
| Engine type | | | 7H35DFP | | |
| Speed | [RPM] | | 750 | | |
| External forces and moments | Order | No. | 1 | 2 | |
| | | [Hz] | 12.5 | 25 | |
| | Force | H. | [kN] | 0 | 0 |
| | | V. | [kN] | 0 | 0 |
| | Moment | H. | [kNm] | 3.6 | 0 |
| | | V. | [kNm] | 32.8 | 25.6 |
| Guide force moments | Order | No. | 3.5 | 7 | |
| | | [Hz] | 43.8 | 87.5 | |
| | Moment | [kNm] | 78.9 | 17.7 | |
| | | Gas mode | | | |
| Engine type | | | 7H35DFP | | |
| Speed | [RPM] | | 750 | | |
| External forces and moments | Order | No. | 1 | 2 | |
| | | [Hz] | 12.5 | 25 | |
| | Force | H. | [kN] | 0 | 0 |
| | | V. | [kN] | 0 | 0 |
| | Moment | H. | [kNm] | 3.6 | 0 |
| | | V. | [kNm] | 32.8 | 25.6 |
| Guide force moments | Order | No. | 3.5 | 7 | |
| | | [Hz] | 43.8 | 87.5 | |
| | Moment | [kNm] | 78.9 | 17.7 | |

진동을 유발하는 가진원을 나타내고 있다. 해당 선박은 이중 연료 추진 기관으로, 디젤 모드와 가스 모드의 가진력을 비교해보면 외부 모멘트는 동일한 크기

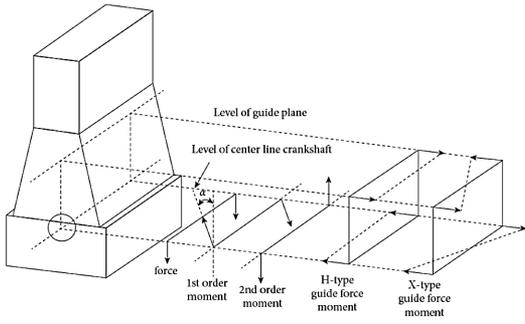


Fig. 2 Main external moment and guide force moment of main engine

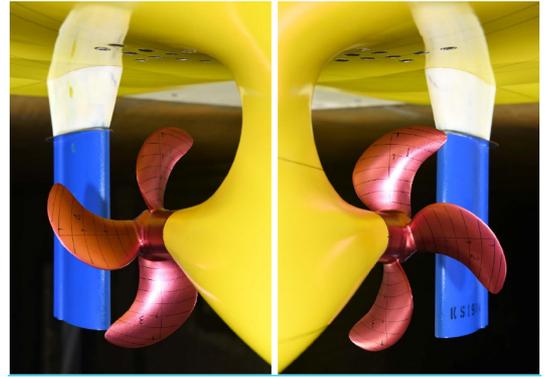


Fig. 4 Model ship of cavitation test

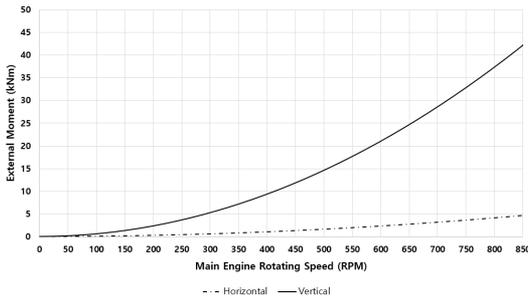


Fig. 3 Main engine external moment

를 나타내지만, 기관 안내력 모멘트에서 약간의 차이가 있음을 확인할 수 있다. 하지만, 이 차이로 인해 실제 선체에 미치는 영향은 미비할 것으로 사료된다. 이러한 주기관의 가진력은 식 (1)과 같으며, Fig. 3의 그래프와 같이 rpm의 제곱에 비례하게 적용하여 모멘트값을 나타내었다.

$$M_r = M_{mcr} \times \left[\frac{N_r}{N_{mcr}} \right]^2 \quad (1)$$

(2) 프로펠러 가진력 특성

프로펠러의 성능을 확인하기 위해 연구기관(KRISO)을 통해 선박을 축소시킨 모형으로 모형 시험을 진행하였다. Fig. 4에 모형 시험에 사용된 축소 모형을 나타내었으며, Table 3에 프로펠러 주요 세부 사항에 대하여 나타내었다.

프로펠러 변동압력에 대한 가진력은 설계 흡수의 조건에서 모형 시험을 통하여 평가하였으며, Fig. 5, Fig. 6에 압력 센서의 위치와 변동압력 결과를 나타내었다. F1의 위치에서 1차 날개 통과 주파수 성분이

Table 3 Propeller principal particulars

| Type | Controllable pitch propeller |
|------------------|------------------------------|
| Diameter | 3.8 m |
| Number of blades | 4 EA |

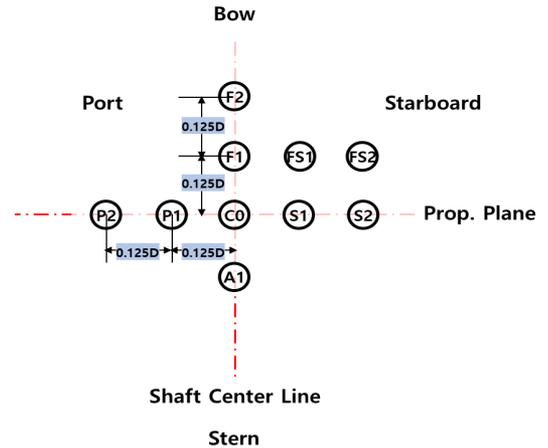


Fig. 5 Location of pressure transducers

1.716 kPa으로 최대 크기 변동압력이 계측되었으며, 2차 날개 통과 주파수 성분부터 변동압력이 급격히 감소하고 캐비테이션 발생 체적이 크지 않아 만재 상태에서 프로펠러 캐비테이션에 의한 선체 진동 문제는 크지 않을 것으로 사료되어 강제진동해석에서 제외하였다.

따라서 1차 날개 통과 주파수 성분만 강제진동해석에 고려하였으며, 선미부 프로펠러 상단에 단일 표면력 형태로 적용하였다. 크기는 프로펠러 직경의 1.5배에 해당하는

면적을 고려하여 환산하였으며 보수적으로 평가하였다.

프로펠러 가진력은 식 (2)에서와 같이 rpm의 3승에 비례하게 적용하였으며, Fig. 7의 그래프에 프로펠러 표면력의 변화를 나타내었다.

$$P_r = P_{mcr} \times \left[\frac{N_r}{N_{mcr}} \right]^3 \tag{2}$$

Fig. 8은 해석에 적용된 프로펠러에 의해 발생하는 변동압력에 의한 힘의 작용 위치를 3D FE 모델에 표시하여 나타낸 것이다.

3. Model 해석 결과

연구 선박의 초기 고유 진동 특성 및 응답 특성을 확인하기 위해 상용 진동해석 프로그램인 MSC. Patran을 활용하여 3차원 유한요소 모델을 구성하였으며, 그 형상은 Fig. 9에 나타내었다.

해석 모델에 사용된 절점(node) 수는 5697개, 요소(element) 수는 15 034개로 대표 요소의 형태별로 Table 4에 나타내었으며, 해석을 통하여 선체의 진동 특성을 살펴보았다.

3차원 유한요소 모델링 후, MSC. Nastran을 이용하여 초기 전선진동해석을 통하여 750 r/min(엔진)/170 r/min(축)의 MCR condition에 대한 프로펠러의 1차 날개 통과 주파수 11.3 Hz와 주기관의 1차 회전 주파수 12.5 Hz 인근의 고유 진동 모드를 분석한 결과, Fig. 10과 같이 12.48 Hz에서 open recreation space 구조가 수직 방향으로 진동 모드가 발생하는 것을 확인할 수 있었다.

강제진동해석을 통해 진동 레벨을 확인한 결과,

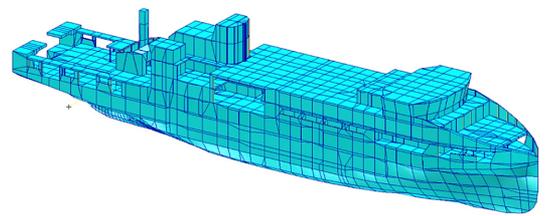


Fig. 9 3D finite element model

Table 4 Element type of 3D finite element model

| Element type | Number of elements |
|---------------------------|--------------------|
| Lumped point mass (CONM2) | 1337 |
| Beam | 3521 |
| Shell | 10176 |

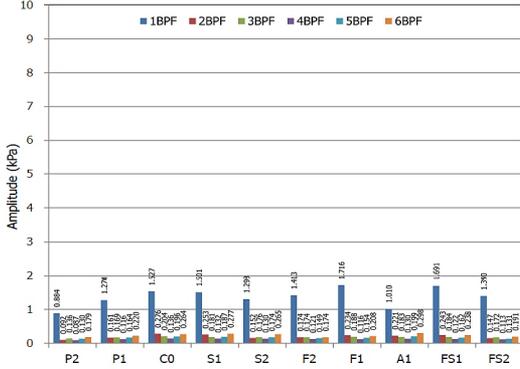


Fig. 6 The predicted full-scale pressure fluctuation amplitudes

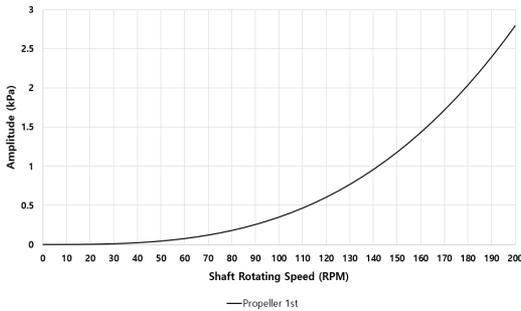


Fig. 7 Propeller surface force variation

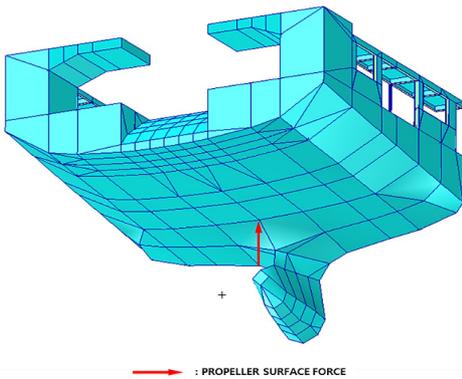


Fig. 8 Applied direction of propeller excitation force

Fig. 11에 나타난 open recreation space의 진동 응답 그래프에서 수직 방향 진동 레벨이 4.78 mm/s로 ISO 20283-5:2016(E)에서 제시한 허용 기준인 4.5 mm/s를 초과하는 것으로 확인되었다.

Open recreation space의 양 측면에서 발생한 진동 모드에 대한 정확한 분석을 위해 프레임 간격으로 초기 설계 단계에서 상세 국부 모델링을 수행하였으며,

Deform: Default, Mode23: Freq.=12.483, Eigenvectors, Translational

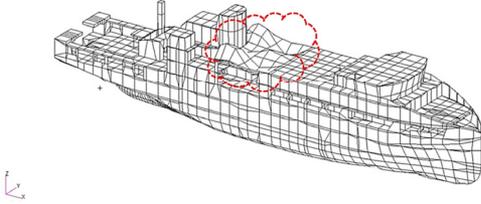


Fig. 10 Natural vibration mode in open recreation space

Fig. 12에는 국부 진동해석 결과를 나타내었다. 1차 및 2차 모드는 MCR 조건에서 주 가진원의 주파수(prop. 1st BPF: 11.3 Hz, M/E 1st order: 12.5 Hz)보다 낮은 주파수에서 발생하여 공진 회피하는 것을 확인하였다.

하지만 open recreation space 3차 모드의 경우, 고유진동수가 12.631 Hz로 주기관의 1차 회전 성분과 공진으로 인한 과진동이 발생한 것으로 사료된다.

따라서 open recreation space 3차 모드에 대한 공진 회피를 위해 방진 설계를 수행하였으며, 연구 선박의 경우 총 톤수의 제한이 없어 방진 조치에 따라 추가되는 무게를 최소화하기 위해 최적 설계를 통해 공진 회피 설계를 수행하였다.

4. 최적 설계 방법 및 해석 결과

4.1 최적 설계 수행 방법

최적 설계란 주어진 범위 내에서 각 제약 조건을

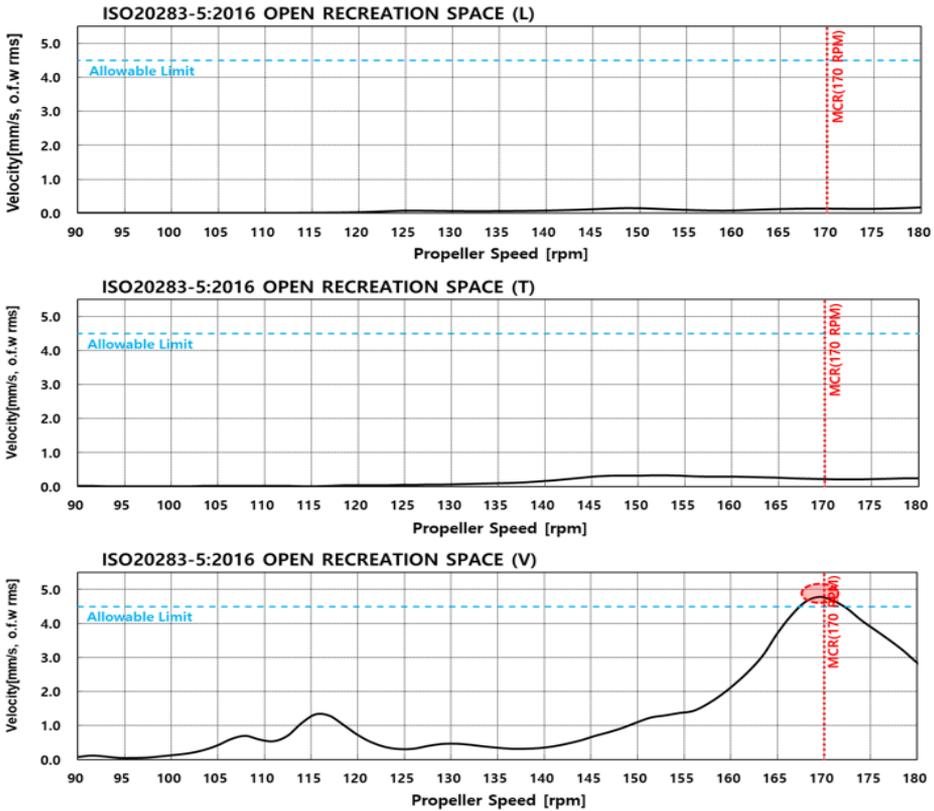


Fig. 11 The response curves at open recreation space

만족하는 설계 변수 중에서 목적함수를 최소화하거나 최대화하는 설계 변수 값을 찾아, 최소의 자원으로 최대의 효율성을 추구하는 설계를 의미한다. 이는 최적화 문제 형식에서 n 개의 조건식에 만족하는 목적함수를 최소 또는 최대로 하는 설계 변수를 결정하는 것을 의미한다. Fig. 13은 MSC. Nastran의 최적 설계 단계를 나타낸 것으로 유한요소 해석, 근사모델, 최적화 기법 사이의 관계를 나타내고 있다.

이 연구에서는 MSC. Nastran Sol 200의 design sensitivity and optimization 기능을 사용하여 공진 회피의 관점에서 최적 설계를 수행하였다. 이는 형상 최적화와 위상 최적화 등 최적화 기법을 제공하여 자동화된 구조 최적화를 지원한다.

형상 최적화는 주어진 제약 조건을 충족하면서 특정 비용 기능을 최소화한다는 점에서 최적의 형상을 찾는다. 최소 중량을 갖거나 균등하게 분포된 등가 응력을 갖거나 구조 구성요소의 편향이나 진동을 제

어하기 위해 특정 하중에서 구조 구성요소의 최상의 모양을 찾는 것이다⁽⁷⁾.

위상 최적화는 유한요소법을 활용하여 모델을 분석하고 최적화한다. 주어진 영역에 대해 재료 특성 및 외부 하중, 경계 조건을 정의하고 강도와 기능성을 훼손하지 않고 최적의 형태를 찾아내는 수학적 방법이다^(8,9).

초기 해석 결과의 open recreation space 3rd 모드의 초기 고유진동수는 12.631 Hz로 해석하고자 하는 관심 주파수 범위를 12 Hz부터 13.5 Hz로 설정하였으며, 식 (3)은 open recreation space 최적화의 목적 함수이다. 정의한 수식에 의한 합성응답, 중량, 고유치 등을 고려하여 목적함수를 설정하였다.

α , β 는 가중치, M_0 와 M_F 는 초기 무게와 최종 무게를, R 은 진동응답을 나타낸다. 최적화를 하기 위한 설계 변수는 마진(5%)을 고려하여 13.125 Hz 이상 조건으로 deck plate 두께, primary member web 길이 및 두께 변수를 변화시켜 가면서 최적화 결과를 도출한다. 마지막으로 primary member의 배치 간격을 재조정하여 최적 설계를 검토하였다.

$$\text{Objective function: } \text{Min}f(X) = \alpha \left(\frac{M_F}{M_0} \right) + \beta R$$

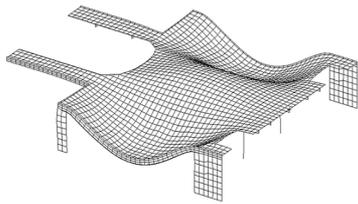
$$g_\omega(X) = \omega_n \geq 13.125$$

$$g_{DT}(X) = 6.5 \leq DT \leq 9$$

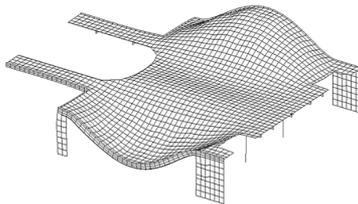
$$g_{WL}(X) = 170 \leq WL \leq 190$$

$$g_{WT}(X) = 9 \leq WT \leq 14$$

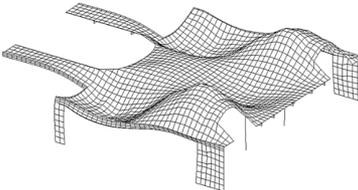
(3)



(a) 1st mode: 8.16 Hz



(b) 2nd mode: 8.58 Hz



(c) 3rd mode: 12.63 Hz

Fig. 12 Mode shape of open recreation space

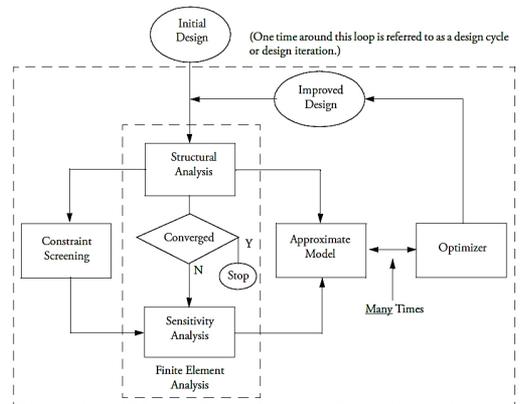


Fig. 13 MSC. Nastran implementation of optimization

Table 5 Vibration analysis results based on optimal design of deck plate thickness

| Deck plate | | | | | |
|------------|-----------|----------------|-------------|----------------|----------|
| No. | Thickness | Frequency [Hz] | Weight [kg] | Deviation [kg] | Response |
| Orig | 8 T | 12.631 | 22990 | 0 | 2.027 |
| 1st | 6.5 T | 13.136 | 21530 | -1460 | 1.836 |
| 2nd | 7 T | 12.964 | 22020 | -970 | 1.858 |
| 3rd | 7.5 T | 12.795 | 22500 | -490 | 1.979 |
| 4th | 8.5 T | 12.472 | 23470 | +480 | 2.521 |
| 5th | 9 T | 12.318 | 23960 | +970 | 2.642 |

Table 6 Vibration analysis results based on optimal design of primary member length

| Primary member(Gir./Web) length | | | | | |
|---------------------------------|--------|----------------|-------------|----------------|----------|
| No. | Length | Frequency [Hz] | Weight [kg] | Deviation [kg] | Response |
| Orig | 180 | 12.631 | 22990 | 0 | 2.027 |
| 1st | 170 | 12.026 | 22860 | -70 | 2.194 |
| 2nd | 175 | 12.329 | 22920 | -130 | 2.097 |
| 3rd | 185 | 12.932 | 23060 | +70 | 1.803 |
| 4th | 190 | 13.232 | 23120 | +130 | 1.606 |

Table 7 Vibration analysis results based on optimal design of primary member thickness

| Primary member(Gir./Web) thickness | | | | | |
|------------------------------------|-----------|----------------|-------------|----------------|----------|
| No. | Thickness | Frequency [Hz] | Weight [kg] | Deviation [kg] | Response |
| Orig | 9 T | 12.631 | 22990 | 0 | 2.027 |
| 1st | 9.5 T | 12.694 | 23130 | +140 | 1.986 |
| 2nd | 10 T | 12.755 | 23260 | +270 | 1.972 |
| 3rd | 10.5 T | 12.814 | 23400 | +410 | 1.968 |
| 4th | 11 T | 12.871 | 23540 | +550 | 1.964 |
| 5th | 11.5 T | 12.927 | 23680 | +690 | 1.930 |
| 6th | 12 T | 12.98 | 23810 | +820 | 1.926 |
| 7th | 12.5 T | 13.032 | 23950 | +960 | 1.932 |
| 8th | 13 T | 13.082 | 24090 | +1100 | 1.928 |
| 9th | 13.5 T | 13.131 | 24220 | +1230 | 1.854 |

4.2 Open Recreation Space 최적 설계 해석 결과

Table 5 ~ Table 7에 각 최적 설계 조건에 대한 설계 변수와 open recreation space 3rd 모드의 고유진동수 및 고유진동수 변화에 따른 구조 하중 변화를 비교하여 나타내었다. 민감도를 통해 최대 변위가 나타나는 open recreation space 양측 캔틸레버 플랫폼 구조에 primary member의 재배치를 통한 최적 설계 결과는 Table 8에 정리하여 나타내었다.

각 케이스 별 최적 설계 결과, deck plate 두께 6.5 T 이하, primary member의 Web 길이는 190 mm 이상 또는 web 두께는 13.5 T 이상, primary member 배치 간격 1600 mm 이하일 경우, 공진 회피를 위한 목적함수를 만족하는 것으로 나타났다. 각 케이스 중 deck plate 두께를 6.5 T로 수정하는 것이 무게 측면에서도 1460 kg이 감소하여 최적 설계 조건을 가장 만족하는 조건이지만 구조 강도 측면에서 불만족하는 결과가 나타났으며, primary member의 web 길이의 경우, 플랫폼 하부 구명정으로 인해 web 길이 증가도 불가한 상황이다.

따라서 최적 설계 결과 중 선박 구조 및 조선소 환경 등을 추가적으로 고려하여 primary member 배치 간격에 따른 최적 설계 케이스를 선택하였다. Fig. 14, Fig. 15에 primary member 재배치 설계도와 재배치 수행 결과를 나타내었으며, 공진 문제가 발생하였던 3rd 모드의 고유진동수는 약 1 Hz 증가한 13.61 Hz, 무게는 570 kg 증가하여 MCR condition에서 공진 회피한 것으로 확인되었다. Fig. 16에서 최적 설계 전/후를 공진 평가에 대한 캠벨 선도를 확인할 수 있다. 최적화된 공진 회피 설계를 전진진동모델에 적용하여 강제진동해석을 수행한 결과, Fig. 17과 같이 주기관 1차 회전 성분과 공진 회피 되었으며, Fig. 18의 거주구 편의성 평가에서

Table 8 Result of vibration analysis according to optimal design through rearrangement of primary member

| The rearrangement of primary members | | | | |
|---------------------------------------|----------------|-------------|----------------|----------|
| $g_1(X) = \frac{4800}{X+1} \leq 4800$ | | | | |
| $g_2(X) = \omega_n \geq 13.125$ | | | | |
| Case | Frequency [Hz] | Weight [kg] | Deviation [kg] | Response |
| Orig | 12.631 | 22990 | 0 | 2.027 |
| Mod | 13.609 | 23560 | +570 | 1.425 |

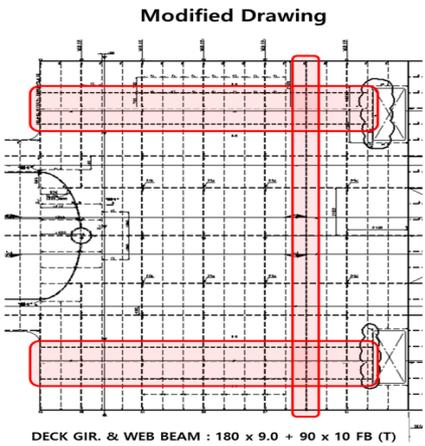
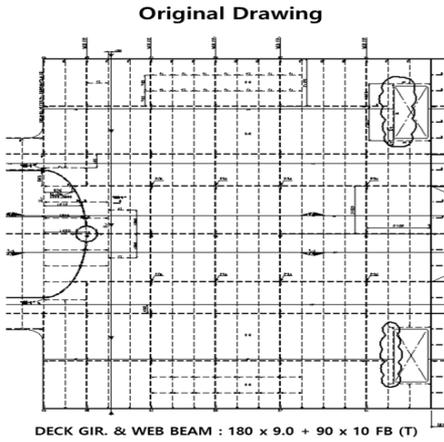


Fig. 14 Optimal design drawings from primary member relocation based on sensitivity of natural shapes

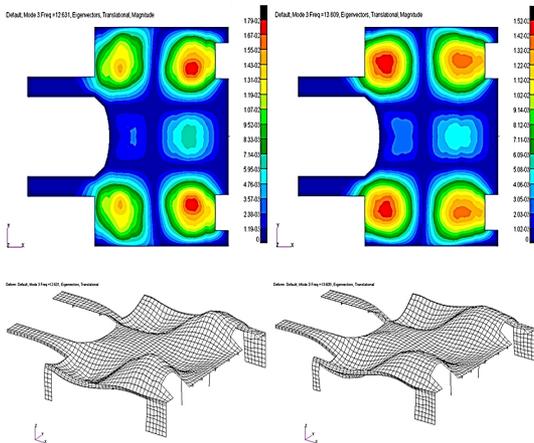


Fig. 15 Optimal design results from primary member relocation based on sensitivity of natural shapes

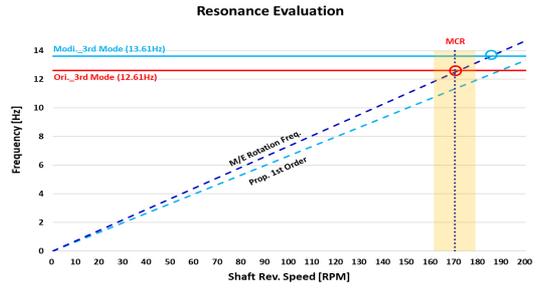


Fig. 16 The campbell diagram for resonance evaluation before and after optimal design

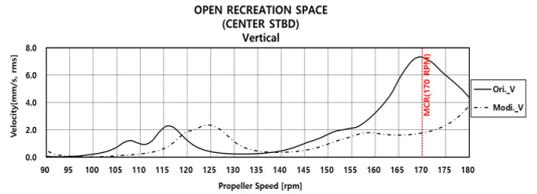


Fig. 17 Vibration response curves due to the 1st external moment of M/E

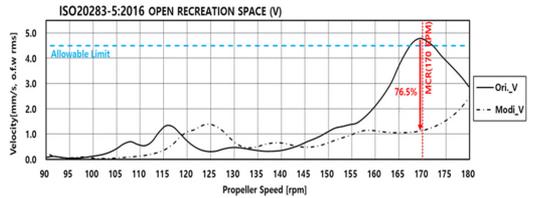


Fig. 18 Comparison of vibration response levels in the open recreation space before and after optimal design

도 진동 레벨이 MCR운항 조건에서 1.1 mm/s로 ISO20283-5:2016(E)의 기준에 만족한 것을 확인하였다.

5. 결론

이 논문에서는 4000 t급 어업실습선의 초기 설계에서 주요 가진원과 선체 구조의 공진 여부 및 진동 응답 레벨의 허용 기준 만족 여부에 따라 과진동 발생 구조에 대한 방진 설계를 위해 MSC. Nastran의 최적화 기능을 사용하여 최적 설계를 수행하였다.

초기 설계에서 진동해석을 통해 MCR 조건에서의 주 가진 성분과 연구 선박의 고유 진동 모드 분석한 결과, open recreation space의 구조가 공진이 발생하는

것을 확인하였으며, 강제진동해석을 통해 ISO20283-5:2016(E) 기준의 진동 허용 기준을 초과하는 것을 확인하고 공진 회피를 위한 최적 설계를 수행하였다.

Open recreation space 구조의 최적 설계를 통해 deck plate 두께가 6.5 T 이하로 감소하거나, primary member의 web 길이가 190 mm 이상 또는 web 두께가 13.5 T 이상이 되어야 만족하는 것으로 나타났다. 하지만 deck plate의 두께를 줄일 경우, 공진 회피는 만족하나, 구조 강도에서 만족하지 못하였으며, 선박 구조상 open recreation space 하부의 구멍정 배치로 인해 primary member의 web 길이가 증가할 경우, 간섭이 발생하므로 적용이 불가하고 web 두께는 공진 회피를 만족하기 위해 1230 kg의 무게 증가로 인한 비용 증가로 생산성이 좋지 않아 적용하기 힘들다. 선박 구조 및 조선소 환경 등을 고려하여 primary member의 간격 재배치를 통한 최적 설계를 수행하여 초기의 open recreation space 3rd 모드 고유진동수에서 약 1 Hz 증가한 13.61 Hz로, 목표 주파수인 13.125 Hz 이상의 고유진동수가 계산되어 공진 회피하는 것으로 나타났으며, 무게는 초기 대비 약 570 kg 증가한 것으로 나타났다.

Primary member 간격을 재배치한 최적 설계 모델을 전선진동모델에 적용하여 강제진동해석을 수행한 결과, 초기 설계에서 4.78 mm/s에서 최적 설계 후 1.1 mm/s로 진동 응답 레벨이 76.5 % 감소하여 허용 기준에 만족하는 것을 확인하였다.

중량에 민감한 중소형 특수 목적 선박의 경우, 설계 초기 단계에서부터 진동 특성을 철저히 분석하는 것이 중요하다. 이를 통해 최소의 무게로 최적화된 구조를 설계하고 공진 회피를 위한 최적 설계가 필요하다. 이러한 방진 설계 프로세스는 점점 엄격해지는 진동 기준에 대응하는데 필수적이며, 선박의 단순한 구조뿐만 아니라 복잡한 구조에 대해서도 정확성을 올리기 위해 최적 설계의 기술 개발 연구가 지속적으로 이루어져야 한다.

References

(1) Chae, S.-I., 2004, Vibration Optimum Design of Large Vessel using Global Optimization and Nastran,

M.S. Thesis, Pukyong National University, Busan, Korea.

(2) Kong, Y. M., Choi, S. H., Song, J. D. and Yang, B. S., 2004, Optimum Design of Local Structure in Ship Based on Global Search Method, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 416-420.

(3) Yang, B. S., Kong, Y. M., Choi, S. H., Chae, S. I., Song, J. D. and Kim, Y. H., 2005, Development of NASTRAN-based Optimization Framework for Vibration Optimum Design of Ship Structure, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 11, pp. 1223-1231.

(4) Jeong, H. Y., Seo, Y. R., Park, S. Y., Lee, B. U. and Baek, S. W., 2017, Vibration Evaluation of Training Ship at Actual Operational Condition using ISO 20283-5:2016, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, p. 162.

(5) Lee, T.-H., Lee, N.-U., Kim, M.-J., Chu, Y.-S. and Jung, B.-K., 2023, Comparison of Accommodation Vibration Characteristics of G/T 1000 Trawler, Journal of the Korean Society of Mechanical Technology, Vol. 25, No. 6, pp. 1017-1023.

(6) International Organization for Standardization, 2016, Mechanical Vibration — Measurement of Vibration on Ships — Part 5: Guidelines for Measurement, Evaluation and Reporting of Vibration with Regard to Habitability on Passenger and Merchant Ships, ISO, ISO 20283-5:2016, Geneva, Switzerland.

(7) Seo, B.-S. and Park, Y.-S., 2001, Maximization of the Natural Frequency of a Structure using Shape Optimization, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 167-172.

(8) Lee, J.-H. and Min, S., 2003, Topology Design of a Structure with a Specified Eigenfrequency, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol. 27, No. 7, pp. 1210-1216.

(9) Lee, S.-D., 2008, A Study on Structural Analysis and Topology Optimal Design of Maritime Structural Outfits, M.S. Thesis, Gyeongsang National University, Jinju, Korea.