

선박 국부구조의 공진응답 저감을 위한 동흡진기 최적 설계 방법

권혁^{1,2}·조대승^{1,†}
부산대학교 조선해양공학과¹
삼성중공업(주)²

Optimal Design Method of Dynamic Vibration Absorber to Reduce Resonant Vibration Response of Ship Local Structure

Hyuk Kwon^{1,2}·Daeseung Cho^{1,†}
Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University¹
Samsung Heavy Industries Co., Ltd.²

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Ship local structure sometimes experiences severe vibration due to the resonance with an excitation force generated by the propulsion system. In that case, the installation of dynamic vibration absorber such as Tuned Mass Damper (TMD) on the structure can be considered as an effective alternative countermeasure to reduce the troublesome vibration if structural modification or change of excitation frequencies is difficult. Meanwhile, the conventional optimal design method of TMD premises the target structure exposed on an excitation force without the constraint of its magnitude and frequency range. However, the frequencies of major ship excitation forces due to propulsion system are normally bounded and its magnitude is varied according to its operation speed. Hence, the optimal design of TMD to reduce the resonant vibration of ship local structure should be differently approached compared with the conventional ones. For the purpose, this paper proposes an optimal design method of TMD considering maximum frequency and magnitude variation of a target harmonic excitation component. It is done by both lowering the resonant response at the 1st natural frequency and locating the 2nd natural frequency over maximum excitation frequency for the idealized 2 degree of freedom system consisted of the structure and the TMD. For the validation of the proposed method, a numerical design case of TMD for a ship local structure exposed on resonant vibration due to a propeller excitation force is introduced and its performance is compared with the conventionally designed one.

Keywords : Vibration(진동), Resonance(공진), Dynamic vibration absorber(동흡진기), Optimum design(최적 설계), Ship local structure(선박 국부 구조)

1. 서론

선박 국부구조의 공진회피 설계를 위하여 국부구조의 기본 고유진동수는 주요 기진주파수보다 높게 설계하는 것이 일반적이다 (Korean Register, 2014). 또한, 이를 위해 일부 선급에서는 선미부, 기관실 등의 국부구조에 대한 기본 고유진동수 하한치 기준 (Asmussen et al., 2001)을 제시하고 있으며, 국내 주요 조선사에서 선체 구역별 보강판 구조의 기본 고유진동수에 대한 하한 기준을 적용하고 있다 (Cho et al., 2005). 이는 기본 고유진동수를 낮게 설계할 경우 2차 이상의 고차모드와

공진 발생 가능성이 있을 뿐만 아니라 상용 운항속도보다 낮은 운항속도에서 공진을 일으킬 수 있기 때문이다. 그러나, 국부구조의 기본 고유진동수를 높이는 것은 선체 중량 증가를 유발하므로 경제적 공진회피 설계를 위해서 기본 고유진동수를 최대 기진주파수보다 약간 상회하게 설계하고 있다.

한편, 선박 레이더마스트와 대형 원유운반선의 윈 브릿지 등의 국부구조에 대해서는 구조 배치 특성상 기본 고유진동수를 주요 기진주파수보다 높게 설계하기 어려워 상용 운전속도 구간보다 낮은 속도 구간에서 기본 고유진동수와 기진력이 공진하고, 2차 이상의 고유진동수는 최대 기진주파수보다 높게 설계

하는 방법을 적용하고 있다. 아울러, 선박 국부구조는 그 종류가 많아 모든 구조에 대해 설계단계에서 정밀한 공진회피 설계를 도모하기 용이하지 않다. 이로 인해 설계단계에서의 공진회피 노력에도 불구하고 선박 건조 후 시운전 단계에서 주기관 또는 프로펠러 등에 의해 유기된 기진력과 선박 국부 구조가 연속운항구간에서 공진하여 과도한 진동이 발생하는 사례가 있다. 이와 같은 경우 주기관 또는 프로펠러의 기진주파수 변경은 현실적으로 어려우므로 기진력 크기를 줄이는 방법을 적용하거나 공진하는 구조의 고유진동수를 변경하여 진동 저감을 도모하게 된다.

공진 유기 기진력 크기를 줄이는 방법은 프로펠러 기진력인 경우엔 부가적인 핀 등을 접수 선체 선미부 외판에 설치하여 반류분포 개선에 의한 축 전달력과 표면전달력 감소를 도모하는 방법 (Han et al., 2004)과 프로펠러 직상방 선체에 작용하는 표면전달력 감소를 위해 공기를 분사하는 방법 등 (Korean Register, 2014)을 적용할 수 있다. 또한, 주기관 기진력인 경우에는 종진동 또는 비틀림 진동 감쇠기의 성능 최적화, 기관 본체 상부 지지대 (top bracing) 성능 최적화, 기진력 상쇄를 위한 기진기 보상기 등을 기관 또는 선미에 설치하는 방법 등 (Korean Register, 2014)을 적용할 수 있다.

한편, 진동저감 대상 구조의 고유진동수 변경은 일반적으로 추가적인 구조를 보강하여 고유진동수를 높이는 방법, 일부 강성 부재를 제거하여 고유진동수를 낮추는 방법 등을 적용한다. 그러나, 선박 상부구조의 부분 구조인 레이더마스트와 대형 원유운반선의 윈 브릿지 등은 배치 특성상 구조 설계 변경이 용이하지 않고 설계 변경이 가능하더라도 이의 적용에 많은 비용과 시간이 소요되어 시운전 단계에서 발견된 공진에 의한 과도한 진동 저감 방법으로 적용하기 곤란한 경우가 있다. 이와 같은 경우에 진동 저감 대상 구조에 공진 유기 고유진동수와 동일한 고유진동수를 갖는 동조질량감쇠기(TMD: Tuned Mass Damper)와 같은 동흡진기(dynamic vibration absorber)를 설치하면 새롭게 형성되는 2개의 고유진동수는 기존 고유진동수 대비 1차 고유진동수는 낮아지고, 2차 고유진동수는 높아지게 되어 해당 운전속도에서 발생한 과도한 공진 응답을 저감할 수 있다. 이에 선박 구조의 진동 저감 목적으로 다양한 형태의 동흡진기가 개발된 바 있다 (Korean Register, 2014).

TMD 형태의 동흡진기 설계에 관한 기존 연구로서는 Ormondroyd와 Den Hartog (1928)가 처음으로 구조물의 고유진동수와 동흡진기의 단독 고유진동수를 일치시키면 흡진기가 부착된 구조물의 고유진동수는 구조물만의 고유진동수와 다른 두 개의 고유진동수를 갖게 되는데, 원구조물의 질량 대비 흡진기의 질량비에 따라 그 차이가 정해진다는 것을 정식화하였다. 이후 Puksand (1975)는 회전 및 왕복동 불평형을 갖는 가변속도 시스템에 적용하는 동흡진기의 최적 설계 방법을 정립하였으며, Soom과 Lee (1983)은 감쇠를 갖는 시스템에 대한 선형 및 비선형 동흡진기의 최적 설계 방법을 제안한 연구 등이 있다. 이를 통해 원구조물의 고유진동수와 동흡진기의 단독 고유진동수가 일치하지 않는 경우에도 원구조물의 질량 대비 동흡진기의 질량비 및 원구조물의 고유진동수와 동흡진기 단독 고유진동수

의 비에 따라 결합된 구조물에 새롭게 생성되는 2개의 고유진동수와 감쇠를 고려한 진동응답 평가 방법 등이 정립되어 있다.

한편, 선박과 같이 운항속도가 가변적이어서 추진시스템 등에 의해 발생하는 기진력의 주파수와 크기가 변화하는 경우에는 동흡진기 설치로 인해 변화된 고유진동수들에서의 공진 응답 크기도 제어할 수 있어야 한다. 또한, 선박의 기관이나 프로펠러의 공진회피 대상 기진력 차수의 최대 주파수는 최대 운전속도에 의해 제한되므로, 동흡진기 설치 시 새롭게 형성된 2개의 고유진동수 중에서 2차 고유진동수는 최대 기진주파수보다 적절히 높은 주파수를 가지도록 조정하면 해당 고유진동수에서의 진동응답은 고려 대상에서 제외할 수 있다.

이에 본 연구에서는 진동 저감 대상 선박 국부구조를 유효질량과 등가강성 그리고 이력감쇠(structural damping)를 갖는 1-자유도계로 이상화하고, 이에 TMD 형태의 동흡진기를 장착할 경우, 새롭게 형성되는 2개의 고유진동수 중 2차 고유진동수는 저감 대상 기진 차수 성분의 최대 기진주파수보다 높게 하고, 1차 고유진동수에서의 진동응답을 지정된 값을 갖도록 설계하는 방법을 정립하고, 이의 타당성을 수치해석적 방법으로 검증하여 선박 국부구조의 공진회피를 위한 동흡진기 최적 설계 방법론을 제안하고자 한다.

2. 동흡진기 최적 설계 조건식

선박 추진시스템 유기 기진력과의 공진으로 과도한 진동을 하는 선박 국부 구조물(이하 '부구조물'이라 함)에 동흡진기에 해당하는 동조질량감쇠기(TMD: Tuned Mass Damper)를 장착할 경우 부구조물을 1-자유도계로 이상화하면, TMD가 장착된 부구조물은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 2-자유도계로 모델링할 수 있다. 또한, 부구조물과 동흡진기의 감쇠를 이력감쇠로 고려하면 상기 2-자유도계의 운동방정식은 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

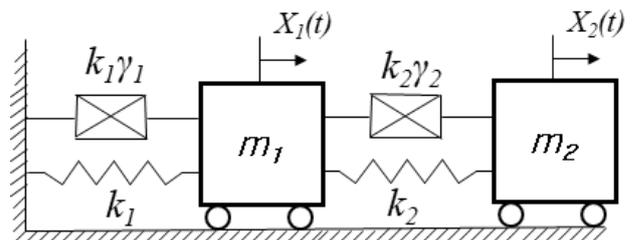


Fig. 1 Idealized 2-d.o.f system consisted of a substructure and a dynamic vibration absorber

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{X}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) + i(k_1\gamma_1 + k_2\gamma_2) & -k_2(1 + i\gamma_2) \\ -k_2(1 + i\gamma_2) & k_2(1 + i\gamma_2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_0(\omega)e^{i\omega t} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

여기서, m_1, k_1, γ_1 은 각각 부구조물의 유효질량, 등가강성, 무차원 이력감쇠계수, m_2, k_2, γ_2 는 각각 동흡진기의 질량, 강성,

무차원 이력감쇠계수, $F_o(\omega)$ 는 기진주파수 ω 에 따라 변화하는 기진력의 크기, X_1, X_2 는 각각 부구조물과 동흡진기의 진동 변위응답을 나타내며, $i = \sqrt{-1}$ 이고, 상첨자 \cdot 는 시간 미분을 나타낸다.

또한, 동흡진기 장착 전의 부구조물 비감쇠 고유진동수 ω_0 와 동흡진기가 장착된 이상화된 2-자유도계의 비감쇠 고유진동수 ω_1 과 ω_2 ($\omega_1 < \omega_2$)는 식 (2)와 같이 산정된다.

$$\begin{aligned} \omega_0 &= \sqrt{k_1/m_1} \\ \omega_1 &= \sqrt{\frac{a_2 - \sqrt{a_2^2 - 4a_1a_3}}{2a_1}} \\ \omega_2 &= \sqrt{\frac{a_2 + \sqrt{a_2^2 - 4a_1a_3}}{2a_1}} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서,

$$\begin{aligned} a_1 &= m_1 m_2 \\ a_2 &= m_1 k_2 + m_2 (k_1 + k_2) \\ a_3 &= k_1 k_2 \end{aligned}$$

기존 대부분의 동흡진기 설계는 부구조물의 고유진동수 ω_0 와 동일한 고유진동수를 갖는 동흡진기를 장착한 2-자유도계 시스템의 두 고유진동수 ω_1 과 ω_2 가 ω_0 와 차이가 나도록 하고, ω_1 과 ω_2 에서의 진동응답이 일정 수준 이하가 되도록 한다.

한편, 선박의 연속운항속도 또는 이에 가까운 운항속도에서 선박 국부 구조물의 공진 응답 저감 목적으로 동흡진기를 장착할 경우 ω_2 가 추진기관의 최대운전속도로 결정되는 진동 유기 기진력의 최대 주파수 $\omega_{e,max}$ 보다 높으면 ω_2 에서의 부구조물과 동흡진기의 진동응답은 고려할 필요가 없다. 이에 본 연구에서는 기존의 동흡진기 설계 방법과 달리 부구조물의 고유진동수와 동일한 고유진동수를 갖는 동흡진기 설계가 아닌 ω_1 에서의 진동응답 X_1 을 일정 수준 이하로 하되 ω_2 를 $\omega_{e,max}$ 보다 높게 설계하는 것을 목적으로 한다. 이를 위하여 동흡진기 장착 후 부구조물의 고유진동수 ω_2 는 $\omega_{e,max}$ 에 대해 다음의 설계 조건식을 만족하여야 한다.

$$\alpha = \omega_2/\omega_0 > \omega_{e,max}/\omega_0 \quad (3)$$

한편, 1 자유도 부구조물만의 운동방정식으로부터 기진주파수 ω 에서의 동흡진기 장착 전 부구조물의 진동응답 $X_0(\omega)$ 는 다음과 같이 산정할 수 있다.

$$X_0(\omega) = \frac{F_0(\omega)}{(k_1 - \omega^2 m_1) + ik_1 \gamma_1} \quad (4)$$

상기 식으로부터 동흡진기 장착 전 부구조물의 고유진동수 ω_0 에서의 공진응답크기 $X_0(\omega_0)$ 는 다음과 같이 평가된다.

$$X_0(\omega_0) = x_0 = \frac{F_0(\omega_0)}{k_1 \gamma_1} \quad (5)$$

또한, 흡진기 장착 전후의 선박 부구조물에 작용하는 기진력

은 동일하고, 부구조물의 진동응답 $X_0(\omega_0)$ 는 시운전 시 계측을 통해 안다고 가정할 수 있다. 아울러, 주기관 또는 프로펠러에 의해 유기된 기진력은 주기관 회전수의 n 차 승에 비례한다고 가정하면 기진주파수 ω 의 변화에 따른 기진력의 크기 $F_0(\omega)$ 는 식 (6)과 같이 평가할 수 있다.

$$F_0(\omega) = \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^n k_1 \gamma_1 X_0(\omega_0) = \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^n k_1 \gamma_1 x_0 \quad (6)$$

상기의 결과로부터 동흡진기 최적 설계를 위한 ω_1 에서의 부구조물의 진동응답 X_1 과 동흡진기의 진동응답 X_2 은 식 (1)과 식 (6)으로부터 다음과 같이 산정할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix}_{\omega=\omega_1} = T^{-1} \begin{Bmatrix} F_0(\omega_1) \\ 0 \end{Bmatrix} = T^{-1} \begin{Bmatrix} \left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^n k_1 \gamma_1 x_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

여기서,

$$\begin{aligned} T &= \begin{bmatrix} b_{11} + d_{11}i & b_{12} + d_{12}i \\ b_{21} + d_{21}i & b_{22} + d_{22}i \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} k_1 + k_2 - \omega_1^2 m_1 + i(k_1 \gamma_1 + k_2 \gamma_2) & -k_2 - ik_2 \gamma_2 \\ -k_2 - ik_2 \gamma_2 & k_2 - \omega_1^2 m_2 + ik_2 \gamma_2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (8)$$

식 (7)로부터 동흡진기 장착 후 고유진동수 ω_1 에서의 부구조물의 진동 응답 $X_1(\omega_1)$ 과 동흡진기의 진동응답 $X_2(\omega_1)$ 은 다음과 같이 산정된다.

$$\begin{aligned} X_1(\omega_1) &= \frac{(b_{22} + d_{22}i)}{|T|} \left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^n k_1 \gamma_1 x_0 \\ X_2(\omega_1) &= \frac{(b_{21} + d_{21}i)}{|T|} \left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^n k_1 \gamma_1 x_0 \end{aligned} \quad (9)$$

따라서, 본 연구에서는 동흡진기 최적설계를 위한 ω_1 에서의 부구조물의 진동응답을 동흡진기 장착 전 공진 응답 대비 얼마나 감소시킬 것인가에 대한 속도응답 조건을 다음과 같이 설정한다.

$$\beta = \frac{|v_1|}{|v_0|} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right) \left(\frac{|X_1(\omega_1)|}{|X_0(\omega_0)|}\right) \quad (10)$$

한편, 동흡진기의 진동응답 $X_2(\omega_1)$ 의 최대치는 동흡진기 자체의 진동 피로내구성을 고려하여 제한할 수 있다.

3. 동흡진기 최적 설계 수치해석 방법

전술한 내용을 기반으로 선박 국부구조에 적용할 동흡진기의 설계조건은 동흡진기가 장착된 부구조물의 2차 고유진동수 ω_2 가 저감 대상 기진력 성분의 최대 기진주파수 $\omega_{e,max}$ 보다 높아야 한다는 조건을 만족하는 1 이상의 α 값을 가지고, 1차 고유진동수 ω_1 에서의 진동응답이 동흡진기 장착 전 공진주파수 ω_0 에서의 진동응답보다 작은 1 이하의 β 값으로 정의할 수 있다.

또한, 최소 질량을 갖는 동흡진기 설계를 위해서 설계자가 ω_1 에서 부구조계의 진동응답 목표값을 지정할 경우의 최적 설계조건은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\alpha \geq p \ \& \ \beta = q \tag{11}$$

여기서, p 와 q 는 동흡진기 설계조건 인자로서 설계자가 지정하는 $p > 1$ 이고, $0 < q < 1$ 인 조건을 만족하는 상수에 해당한다.

본 연구에서는 식 (11)을 만족하는 동흡진기의 질량 m_2 와 강성 k_2 를 경사법 (secant method)에 기반한 시행착오 방법으로 산정하였다. 즉, 동흡진기 질량의 초기 설계치 $m_{2,0}$ 은 $0.05 m_1$ 으로 설정하였다. 이는 기존 방법에 의한 동흡진기 설계 시 진동저감 대상 구조 질량의 5% 정도일 경우에 새롭게 생성되는 2개의 고유진동수가 약 10% 내외 변경되는 점을 고려한 것이다. 또한, 강성 초기 설계치 $k_{2,0}$ 은 동흡진기의 단독 고유진동수가 부구조물 자체의 고유진동수 ω_0 와 일치하도록 $m_{2,0}\omega_0^2$ 으로 설정하고, α 와 β 를 산정한 후 식 (11)에 나타난 설계조건식을 만족할 때까지 시행 차수별 m_2 와 k_2 의 미소 증분에 대한 α 와 β 의 1차 감도(sensitivity) 행렬 S 를

$$S_i = \begin{bmatrix} \frac{\partial \alpha}{\partial m_2} & \frac{\partial \beta}{\partial k_2} \\ \frac{\partial \alpha}{\partial m_2} & \frac{\partial \beta}{\partial k_2} \end{bmatrix} \tag{12}$$

와 같이 산정한 후 동흡진기의 최적 질량과 강성을 탐색하기 위한 다음 차수의 질량 및 강성 증분을 다음과 같이 설정하였다.

$$\begin{Bmatrix} \delta m_2 \\ \delta k_2 \end{Bmatrix}_{i+1} = S_i^{-1} \begin{Bmatrix} c_i(p - \alpha_i) \\ c_i(q - \beta_i) \end{Bmatrix} \tag{13}$$

여기서, c_i 는 수렴 속도를 조정하기 위한 계수로서 본 연구에서는 비선형 최적화 문제임을 고려하여 초기값은 0.1로 하되 최적 해 근방에서 수렴이 되지 않을 경우에 계산 프로그램 내부에서 순차적으로 1/10씩 작은 값을 사용하도록 설정하였다. 식 (13)에 의해 산정되는 동흡진기의 질량과 강성 증분량은 α 와 β 의 1차 감도 (sensitivity) 및 설계목표치와의 차이값 만에 의해 결정되며, 최적 설계되는 동흡진기의 단독 고유진동수가 부구조물만의 고유진동수 ω_0 와 동일해야 한다는 구속조건이 적용되지 않는다.

상기의 설계조건을 만족하는 동흡진기 최적 설계의 수치해석 절차는 Fig. 2에 나타내었다. 또한, 동흡진기 최적설계를 본 연구에서 제시한 방법 및 동흡진기의 단독 고유진동수가 부구조물만의 고유진동수 ω_0 와 같도록 설계하는 기존 방법으로 각각 계산하는 프로그램의 설계조건 입력 및 결과 출력 창은 Fig. 3에 나타내었다.

4. 수치해석 예

본 연구에서 정립한 동흡진기 최적설계 방법의 타당성을 검토하고자 160,000 m^3 원유운반선의 부구조물인 레이더마스트

에 장착할 동흡진기를 설계하였다. 수치해석 대상 선박의 주기관 운전속도는 MCR 94.0 rpm, NCR 90.76 rpm이고, 프로펠러 날개수는 4개이다. 대상 부구조물인 레이더마스트의 고유진동수는 6.02 Hz로서 프로펠러 날개수 1차 기진력 (4×주기관 회전수)과 NCR 부근 운전속도에서 공진으로 인해 약 100 mm/s 의 진동을 겪고 있는 경우에 대하여 수치해석을 수행하였다. 동흡진기 설계 시 공진을 유발한 프로펠러 표면기진력(propeller surface force)은 주기관 운전속도의 3제곱에 비례하는 것으로 설정하여 낮은 주파수에서의 응답이 과소하게 평가되지 않도록 하였다.

또한, 대상 부구조물의 이력감쇠계수 γ_1 은 해당 선박의 시운전 중 계측한 공진 주파수에서의 응답과 이의 $1/\sqrt{2}$ 에 해당하는 응답을 나타낸 2개 주파수의 대역폭을 활용하여 평가한 0.04의 값을 적용하였다. 아울러, 동흡진기의 이력감쇠계수 γ_2 는 부구조물과 동일한 값을 가지는 것으로 가정하였다. 한편,

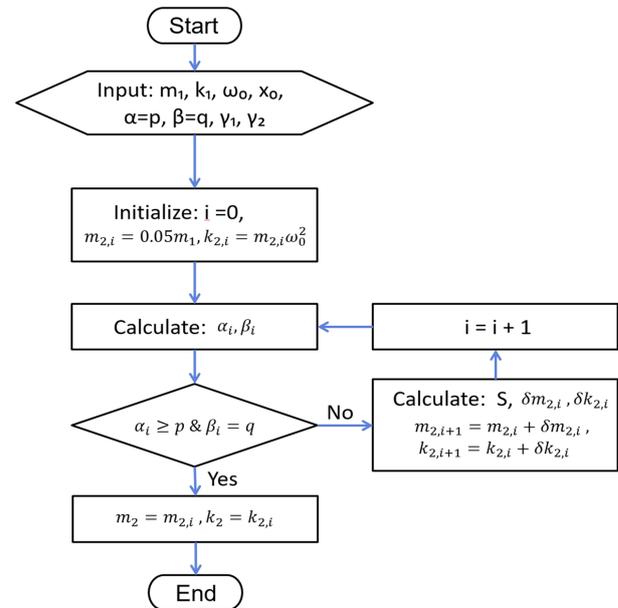


Fig. 2 Flowchart of numerical analysis for optimal design of a dynamic vibration absorber

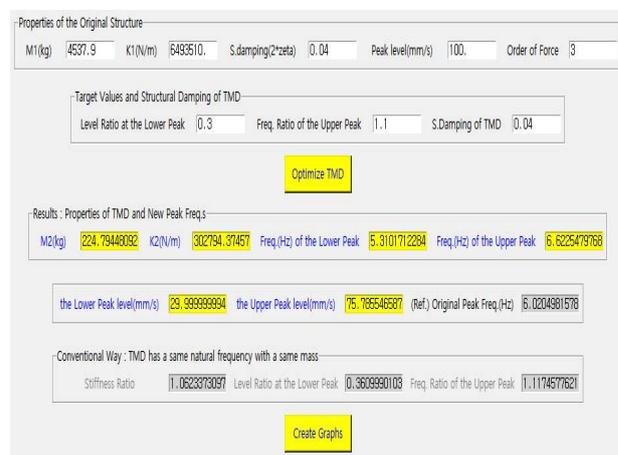


Fig. 3 Program to design optimal dynamic vibration absorber

대상 구조물의 유효 질량과 강성은 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 레이더마스트 하부 지지구조의 경계조건을 더욱 정밀하게 반영하기 위해 거주구 3개 층을 포함하되 최하단부에 단순 경계조건을 부여한 유한요소모델을 이용한 모달해석을 통해 레이더마스트 플랫폼 상부 (platform top) 높이 기준 4,537.9 kg과 6,493.5 kN/m로 평가하였다. 상기 선박 사양과 대상 부구조물의 동특성치는 Table 1에 나타내었다.

대상 구조물에 장착할 동흡진기의 최적설계 조건은 시운전시 적용되는 프로펠러 회전속도 증가분인 sea margin을 충분히 고려하여 동흡진기가 장착된 대상 구조물의 2차 고유진동수가 상기 구조에 공진이 발생하였던 6.02 Hz 대비 10% 이상 높도록 p 를 1.1로 설정하였다. 또한, NCR 이하의 기진주파수 영역에서 나타나는 동흡진기가 장착된 대상 구조물의 1차 고유진동수에서의 공진응답은 30 mm/s가 되도록 q 를 0.3으로 설정하였다.

상기의 조건을 적용하여 본 연구에서 정립한 방법으로 설계한 동흡진기의 질량과 강성 산정 결과를 Table 2에 나타내었다. 이에는 비교 검토 목적으로 상기의 방법으로 설계된 동흡진기와

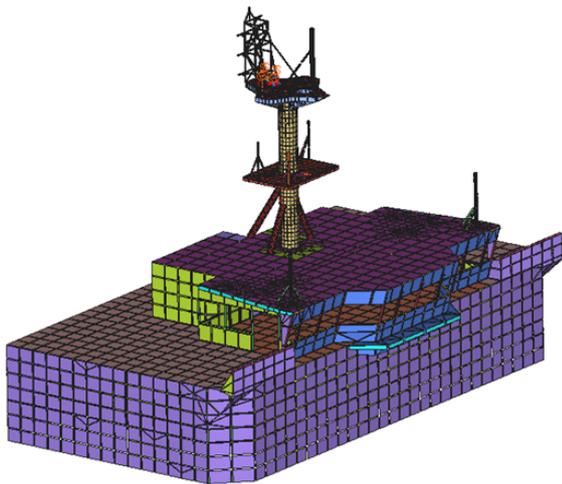


Fig. 4 Substructure FE model for the vibration analysis

Table 1 Particulars of ship and substructure

	Type	160,000m ³ COT
Ship	Main Engine	MAN B&W 6S70ME-C - NCR: 90.76 rpm - MCR: 94.0 rpm
	No. of propeller blade	4
	Effective mass m_1 (kg)	4,537.9
Substructure	Effective stiffness k_1 (kN/m)	6,493.5
	Structural damping ratio γ_1	0.04
	Resonant frequency ω_0 (Hz)	6.02
	Resonant amplitude $\omega_0 x_0$ (mm/s)	100.

질량은 동일하되 대상 구조물 본체와 동흡진기의 단독 고유진동수가 같도록 하는 기존 방법 (Den Hartog, 1984)으로 설계한 경우의 동흡진기 강성도 함께 나타내었다. 또한, Fig. 5에는 기진주파수 변화에 따른 상기 2가지 방법으로 설계된 동흡진기 장착 전후의 부구조물 진동응답을 나타내었으며, Table 3에는 동흡진기를 장착한 대상 구조물의 1, 2차 고유진동수와 1차 고유진동수 및 NCR에 해당하는 기진주파수에서의 대상 구조물 및 동흡진기의 진동응답을 나타내었다. 이로부터 본 연구에서 정립한 방법으로 설계한 동흡진기는 대상 구조물의 약 4.95%인 224.79kg의 질량을 가지면 동흡진기가 장착된 대상 구조물의 2차 고유진동수가 MCR에서의 기진주파수인 6.267 Hz보다 5.7% 높으면서도 주기관 회전수 79.65 rpm에서의 프로펠러 날개수 1차 기진주파수와 1차 고유진동수에서의 공진응답도 동흡진기 장착 전 대비 30%로 저감됨을 확인할 수 있다.

한편, 기존의 방법으로 설계한 동흡진기는 본 연구에서 정립한 방법 대비 동흡진기의 질량은 동일하나, 강성은 6.2% 이상 높게 설계된다. 또한, 동흡진기 장착 후 공진이 발생하는 주기관 운전속도도 상대적으로 NCR에 가까운 80.8 rpm에서 발생하며, 공진 응답도 36.1mm/s로 진동응답 저감 목표치보다 높음을 확인할 수 있다. 이로 인해 기존의 동흡진기 설계방법 적용시 동흡진기의 질량을 6.1% 많은 238.5kg, 강성을 341.3kN/m로 증가시켜야만 주기관 회전수 79.4 rpm에 해당하는 1차 고유진동수에서의 공진응답 목표치인 30 mm/s를 만족할 수 있다.

Table 2 Designed dynamic vibration absorbers by the proposed and the conventional methods

Item	Applied method	
	Proposed	Conventional
Mass m_2 (kg)	224.79	224.79
Stiffness k_2 (kN/m)	302.79	321.67
Structural damping ratio γ_2	0.04	0.04

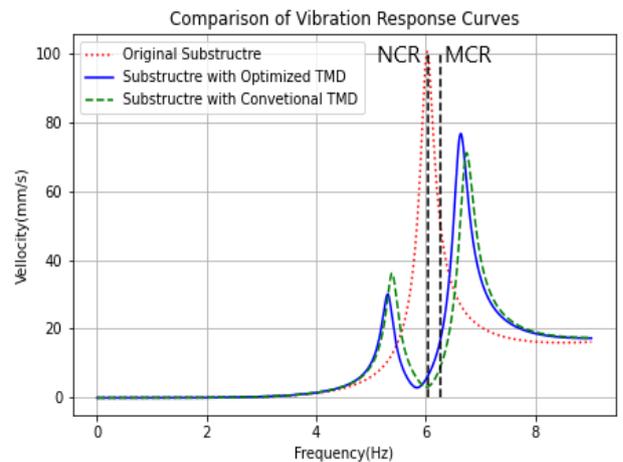


Fig. 5 Vibratory response of substructure with and without dynamic vibration absorber

Table 3 Vibration characteristics of combined substructure and dynamic vibration absorber system

Item		Applied method	
		Proposed	Conventional
Natural freq. (Hz)	1 st	5.310	5.388
	2 nd	6.623	6.728
Resonant response at 1 st natural freq. (mm/s)	Substructure	30.0	36.1
	Dynamic vibration absorber	169.1	178.2
Vibratory response at NCR (mm/s)	Substructure	6.6	3.3
	Dynamic vibration absorber	79.8	79.2

본 연구에서 수행한 수치해석의 정확도 검증을 위해 Fig. 6에 나타낸 바와 같이 부구조물 유한요소 모델에 본 연구에서 제시한 방법으로 설계한 사양을 갖는 동흡진기를 질량부는 3차원 고체 요소 (solid element), 강성은 1차원 스프링 요소로 구현한 유한요소모델을 레이더마스트 플랫폼 상부에 추가하여 진동 응답을 계산한 결과는 Fig. 7에 나타내었다. 이로부터 동흡진기 장착 후 진동응답은 본 연구에서 정립한 동흡진기 설계방법으로 수치해석한 결과와 전반적으로 일치함을 확인할 수 있다. 다만, 유한요소해석을 통해 구한 1차 고유진동수는 5.172 Hz, 해당 공진응답은 27.38 mm/s로서 본 연구에서 정립한 방법으로 평가한 값보다 낮음을 확인할 수 있다. 이는 유한요소모델에 반영된 동흡진기 작동 위치가 본 연구에서 적용한 설계 기준 위치인 레이더마스트 플랫폼 상부보다 312 mm 높아 동흡진기 효과가 더욱 컸기 때문인 것으로 판단한다.

한편, 상기 수치해석 대상 구조에 본 연구에서 정립한 방법으로 설계한 동흡진기의 이력감쇠계수가 변화할 경우의 동흡진기 및 부구조물의 응답을 Fig. 8에 예시하였다. 이로부터 동흡진기의 이력감쇠계수를 증가시키면 동흡진기는 물론 부구조물의 공진응답도 감소시킬 수 있음을 확인할 수 있다.

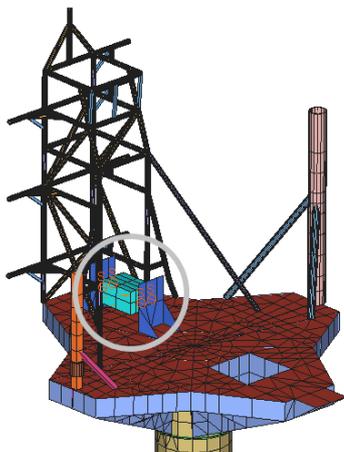


Fig. 6 FE model of dynamic vibration absorber on the radar mast platform top

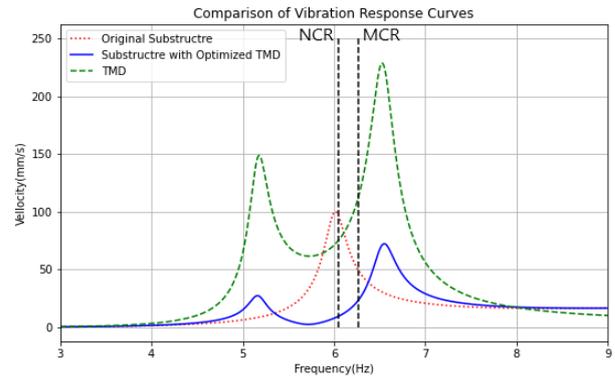


Fig. 7 Vibratory response curves obtained by FE analysis

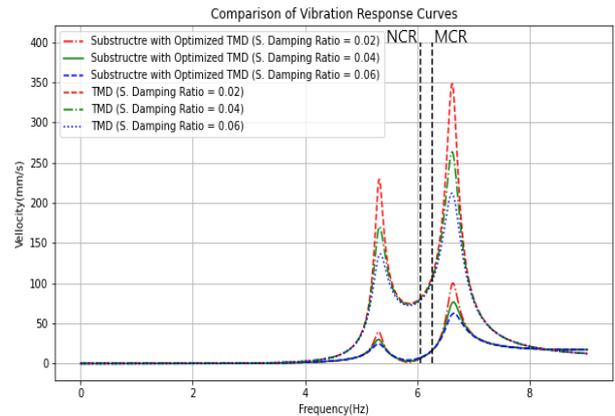


Fig. 8 Numerically evaluated vibratory response of substructure and dynamic vibration absorber according to the variation of structural damping

5. 결론

본 연구에서는 선박 추진시스템 유기 기진력으로 인해 레이더마스트와 같은 선박 국부 구조가 연속운항속도 영역에서 과도한 공진응답을 나타낼 때 동조질량감쇠기와 같은 동흡진기를 장착하여 해당 진동 문제를 저감하고자 할 경우의 동흡진기 최적 설계방법을 제안하였다.

제안된 방법은 1-자유도계로 이상화된 부구조물에 동흡진기를 장착한 2-자유도계를 대상으로 2차 고유진동수가 선박 최대 운전속도에 의해 결정되는 공진 유기 기진력의 최대 기진주파수보다 적절히 높도록 하여 해당 고유진동수에서의 공진응답은 고려 대상에서 제외할 수 있도록 한다. 또한, 해당 기진력의 운전속도에 따른 기진력 크기 변화를 고려하여 운전속도 구간에서 나타나는 1차 고유진동수에서의 공진응답은 설계자가 지정한 진동 수준을 갖도록 2원 2차 비선형 연립방정식의 수치해석을 통해 설계한다. 제안된 방법의 타당성은 선박 레이더마스트 구조를 대상으로 본 연구에서 정립한 방법과 기존 방법으로 설계한 동흡진기의 질량 및 부구조물-동흡진기 연성계의 1차 고유진동수와 해당 공진응답을 비교하고, 3차원 유한요소법을 이용한 동흡진기가 장착된 레이더마스트 구조의 고유진동수와 공진응답을 평가하여 확인하였다.

본 연구에서 제안한 동흡진기 설계 방법은 선박 기진력 특성을 고려할 수 있어 동흡진기의 고유진동수가 진동저감 대상 부구조물만의 고유진동수와 동일해야 한다는 기존 동흡진기 최적 설계 방법 대비 보다 작은 질량을 갖는 동흡진기로 선박 부구조물이 지정된 진동응답을 가지도록 설계할 수 있다. 이에 본 연구에서 정립한 방법은 선박 부구조물의 공진응답 제어용 동흡진기 최적 설계에 유용하게 활용될 수 있을 것으로 판단한다.

후 기

이 과제는 부산대학교 기본연구지원사업(2년)에 의하여 연구되었음.

References

- Asmussen, I., Menzel, W. and Mumm, H., 2001. *Ship vibration*, Germanischer Lloyd.
- Cho, D.S., Kim, B.H., Kim, J.H. and Choi, T.M., 2005. Development of natural vibration analysis program with high accuracy and efficiency for the stiffened plate of ship. ASERC Report No. 2005-15-03.
- Den Hartog, J.P., 1984. *Mechanical vibration*, Dover Publications, Inc.
- Han, J.M., Kim, J.J. and Seo, J.S., 2004. Application of flow control devices to improve propeller cavitation performances. *Proceeding of the 9th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures*, Germany.

Korean Register, 2014. *Control of ship vibration and noise – 3rd edition*. Text Books.

Ormondroyd J. and Den Hartog, J.P., 1928. The theory of the dynamic vibration absorber. *Transactions of ASME*, V. 50.

Puksand, H., 1975. Optimum conditions for dynamic vibration absorbers for variable speed systems with rotating and reciprocating unbalance. *International Journal of Mechanical Engineering Education*, V.3, pp.145-152.

Soom, A. and Lee, M.S., 1983. Optimal design of linear and nonlinear absorbers for damped systems. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, V.103, pp.112-119.



권혁

조대승