

디젤엔진축계 진동저감을 위한 스프링-점성 댐퍼의 매개변수 결정 연구

Study on the Parameter Decision of Spring-viscous Dampers for Torsional Vibration Reduction of Diesel Engine Shafting System

이 동 환* · 정 태 영* · 김 영 철* · 신 윤 호*

D. H. Lee, T. Y. Chung, Y. C. Kim and Y. H. Shin

(2010년 9월 17일 접수 ; 2010년 11월 16일 심사완료)

Key Words : Torsional Damper(비틀림 감쇠기), Tuning(동조), Effective Mass of Inertia(유효 관성질량)

ABSTRACT

Excessive torsional vibrations from marine engine shafting systems can be reduced by using torsional vibration dampers. But in order to be tuned effectively, the dampers should be designed through the optimum design procedure. In this paper, the procedure to get the optimum values of system parameters of spring-viscous dampers using effective modal mass of inertia and stiffness is suggested and the damping is determined by the exact algebra optimization method. The validity of the suggested method is confirmed through the application to a 1800 kW four cycle diesel engine and generator system.

1. 서 론

선박용 중대형 디젤엔진의 축계 진동저감을 위하여 통상적으로 스프링-점성 비틀림 진동댐퍼가 사용되고 있다. 이 댐퍼의 특징은 큰 기진력으로 부터 나오는 축계의 비교적 큰 진동에너지를 효율적으로 동조하여 진동을 저감할 수 있다는데 있다. 이러한 댐퍼를 설계하기 위해서는 먼저 댐퍼를 부착하지 않았을 경우의 디젤엔진을 포함한 축계의 비틀림 진동 해석이 필요하다. 비틀림 진동 해석을 위해서는 먼저 축계 요소들을 관성질량 모멘트와 강성 축계요소로 변환하는 모델링이 필요하고 이와 함께

엔진의 가진력 데이터가 주어져야 하는데, 그 자료는 제작사에서 제공 받거나 기술 자료로 부터 계산되어질 수 있다.

이들 해석모델로부터 얻어지는 해석의 결과는 각 운전속도에 따라 크랭크축에 작용하는 비틀림 토크, 비틀림 진동각도 및 응력 등으로 주어지는데, 축계의 공진이 존재할 경우 특정 위치에 큰 비틀림 진동응력이 작용하여 축계의 피로 파손 위험성을 야기할 수 있다. 그러므로 DNV 등 선급에서는 이러한 위험의 방지를 위하여 엔진마력 및 축계의 운전 속도 별 한계응력 값을 정하고 있다.

설계된 축계의 진동이 과도한 것으로 예측되는 경우에는 이를 저감하기 위하여 다양한 진동 저감안이 적용, 제안될 수 있으나 중대형 디젤엔진 축계의 경우 비틀림 댐퍼가 통상적으로 사용되고 있다. 그동안 축계에 대한 비틀림 댐퍼의 적용과 관련된 연구는 이돈출 등⁽¹⁻³⁾에 의해 지속적으로 수행되어 왔는데, 이에서는 주 시스템을 축계 전체의 질량 및

† 교신저자; 정회원, 한국기계연구원

E-mail : ldh@kimm.re.kr

Tel : (042) 868-7352, Fax : (042) 868-7440

* 정회원, 한국기계연구원

이 논문의 일부는 2010년 추계 소음진동 학술대회에서 발표되어 우수논문으로 추천되었음.

강성을 이용하여 1-자유도 계로 근사화하고, Den Hartog⁽⁴⁾가 제안한 최적의 댐퍼 설계 절차를 바탕으로 비틀림 댐퍼의 설계 방법을 제안하였다.

이 연구에서는 최적의 비틀림 댐퍼를 설계하기 위하여 설계대상 축계의 비틀림 진동 해석을 수행하고, 이 해석결과로부터 지배적인 모드를 확인하여 모드 영역에서 정의되는 1-자유도 등가 유효질량과 강성을 산출한 다음, 이를 기반으로 댐퍼의 관성질량, 강성 및 감쇠량을 결정하는 설계 절차를 제안한다. 감쇠량의 결정에 있어서는 근래에 연구된 최적화 정점이론 모델⁽⁸⁾을 이용한다.

2. 축계에 대한 비틀림 진동 해석

이 연구에서 대상으로 한 추진축계는 보어/행정 250/330 mm, 왕복동 질량 83.8 kg, 정격 회전수 900 rpm에서 출력 1740 kW, 엔진 토크 18.46 kNm, 실린더 평균지시압력(MIP) 26.7 bar인 4행정 6기통 엔진과 후단에 관성 183.5 kgm²인 제너레이터가 연

결된 형상으로 구성된 축계로 Fig. 1과 같이 나타낼 수 있다.

Fig. 1에서 좌측 박스는 엔진모델이다. 즉, 1번은 플랜지이고 2~7번은 6개의 크랭크-피스톤, 8번은 캠 드라이브, 9번은 플라이 휠이다. 그리고 우측 박스는 제너레이터이다. 이들 관성질량은 10개의 엔진 크랭크축 및 연결 축으로 구성되어 있다.

상기의 추진축계를 해석한 결과⁽⁵⁾, Fig. 2와 같이 엔진 정격속도 900 rpm에서 최대 응력이 허용 탄성 응력 (30 N/mm²)을 초과하지는 않으나 근접 회전수인 940 rpm에서 217 N/mm²에 이르러 매우 위험한 상태임을 관찰 할 수 있다. 그리고 엔진 회전속도의 4.5차 고조파 성분(4245 rpm)은 이 축계의 비틀림 진동의 지배적인 성분임을 선행연구를 통해 규명하였다⁽⁵⁾.

Fig. 1과 식 (1)에 나타난 축계에 대한 11-자유도 모형을 바탕으로 모드 해석을 수행하고, 문제가 된다고 판단되는 회전수를 포함하는 1, 2, 3차의 세 모드에 대한 모드 형상을 나타내면 Fig. 3과 같다.

$$[J]\ddot{\theta} + [K]\theta = 0$$

$$[J] = \begin{bmatrix} 2.4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 17.45 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 17.45 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 17.45 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 17.45 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 17.45 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 17.45 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 6.72 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 210 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 38.5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 183.5 \end{bmatrix},$$

$$[K] = \begin{bmatrix} 5.89e7 & -5.89e7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -5.89e7 & 1.0642e7 & -4.752e7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -4.752e7 & 9.504e7 & -4.752e7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -4.752e7 & 9.504e7 & -4.752e7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -4.752e7 & 9.504e7 & -4.752e7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -4.752e7 & 9.504e7 & -4.752e7 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -4.752e7 & 9.504e7 & -4.752e7 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -4.752e7 & 1.1577e8 & -6.825e7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -6.825e7 & 1.7295e8 & -1.047e8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1.047e8 & 1.0001e12 & -1.000e12 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1.000e12 & 1.000e12 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -6.000e5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -6.000e5 \end{bmatrix}$$

(1)

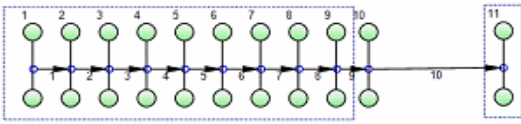


Fig. 1 Torsional vibration modelling

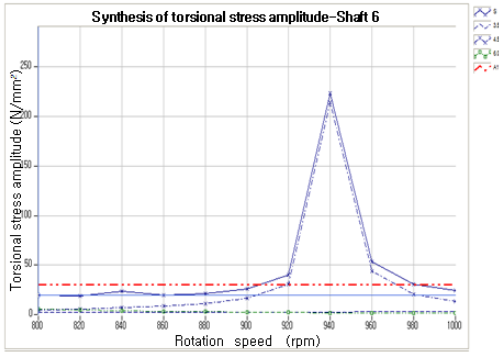


Fig. 2 Torsional stress amplitude on shaft 8

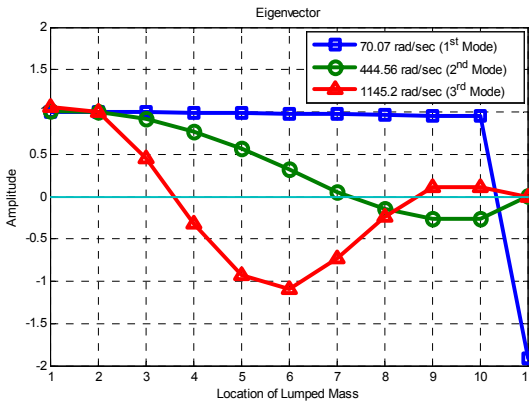


Fig. 3 Mode shapes of shaft model

식 (1)에서 보이는 $[J]$, $[K]$ 는 Fig. 1의 관성질량 행렬 및 강성 행렬의 구체적 수치 값이고 $\{\ddot{\theta}\}$, $\{\theta\}$ 는 계의 비틀림 진동 각가속도 및 각변위이다.

가장 큰 탄성응력이 관찰되는 98.44 rad/sec(940 rpm)의 4.5차 성분과 가장 근접한 모드는 두 번째 모드이며, 이 모드의 모드 형상은 1번 질점(flange)의 거동이 상대적으로 가장 크게 관찰된다. 이를 바탕으로 비틀림 댐퍼의 효과가 최대가 되게 하기 위하여 주 시스템의 1번 질점에 부 시스템인 비틀림 댐퍼를 설치하기로 한다. 관심 모드에 대한 비틀림 댐퍼의 질량, 강성, 감쇠 등의 세부적인 매개변수들은

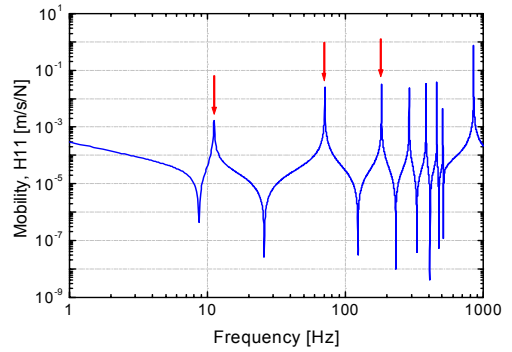


Fig. 4 Point frequency response function(mobility, H_{11})

주 시스템을 관심 모드에 대해 등가 1-자유도 계로 근사화하여 결정한다. 이는 모드 영역에서 주 시스템의 관심 모드에 대해 정의되는 유효 관성질량을 이용하며, 이때 사용되는 주 시스템의 유효 관성질량 및 강성은 비틀림 댐퍼의 설계 위치에서 계산된 주과수응답함수(point mobility, H_{11})에서 추출한 유효 관성질량 및 유효강성을 이용한다^(6,7)(Fig.4). 유효 관성질량 및 강성의 세부적인 산출 과정은 3장에서 기술하며, 이를 이용한 비틀림 댐퍼의 설계는 4장에서 논의한다.

3. 축계에 대한 등가 1-자유도계의 유효 관성질량 및 강성 결정

다자유도 계에서 모드형상벡터를 이용하여 각 모드 별로 정의되는 모드 관성질량(modal mass)과 모드 강성(modal stiffness)은 그 비는 일정하지만 모드 형상행렬의 계산방법에 따라서 유일한 값을 가지지는 않는다. 이러한 다자유도계의 질량과 강성에 대해 각 모드별로 유일한 질량과 강성을 산출하기 위해 질량행렬로 정규화된 모드형상벡터(mass normalized mode shape vector)를 이용한다. 이때 모드 관성질량과 강성은 유효 관성질량(effective moment of inertia, $(J_{jj})_r$) 및 유효 강성(effective stiffness, $(k_{jj})_r$)으로 정의하며 그 계산식은 식 (2), (3)과 같다^(6,7).

$$(J_{jj})_r = \frac{1}{(\phi_{jr})^2} \quad (2)$$

$$(k_{jj})_r = \frac{\omega_r^2}{(\phi_{jr})^2} \quad (3)$$

여기서, ϕ_{jr} 은 정규화된 모달벡터 요소이다. 첨자 j 는 다자유도 공간상의 위치를 의미하며 첨자 r 은 r 번째 모드를 나타낸다.

관성질량으로 정규화된 모드형상행렬($[\Phi]$)은 모드관성질량($[J_r]$)과 모드형상행렬($[\Psi]$)을 이용하여 식(4)와 같이 계산된다.

$$[\Phi] = [\Psi][J_r^{-1/2}], \quad \text{여기서 } [J_r] = [\Psi]^T[J][\Psi] \quad (4)$$

여기서, $[\Psi]$ 는 일반화 모드벡터이며, $[J]$ 및 $[J_r]$ 은 계의 관성질량행렬 및 r 번째 모드의 관성질량행렬이다.

식(2), (3)에서 정의된 유효관성질량 및 강성은 동일한 입출력 지점에서 계산된 주파수응답(point FRF, $H_{jj}(\omega)$)에 대해서 의미를 가진다. 즉, 각각의 유효관성질량과 강성은 j 번째 자유도에 대해서 가진하고 동일지점에서 측정된 주파수응답함수의 r 번째 고유진동수 주변에 대한 응답의 크기를 형상화하는데 도움을 준다.

식(2)와 (3)을 이용하여 비틀림 댐퍼의 설치 위치인 1번 지점의 두 번째 모드에 대한 등가 1-자유도 계의 유효 관성질량 및 유효 강성을 계산한 결과는 Table 1과 같다.

이를 이용하여 계산한 등가 1-자유도 계의 주파수 응답함수와 11-자유도 계의 1번 위치에서의 주파수

Table 1 Effective mass moment of inertia and effective stiffness at position 1 for 2nd mode

Description	Value	Description	Value
J_{11}	68.41 kgm ²	k_{11}	1.352×10 ⁷ Nm/rad

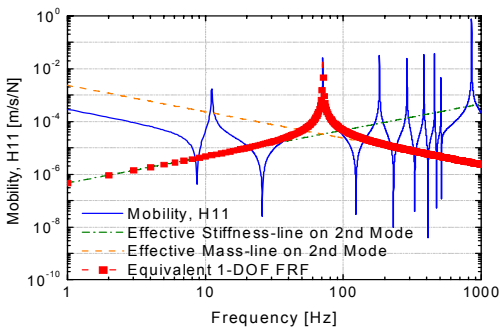


Fig. 5 Mobility(H_{11}) of 11-DOF system at position 1

응답함수를 함께 나타내면 Fig. 5와 같다. 앞서 산출한 유효 관성질량과 강성이 대상 계의 관심 모드인 두 번째 모드에 대한 특성을 잘 묘사할 수 있음을 관찰할 수 있다.

4. 대상 축계에 대한 비틀림 댐퍼의 설계

일반적으로 알려진 비틀림 댐퍼의 설계는 Fig. 6과 같이 1-자유도 계의 주 시스템에 대해 1-자유도 계의 부 시스템을 추가하여 설계 주파수에 대한 주 시스템의 운동에너지를 부 시스템이 흡수, 소산하는 원리이다. 이 장에서는 3장에서 산출한 등가 1-자유도 계를 주 시스템으로 간주하고, 대상 축계에 대한 비틀림 댐퍼의 질량, 강성, 감쇠의 설계 절차를 제안한다.

부 시스템의 관성질량, 강성 및 감쇠를 결정하기 위해 최적 매개변수 결정이론을 이용한다. 최적 매개변수 즉, 고유진동수의 비 및 감쇠비는 다음의 과정을 통해 유도된다⁽⁸⁾.

Fig. 6과 같이 주 시스템과 부 시스템(비틀림 댐퍼)으로 구성된 2-자유도 비틀림 진동계의 운동방정식은 식(5)와 같이 주어진다.

$$[J]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{T\} \quad (5)$$

식(5)에서 $[J], [C], [K]$ 는 Fig. 6에서의 관성질량, 감쇠 및 강성 행렬이며 $\{\ddot{\theta}\}, \{\dot{\theta}\}, \{\theta\}$ 는 비틀림 진동 각가속도, 각속도 및 각변위이다. 그리고 $\{T\}$ 는 가진 토크이다.

식(5)를 Laplace 변환을 하면 해는 식(6)의 형태로 주어지며, 계의 전달함수 $[H(s)]$ 는 식(7)과 같이 각 모드의 극값 p_k 와 그 공액 복소수를 극값으로 가지는 m 개의 함수의 모드 합으로 표시된다.

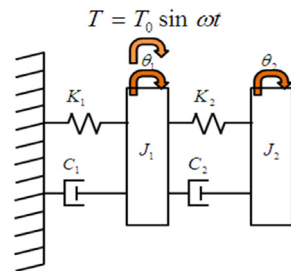


Fig. 6 2-DOF torsional vibration model

$$\{\Theta(s)\} = [H(s)]\{T(s)\} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} [H(s)] &= \sum_{k=1}^m \left(\frac{[r_k]}{2j(s-p_k)} - \frac{[r_k^*]}{2j(s-p_k^*)} \right) \\ &= \sum_{k=1}^m \left(\frac{A_k \{u_k\} \{u_k\}^t}{2j(s-p_k)} - \frac{A_k^* \{u_k^*\} \{u_k^*\}^t}{2j(s-p_k^*)} \right) \end{aligned}$$

여기서, $p_k = -\sigma_k + j\omega_k$

(7)

Fig. 6과 같이 J_1 에 토크 T 가 가해지는 2-자유도 비틀림 진동계의 경우, 운동방정식은 식 (8)과 같으며, 이를 식 (9)를 이용하여 정리하면 식 (10), (11)과 같다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_1 \\ -c_1 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \end{Bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_1 \\ -k_1 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} T \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \sqrt{k_1/J_1} & \omega_2 &= \sqrt{k_2/J_2} \\ \nu &= \omega_2/\omega_1 & \lambda &= \Omega/\omega_1 \\ \zeta_1 &= c_1/(2J_1\omega_1) & \zeta_2 &= c_2/(2J_2\omega_2) \\ \mu &= J_2/J_1 \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \{1 + \mu\nu^2 - \lambda^2 + 2j\lambda(\zeta_1 + \mu\nu\zeta_2)\}\Theta_1 \\ - \mu\nu(\nu + 2j\lambda\zeta_2)\Theta_2 = T/k_1 \end{aligned} \quad (10)$$

$$-\mu\nu(\nu + 2j\lambda\zeta_2)\Theta_1 + \mu(\nu^2 - \lambda^2 + 2j\nu\lambda\zeta_2)\Theta_2 = 0 \quad (11)$$

식 (10), (11)로부터 토크 $T(\Omega)$ 가 가해지는 관성 질량 J_1 에 대한 주파수응답함수는 다음의 식 (12)의 형태로 주어지며, 이에 대한 최대값을 산출하기 위해 복소함수의 크기 형태로 정리하면 식 (13)과 같다.

$$H_1(\Omega) = \frac{\Theta_1(\Omega)}{T(\Omega)} = \frac{1}{k_1} \frac{A + jB}{C + jD} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서, } A &= \nu^2 - \lambda^2, \quad B = 2\nu\lambda\zeta_2, \\ C &= \nu^2 - \{1 + 4\nu\zeta_1\zeta_2 + (1 + \mu)\nu^2\}\lambda^2 + \lambda^4 \\ D &= 2\lambda\{(\nu^2 - \lambda^2)\zeta_1 + \nu[1 - (1 + \mu)\lambda^2]\zeta_2\} \end{aligned}$$

$$A_1 = \left| \frac{\Theta_1}{T_0/k_1} \right| = \left| \frac{\Theta_1}{\Theta_0} \right| = \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}} = \sqrt{\frac{n}{d}} \quad (13)$$

여기서,

$$\begin{aligned} n &= (\nu^2 - \lambda^2)^2 + (2\nu\lambda\zeta_2)^2 \\ d &= [(1 - \lambda^2)(\nu^2 - \lambda^2) - \mu\nu^2\lambda^2]^2 \\ &\quad + [2\lambda(\nu^2 - \lambda^2)\zeta_1]^2 + 8\mu\nu\lambda^6\zeta_1\zeta_2 \\ &\quad + (2\nu\lambda\zeta_2)^2[(1 - \lambda^2 - \mu\lambda^2)^2 + (2\lambda\zeta_1)^2] \end{aligned}$$

비틀림 댐퍼를 포함한 2-자유도 계의 진동응답 크기를 최소화하는 댐퍼를 설계하기 위하여 감쇠 및 고유진동수비 각각에 대한 편미분항 즉, 기울기가 0이 되는 지점을 식 (14)와 같이 계산한다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial A_1^2}{\partial \zeta_2} &= 0 \\ \frac{\partial A_1^2}{\partial \lambda^2} &= 0 \\ (A_1^2)_{\lambda=\lambda_p} - (A_1^2)_{\lambda=\lambda_q} &= 0 \end{aligned} \quad (14)$$

최종적으로 $\zeta_1 = 0$ 인 경우에 대해, 주파수응답함수의 크기가 $\left| \frac{\Theta_1}{\Theta_0} \right| = \sqrt{\frac{n(\lambda)}{d(\lambda)}}$ 이고, 최적 조건식 (14)

를 만족하는 $\nu_{opt}, \zeta_{2opt}, \left| \frac{\Theta_1}{\Theta_0} \right|_{\max}$ 의 값은 다음과 같이 유도, 정리된다⁽⁸⁾.

$$\begin{aligned} \nu_{opt} &= \\ &= \frac{2}{1 + \mu} \sqrt{\frac{2[16 + 23\mu + 9\mu^2 + 2(2 + \mu)\sqrt{4 + 3\mu}]}{3(64 + 80\mu + 27\mu^2)}} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\zeta_{2opt} = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{8 + 9\mu - 4\sqrt{4 + 3\mu}}{1 + \mu}} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \left| \frac{\Theta_1}{\Theta_0} \right|_{\max} &= \\ &= \frac{1}{3\mu} \sqrt{\frac{(8 + 9\mu)^2(16 + 9\mu) - 128(4 + 3\mu)^{3/2}}{3(32 + 27\mu)}} \end{aligned} \quad (17)$$

비틀림 댐퍼의 설계에 있어서 주 시스템과 부 시스템 사이의 관성 질량비가 결정되면, 식 (15)~(17)을 이용하여 최적의 비틀림 댐퍼의 설계가 가능하다. 일반적인 동흡진기의 설계 관성 질량비의 범위는 식 (18)과 같으며⁽⁹⁾, 식 (19)와 Table 1을 참조하여 11-자유도 계의 1번 위치에 부착되는 부 시스템의

관성질량을 주 시스템의 1/10($\mu=0.1$)로 가정하여 계산하면, 이는 6.84 kgm²과 같다.

$$0.05 < \mu < 0.25 \tag{18}$$

이를 식 (16)에 적용하면, 주 시스템과 부 시스템의 고유진동수 비(ν_{opt}) 및 부 시스템의 고유진동수(ω_2)는 각각 0.909 및 404 rad/sec로 결정된다. 그리고 관성질량(J_2)과 부 시스템의 고유진동수(ω_2)를 이용하면, 비틀림 댐퍼의 강성(k_2)은 1.12×10^6 Nm/rad으로 결정할 수 있다.

부 시스템의 최적 감쇠비(ζ_{opt})의 경우는 식 (17)을

Table 2 Designed mass moment of inertia, stiffness and damping coefficient for torsional vibration damper

Description	Value	Description	Value
J_2	6.84 kgm ²	k_2	1.12×10^6 Nm/rad
c_2	1025 Nm s/rad		

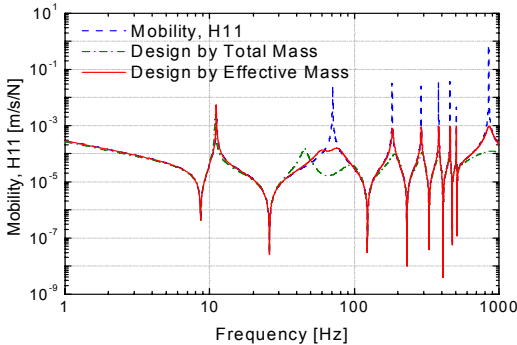


Fig. 7 Mobility(H_{11}) of shaft model with dynamic damper

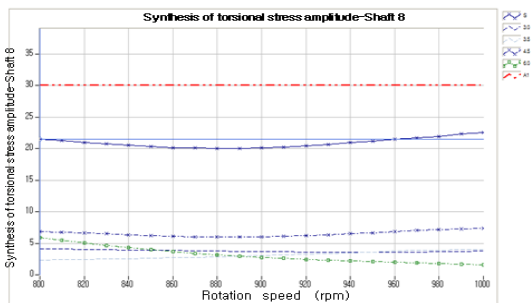


Fig. 8 Torsional stress amplitude on shaft 8 after applying designed parameter of damper

이용하면 0.185로 계산되며, 이것은 감쇠계수 “ $c_{\{2\}} = 1025$ Nm sec/rad”에 해당되는 값이다. 지금까지 결정한 비틀림 댐퍼 즉, 부 시스템의 설계 매개변수를 정리하면 Table 2와 같으며, 이때 정적 비틀림 각도에 대한 주 시스템의 비틀림 진동의 크기 비는 $|\theta_1/\theta_{0,max}| = 5.589$ 로 주어진다(Table 2).

Fig. 7에는 비틀림 댐퍼 적용 전/후의 주파수응답 함수를 나타내었다. 기존의 계의 전체 질량을 기준으로 댐퍼를 설계한 경우와 이 연구에서 수행한 유효 관성질량에 의거한 결과를 비교 도시하였다. 이를 통해 문제가 되었던 4.5차 고조파 성분에 의한 계의 고유진동수 가진과 관련된 문제가 발생되지 않을 것을 예상할 수 있으며, 전체 질량을 이용한 경우와 비교하여 이 연구에서 도입한 유효질량을 이용하여 비틀림 댐퍼를 설계할 경우, 댐퍼의 설치로 인해 발생하는 고유진동수 부근에서의 큰 진동이 발생하지 않으며 주변의 다른 모드에 미치는 영향이 적음을 확인할 수 있다. 참고로 댐퍼 적용 여부 및 설계 방법에 따른 다른 지점에서의 진동 저감 효과는 부록에 나타내었다.

Fig. 8은 2장의 11-자유도 주 시스템 모델에 Table 2의 매개변수 값을 적용하여 댐퍼가 부착된 경우의 주 시스템의 가장 취약한 부분(shaft 8)의 비틀림 응력을 해석한 결과이다.

Fig. 8을 Fig. 2와 비교하면 댐퍼를 부착하지 않는 경우 발생한 940 rpm 부근의 비틀림 진동응력 한계치를 벗어나는 구간이 사라짐을 보여주고 있으며, 정격운전 속도인 900 rpm 부근의 모든 회전수에서 선급이 규제하는 진동응력 한계치인 30 N/mm²을 넘어서지 않음을 볼 수 있다.

이 댐퍼의 설계 값 중의 하나인 강성 값 1.12×10^6 Nm/rad을 구현하기 위해서는 스프링 형태의 강성요소가 필요하다. 그러므로 강성과 감쇠를 구현하기 위해서는 스프링 점성 요소의 혼합형 감쇠기 형태가 되어야 할 것이다.

5. 결 론

이 연구에서는 선박용 축계의 비틀림 진동 저감을 위하여 스프링-점성 댐퍼의 매개변수 결정 방법을 제안하였다.

축계의 해석을 통하여 디젤엔진축계의 고유진동

수와 그 때의 비틀림 응력을 조사하고, 선급이 정하는 한계치를 위협하는 경우 저감하여야 할 주요 진동차수를 결정하여 그 차수에 대한 적절한 저감안을 제안하였다. 설계의 목표를 달성하기 위하여 다자유도 모형의 모드 해석을 통한 유효 매개변수 추출 이론과 2-자유도 계의 비틀림 진동 모형의 최적 매개변수 결정 이론을 이용하였으며, 그 절차를 상세하게 기술하였다.

제안된 방법을 1800 kW급 4행정 디젤엔진 축계에 적용하여 그의 유용성을 확인하였다

후 기

이 논문의 내용은 민군겸용기술사업인 “해상/육상 추진 및 발전용 디젤엔진의 비틀림 댐퍼 국산화 개발”의 연구결과 중 일부분입니다.

참 고 문 헌

(1) Lee, D. C., 1992, “A Study on the Dynamic Characteristic and Performance of Geislinger Type Torsional Vibration Damper for Two Stroke, Low-speed Diesel Engine,” Journal of KOSME, Vol. 16 No. 5, pp. 329~340

(2) Lee, D. C., 2003, “Improvement of Dynamic Characteristics of Torsion on the Marine Propulsion Shafting System with Elastic Rubber Coupling,”

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13 No. 12 pp. 923~929.

(3) Lee, D. C. and Ronald, D. B., 2009, “A Study on the Torsional Vibration Characteristics of Super Large Two Stroke Low Speed Diesel Engines with Tuning Damper,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19 No. 1 pp. 64~75.

(4) Den Hartog, J. P., 1956, “Mechanical Vibrations”, McGraw-Hill.

(5) Lee, D. H., Chung, T. Y., Kim, Y. C., Moon, S. J. and Hwang, J. Y., 2009, “A Study on the Development of a Marine Torsional Vibration Damper,” Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 478~479.

(6) Ewins, D. J., 2000, “Modal Testing Theory, Practice and Application,” Research Studies Press Ltd.

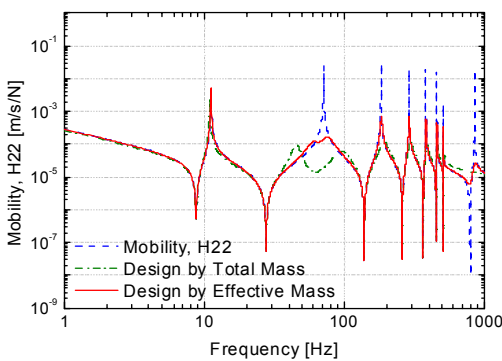
(7) Richardson, M. H., 2000, “Modal Mass, Stiffness and Damping,” Vibrant Technology, Inc.

(8) Nishihara, O., Asami, T. and Watanabe, S., 2000-2, “Exact Algebra Optimization of Dynamic Vibration Absorber for Minimization of Maximum Amplitude Response,” Transaction of JSME(ed. C), Vol. 66, No. 642, pp. 66~72

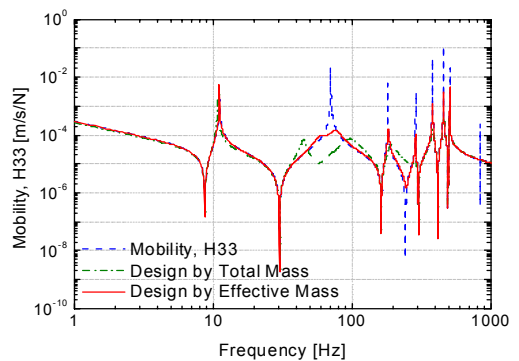
(9) Inman, D. J., 1994, “Engineering Vibration,” Prentice-Hall, Inc.

부 록

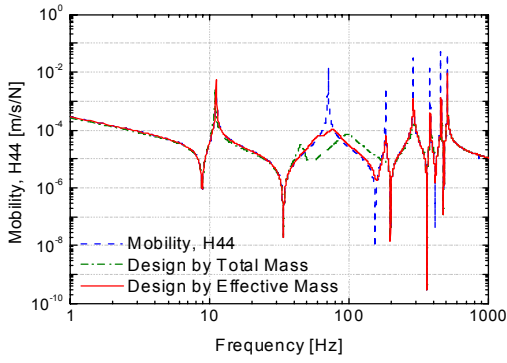
(비틀림 댐퍼 설계/적용 효과 관찰을 위한 주파수응답함수 비교)



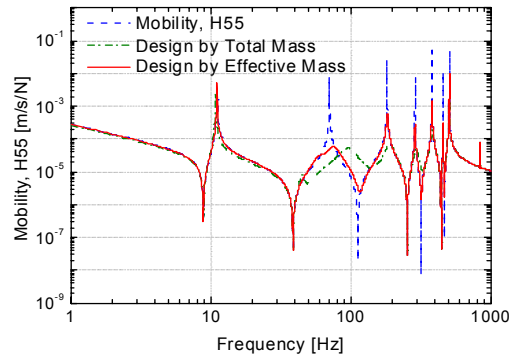
(a) Mobility(H_{22})



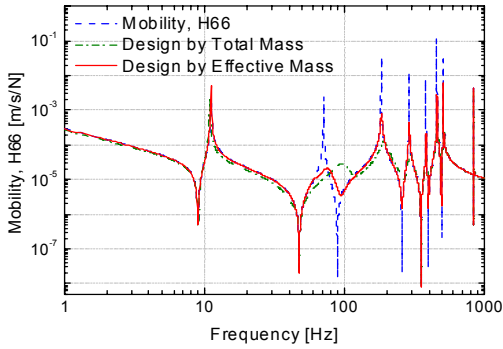
(b) Mobility(H_{33})



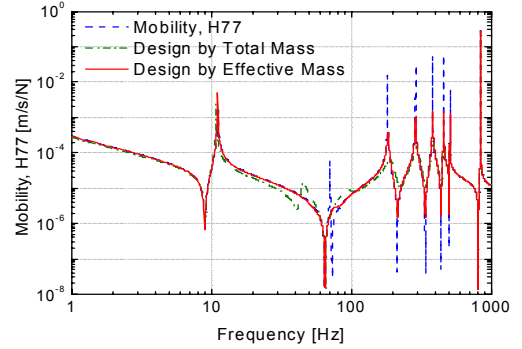
(c) Mobility(H_{44})



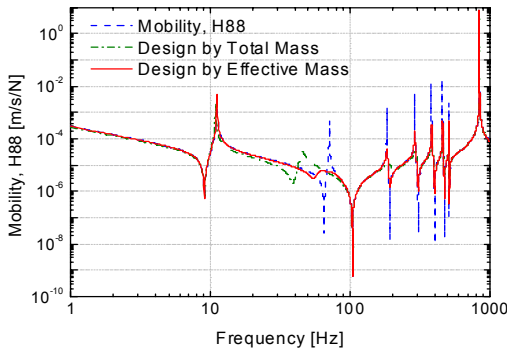
(d) Mobility(H_{55})



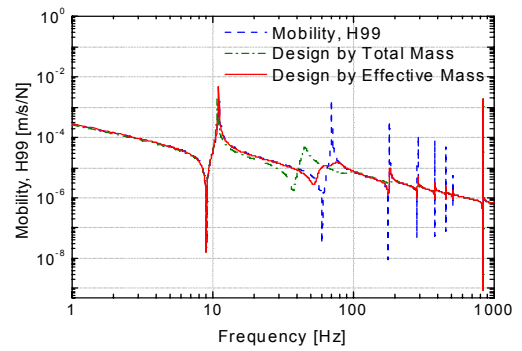
(e) Mobility(H_{66})



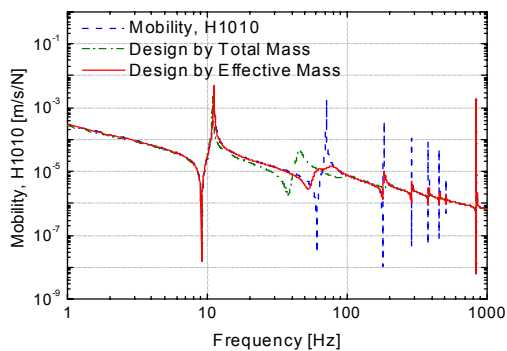
(f) Mobility(H_{77})



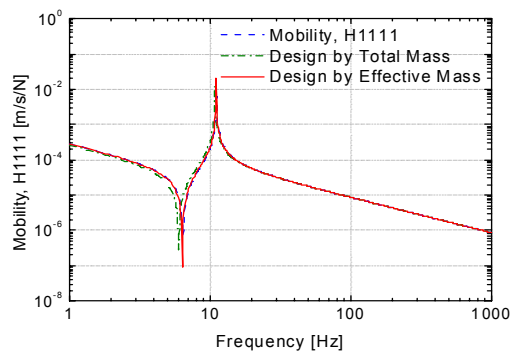
(g) Mobility(H_{88})



(h) Mobility(H_{99})



(i) Mobility(H_{1010})



(j) Mobility(H_{1111})

Fig. 1 Mobility(H_{11}) of shaft model with dynamic damper