

추진축계 비틀림 진동 감쇠를 위한 점성 댐퍼의 최적 설계

Optimum Design of Viscous Fluid Damper for Reducing the Torsional Vibration of Propulsion Shaft System

박 상 윤* · 한 국 현** · 박 주 민** · 권 성 훈** · 송 오 섭†

Sang-Yun Park, Kuk Hyun Han, Ju-Min Park, Sung Hun Kwon and Ohseop Song

(Received May 26, 2015 ; Revised July 9, 2015 ; Accepted September 9, 2015)

Key Words : Transfer Matrix Method(전달행렬법), Viscous Damper(점성 댐퍼), Torsional Vibration Analysis(비틀림 진동해석), Optimum Design(최적 설계), Damping Coefficient(감쇠계수)

ABSTRACT

In this study, the torsional vibration analysis for a marine propulsion system is carried out by using the transfer matrix method(TMM). The torsional moment produced by gas pressure and reciprocating inertia force may yield severe torsional vibration problem in the shaft system which results in a damage of engine system. There are several ways to control the torsional vibration problem at hand, firstly natural frequencies can be changed by adjusting shaft dimensions and/or inertia quantities, secondly firing order and crank arrangement are modified to reduce excitation force, and finally lower the vibration energy by adopting torsional vibration damper. In this paper, the viscous torsional vibration damper is used for reducing the torsional vibration stresses of shaft system and it is confirmed that optimum model of the viscous damper can be determined by selecting the geometric design parameters of damper and silicon oil viscosity.

R : 크랭크 반경(m)

기 호 설 명

T_0 : 조화하중의 진폭 토크(N-m)

ω : 엔진 회전수(rpm)

θ_i : i 번째 비틀림 진폭(m)

J_i : i 번째 질량 관성모멘트(kg-m²)

K_i : i 번째 비틀림 축 강성(N-m/rad)

c_{a_i} : i 번째 절대 감쇠(Nms/rad)

c_{r_i} : i 번째 상대 감쇠(Nms/rad)

d_i : i 번째 축계 지름(m)

1. 서 론

비틀림 진동 해석 및 제어 기술은 디젤엔진 발달 역사와 거의 같이 한다고 볼 수 있다. 루돌프 디젤(Rudolf Diesel)이 1893년에 디젤엔진을 개발한 이후 원인불명의 축계 절손 사고가 빈번히 일어났다. 그 원인이 비틀림 진동에 의한 것이라고 처음 지적한 사람이 독일의 Bauer이고, 비틀림 진동의 위험속도 하에서의 운전에 따른 공진에서 발생된다는 사실을 Gumbel과 Frahm이 밝혔다. 이후 비틀림 진동에

† Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Engineering, Chungnam National University
E-mail : songos@cnu.ac.kr

* Dept. of Mechanical Engineering, Chungnam National University
** Samyoung Research Lab

‡ Recommended by Editor Heung Soo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

관한 많은 이론과 경험식들이 발표되었으며 대표적인 것으로 Holzer, Den Hartog, Ker Wilson 등의 논문들을 들 수 있다. 일반적으로 추진축계의 비틀림 진동을 제어하기 위한 방법으로는 크게 세 가지로 구분할 수 있다⁽¹⁾.

첫째, 진동계의 강성계수 또는 관성모멘트를 조정하여 고유진동수 및 진동모드를 변경하는 방법이 있다. 이 경우에는 튜닝 휠, 플라이휠, 축경조정 및 탄성커플링 등을 적용하게 된다. 둘째, 기진력을 제어하는 방법으로 엔진의 실린더 폭발순서 변경, 크랭크 배치각을 조정하여 제어할 수 있다. 셋째, 감쇠를 조정하여 축계의 비틀림 진동을 제어하는 방법으로 비틀림 진동 댐퍼를 적용하는 것이 있다. 선박엔진에 적용되는 댐퍼로는 점성 댐퍼와 스프링 댐퍼가 주로 사용되고 있다.

축계에 발생하는 비틀림 진동 응력을 감소하기 위해 점성댐퍼를 적용한 연구는 국내외적으로 진행되어 왔다. 국내에서 한영출과 서정일⁽²⁾은 고속디젤 엔진의 비틀림 진동 저감을 위한 점성댐퍼의 해석과 실험을 통해 댐퍼의 크기와 질량비를 고려해서 응력 감소에 최적의 댐퍼를 제작하였고, 해석과 실험의 결과가 비슷함을 증명하였다. 박용남 등⁽³⁾은 점성 댐퍼를 갖는 엔진 축계의 안정성 해석과 비선형을 고려한 비틀림 강제진동해석을 통해 점성 댐퍼의 실리콘유가 복소 감쇠계수를 가지며, 동점도가 높은 경우 비선형특성이 나타날 수 있음을 확인하였고, 중·고속 엔진에 점성 댐퍼를 채택할 경우, 선형진동 해석에 의한 위험회전수가 실제와 일치하지 않는 경우가 있으므로 비선형 비틀림 진동을 해석하는 것이 필요함을 증명하였다. 국외에서도 Vaclav와 Pavel⁽⁴⁾은 트랙터 디젤엔진 크랭크 축계에 댐퍼의 장착 여부에 따른 비틀림 진동해석과 피로해석을 수행하는데 있어 CAD, FEM 프로그램의 사용이 효과적인 방법임을 증명해주었고, Iwamoto 등⁽⁵⁾은 점성댐퍼의 비틀림 강성 및 감쇠계수의 동적 특성에 대한 실험적 연구를 통해 최적의 댐퍼 설계에 성능 지표들을 제안하였다.

일반적으로, 추진축계 시스템의 다자유도 강제감쇠 진동식을 구하는 방법으로는 모드해석법, 기계 임피던스법, 전달매트릭스법 등이 사용되고 있다. 이 연구에서는 전달행렬법을 이용하여 추진축계에 발생하는 비틀림 강제 진동 해석을 수행하고 축계에

발생하는 비틀림 응력을 최소화하기 위한 댐퍼의 최적 감쇠 값을 선정하였다. 또한 통용되고 있는 댐퍼의 감쇠계수 식을 사용하여 최적의 감쇠 값을 산출하기 위해 점성 댐퍼의 기하학적 설계변수를 조정하여 최적의 점성 댐퍼 모델을 정립하였다.

2. 점성 댐퍼의 구조 및 이론

2.1 점성 댐퍼의 구조와 모델링

점성 댐퍼의 작동원리는 Fig. 1과 같이 점성 댐퍼의 하우징이 관성링에 대해 진동할 때, gap안의 실리콘 오일의 점성으로 강한 전단이 발생되어 진동의 감쇠효과를 갖게 된다. 점성 댐퍼의 경우, 관성링과 하우징 두 부재 사이에 연성되는 탄성부재가 존재하지 않고 감쇠만 존재하기 때문에 점성 댐퍼의 내부 관성링(inertia ring)과 외부관성(casing)질량을 Fig. 2와 같이 구분해서 모델링할 수 있다⁽¹⁾.

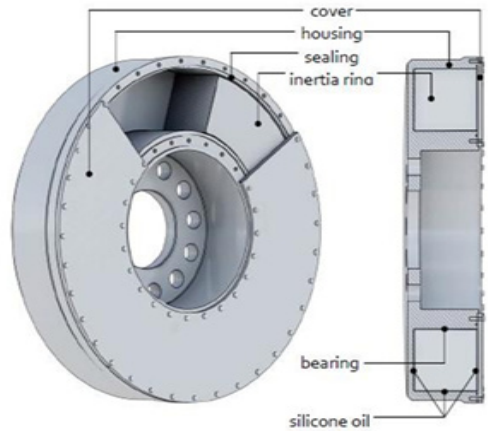


Fig. 1 Viscous damper configuration

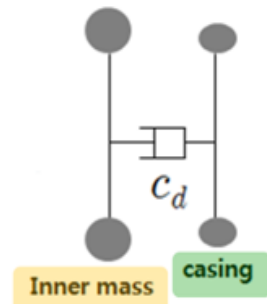


Fig. 2 Lumped mass model of viscous damper

2.2 점성 댐퍼의 설계 과정

n -자유도 n 기통 엔진 크랭크축의 자유도를 감소시켜 모델링 된 1자유도-주진동 시스템에 튜닝 댐퍼를 제1번 기통 앞의 착화시간 조정 및 발전 등에 이용되는 폴리에 집적시키면 2자유도-비틀림 진동시스템으로서 Fig. 3과 같이 나타낼 수 있다⁽⁶⁾.

Fig. 3의 운동방정식은 식 (1)로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \theta_1 : J_1 \ddot{\theta}_1 + K_1(\theta_1 - \theta_2) + c(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) &= 0 \\ \theta_2 : J_2 \ddot{\theta}_2 + K_2\theta_2 + K_1(\theta_2 - \theta_1) & \\ + c(\theta_2 - \dot{\theta}_1) &= T_0 e^{i\omega t} \end{aligned} \tag{1a}$$

ω 의 주파수로 harmonic 토크가 가해지므로, 비틀림 응답은 식 (1b)와 같이 가정할 수 있고 식 (1a)에 대입하여 정리하면 식 (2)와 같다.

$$\begin{aligned} \theta_n &= \theta_n e^{i\omega t} (\because n=1,2) \tag{1b} \\ -\omega^2 J_1 \theta_1 + K_1(\theta_1 - \theta_2) + cj\omega(\theta_1 - \theta_2) &= 0 \\ -\omega^2 J_2 \theta_2 + K_2\theta_2 + K_1(\theta_2 - \theta_1) & \\ + cj\omega(\theta_2 - \theta_1) &= T_0 \end{aligned} \tag{2}$$

식 (2)를 응답에 관한 식을 풀기 위한 행렬 형태로 변환해주면 식 (3)과 같다.

$$\begin{pmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} K_1 - \omega^2 J_1 + jc\omega & -K_1 - jc\omega \\ -K_1 - jc\omega & K_1 + K_2 - \omega^2 J_2 + jc\omega \end{bmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} 0 \\ T_0 \end{pmatrix} \tag{3}$$

식 (3)으로부터 엔진 질량의 비틀림 진폭 크기는 식 (4)와 같이 얻을 수 있다⁽⁷⁾.

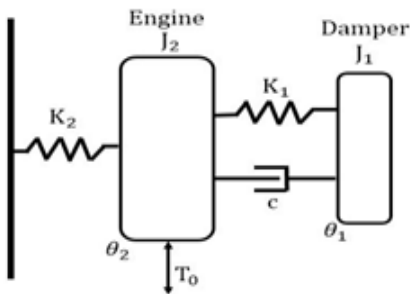


Fig. 3 Equivalent torsional vibration model for engine shafting system and damper

$$\left| \frac{\theta_2}{T_0} \right|^2 = \frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2} \tag{4}$$

$$\begin{aligned} A &= (K_1 - \omega^2 J_1) \\ B &= \omega c \\ C &= K_1 K_2 - \omega^2 (J_1 K_1 + J_1 K_2 + J_2 K_1) + \omega^4 J_1 J_2, \\ D &= \omega c [K_2 - \omega^2 (J_1 + J_2)] \end{aligned}$$

주요 관심이 되는 θ_2 의 진폭이 가진주파수 ω 의 변화에 대해 감쇠에 독립적인 조건을 갖기 위해서는 아래와 같은 식을 만족한다⁽⁸⁾.

$$-AD = BC \tag{5a}$$

$$\begin{aligned} -2K_1 K_2 + 2\omega^2 [J_1 K_1 + J_1 K_2 + K_1 J_2] & \\ -\omega^4 [J_1^2 + 2J_1 J_2] &= 0 \end{aligned} \tag{5b}$$

식 (5b)를 $J_1 J_2$ 으로 나누고, $\omega_1^2 = K_1 / J_1$, $\omega_2^2 = K_2 / J_2$, $\mu = J_1 / J_2$ 으로 놓으면, 식 (5c)와 같다.

$$\begin{aligned} -2\omega_1^2 \omega_2^2 + 2\omega^2 \left[\frac{K_1}{J_2} \frac{J_1}{J_1} + \omega_1^2 + \omega_2^2 \right] & \\ -\omega^4 [\mu + 2] &= 0 \end{aligned} \tag{5c}$$

식 (5c)를 $\mu + 2$ 으로 나누면 식 (6)과 같다.

$$\frac{2}{\mu + 2} \omega_1^2 \omega_2^2 - \frac{2}{\mu + 2} \omega^2 [\omega_1^2 (\mu + 1) + \omega_2^2] + \omega^4 = 0 \tag{6}$$

식 (6)에서 점성 댐퍼는 untuned damper(비동조 댐퍼)로서, 댐퍼의 하우징과 관성링 두 부재 사이에 elastic coupling member(탄성 연성 부재)가 없고, 두 부재 간의 실리콘 오일의 감쇠만 존재하기 때문에 Fig. 3에서 K_1 이 0이므로, ω_1 도 0이 되어 식 (7)과 같이 정리되고, 점성 댐퍼가 장착된 엔진부의 비틀림 진폭 θ_2 는 가진주파수 ω 에 대해 Fig. 4와 같은 경향을 보이고, 감쇠에 상관없이 두 정점 P, Q를 지나게 된다^(7,8).

$$\omega^2 \left(\omega^2 - \frac{2}{\mu + 2} \omega_2^2 \right) = 0 \tag{7}$$

P점 : $\omega_1^2 = 0, \therefore \omega_1 = 0$

Q점 : $\omega_{11}^2 = \frac{2}{2 + \mu} \omega_2^2, \therefore \omega_{11} = \omega_2 \sqrt{\frac{2}{2 + \mu}}$

따라서 점성 댐퍼가 장착된 엔진 질량부의 비틀림 진폭의 주파수가 정점 Q에 오도록 댐퍼의 질량과 감쇠를 조정하는 것이 중요하다. μ 는 엔진과 댐퍼의 질량비로서, 일반적으로 추진축계의 경우 댐퍼에 비해 엔진부의 질량이 크기 때문에 $\mu \approx 0$ 이 되어 정점 Q의 주파수는 시스템의 해당 절점 고유진동수로 보아도 큰 차이가 없다.

댐퍼의 관성링과 하우징 사이에 존재하는 실리콘 오일의 점성 저항(viscous drag)이 높을 경우, 강한 점성으로 두 부재가 달라붙어 일체(locked)가 되어 진폭이 낮은 주파수 대역으로 이동되고, 진폭이 무한으로 커지게 된다. 반대로, 실리콘 오일의 점성저항이 낮을 경우, 하우징이 관성링에 대해 미끄러짐(sliding) 현상이 발생하고, 상대적으로 가벼운 하우징 질량만이 크랭크축에 부착된 효과를 갖게 되어 진폭이 높은 주파수 대역으로 이동되고, 진폭이 무한으로 커지게 된다⁽⁹⁾. 따라서, 추진축계에 발생하는 비틀림 진동을 최소화하기 위해서는 Fig. 4와 같이 댐퍼의 감쇠를 optimum setting(최적 조정)하는 것이 중요함을 알 수 있다.

3. 점성 댐퍼의 최적 감쇠 설계

점성댐퍼의 내부 관성질량(flywheel)과 댐퍼 하우징 사이에 있는 실리콘 오일의 전단운동(shearing motion)은 비틀림 진동에너지를 열로서 소멸시킨다. 감쇠 특성은 하우징과 관성질량 사이의 간극(clearance)과 실리콘 오일의 점도(viscosity)를 변화시킴으로써 조절될 수 있다. Fig. 5는 크랭크 축 선단에 장착된 점성 댐퍼이다. 문헌에^(8,10) 따르면 댐퍼의 감쇠 상수는

식 (8)과 같이 사용된다.

- Viscous damping coefficient for lateral or peripheral gap

$$C_d = \mu \left[2\pi b \left(\frac{R_i^3}{h_i} + \frac{R_o^3}{h_o} \right) + \frac{\pi(R_o^4 - R_i^4)}{h_s} \right] \tag{8}$$

여기서, μ 는 실리콘 오일의 절대점도이다. 점성 댐퍼에 사용되는 실리콘 오일의 점도는 식 (9)와 같다.

$$\mu = \rho_{oil} \nu \tag{9}$$

여기서 ν 는 오일의 동점도(kinematics viscosity)라 하며 점도를 밀도로 나눈 값을 의미한다. MKS 단위계에서는 m^2/s 이고, CGS단위계로는 스토크스(St)로 사용되며, $1St = 1 cm^2/s$ 이다. 일반적으로, cst (centistoke) 단위로 된 것을 가장 많이 사용하는데, $1St = 100 cst$, $1cst = 10^{-6} m^2/s$ 이다. 그리고, 실리콘 오일의 밀도는 물의 밀도와 거의 같다⁽⁸⁾. 따라서 점성 댐퍼의 점도를 결정하는 주요 변수는 오일의 동점도 ν 임을 알 수 있다. 만약, 동점도가 60,000 cst이면, MKS단위로 오일의 점도를 계산하면 $\rho_{oil} = 1,000(kg/m^3)$, $\nu = 0.06(m^2/s)$ 이 되어 식 (9)에 대입하면, 점도는 $\mu = 60(kg/ms)$ 이 된다.

이 연구에서는 실리콘 오일의 동점도의 범위를 최소 10,000 cst에서 최대 100,000 cst의 값으로 변화

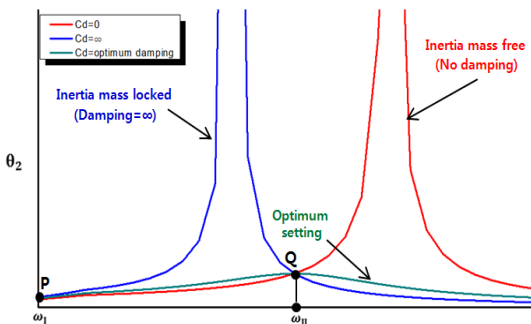


Fig. 4 The resonance curves for zero, infinite and optimum dampings

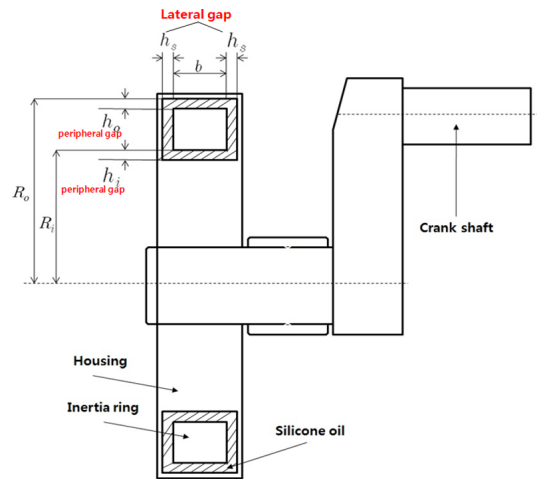


Fig. 5 Schematic diagram of viscous fluid damper

시키면서 댐퍼의 점성계수 결과를 확인하였다.

점성 댐퍼가 추진축계에서 발생하는 진동에너지를 최대한 흡수하여 다른 에너지로 소멸시키는 최대 에너지 소멸(maximum energy dissipation)을 갖는 최적 감쇠(optimum damping) C_{op} 는 식 (10)과 같이 표현된다^(1,2). 따라서, 식 (10)을 통해서 비틀림 진동을 최소화 하는 댐퍼의 최적감쇠 값을 찾고 그에 상응하는 댐퍼의 감쇠 상수 식 (8)을 이용하여 댐퍼의 간극과 오일의 점도를 변화시켜 다양한 감쇠 값을 갖는 댐퍼 모델을 확인하고 그 가운데 최적 감쇠를 만족하는 댐퍼 모델을 선정할 수 있다.

$$C_{op} = I_d \omega_i \tag{10}$$

여기서, I_d 는 댐퍼의 내부 관성링 질량이고, ω_i 는 댐퍼가 장착된 추진축계 시스템의 i 번째 고유진동수이다. 최적감쇠를 갖는 댐퍼가 장착된 추진축계 시스템의 고유진동수를 고려할 때, 댐퍼의 등가 관성을 사용하게 되는데, 등가관성을 나타내는 식 (11)에 식 (10)를 대입하면 최적 감쇠를 만족하는 댐퍼의 등가 관성은 식 (12)와 같이 표현된다⁽¹⁰⁾.

$$I_{eqv} = \frac{I_d}{1 + (I_d \omega_i / c)} + I_h \tag{11}$$

$$I_{eqv} = \frac{1}{2} I_d + I_h \tag{12}$$

최적 감쇠를 만족하는 댐퍼 설계를 위해 댐퍼의 등가관성을 고려한 시스템의 자유진동해석을 수행한 후에 식 (10)를 통해 댐퍼의 최적 감쇠의 값을 결정하고, 그 값을 갖도록 식 (8)을 사용하여 댐퍼의 기하학적 설계변수와 실리콘 오일점도를 결정하면 추진축계의 비틀림 진동을 최소화하는 점성 댐퍼의 모델을 선정할 수 있다.

4. Numerical Example

4.1 해석 방법 및 조건

이 연구에서는 전달행렬법을 사용하여 비틀림 진동 해석을 수행하였다. 해석 모델과 조건은 in-line 6실린더를 갖는 엔진을 적용하였고, 각 실린더에 같은 위상을 갖는 주요 차수(major critical)인 6th order의 토크가 작용할 때의 결과를 고찰하였다.

4.2 해석 결과

식 (12)와 같이 등가관성을 갖는 점성 댐퍼가 부착된 추진축계의 자유진동 해석 결과는 Fig. 6과 같다.

이 연구의 추진축계 시스템의 1절 고유진동수 ω_1 은 380.31(rad/s)이고 점성 댐퍼의 관성링 질량 I_d 는 12.60 (kg·m²)이다. 따라서 식 (10)에 대입하면 1절 비틀림 강제진동 응력을 최소화 할 수 있는 댐퍼 최적 감쇠 값 C_{op} 는 4,791(N·m·s/rad)이 된다. 따라서 1절 비틀림 강제진동 응력을 최소화할 수 있는 점성 댐퍼의 설계를 위해 댐퍼의 감쇠계수 C_d 를 4,791 (N·m·s/rad)의 값에 일치하도록 댐퍼의 간극과 실리콘 오일 점도를 변화시키면 최적의 점성 댐퍼 모델을 선정할 수 있다.

Table 1은 점성 댐퍼의 실리콘 오일의 동점도를 60,000 cst로 동일하게 고정하고, 댐퍼의 간극의 크기에 따른 댐퍼의 감쇠 값의 변화를 보여주고 있다.

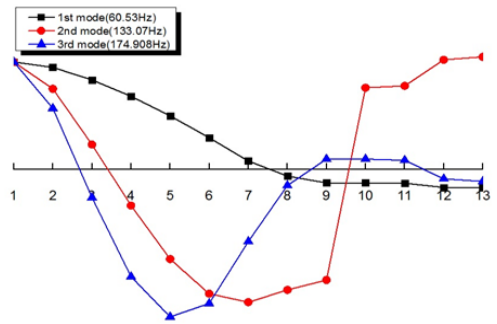


Fig. 6 Mode shape and natural frequency of torsional vibration system

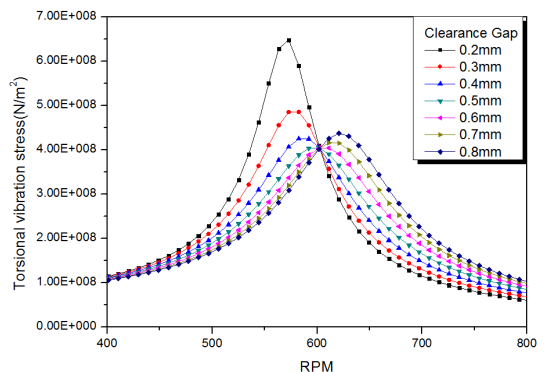


Fig. 7 Variation of torsional stresses of 1-node 6th order torque between cyl.4 and cyl.5 for various damper clearances

Table 1의 결과를 Fig. 7을 통해 가시적으로 확인할 수 있다. 댐퍼의 간극이 0.5 mm일 때, 댐퍼의 감쇠계수 C_d 가 최적감쇠계수 C_{op} 와 가장 가까운 값을 가짐을 확인할 수 있다. 수치해석 결과를 통해서 동점도를 60,000 cst로 고정한 후, 댐퍼의 간극변화에 따른 여러 모델 가운데 간극 0.5mm인 case4가 최적 댐퍼 모델로 선정될 수 있음을 확인하였다.

Table 2는 댐퍼의 간극을 0.5 mm로 고정하고, 그에 해당하는 최적의 동점도 값인 60,000 cst를 기준으로 동점도를 10,000 cst에서 100,000 cst으로 변화를 줬을 때, 댐퍼의 감쇠 결과를 보여준다. Fig. 8은 동점도에 따른 비틀림 응력변화를 보여주고 있다. 식 (8)을 통해 오일의 동점도가 클수록 댐퍼의 감쇠 값은 커짐을 알 수 있다.

Fig. 8로부터 댐퍼의 감쇠가 optimum setting 감쇠 값보다 작은 값을 갖게 되면, 댐퍼의 하우징이 관성링에 대해 미끄러짐 현상이 발생하여 낮은 감쇠 효과를 갖게 되고, 정점의 위치에서 높은 주파수 대역으로 이동되고, 진폭이 무한으로 커지게 됨을 확인할 수 있다. 또한, 댐퍼의 감쇠가 optimum setting 을 갖는 감쇠 값 이상으로 커지게 되면 오일의 점성

저항(viscous drag)이 커져, 강한 점성으로 하우징과 관성링 두 부재가 달라붙는 일체(locked)현상이 발생하여 공진주파수가 낮아지고 진폭이 오히려 증가함을 확인할 수 있다.

Table 3은 댐퍼의 내외경과 폭의 크기에 따른 댐퍼의 감쇠계수 계산결과를 보여주고 있다. Table 3의 결과를 Fig. 9를 통해 확인할 수 있다.

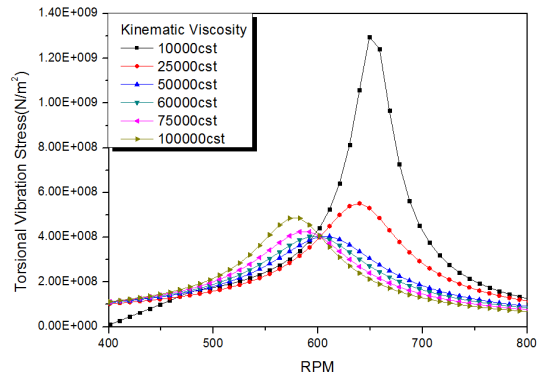


Fig. 8 Variation of torsional stresses of 1-node 6th order torque between cyl.4 and cyl.5 for various kinematic viscosities

Table 1 Viscous damping coefficients for different damper clearances

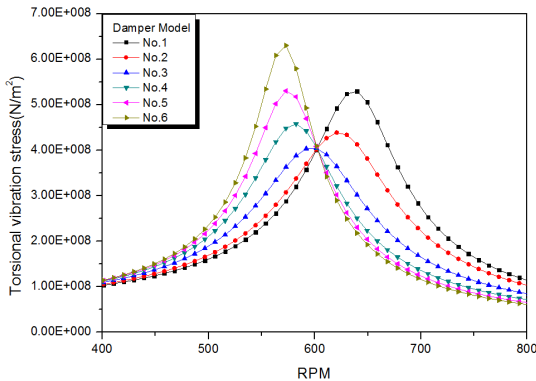
	Viscosity	Dimension of damper(m)						Viscous damping coefficient
	μ	b	h_i	h_o	h_s	R_i	R_o	C_d
No.1	60	0.11	0.2×10^{-3}	0.2×10^{-3}	0.2×10^{-3}	0.15	0.29	11,946
No.2	60	0.11	0.3×10^{-3}	0.3×10^{-3}	0.3×10^{-3}	0.15	0.29	7,963
No.3	60	0.11	0.4×10^{-3}	0.4×10^{-3}	0.4×10^{-3}	0.15	0.29	5,972
No.4	60	0.11	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.15	0.29	4,778
No.5	60	0.11	0.6×10^{-3}	0.6×10^{-3}	0.6×10^{-3}	0.15	0.29	3,981
No.6	60	0.11	0.7×10^{-3}	0.7×10^{-3}	0.7×10^{-3}	0.15	0.29	3,413
No.7	60	0.11	0.8×10^{-3}	0.8×10^{-3}	0.8×10^{-3}	0.15	0.29	2,986

Table 2 Viscous damping coefficients for various kinematic viscosities

	Viscosity	Dimension of damper (m)						Viscous damping coefficient
	μ	b	h_i	h_o	h_s	R_i	R_o	C_d
No.1	10	0.11	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.15	0.29	796
No.2	25	0.11	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.15	0.29	1,991
No.3	50	0.11	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.15	0.29	3,982
No.4	60	0.11	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.15	0.29	4,778
No.5	75	0.11	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.15	0.29	5,972
No.6	100	0.11	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.15	0.29	7,963
No.7	60	0.11	0.8×10^{-3}	0.8×10^{-3}	0.8×10^{-3}	0.15	0.29	2,986

Table 3 Viscous damping coefficients for different radii of dampers

	Viscosity	Dimension of damper(m)						Viscous damping coefficient
	μ	b	h_i	h_o	h_s	R_i	R_o	C_d
No.1	60	0.08	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.1	0.24	2,107
No.2	60	0.09	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.12	0.26	2,954
No.3	60	0.11	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.15	0.3	4,778
No.4	60	0.12	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.17	0.32	7,045
No.5	60	0.13	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.19	0.34	9,071
No.6	60	0.14	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.5×10^{-3}	0.2	0.36	11,498
No.7	60	0.11	0.8×10^{-3}	0.8×10^{-3}	0.8×10^{-3}	0.15	0.29	2,986

**Fig. 9** Variation of torsional stresses of 1-node 6th order torque between cyl.4 and cyl.5 for various damper models

5. 결 론

이 연구에서 전달행렬법을 이용하여 추진축계 시스템의 비틀림 진동을 최소화 하는 감쇠 값을 갖는 점성 댐퍼의 최적설계 연구를 수행하였다. 이 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다. 첫째, 점성 댐퍼의 경우에 엔진의 비틀림 진동 응력이 댐퍼의 감쇠 값에 상관없이 동일한 정점을 통과함을 확인하였고, 이는 해당 주파수 지점의 함수가 엔진과 댐퍼 질량비의 함수로서, 댐퍼 질량 변화에만 정점이 이동할 뿐, 댐퍼의 감쇠계수와는 상관없이 정점을 통과함을 수식적으로 유도하고 수치해석을 통해서 검증하였다. 둘째, 최적의 감쇠계수를 갖는 댐퍼의 설계를 위해 댐퍼의 등가 관성식을 이용하고 자유진동해석을 수행하여 해당 절점의 강제진동 응력을 낮추는 감쇠 값을 결정할 후에 댐퍼 감쇠 상수 값을 최적 감쇠 값과 가깝게

설계함으로써 최적의 점성 댐퍼 모델을 선정할 수 있음을 확인하였다. 셋째, 댐퍼의 폭과 내외경, 간극, 동점도 변화에 따른 비틀림 응력변화를 고찰함으로써 C_d 가 4,778(N-m-s/rad)인 최적의 댐퍼 모델을 확인하였고, 간극에 따른 최적의 점도가 결정될 수 있음도 확인하였다. 이 연구에서는 점성댐퍼의 간극이 0.5 mm일 때, 60,000 cst의 동점도를 갖는 실리콘 오일을 사용해야 점성 댐퍼로서 최적의 감쇠효과를 낼 수 있음을 확인하였다.

후 기

이 연구는 교육부와 한국연구재단의 지역혁신인력 양성사업으로 수행된 연구결과임(No.2012026181).

References

- (1) Lee, D. C., 1995, A Study on the Vibration Control of the Engine Body and Shafting System for a Large Scale Diesel Engine, Doctoral Thesis.
- (2) Han, Y. C. and Suh, J. I., 1980, An Experimental Study on the Reduction of the Torsional Vibration Stress in a High-speed Diesel Engine Crankshaft, Transactions of the KSME A, Vol.4, No.4, pp. 142~151.
- (3) Park, Y. N., Song, S. O., Kim, U. K. and Jeon, H. J., 1996, Nonlinear Forced Torsional Vibration for the Engine Shafting System with Viscous Damper, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 20, No. 4, pp. 372~380.
- (4) Vaclav, P. and Pavel N., 2005, Dynamics of In-line Six-Cylinder Diesel Engine with Rubber Damper,

International Congress on FEM Technology with Ansys CFX & ICEM CFD Conference.

(5) Kodama, T., Wakabayashi, K. and Honda, Y., 2002, An Experimental Study on Dynamic Characteristics of Torsional Stiffness and Torsional Damping Coefficient of Viscous-Friction Dampers, ISSN : 0368508X.

(6) Lee, D. H., Chung, T. Y., Kim, Y. C. and Kim, H. S., 2011, Design and Performance Evaluation of Spring-Viscous Damper for Torsional Vibration, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 12, pp. 1192~1198.

(7) Nestorides, E. J., 1958, A Handbook on Torsional Vibration, Cambridge University Press, pp. 242~243.

(8) Hartog, D., 1956, Mechanical Vibrations, McGraw-Hill.

(9) Challen, B., 1999, Diesel Engine Reference Book Second Edition, Butterworth-Heinemann.

(10) Feese, T. and Hill, C., 2009, Prevention of Torsional Vibration Problems in Reciprocating Machinery, Proceedings of the Thirty-eight Turbomachinery Symposium.



Sang-Yun Park received his B.S. and M.S. degree in Mechanical Engineering from Chungnam National University. He is currently pursuing Ph.D. degree. His research interests encompass rotor-dynamics and vibration and control of composite structures.



Ohseop Song received his B.S. degree from the Dept. of Mechanical Design Engineering at Seoul National University. His Ph.D. degree was awarded by Virginia Polytechnic Institute & State University. He is currently a professor in the Dept. of Mechanical Engineering at Chungnam National University, Daejeon, Korea. His research interests encompass vibration and control of composite structures, instability of nanopipe, and rotor-dynamics.