

## 중 · 고속 기관축계의 비틀림진동 특성 및 제어

김 태 언\* · 김 의 간\*\*

### A Study on the Torsional Vibration Characteristics and Control for the Shafting Systems with Middle and High Speed Diesel Engine.

Tae-Eon Kim · Ue-Kan Kim

#### Abstract

In general, viscous dampers are attached in the middle and high speed engines as basic option. In middle and high speed engines, viscous damper is installed without considering the characteristics of the engine shafting system. Therefore, if characteristics for the engine shafting system is changed, torsional vibration can be controlled efficiently. In this paper, methods to design viscous damper by analyzing the dynamic characteristics of viscous damper are investigated. Also, these are applied to middle and high speed engine, and the calculated results of torsional forced vibration are compared with measured results. A computer program is developed to calculate the dynamic characteristics of the optimum viscous damper which can control the torsional vibration of engine shafting system. Reliability of the developed program is confirmed by applying it to an engine shafting system. When the optimum viscous damper is applied to the engine shafting system, it is confirmed that vibratory stresses, vibratory amplitudes on the fore-end of crankshaft, vibratory torques and heating load of elastic coupling are decreased to give the improvement of durability and reliability of the engine shafting system.

---

\* 한국해양대학교 기계공학과 석사과정

\*\* 한국해양대학교 이공대학 기계공학부 교수

## 1. 서론

일반적으로 중·고속기관은 비틀림 점성댐퍼가 기본사양으로 부착되어 있다. 중·고속기관에 설치되어 있는 점성댐퍼는 기관축계의 특성을 고려하지 않고 기관제작자가 제시한 점성댐퍼가 장착되어 있으므로 기관축계의 특성이 달라지면 비틀림진동을 효율적으로 제어하기 곤란한 경우가 많다. 따라서, 축계의 비틀림 진동특성을 고려하여 비틀림댐퍼를 최적이론으로 설계하여 장착하면 효율적인 축계설계가 가능할 것으로 판단된다.

본 연구에서는 점성댐퍼의 동특성을 이론적으로 해석하여 최적 점성댐퍼를 설계하는 방법을 검토하고, 이를 실제 중·고속선박 추진축계에 적용하여 비틀림 강제진동을 해석하고 측정치와 비교하여 본연구 결과의 적용 가능성 및 신뢰성을 확인하고자 한다.

## 2. 점성댐퍼 이론

본장에서는 기관축계를 다자유도계로 모델링하고, 다자유도계를 등가 1자유도계로 모델링하는 방법을 검토한다. 또한, 1자유도계로 모델링된 축계의 비틀림진동을 최적 동특성을 갖는 점성댐퍼로 제어하는 방법에 대하여 기술한다.

### 2.1 기관축계의 1자유도계 모델링

Fig. 2.1과 같은 다자유도계를 해석하여 고유진동수와 진동모드를 구하고 문제가 되는 고유진동수에 해당하는 비틀림진동을 제어하기 위하여 다자유도계로 모델링한 기관축계를 그 고유진동수에 해당하는 등가 1자유도계로 치환한다. 이는 점성댐퍼의 최적 동특성을 해석하기 위한 것으로 이에 대해서는 다음 절에서 설명한다. 다자유도의 축계를 등가 1자유도로 모델링하기 위하여 식(2.1), 식(2.2), 식(2.3)이 이용된다. [1][2]

$$J_E = \sum_{i=1}^N (J_i \beta_i^2) \quad (2.1)$$

$$K_E = \sum_{i=1}^N \{k_i (\Delta \beta_i^2)\} \quad (2.2)$$

$$T_E = \sum_i (T_i \beta_i) \quad (2.3)$$

여기서,  $J_E$ 는 등가 관성모멘트,  $K_E$ 는 등가 비틀림 강성계수,  $T_E$ 는 등가 기진토표의 진폭,  $i$ 는 질점번호,  $\beta$ 는 비진폭이다.

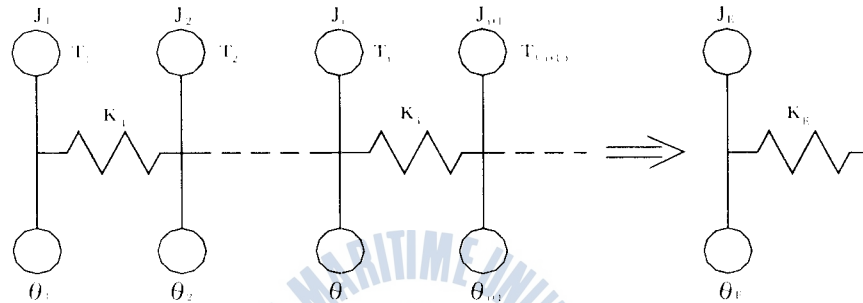


Fig. 2.1 Equivalent mass system of engine shafting system.

## 2.2 점성댐퍼의 최적이론

점성댐퍼는 점성물질의 감쇠작용을 이용하는 댐퍼로서 기계적 응력을 받는 부분이 없기 때문에 매우 유망한 댐퍼로 간주되고 있다. 그러나, 점성댐퍼의 진동제어 능력은 감쇠력에 의존하고 있기 때문에 기관의 출력이 증가하면 크기가 크게 되고 가격과 설치상의 이유로 대형기관에는 사용하기 곤란한 문제가 있다. 실제 축계의 비틀림진동을 점성댐퍼로 제어하는 경우, 점성댐퍼와 축계시스템을 Fig. 2.2와 같이 2 질점계의 등가 집중질량계로 치환하면 점성댐퍼의 최적동특성을 다음과 같이 유도할 수 있다. 이 진동계의 운동방정식은 다음과 같다. [3][4][5]

$$J_E \ddot{\theta}_E + K_E \theta_E + c(\dot{\theta}_E - \dot{\theta}_d) = T_E e^{i\omega t} \tag{2.4}$$

$$J_d \ddot{\theta}_d + c(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}_E) = 0 \tag{2.5}$$

$J_E$  : 등가 관성모멘트,

$J_d$  : 댐퍼링의 관성모멘트,

$K_E$  : 등가 비틀림강성계수,

$c$  : 점성댐퍼의 감쇠계수,

$\theta_E$  : 축계의 각변위,

$\theta_d$  : 댐퍼링의 각변위

이상의 식을 정리하여  $\theta_E$  에 대해 실수부를 구하고 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\theta_E = \operatorname{Re}\left[\frac{A}{C}\right] T_E \cos(\omega t - \delta_1) \quad (2.6)$$

$$\tan \delta_1 = \left[\frac{B}{C}\right] \quad (2.7)$$

$$A = (-J_d \omega^2)^2 + (\omega c)^2, \quad B = \omega c (J_d \omega^2)^2$$

$$C = (-J_E \omega^2 + K_E)^2 (-J_d \omega^2)^2 + (\omega c)^2 (-J_E \omega^2 + K_E - J_d \omega^2)^2$$

$$R = J_d / J_E, \quad g = \omega / \omega_o, \quad \theta_{st} = T_E / K_E, \quad \zeta = c / c_c$$

Fig. 2.3은 식(2.6)의 각진폭을 정리하고 무차원화하여 동배율을 유도한 후 질량비 R를 1로 하고 감쇠비  $\zeta$ 를 변수로 하여 그린 동배율곡선이다. 이를 검토하여 보면, 감쇠비  $\zeta$ 에 관계없이 동배율곡선은 P점과 Q점을 통과하고 있다. 여기서, P점과 Q점의 가로축 위치가 각각  $g(P)$ ,  $g(Q)$ 로 되며  $g(P)$ ,  $g(Q)$ 는 식(2.8)과 같다.

$$\left. \begin{aligned} g(P) &= 0 \\ g(Q) &= \sqrt{\frac{2}{2+R}} \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

여기서 P점은 축계가 회전하지 않는 상태이므로 관심의 대상은 Q점이 된다. Fig. 2.3에서 Q점은 감쇠비  $\zeta$ 에 상관없이 모든 곡선이 통과하고 있으며 Q점에서의 동배율을 구하면 식(2.9)와 같이 된다.

$$\left(\frac{\theta_E}{\theta_{st}}\right) = 1 + \frac{2}{R} \quad (2.9)$$

점성댐퍼가 최적이 되기 위해서는 Q점에서 동배율이 극대값을 갖는 감쇠비  $\xi$ 를 구하여야 한다. 이 최적 감쇠비  $\zeta_{opt}$ 를 구하면 다음과 같이 된다.

$$\zeta_{opt} = \sqrt{\frac{1}{2(R+1)(R+2)}} \quad (2.10)$$

따라서 점성댐퍼의 최적 동특성을 결정하기 위해서는 먼저 선급의 허용치를 초과하지 않는 동배율을 결정한다. 동배율이 결정되면 식(2.9)에 의하여 질량비가 결정되고 이를 식(2.10)에 대입하면 최적 감쇠비를 구할 수 있다. 이때의 진동수비는 식(2.8)의  $g(Q)$ 가 된다.

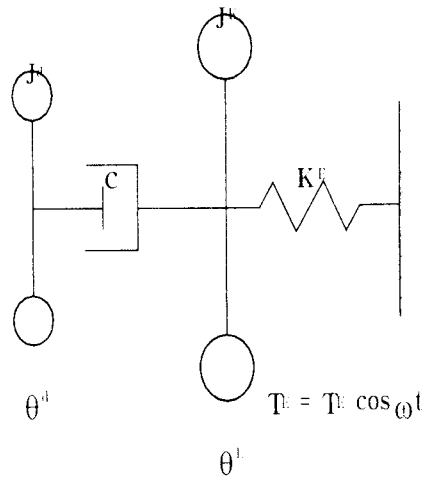


Fig. 2.2 Equivalent spring-mass system viscous damper.

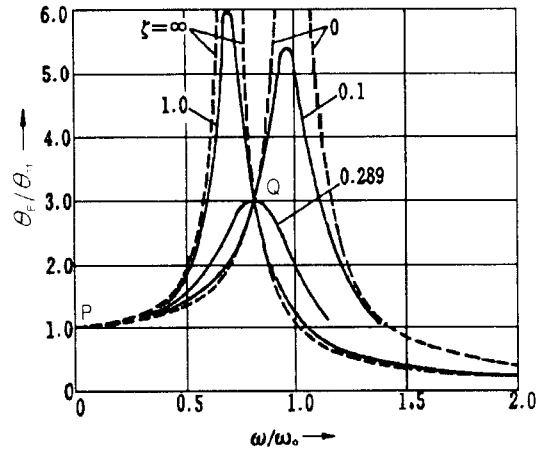


Fig. 2.3 Effect of vibration damper on the respond of the vibratory system.

### 3. 최적 점성댐퍼를 이용한 기관축계의 비틀림진동 제어

본장에서는 실제 기관축계에 기관제작자가 제시한 점성댐퍼의 감쇠 기능을 확인하고, 기관축계에 최적 동특성을 갖는 점성댐퍼를 부착한 경우의 비틀림진동을 검토한다.

#### 3.1 기관제작자가 제시한 점성댐퍼를 장착한 기관축계의 비틀림진동

기관축계는 Fig. 3.1과 같이 구성되어 있다. 이 기관축계는 기관후부에 플라이휠, 탄성커플링과 감속장치가 설치되어 있으며, 점성댐퍼의 주요 요목은 Table 3.1과 같다. [6]

이 기관축계를 등가 비틀림진동계로 모델링하면 Fig. 3.2와 같다. 이 해석대상 기관축계는 기관의 크랭크축 선단에서 측정되어졌다. 기관축계의 비틀림진동은 전달매트릭스법을 이용한 강제진동해석 프로그램으로 해석하였다. 이 기관축계에 대해 비틀림강제진동을 해석한 결과와 측정된 결과는 Fig. 3.3과 Fig. 3.4에 보인다. Fig. 3.3은 크랭크축 선단의 2.5차 진동진폭을, Fig. 3.4는 3.5차 진동진폭을 비교한 결과이다.

이들 그림을 검토하여 보면 해석한 결과와 측정된 결과가 거의 같은 값을 주고 있어, 기관축계의 비틀림강제진동 해석에 사용한 전산프로그램의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

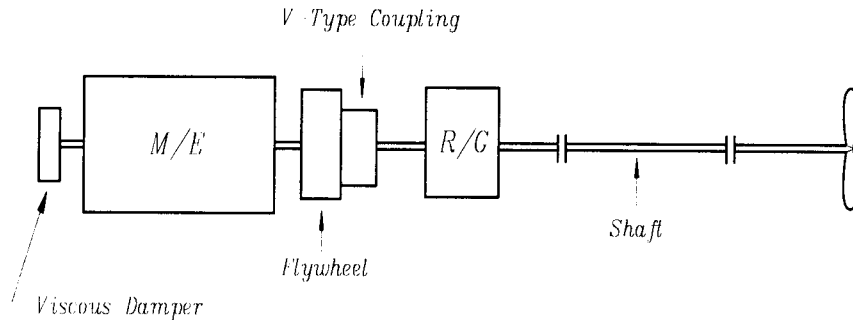


Fig. 3.1 Schematic diagram of engine shafting system with viscous damper.

Table 3.3 Specification of viscous damper for the engine shafting system.

Moment of inertia of damper housing	1.286 Nms <sup>2</sup>
Moment of inertia of damper ring	1.678 Nms <sup>2</sup>
Damping constant	649.6 Nms/rad

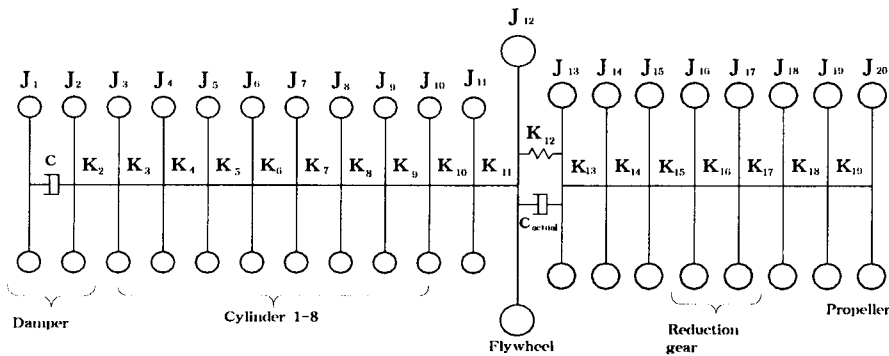


Fig. 3.2 Equivalent spring-mass system for engine shafting system with viscous damper.

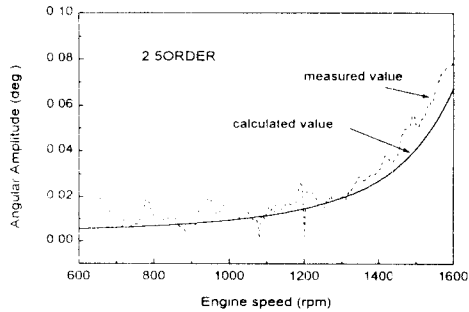


Fig. 3.3 Calculated and measured angular amplitude on the fore-end of the engine shafting system .

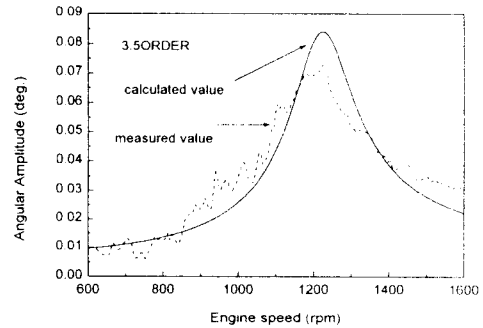


Fig. 3.4 Calculated and measured angular amplitude on the fore-end of the engine shafting system.

### 3.2 최적 점성댐퍼를 장착한 기관축계의 비틀림진동

기관제작자가 제시한 점성댐퍼를 갖는 기관축계의 비틀림진동을 해석하고 검토한 결과, 크랭크축 선단에서의 4차 진동진폭과 크랭크축의 비틀림 부가응력이 허용치는 만족하나 여유가 없어 신뢰성있는 축계로 설계되었다고 보기는 어렵다. 따라서, 기관축계에 대한 점성댐퍼의 최적 동특성을 해석하고, 이를 장착하였을 때의 비틀림진동 특성을 해석하였다. 점성댐퍼의 최적 여부를 알아보기 위하여 기관축계에서 점성댐퍼를 제외하고 모델링하여 비틀림 강제진동을 해석하였다. 이 결과 제어대상이 되는 3절 고유각진동수는 515.96 rad/s이고, 주위험차수는 4차이다. 따라서 다자유도계를 갖는 이 축계를 3절 고유각진동수에 해당하는 등가의 1자유도계로 치환하면 등가 관성모멘트는  $8.7 \text{ Nms}^2$ , 등가 비틀림강성계수는  $2.316 \text{ MNm/rad}$ 으로 된다. 여기에 점성댐퍼를 모델링하여 2절점을 갖는 등가 집중질량계로 치환하고 점성댐퍼의 최적 동특성을 해석하였다. Fig. 3.5는 이를 계산한 결과이다. 이를 검토하여 보면 이 기관의 점성댐퍼를 최적 감쇠계수  $758 \text{ Nms/rad}$ 을 갖는 최적 점성댐퍼로 장착하면 기관제작사가 제시한 점성댐퍼를 장착하였을 때 보다 60% 정도의 진동진폭 감소효과를 얻을 수 있다. 이상의 결과를 종합적으로 검토하여 보면, 기관축계의 점성댐퍼를 최적 점성댐퍼로 교체하면 축계 각부의 비틀림진동 특성이 개선됨을 확인할 수 있었다. 또한, 기관제작자가 제시한 점성댐퍼를 최적 점성댐퍼가 되도록 실리콘유의 점도만 바꾸어 주입하면 기관축계의 내구성 및 신뢰성 향상을 기할 수 있을 것으로 생각된다.

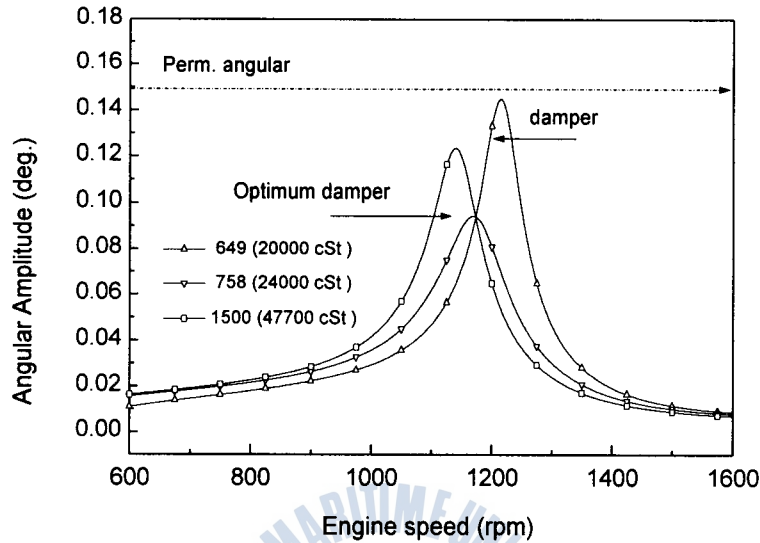


Fig. 3.5 Calculated angular amplitudes by the damping constant of the viscous damper for engine shafting system.

#### 4. 결론

본 연구에서는 점성댐퍼의 동특성을 이론적으로 해석하여 최적댐퍼를 설계하는 방법을 검토하였다. 또한, 이를 실제 중·고속선박의 추진축계에 적용하여 비틀림 강제진동을 해석하고 측정치와 비교하여 본 연구결과의 적용가능성을 검토하였다. 이상의 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 기관축계의 비틀림진동을 점성댐퍼로 제어하는 경우에, 최적 점성댐퍼의 동특성을 이론적으로 유도하는 방법을 검토했으며, 이를 실제의 기관축계에 적용하여 강제 비틀림진동을 해석하고 측정결과와 비교검토한 결과, 본 연구에서 개발한 점성댐퍼 동특성해석 전산프로그램의 신뢰성을 확인할 수 있었다.
- (2) 중·고속기관의 점성댐퍼는 기관축계의 특성을 고려하지 않고 설계, 장착되어 있으므로 비틀림진동을 효율적으로 제어하지 못함을 확인하였다. 따라서 최적 점성댐퍼를 설계하여 장착하면 추진축계를 변경하지 않더라도 비틀림 부가응력이 선급의 허용치를 만족할 수 있음을 확인하였다.
- (3) 최적 점성댐퍼를 적용하면 크랭크축의 선단진동진폭 및 점성댐퍼와 탄성 커플링에서의 진동토크와 진동토크로 인하여 발생하는 열부하가 감소하는 것을 확인하였다.



- (4) 중·고속기관에 기본적으로 부착되는 점성댐퍼를 최적 점성댐퍼가 되도록 실리콘유의 점도를 조정하면 기관축계의 비틀림진동이 효과적으로 제어 되어 기관축계의 내구성 및 신뢰성 향상을 기할 수 있다.

## 참 고 문 헌

- [1] 이충기, 전효중, “크랭크축 비틀림진동댐퍼의 설계와 댐퍼성능 시뮬레이션 프로그램 개발”, 한국박용기관학회지, 제18권 제 1호, 1994, p.23
- [2] 한국선급, 선박진동·소음 제어지침, 한국선급, 1997
- [3] 이돈출, “대형 디젤엔진의 본체 및 축계 진동 제어”, 한국해양대학교 대학원 박사학위논문, 1995.8.
- [4] 赤堀 昇, 船用主機關のねじり振動, 海文堂, 1963, pp181~193.
- [5] 亓理 厚, 機械力學, 共立全書, 1963, pp75~81.
- [6] Holset Co., Torsional Vibration Dampers Catalogue.



