

## 점성-스프링 댐퍼 최적화 설계를 이용한 엔진 증속지연 특성을 갖는 추진축계 비틀림진동 제어

김양곤<sup>1</sup> · 황상재<sup>2</sup> · 김영환<sup>3</sup> · 김상원<sup>4</sup> · 조권희<sup>5</sup> · 김의간<sup>†</sup>

(Received May 4, 2016 ; Revised July 19, 2016 ; Accepted August 10, 2016)

### Control of torsional vibration for propulsion shafting with delayed engine acceleration by optimum design of a viscous-spring damper

Yang-Gon Kim<sup>1</sup> · Sang-Jae Hwang<sup>2</sup> · Young-Hwan Kim<sup>3</sup> · Sang-Won Kim<sup>4</sup> · Kwon-Hae Cho<sup>5</sup> · Ue-Kan Kim<sup>†</sup>

**요약:** 추진효율 향상을 위해 개발된 초장행정 엔진은 저속에서도 큰 출력을 낼 수 있는 장점이 있는 반면에 이전에 비해 비틀림진동의 기진력은 상당히 증가하였다. 따라서 이전에는 튜닝 휠 또는 플라이휠만으로도 제어가 가능하였던 선박들도 연료절약형 초장행정 엔진이 탑재되는 경우에는 비틀림진동 댐퍼를 적용해야만 제어가 가능하다.

본 논문에서는 비틀림진동 제어를 위해 적용된 점성-스프링 댐퍼의 동특성을 확인하고 해당 축계에 최적 동특성을 갖는 점성-스프링 댐퍼를 설계하여 비틀림진동 특성을 검토하였다. 또한, 일부 엔진증속 지연현상을 지닐 우려가 있는 선박의 경우에는 대상축계의 진동 특성을 고려하여 최적댐퍼 설계이론에 따라 선정된 파라미터를 적절히 조정함으로써 과도한 피로누적에 따른 축 절손현상을 방지할 수 있는 축계 비틀림진동 제어 방안을 제시하였다.

**주제어:** 엔진 증속지연, 점성-스프링 댐퍼, 연료절약형 초장행정 엔진, 최적 댐퍼 설계이론

**Abstract:** The ultra-long stroke engine was developed to generate greater power at lower speeds than previous designs to enhance the propulsion efficiency. The torsional exciting force, on the other hand, was increased significantly. Therefore, it is possible to control the torsional vibration of its shaft system equipped with the fuel efficient ultra-long stroke engine by adopting a damper although the torsional vibration could be controlled adequately by applying tuning and turning wheels on the engine previously.

In this paper, the dynamic characteristics of a viscous-spring damper used to control the torsional vibration of the corresponding shaft system are reviewed and then examined to determine what vibration characteristics might be used to optimize the viscous-spring damper. In some cases, operators of eco-ships have recently experienced the problem of delayed RPM acceleration. It has been suggested that the proper measures for controlling the torsional vibration in the shaft system should involve adjusting the design parameters of its damper determined by the optimum damper design theory to avoid the fatigue damage of shafts.

**Keywords:** Delayed engine acceleration, Viscous-spring damper, Fuel efficient ultra-long stroke engine, Optimum damper design theory

### Nomenclature

$J_E$	: Moment of inertia for main vibration system
$J_d$	: Moment of inertia for damper outer ring
$K_E$	: Torsional stiffness of main vibration system
$K_d$	: Torsional stiffness of damper
$c_E$	: Damping coefficient of main vibration system
$c_d$	: Damping coefficient of damper
$\theta_E$	: Angular amplitude of main vibration system

$\theta_d$  : Angular amplitude of damper outer ring

### 1. 서론

최근 엔진 제조자들은 행정 대 직경 비(stroke bore ratio)가 최대 5.0 정도인 초장행정 엔진을 개발하였다. 이러한 엔진은 과거 장행정 엔진에 비해 큰 토크를 낼 수 있는 반

<sup>†</sup> Corresponding Author (ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4045-9919>): Division of Mechanical Engineering, Korea Maritime and Ocean University, 727, Taejong-ro, Yeongdo-gu, Busan 49112, Korea, E-mail: [nvh@kmou.ac.kr](mailto:nvh@kmou.ac.kr), Tel: 051-410-4361

1 Korea Register of Shipping, E-mail: [ygkim@krs.co.kr](mailto:ygkim@krs.co.kr), Tel: 070-8799-8273

2 STX Heavy Industries Co., Ltd., E-mail: [jaeyah02@onestx.com](mailto:jaeyah02@onestx.com), Tel: 055-278-2190

3 Graduate School of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Korea Maritime and Ocean University, E-mail: [kimyeonghwan0127@gmail.com](mailto:kimyeonghwan0127@gmail.com), Tel: 051-410-4064

4 ATS Co., Ltd., E-mail: [ksw11333@naver.com](mailto:ksw11333@naver.com), Tel: 031-365-3654

5 Department of Offshore Plant Management, Korea Maritime and Ocean University, E-mail: [khcho@kmou.ac.kr](mailto:khcho@kmou.ac.kr), Tel: 051-410-4252

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.

면에 비틀림진동 기진력은 이전에 비해 30% ~ 40% 정도 상승한다[1]. 또한, 엔진 자체의 연비 향상을 위해 해당 엔진을 이용 마력에 최적화하기 위해 엔진 정격조정(de-rating) 및 튜닝 기술을 조합하여 적용하고 있다. 따라서 이전에는 튜닝 휠 또는 플라이더닝 휠만으로도 제어가 가능하였던 선박들도 연료절약형 초장행정 엔진이 탑재되는 경우에는 비틀림진동 댐퍼를 적용해야만 제어가 가능하다[2]. 뿐만 아니라 연비 향상을 위해 적용하였던 엔진 정격조정이 과도할 경우에는 표준 엔진일 때에 비해 토크 한계선이 평행하게 하강함에 따라 엔진 가속능력 저하를 야기하기도 한다. 이런 현상은 선박의 감항성에 영향을 미치므로 상용회전수 구간 내에 연속사용금지 구간이 설정된 추진축계에 치명적이다. 즉, 기관의 가속능력 저하는 선박을 필요 이상으로 연속사용금지 구간 내에 오래 머물게 한다. 이에 따라 축의 피로수명 저하에 따른 피로파괴가 발생할 우려가 있다[3].

일반적으로 비틀림진동 댐퍼는 상기 사례를 반영하여 진동 제어를 하도록 설계되어 있지 않다[4]-[7]. 따라서 엔진 증속지연 현상이 발생할 우려가 있는 추진축계는 선박 사용수명 내에 피로손상이 발생되지 않도록 적절한 방안을 마련해야 한다.

본 논문에서는 비틀림진동 제어를 위해 적용된 점성-스프링 댐퍼의 동특성 및 성능을 이론적으로 해석하고, 해당 축계에 최적 동특성을 갖는 점성-스프링 댐퍼를 설계하여 비틀림진동 특성을 검토한다. 또한, 엔진 증속지연이 발생할 우려가 있는 선박을 대상으로 축계의 진동특성을 고려하여 최적댐퍼 설계이론에 따라 선정된 파라미터를 적절하게 조정함으로써 보다 안전한 선박 운항이 가능하도록 축계의 비틀림진동을 제어하는 방안을 제시한다.

## 2. 연료 절약형 초장행정 엔진 비틀림진동 기진력 특성

추진 효율 향상을 위해 개발된 연료절약형 초장행정 엔진은 저속에서도 큰 출력을 낼 수 있는 장점이 있는 반면에 과거에 비해 비틀림진동의 기진력은 상당히 증가하였다[1].

Figure 1은 초장행정 엔진에서 발생하는 변동 토크의 증가량을 보여주고 있다. 이 그림을 검토하여 보면 과거 장행정 엔진에 비해 연료절약형 초장행정 엔진의 기진력이 약 40% 증가한 것을 알 수 있다. 또한, 본 엔진에는 연비 향상을 위해 해당 엔진을 이용 마력에 최적화시키기 위해서 명시연속최대출력(SMCR, Specified Maximum Continuous Rating) 자체를 의도적으로 낮춘 엔진 정격조정(de-rating) 기술과 부분 부하에서 연소 특성을 최적화하는 튜닝 기술들이 조합되어 적용되고 있다[3].

Figure 2는 최근 건조되고 있는 선박들의 엔진 정격조정 비율을 보이고 있다. 연료절약형 초장행정 엔진이 개발되기 전에는 정격조정 비율이 최대 10% 였으나 최근 건조되는 에코십에는 대부분 20% ~ 40%의 정격조정을 시행하고 있다[3]. 이러한 엔진 정격조정은 기관의 출력과 평균유효압력

을 최대 정격치보다 낮게 하고, 최고 연소압력을 최대 정격치와 동일하게 함으로써 열효율이 상승하여 연료소비율이 감소한다. 이처럼 연료소비율 향상을 위한 평균유효압력의 감소는 Figure 3에 보이는 바와 같이 동일 평균유효압력에서 비틀림진동 기진력을 상승시키는 요인이 된다.

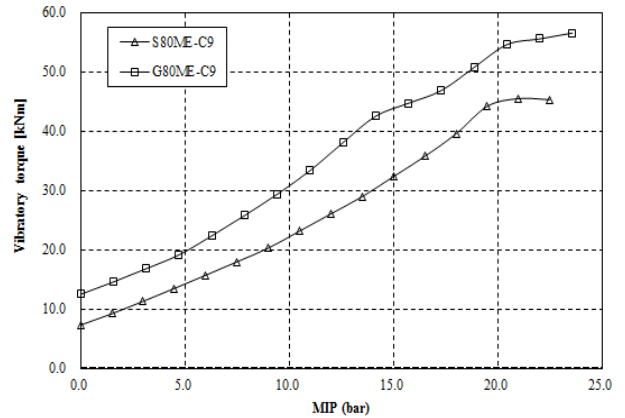


Figure 1: Comparison of 6th order vibratory torques between super-long stroke (S type) and ultra-long stroke (G type) engines

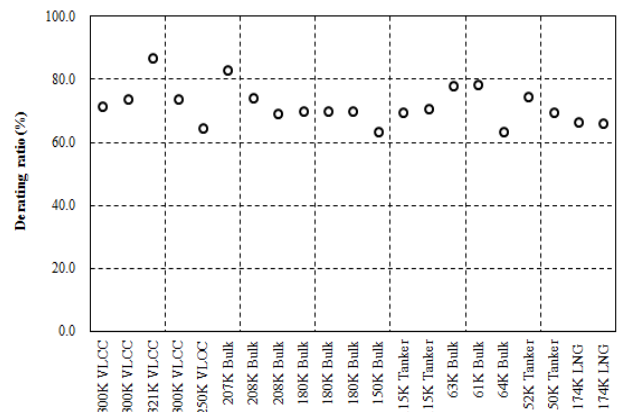


Figure 2: De-rating ratio of eco-ships equipped with ultra-long stroke (G type) engine

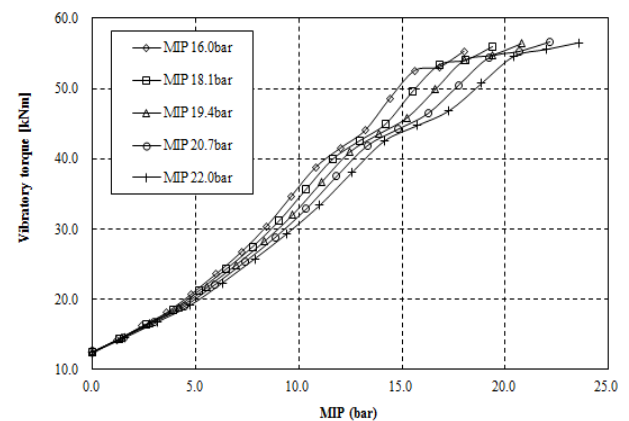


Figure 3: Comparison on 6th order vibratory torques of ultra-long stroke (G type) engine according to varied mean indicated pressure

Figure 4는 엔진 튜닝기술을 적용하여 엔진 상용출력을 달리 할 경우의 기진력의 변화를 보여주고 있다. 엔진의 연료소비율 향상을 위해 해당 상용출력에서 튜닝을 하면 해당 평균 유효압력에서 기진력이 다소 상승하는 것을 알 수 있다.

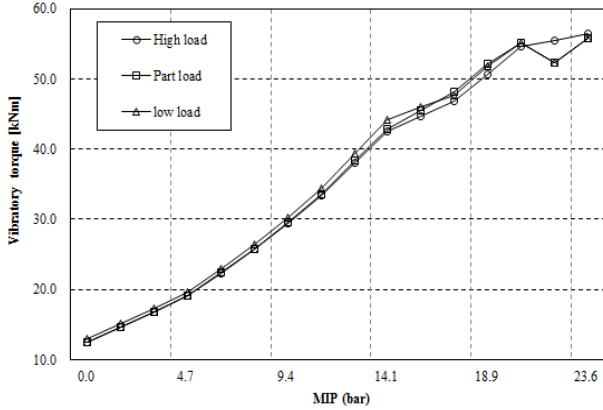


Figure 4: Comparison on 6th order vibratory torque of ultra-long stroke (G type) engines according to each tuning technology

### 3. 점성-스프링 댐퍼 최적 설계 이론

엔진의 비틀림진동을 점성-스프링 댐퍼로 제어하는 경우, 먼저 엔진을 다자유도 진동계로 모델링하여 고유각진동수와 상대 진폭비를 구하고 이를 등가의 1자유도계로 치환한다. 이와 같이 1자유도계로 치환된 추진축계에 댐퍼를 장착하면 Figure 5와 같이 등가 2자유도계로 된다[8]-[11].

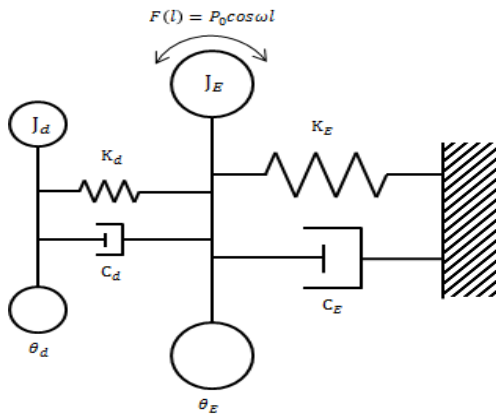


Figure 5: Equivalent mass spring system with viscous-spring damper

점성-스프링 댐퍼와 축계 시스템을 2질점계의 등가 집중 질량계로 치환하면 최적 점성-스프링 댐퍼의 동특성은 다음과 같이 유도할 수 있다. 먼저 이 진동계의 운동방정식은 다음과 같다.

$$J_E \ddot{\theta}_E + K_E \theta_E + K_d(\theta_E - \theta_d) + c_E \dot{\theta}_E + c_d(\dot{\theta}_E - \dot{\theta}_d) = P_0 \cos \omega t \quad (1)$$

$$J_d \ddot{\theta}_d + K_d(\theta_d - \theta_E) + c_d(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}_E) = 0 \quad (2)$$

일반적으로 고속 내연기관에서 감쇠계수  $\mu_E$  값은 댐퍼가 없는 경우 0.03정도이고, 댐퍼를 장착하여 진폭이 감소하면 이 값은 더욱 더 작게 되기 때문에 특별한 경우를 제외하고는 고려하지 않아도 무방하다[8].

따라서  $\mu_E = 0$ 인 경우 동배율  $M_R$ 을 구하면 식 (3)와 같다.

$$M_R^2 = \frac{\mu^2(2\gamma)^2 + (\gamma^2 - \lambda^2)^2}{\mu^2 [2\gamma(\gamma^2 - 1 + R^2)]^2 + [R\lambda^2\gamma^2 - (\gamma^2 - 1)(\gamma^2 - \lambda^2)]^2} \quad (3)$$

Figure 6은  $\lambda = 1.0$  (주진동계의 공진점에 동조),  $R = 1/20$ 로 한 경우의 진동계에서 감쇠계수비  $\mu$ 의 값을 여러 가지로 변화시킬 때 식 (3)의  $M_R (= \theta_E / \theta_{st})$ 을 강제진동수비  $\gamma$ 에 대하여 그린 것이다. 이 그림으로 알 수 있는 것과 같이 모든 감쇠계수비  $\mu$ 에 대한 공진곡선이 2개의 정점 P와 Q를 통과하게 된다. 여기서 P, Q점의 높이인  $\theta_E / \theta_{st}$ 가 같게 되도록 고유진동수비  $\lambda$ 를 구하면 식 (4)과 같으며 이때의 높이는 식 (5)과 같이 된다.

$$\lambda = \frac{1}{1+R} \quad (4)$$

$$M_R = \left( \frac{\theta_E}{\theta_{st}} \right)^2 = 1 + \frac{2}{\mu} \quad (5)$$

진동계에 감쇠장치를 추가하는 것은 공진 진폭의 정점을 가능하면 낮게 하기 위함이므로 이를 위해서는 댐퍼의 감쇠를 적절하게 선정하여야 한다[12]-[13]. 여기서 공진 진폭이 P, Q점에서 극대값이 되도록 하는 최적 감쇠계수비  $\mu$ 를 구하면 식 (6)과 같이 된다.

$$\mu = \sqrt{\frac{3R}{8(1+R)^3}} \quad (6)$$

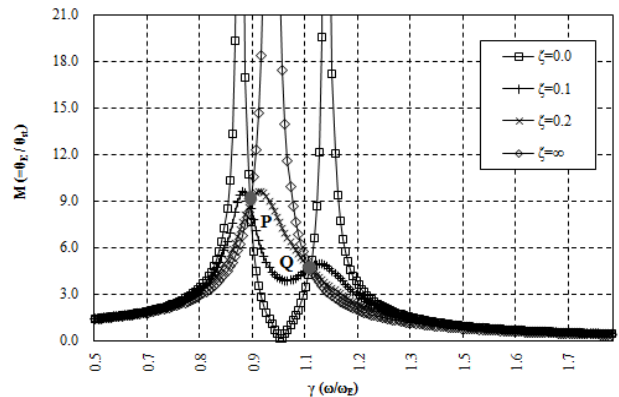


Figure 6: Effect of viscous-spring damper on respond of vibratory system

#### 4. 축계 비틀림진동 제어를 위한 점성-스프링 댐퍼 최적화 설계

본 장에서는 고유가 시대에 연료소비를 향상을 위해 개발된 연료 절약형 엔진을 탑재한 선박의 추진축계를 대상으로 비틀림진동의 특성을 분석하고 제어 방안에 대해 검토하였다. 해당 선박은 Figure 7과 같이 과도한 엔진 정격조정에 따른 토크 부족으로 저 부하에서 엔진 증속이 원활하게 되지 않아 연속사용금지 구간(barred speed range)을 통과하는데 수분이 걸리는 현상이 발생하였다. 이러한 경우에는 축의 피로수명 저하에 따른 피로파괴가 발생할 우려가 있다[3].

일반적으로 비틀림진동 댐퍼는 상기와 같은 현상이 발생할 것을 예상하지 않고 축계의 비틀림진동을 제어하도록 설계되어 있다. 따라서 이러한 엔진 증속지연 현상이 발생할 우려가 있는 추진축계는 선박 사용수명(25~30년)내에 피로손상이 발생되지 않도록 적절한 방안이 마련되어야 한다. 여기서는 상기와 같은 엔진 증속지연이 발생하여 축계 피로손상 우려가 있는 경우 이 축계의 비틀림진동을 점성-스프링 댐퍼의 동특성을 적절히 선정하여 제어하는 방안을 검토하였다.

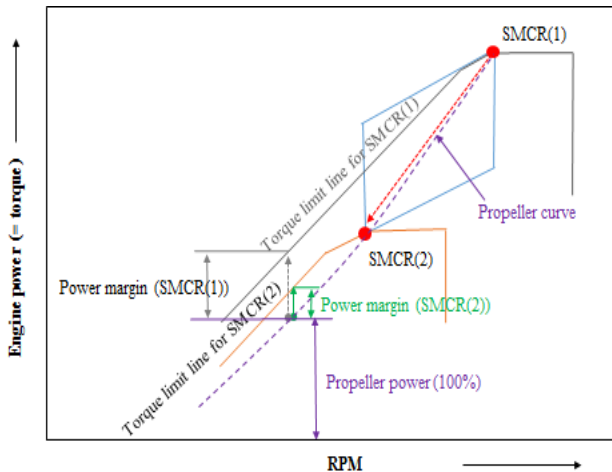


Figure 7: Varied torque limit lines in engine load diagram in accordance with excessive de-rating

Table 1은 대상 축계의 요목을 나타낸다. 이 축계의 비틀림진동 해석 결과는 1절 비틀림진동의 절점이 중간축에 존재하고, 중간축의 부가응력이 높아 선급에서 제시하는 피로한도 및 항복응력에 대한 기준치를 상회하고 있다. 따라서 이 선박의 축계 설계자는 중간축에 걸리는 부가응력을 낮추기 위해서 점성-스프링 댐퍼를 엔진 선단에 장착하여 비틀림진동을 제어하였다. Table 2는 이 선박의 축계 설계자가 선정한 점성-스프링 댐퍼의 요목을 보여주고 있다.

Figure 8은 대상 선박의 추진 축계에 Table 2의 점성-스프링 댐퍼를 장착한 경우의 중간축에 대한 비틀림진폭 해석 결

과이다. 이 그림을 검토하여 보면 동배율이 9.4로 상당히 높다. 따라서 점성-스프링 댐퍼의 관성질량은 그대로 두고 3장에서 기술한 점성-스프링 댐퍼의 최적 설계이론에 따라 최적 강성계수 및 감쇠계수비를 구하면 각각 11.3 MNm/rad, 0.147로 된다. 이는 본 축계에 장착된 점성-스프링 댐퍼의 강성계수에 비해 82.4%, 감쇠계수비는 64.8% 정도에 해당한다. Figure 9는 최적 댐퍼 설계이론에 따라 구한 강성계수 및 감쇠계수비를 갖는 점성-스프링 댐퍼 장착시의 비틀림 동배율 해석 결과이다. 이 그림을 검토하여 보면 동배율이 5.4로 기존의 동배율 대비 57.4% 정도 감소한다.

따라서 본 추진 축계에 본 연구에서 기술한 최적 댐퍼이론에 따라 선정된 강성계수와 감쇠계수비를 갖는 점성-스프링 댐퍼를 장착하고 비틀림진동을 해석하였다. Figure 10은 중간축에 작용하는 비틀림응력 해석 결과이다. 이 그림을 검토하여 보면 최적 댐퍼이론에 따라 점성-스프링 댐퍼의 동특성을 변경하여 장착한 경우 중간축에 걸리는 비틀림 부가응력은 73.5N/mm<sup>2</sup>으로 약 13.7% 감소하였다. 하지만 연속사용금지 구간은 오히려 1rpm 증가하고 있다. 이는 최적 댐퍼 이론을 적용하여 중간축의 부가응력을 낮추기는 하였으나 피로한도를 초과하는 회전수 범위는 오히려 증가하였다.

이와 같이 최적 댐퍼 설계이론을 적용하여 축에 걸리는 부가응력을 낮추는 조치는 적절하지만, 연료절약형 초장행정 엔진에서는 토크 부족으로 인한 연속사용금지 구간을 신속히 통과하지 못하는 경우도 있으므로 이를 고려하여 가능하면 엔진 운전 범위 내에 연속사용금지 구간을 갖지 않도록 하는 축계의 비틀림진동 제어 방안이 필요하다.

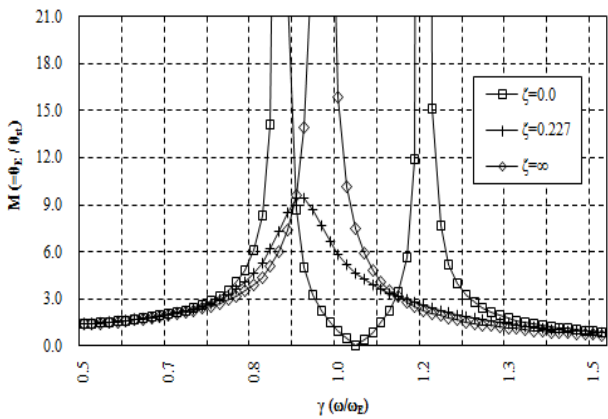
여기서는 점성-스프링 댐퍼의 동특성을 변경하여 대상 추진 축계에 연속사용금지 구간을 설정하지 않는 것이 가능한지 검토하였다. 먼저 댐퍼 동특성의 변경 한도는 댐퍼의 제작을 고려해 ±20.0% 정도로 하였다.

Table 1: Specifications for Shafting

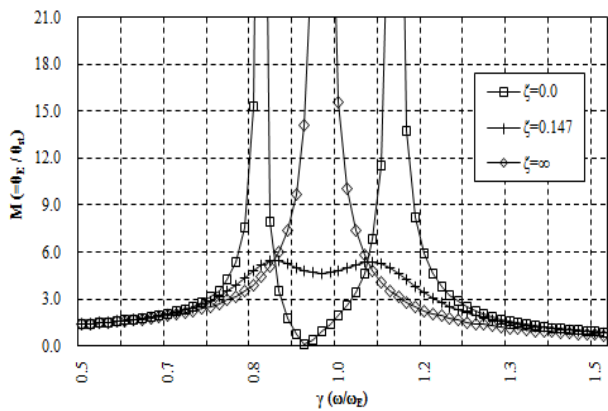
Items		Detail
Main engine	Type	6G80ME-C9.2
	MCR(kW x rpm)	18,240 x 58
	Cylinder bore(mm)	800
	Stroke (mm)	3,720
	MEP (bar)	18.0
	Ratio of connecting rod	0.5
	Recip. mass (N/cyl.)	138,872
	MOI of Turn. wheel (kgm <sup>2</sup> )	29,500
Shaft	Dia. of Inter. shaft (mm)	620.0 / 0.0
	Dia. of Prop. shaft (mm)	800.0 / 0.0
Propeller	Type	FPP
	Number of blade	4
	Diameter (m)	10.3
	MOI in water (kgm <sup>2</sup> )	436,400

**Table 2:** Specifications for torsional vibration damper

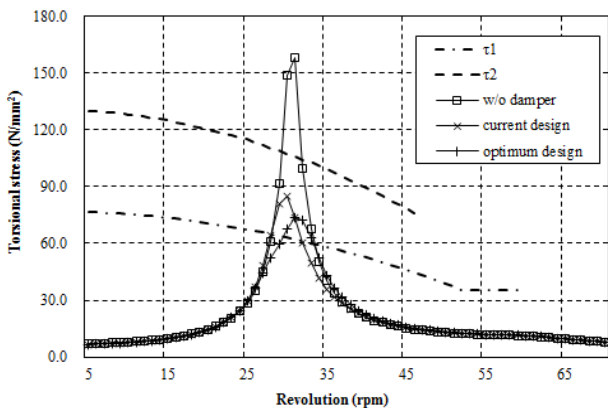
Items	Detail
Type	D330
Outer inertia ( $\text{kgm}^2$ )	31,200
Inner inertia ( $\text{kgm}^2$ )	2,330
Stiffness ( $\text{MNm/rad}$ )	12.0
Relative damping ( $\text{Nms/rad}$ )	300,000
Permissible elastic torque at continuous condition ( $\text{kNm}$ )	439
Permissible elastic torque at transient condition ( $\text{kNm}$ )	659
Permissible thermal load ( $\text{kW}$ )	230
Oil flow ( $\text{l/min}$ )	170
Weight ( $\text{N}$ )	214,766



**Figure 8:** Vibration characteristics of current viscous-spring damper



**Figure 9:** Vibration characteristics of optimum viscous-spring damper



**Figure 10:** 6th order torsional stress of intermediate shaft

Figure 11은 점성-스프링 댐퍼의 최적화 설계 이론으로 선정된 댐퍼의 강성계수와 이에 연동되는 최적 감쇠계수비를 변경하면서 해석한 비틀림 동배율 결과이고, Figure 12는 중간축에 걸리는 부가응력 해석 결과이다. 이들 그림을 검토하여 보면 댐퍼의 강성계수와 이에 연동되는 최적 감쇠계수비의 변경만으로는 중간축의 비틀림 부가응력을 선급의 피로한도 기준치 이하로 낮추는 것이 곤란하다는 것을 알 수 있다.

따라서 중간축의 비틀림 부가응력이 최소가 되는 강성계수와 감쇠계수비를 기준으로 댐퍼 외륜의 관성질량을 변경하면서 중간축의 비틀림 응력 변화를 검토하였다. 이 결과를 Figure 13에 보인다. 이 그림을 검토하여 보면 댐퍼 외륜의 관성질량을 증가시키더라도 중간축의 비틀림 부가응력은 오히려 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 댐퍼 관성질량 변경과 함께 강성계수 및 감쇠계수비를 적절하게 변경하지 않으면 오히려 중간축의 비틀림 부가응력이 증가함을 알 수 있다.

Figure 14는 최적 댐퍼 설계이론으로 결정된 댐퍼의 강성계수를 20% 증가시키고, 감쇠계수비를 변경한 경우에 대한 중간축의 비틀림 부가응력 해석 결과이다. 이를 검토하여 보면 댐퍼의 감쇠계수비가 감소함에 따라 중간축의 비틀림 부가응력도 감소되나 여전히 피로한도에 대한 기준치는 상회하고 있어 본 축계에는 연속사용금지 구간을 설정해야 한다. 본 선박의 경우에는 과도한 엔진정격조정(35%이상)을 시행하여 토크 부족에 따른 엔진 증속지연 문제가 우려되는 축계이다. 이러한 경우 연속사용금지 구간이 설정되지 않도록 축계를 설계 하는 것이 바람직하다. 하지만, 상기와 같이 기존 댐퍼의 비틀림 강성계수와 감쇠계수만을 변경해서는 효과적으로 비틀림진동을 제어하기에는 한계가 있다. 여기서는 점성-스프링 댐퍼의 관성질량을 포함한 동특성 변경으로 추진축계의 비틀림진동을 제어하는 방안을 검토하였다. Figure 15은 Figure 9에서와 같이 최적 댐퍼 설계이론에 따라 결정된 비틀림 강성계수를 20% 증가시키고, 감쇠계수비를 20% 감소시킨 상태에서 댐퍼의 관성질량을 최대 10% 까지 증가시킨 경우에 대한 중간축의 비틀림 부가응력 해석 결과이다. 이를 검토하여 보면 댐퍼 외륜의 관성질량을 5% 이상 증가시킨 경우 6차 성분에 의한 중간축의 비틀림 부가응력이 피로한도에 대한 기준치  $\tau_1$  미만으로 낮아지는 것을 알 수 있다.

일반적으로 최적 댐퍼 설계이론을 적용한 점성-스프링 댐퍼를 엔진 선단에 장착함으로써 축계 비틀림진동을 제어할 수 있다. 하지만 엔진 증속지연 현상을 지닌 축계의 경우에는 상용회전수 범위내에 연속사용금지 구간을 설정하지 않도록 하는 것이 피로관점에서 유리하다. 이러한 경우에는 최적댐퍼 설계이론보다는 상기와 같이 댐퍼 설계 파라미터를 적절하게 조정하여 축계의 비틀림 부가응력을 피로한도 기준치 미만으로 낮추는 방안이 바람직하다고 판단된다.

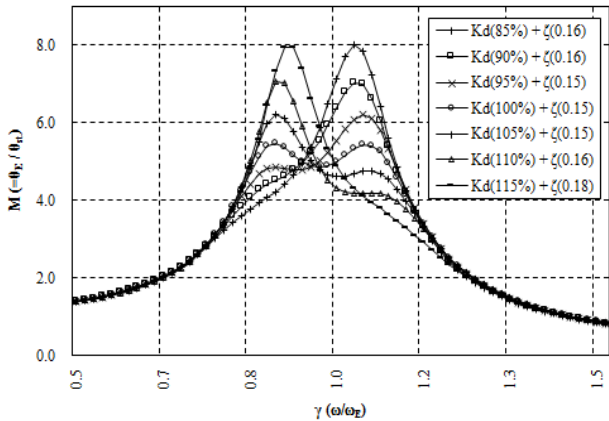


Figure 11: Vibration characteristics of torsional vibration viscous-spring damper according to varied stiffness and damping coefficient ratio

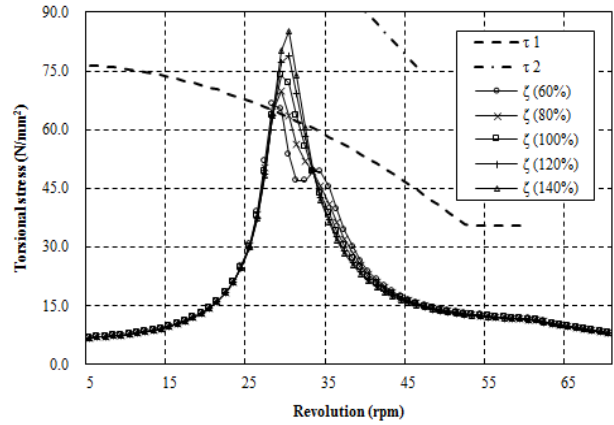


Figure 14: 6th order torsional stress of intermediate shaft according to varied damping coefficient ratio at 120% of optimum stiffness in viscous-spring damper

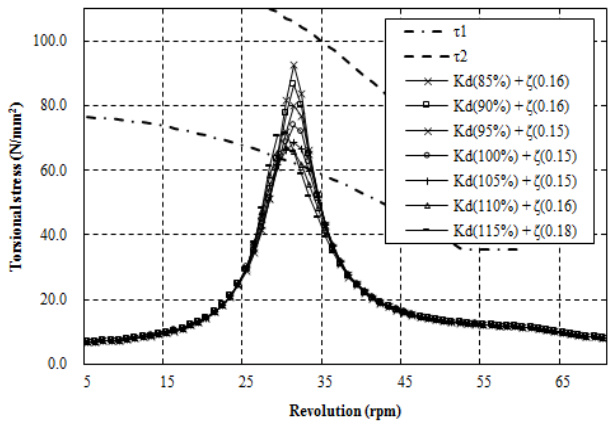


Figure 12: 6th order torsional stress of intermediate shaft according to varied stiffness and damping coefficient ratio

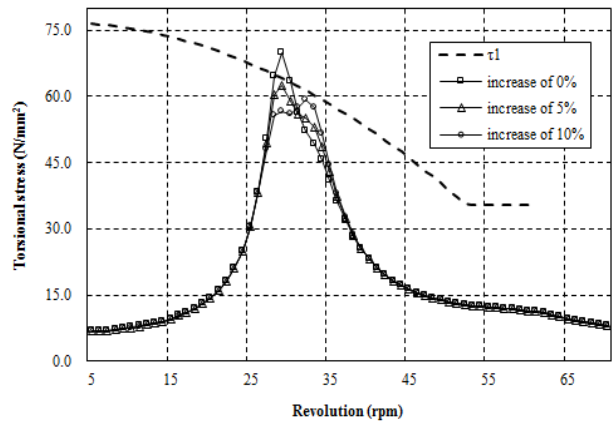


Figure 15: 6th order torsional stress of intermediate shaft according to varied inertia of damper outer ring at 120% of optimal stiffness & 80% of optimal damping coefficient ratio

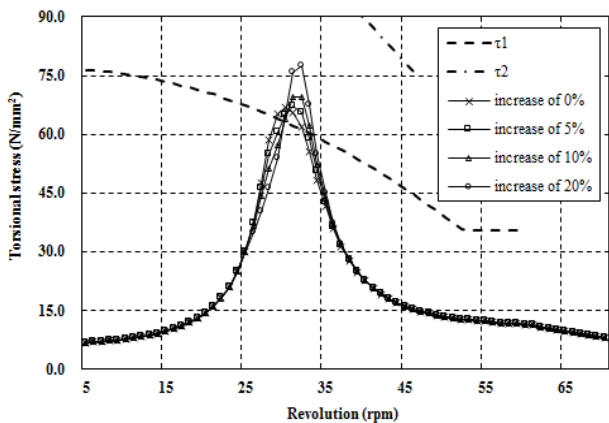


Figure 13: 6th order torsional stress of intermediate shaft according to varied inertia mass of outer ring in viscous-spring damper

## 5. 결론

본 연구에서는 고유가 시대에 연료소비율 향상을 위해 개발된 연료 절약형 초장행정 엔진의 비틀림진동 기진력 특성을 확인하고, 해당 엔진이 적용된 예코십에서 발생된 엔진 증속지연 현상에 적절하게 대처하기 위한 최적 댐퍼 설계 방안을 검토하였다. 이를 위해 점성-스프링 댐퍼의 최적 동특성을 이론적으로 해석하는 방법을 검토하였고, 엔진 증속지연 현상을 지닌 축계의 상용회전수 범위내에 연속사용금지 구간을 설정하지 않도록 하는 비틀림진동 제어 방안을 제시하였다. 이를 요약하면 다음과 같다.

(1) 연료 절약형 초장행정 엔진은 추진 효율 향상을 위해 저속에서 큰 토크를 낼 뿐만 아니라 변동 토크도 이전 장행정 엔진에 비해 40% 가량 증가한다. 또한 엔진의 연료소

비율 향상을 위한 정격 조정은 동일 평균유효압력에서 비틀림진동 기진력을 상승시키는 요인이 된다. 뿐만 아니라 해당 상용출력에서 연료소모량을 최적화 시키는 엔진 튜닝에 의해 해당 평균유효압력에서 비틀림 기진력이 다소 상승함을 알 수 있었다.

(2) 일반적으로 최적 댐퍼 설계이론을 적용하여 설계한 점성-스프링 댐퍼는 축계 비틀림진동을 효과적으로 제어할 수 있다. 그러나 최근 건조되는 에코십의 경우 과도한 엔진 정격조정으로 인한 토크 부족현상이 발생하였다. 이러한 축계는 상용회전수 범위내에 연속사용금지 구간을 설정하지 않는 것이 피로관점에서 유리하다. 하지만 이런 축계에 장착된 기존의 점성-스프링 댐퍼 및 최적댐퍼 설계이론에 따라 재설계한 점성-스프링 댐퍼로는 축계의 비틀림 부가응력을 선급 기준치  $\tau_1$  미만으로 낮추기에는 한계가 있었다.

(3)추진 축계의 상용회전수 범위내에 연속사용금지 구간을 설정하지 않도록 하기 위해서는 먼저 최적댐퍼 설계이론에 따라 댐퍼 파라미터를 선정하고, 선급의 비틀림 부가응력 규제 곡선의 형태와 위험회전수의 위치에 따라 최적 댐퍼 설계이론에 따라 선정된 파라미터, 즉 댐퍼의 강성계수, 감쇠계수 및 댐퍼외륜의 관성질량을 적절하게 조정하면 선급 기준치  $\tau_1$ 이 회전수 증가에 따라 감소되는 경향에 맞게 축계의 비틀림 부가응력을 효과적으로 제어할 수 있음을 확인하였다.

### References

[1] Y. G. Kim, S. J. Hwang, J. S. Sun, S. G. Jung, and U. K. Kim, "A study on the effect of torsional vibration for propulsion shafting due to the characteristics of fuel saving marine engine," Proceedings of the 39th Korean Society of Marine Engineering Fall Conference, p. 186, 2015 (in Korean).

[2] P. Peifer, "Tuned torsional vibration dampers for ship propulsion with 2-stroke engines," Geislinger Damper Technical Paper, pp. 1-12, 1989.

[3] Y. G. Kim, S. J. Hwang, Y. H. Kim, K. H. Cho, and U. K. Kim, "A control of torsional vibration for propulsion shafting by optimum design of geislinger tuning damper for eco-ship with delayed rpm acceleration of marine diesel engine," Proceedings of the 40th Korean Society of Marine Engineering Spring Conference, p. 173, 2016 (in Korean).

[4] Geislinger Gmbh, Geislinger Torsional Vibration Damper, Hallwang, Austria, 1989.

[5] Geislinger Gmbh, Geislinger Damper Ver. 15.7, Hallwang, Austria, 2014.

[6] D. H. Lee, T. Y. Chung, Y. C. Kim, and H. S. Kim, "A study on the characteristics for the design of a spring-vis-

cous torsional vibration damper," Journal of Korean Society for Noise & Vibration Engineering, Proceedings of the symposium, pp. 684-685, 2012 (in Korean).

[7] D. H. Lee, T. Y. Chung, Y. C. Kim, and H. S. Kim, "Study on the parameter decision of spring-viscous dampers for torsional vibration reduction of diesel engine shafting system," Journal of Korean Society for Noise & Vibration Engineering, vol. 20, no. 12, pp. 1168-1175, 2010 (in Korean).

[8] H. J. Jeon, Y. J. Kim, D. H. Kim, and U. K. Kim, "A study on the torsional vibration damper of the small internal combustion engine driving system(Part I) -Development of the optimum viscous-rubber damper-," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 15, no. 2, pp. 44-52, 1991 (in Korean).

[9] HHI-EMD, "Dynamic characteristics and performance of tuning torsional vibration damper for Hyundai-MAN-B&W, two stroke low-speed diesel engine," MAN-B&W Licensees Meeting paper, 1993.

[10] D. C. Lee, B. W. Lee, Y. N. Park, and B. H. Park, "A study on the dynamic characteristics and performance of geislinger type torsional vibration damper for two stroke low speed diesel engines," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 16, no. 5, pp. 329-340, 1992 (in Korean).

[11] D. C. Lee and R. D. Barro, "A study on the torsional vibration characteristics of super large two stroke low speed diesel engines with tuning damper," Journal of the Korean Society for Noise & Vibration Engineering, vol. 19, no. 1, pp. 64-75, 2009.

[12] W. K. Wilson, Practical Solution of Torsional Vibration Problems, Vol. 1-5, Chapman & Hall, London, 1942.

[13] BICERA, Handbook of Torsional Vibration, Cambridge University Press, 1958.