

저속 2행정 디젤엔진의 종진동 댐퍼 동특성에 관한 연구

이돈출* · 김정렬** · 김의간**

A Study on the Dynamic Characteristics of Axial Vibration Damper for Two Stroke Low Speed Diesel Engine

D. C. Lee · J. R. Kim · U. K. Kim

Key words : Axial vibration(종진동), Axial damper(종진동댐퍼), Marine diesel engine(선박용 디젤엔진), Damping coefficient(감쇠계수), Stiffness(강성계수), Natural frequency(고유진동수), Critical speed(위험회전수), Vibration control(진동제어)

Abstract

Since two oil shocks in 1970s, all of engine makers have persevered in their efforts to reduce specific fuel consumption and to increase engine power rate as much as possible in marine diesel engines. As a result, the maximum pressure in cylinders of these engines has been continuously increased. It causes direct axial vibration.

The axial stiffness of crank shaft is low compared to old types of engine models by increasing the stroke/bore ratio and its major critical speed might occur within engine operation range. An axial damper, therefore, needs to be installed in order to reduce the axial vibration amplitude of the crankshaft.

Usually the main critical speed of axial vibration for the propulsion shafting system with a 4 - 8 cylinder engine exists near the maximum continuous revolution(MCR). In this case, when the damping coefficient of the damper is increased within the allowance of the structural strength, its stiffness coefficient is also increased. Therefore, the main critical speed of axial vibration can be moved beyond the MCR. It has the same function as a conventional detuner.

However, in the case of a 9 - 12 cylinder engine, the main critical speed of axial vibration for the propulsion shafting system exists below the MCR and thus the critical speed cannot be moved beyond the MCR by using an axial damper. In this case, the damping coefficient of an axial damper should be adjusted by considering the range of engine revolution, the location and

* 정희원, 현대중공업

** 정희원, 한국해양대학교

vibration amplitude of the critical speed, the fore and aft vibration of the hull super structure.

It needs to clarify the dynamic characteristics of the axial vibration damper to control the axial vibration appropriately. Therefore authors suggest the calculation method to analyse the dynamic characteristics of axial vibration damper. To confirm the calculation method proposed in this paper, it is applied to the propulsion shafting system of the actual ships and satisfactory results are obtained.

1. 서 론

대형 선박이나 육상용 디젤 발전소에 적용되는 대형 디젤엔진의 경우 70년대의 1, 2차 오일 쇼크 이후 엔진 제작사들이 보다 경쟁력을 갖추기 위해 단위 마력당 연료소비율을 줄이는 동시에 고효율화에 많은 노력을 경주해 왔다. 이러한 엔진 개발 과정 속에서 열효율과 평균유효압력을 높이기 위해 엔진 제작사들은 시린더내의 최대폭발압력을 꾸준히 증가시켜 왔으며 현재 저속 2행정 디젤엔진의 경우에는 150bar로, 4행정디젤엔진의 경우에는 180bar로 증가시켜 왔으며 멀지 않아 200bar까지 상승할 것으로 예상된다.

또한 저속 2행정 디젤엔진에서 시린더 직경에 비해 행정(stroke/bore ratio)이 증가함에 따라 크랭크축의 종강성은 낮아지고 이에 따라 주공진점이 엔진상회전수 구역내에 존재하는 경우가 증가하고 있다. 더욱이 최대폭발압력이 증가함으로써 크랭크축의 종진동 진폭과 굽힘응력이 증가하게 되고 추력베어링을 통해서 외부로 전달되는 종방향의 기진력 또한 증가하게 되었다. 따라서 종진동 진폭을 줄이기 위하여 대부분의 엔진에 종진동 댐퍼를 크랭크축에 부착하고 있다.

종진동 댐퍼는 종진동 진폭의 크기 및 위험회전수의 위치에 따라 감쇠계수를 적절하게 조정하여야 한다. 일반적으로 4~8시린더 엔진을 탑재한 추진축계의 종진동 주 위험회전수는 엔진의 연속 최대회전수(MCR) 근방에 존재하게 된다. 이런 경우에는 종진동댐퍼의 구조상 강도가 허용하는 범위내에서 댐퍼의 감쇠계수를 증가시키면 강성계수도 함께 증가하게 되므로 종진동 주 위험회전수는 연속 최대회전수 이상으로 이동 시킬 수 있다. 이는 종래에 사용하였던 디튜너(detuner)와 같은

기능을 갖는다^{1,2)}.

또한 9~12시린더 엔진을 탑재한 추진축계의 종진동 주 위험회전수는 일반적으로 엔진의 MCR보다 낮은 회전수에 존재하므로 이를 종진동 댐퍼를 이용하여 MCR이상으로 이동하는 것은 어려움이 많다. 이런 경우에는 엔진의 사용회전수 범위, 위험회전수의 위치, 진동진폭의 크기 및 선체거주구의 전후진동 등을 고려하여 종진동 댐퍼의 감쇠계수를 적절하게 조정하여야 한다³⁾. 종진동 댐퍼를 이용하여 추진축계 종진동을 적절하게 제어하기 위해서는 먼저 종진동 댐퍼의 동특성을 파악할 필요가 있다. 현재 선박에 사용하고 있는 종진동 댐퍼는 종래의 댐퍼에 비교하여 구조가 복잡하게 되어 있어 기존의 계산 방법을 적용하기에는 문제가 있다.

따라서 본 논문에서는 종진동댐퍼의 동특성을 해석하는 방법을 제시하고 이 결과를 실제 선박의 추진축계에 적용하여 종진동을 해석하고자 한다. 또한 본 논문에서 제시한 계산방법의 적용 가능성 및 타당성을 확인하기 위하여 실측치와 비교검토를 행하고자 한다.

2. 종진동 댐퍼의 감쇠계수 해석

2.1 종진동 댐퍼의 구조가 단순한 경우

종진동 댐퍼는 엔진 앞쪽 크랭크축에 설치되며 Fig. 2. 1(type A)과 같은 단순한 구조를 갖는 종진동 댐퍼의 감쇠력은 노즐을 통과하는 오일의 압력 변화에 의하여 발생한다. 오일 시린더에서 O-링 사이의 누설을 무시하면 감쇠계수는 다음과 같이 계산할 수 있다.

유압 시린더내 피스톤 종변위 x_{ps} 와 속도 \dot{x}_{ps} 는

다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$x_{ps} = X_{ps} \sin \omega t \quad (1)$$

$$\dot{x}_{ps} = \omega X_{ps} \cos \omega t \quad (2)$$

X_{ps} : 종진폭, ω : 각속도

시린더내 오일의 압력이 비교적 낮기 때문에 압축에 의한 체적변화와 링 사이의 틈으로 흐르는 오일을 무시하면 노즐을 통해서 흐르는 오일량은 유량법칙에 의해 식(3)과 같이 된다.

$$Q = A_n \gamma \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = A_p \dot{x}_{ps} \quad (3)$$

γ : 유량계수

Δp : 유압시린더내 피스톤 양측의 압력차

ρ : 오일의 질량 밀도(r/g)

A_n : 노즐의 단면적

A_p : 피스톤의 단면적

피스톤에 작용하는 저항력을 F_d 라 하면 피스톤 단위면적당 양측의 압력 $\Delta P = F_d/A_p$ 이므로 이것을 식(3)에 대입하면 식(4)로 된다.

$$F_d = \frac{\rho A_p^3}{2A_n^2 \gamma^2} \dot{x}_{ps}^2 \quad (4)$$

따라서 등가점성감쇠계수 C_{eq} 는 식(5)와 같이 된다.

$$C_{eq} = \frac{1}{\pi \omega X_{ps}^2} \int F_d \dot{x}_{ps} dt = \frac{4}{3\pi} \frac{\rho A_p^3 \omega X_{ps}}{A_n^2 \gamma^2} \quad (5)$$

2.2 종진동 댐퍼의 구조가 복잡할 경우

최근에 개발된 종진동 댐퍼는 Fig. 2.1의 단순한 구조와는 달리 Fig. 2.2(type B)와 같이 약간 복잡한 구조로 되어 있다. 여기서 ①은 종진동 댐퍼의 시린더 내부를 나타내고, ②는 16개의 작은 구멍으로 구성되어 있으며 엔진의 시스템 오일이 흐르게 된다. ③에서는 오일이 다시 4곳으로 모아지면서 팽창을 한다. ④에서는 오일이 20개의 얇은 사각판(lamella plate)사이로 흐르게 되고, ⑤~⑦은 ①~③의 역순이다.

이를 단순한 구조의 종진동 댐퍼와 비교할 때 압력손실은 오일의 압력변화에 따른 손실 이외에 여

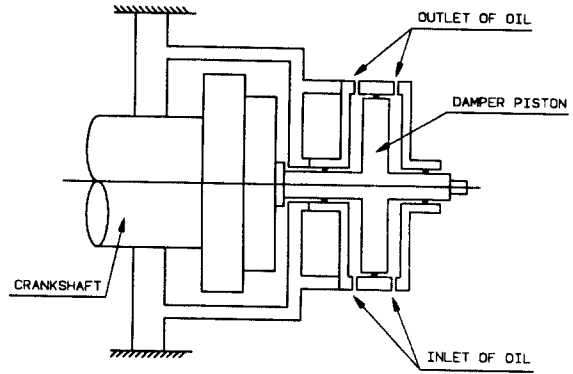


Fig. 2.1 Schematic Diagram of Axial Damper (Type A)

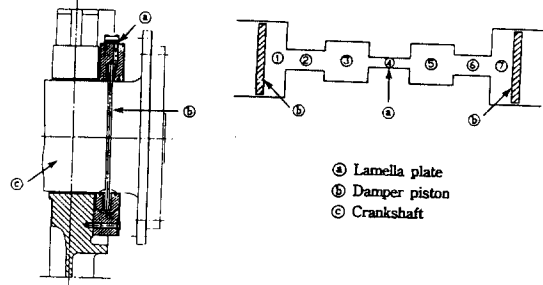


Fig. 2.2 Schematic Diagram of Axial Damper (Type B)

러 형태의 관에서 발생하는 마찰손실, 얇은 사각판 사이에서의 마찰손실이 추가적으로 발생된다. 여기서 급축소관 및 급확대관에서의 손실은 식(6), 식(7)과 같이 된다.

$$\Delta P_r = \lambda_r \frac{\rho v_1^2}{2} \quad (6)$$

$$\Delta P_e = \lambda_e \frac{\rho v_2^2}{2} \quad (7)$$

ΔP_r : 급축소관의 압력손실

ΔP_e : 급확대관의 압력손실

$\lambda_r = \left\{ \frac{1}{C_c} - 1 \right\}^2$: 급축소관에서의 압력손실 계수

$\lambda_e = \left\{ 1 - \frac{A_1}{A_2} \right\}^2$: 급확대관에서의 압력손실 계수

C_c : 수축계수

A_1 : 급확대관 입구에서의 단면적

A_2 : 급확대관의 단면적

- u_1 : 급축소관에서의 유속
- u_2 : 급확대관 입구에서의 유속

Fig. 2. 2에서 ①, ②, ③, ⑤, ⑥, ⑦로 나타낸 관에서의 압력손실 ΔP_l 은 식(8)과 같이 된다⁴⁾.

$$\Delta P_l = \lambda_l \frac{L_e \rho v^2}{D} \quad (8)$$

- λ_l : 마찰손실계수
- L_e : 관의 길이
- D : 관의 직경
- v : 유속

식(8)에서 λ_l 은 층류와 난류로 구분하여 적용하여야 한다. 우선 층류는 Hagen - Paiseuilli의 법칙을, 난류는 Blasius식을 적용하여 압력손실계수 λ_l 을 계산하였으며 레이놀즈수가 2300~4200 사이는 보간법을 적용하였다⁴⁾.

$$\lambda_l = C_t \frac{64}{Re} \quad (Re < 2300) \quad (9)$$

$$\lambda_l = \frac{0.3164}{Re^{1/4}} \quad (Re > 4200)$$

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad \text{: 레이놀즈수}$$

C_t : 형상계수

ν : 유체의 동점도

Fig. 2.2의 ④에서 발생하는 압력손실 ΔP_p 는 식(10)과 같이 된다.

$$\Delta P_p = \lambda_p \frac{l}{2h} \frac{\rho v^2}{2} \quad (10)$$

$$\lambda_p = \frac{96}{Re}$$

$$Re = \frac{2vh}{\nu} \quad \text{레이놀즈수}$$

λ_p : 마찰계수

h : 판사이의 간격

v : 유속

ρ : 유체의 밀도

l : 판의 길이

일반적으로 식(10)의 압력손실은 레이놀즈수가 적고(100~200이하), l/h 가 클 경우에는 틈새 입구에서의 조주(助走)구간의 영향이 적으므로 정상

층류로 취급하여도 문제가 없다. 그러나 레이놀즈수가 크고(200이상) 틈새 입구에 있어 같은 속도 v 로 유입된 흐름에는 점차로 경계층(δ)이 성장하여 $\delta = h/2$ 가 되면 정상 층류의 포물선형 속도 분포로 된다. 입구에서 이점 까지의 거리 l_i (조주거리)는 식(11)로 주어진다.

$$l_i = 0.2h Re \quad (11)$$

판의 길이 l 가 조주거리 l_i 에 비해 짧은 경우에는 조주 구간의 영향을 고려하여 압력손실을 계산하여야 한다⁴⁾.

$$\Delta P_p = \lambda \frac{l}{2h} \frac{\rho v^2}{2} + \frac{54}{35} \frac{\rho v^2}{2} + \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad (12)$$

여기서 l 이 조주거리 l_i 보다 짧을 때에는 식(12)의 우변 제2항의 영향은 작아지므로 이때에는 식(13)을 이용하여 압력손실 ΔP_p 를 계산한다⁴⁾.

$$\Delta P_p = \left(\lambda \frac{l}{2h} + \zeta \right) \frac{\rho v^2}{2} \quad (13)$$

$$\zeta = 1.02 + 202.7u - 23772.0u^2$$

$$(u \leq 0.005)$$

$$\zeta = 1.455 + 7.99u - 83.18u^2$$

$$(0.005 < u < 0.025)$$

$$u = l/h Re$$

댐퍼의 전체 압력손실 ΔP_t 는 이들의 압력손실을 모두 합산한 것으로 식(14)로 주어진다.

$$\Delta P_t = \sum \Delta P_r + \sum \Delta P_e + \sum \Delta P_p + \sum \Delta P_l \quad (14)$$

Fig. 2. 2와 같이 댐퍼의 구조가 복잡한 경우에는 댐퍼의 감쇠계수를 단순한 적분에 의한 계산식으로 유도하는 것이 곤란하다. 따라서 본 논문에서 한 사이클을 360등분하여 엔진 크랭크 1도마다 각 속도 변화에 따른 피스톤 속도와 각 구간에서 유량, 유속, 레이놀즈수, 압력손실, 저항력을 구한 다음 이들을 합산평균하고 식(5)에 대입하여 등가점성감쇠계수를 계산하였다.

Fig. 2. 3은 10K90MC 엔진에서 댐퍼 피스톤의 진동진폭이 0.1~0.6mm일 때 감쇠계수를 계산한 결과이다. 여기서 가로축은 댐퍼 피스톤의 각속도를 나타내고 엔진 시스템 오일은 SAE30을 사용하

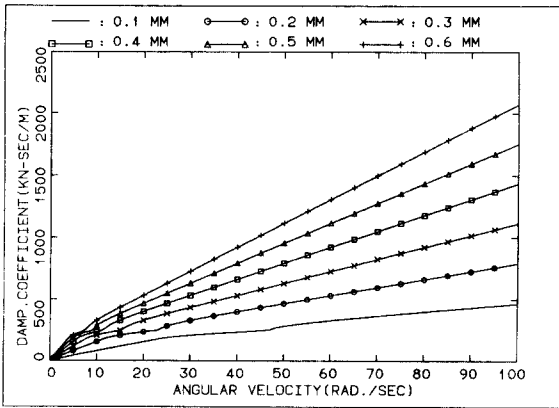


Fig. 2.3 Viscous Damping Coefficient of Axial Damper for 10K90MC Engine (Type B)

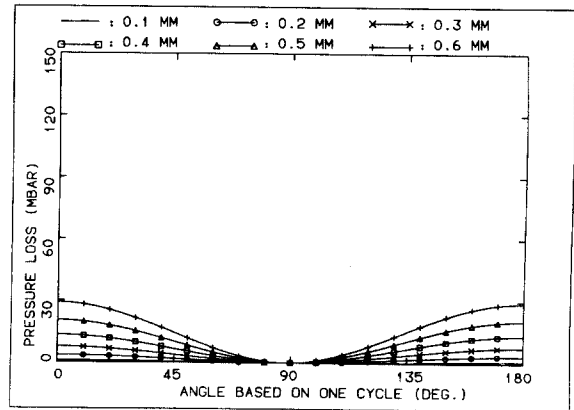


Fig. 2.6 Pressure Drop at the Lamella Plates of Axial Damper (Thickness of Lamella Plate : 6mm)

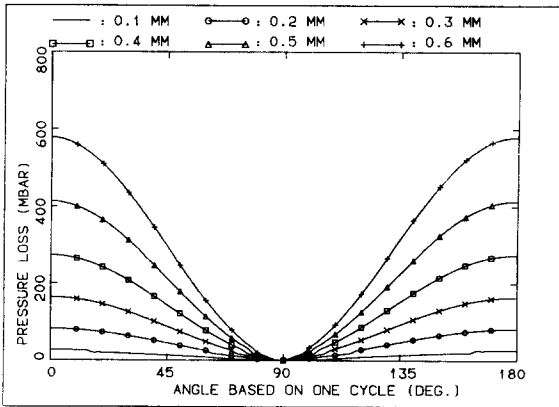


Fig. 2.4 Pressure Drop at the Lamella Plates of Axial Damper (Thickness of Lamella Plate : 1.2mm)

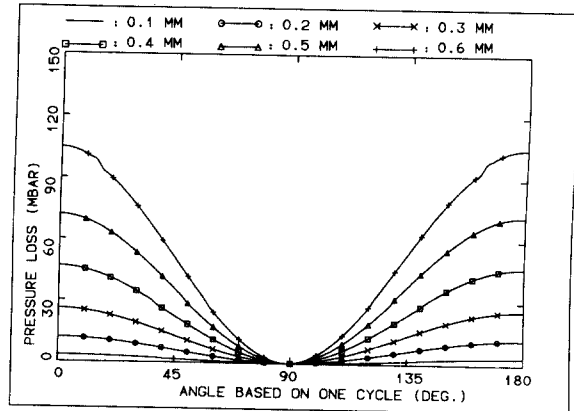


Fig. 2.7 Pressure Drop at the Axial Damper (Thickness of Lamella Plate : 6mm)

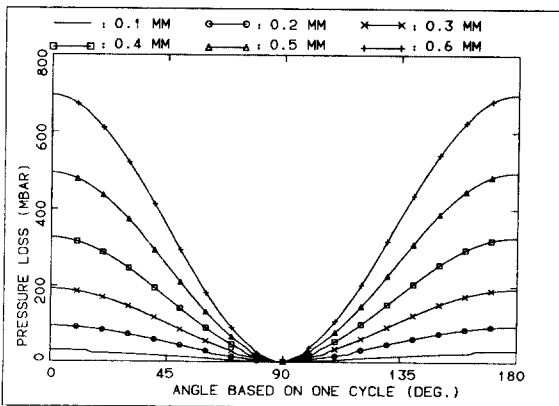


Fig. 2.5 Pressure Drop at the Axial Damper (Thickness of Lamella Plate : 1.2mm)

였다.

Fig. 2.4와 Fig. 2.5는 10K90MC엔진의 종진동 댐퍼에서 얇은 사각판(Fig. 2.2의 ④)의 두께를 각각 1.2mm, 6.0mm로 하였을 때 Fig. 2.2의 ④에서 발생하는 압력손실을 계산한 결과이다. Fig. 2.6과 Fig. 2.7은 얇은 사각판의 두께를 각각 1.2mm, 6.0mm로 하였을 때 종진동 댐퍼 전체에서 발생하는 압력손실을 계산한 결과이다. 여기서 각속도는 MCR 5차 성분으로 하였다. Fig. 2.4~Fig. 2.7을 검토하여 보면 얇은 사각판의 두께가 1.2mm일 때 압력손실은 주로 이들 판에서 발생하지만, 얇은 사각판의 두께를 6mm로 하는 경우에는 판보다는 관에서의 압력손실이 주를 이루고 있음을 알 수 있

다. 일반적으로 압력손실이 복잡하기 때문에 감쇠계수는 속도에 대한 비례함수로 되지 않고 비선형적으로 변하므로 이를 고려하여 계산에 적용하여야 한다.

3. 종진동 댐퍼의 모델링

3.1 자유진동

일반적으로 종진동 댐퍼를 집중질량계로 치환하면 Fig. 3. 1(a)와 같이 된다. 그러나 댐퍼의 감쇠계수가 증가하게 되면 Fig. 3. 1(a)에서 무시하였던 댐퍼의 강성계수도 함께 고려하여 추진축계의 종진동을 계산하여야 한다. 댐퍼의 감쇠계수와 강성계수를 함께 고려하여 모델링하면 Fig. 3. 1(b)와 같이 된다. 여기서 변위와 속도는 90° 위상차를 가지므로 이를 고려하여 Fig. 3. 1(b)에 대한 운동방정식을 유도하면 다음과 같이 된다.

$$m_a \ddot{x}_p + \alpha C_d (\dot{x}_p - \dot{x}_e) + \beta K_d (x_p - x_e) + K_a x_p = F e^{j\omega t} \quad (15)$$

- α : 감쇠특성상수
- β : 강성특성상수
- x_p : 종진동댐퍼의 종진폭
- x_e : 엔진의 종진폭
- K_a : 종진동댐퍼 지지구조물의 강성계수
- K_d : 종진동댐퍼의 강성계수

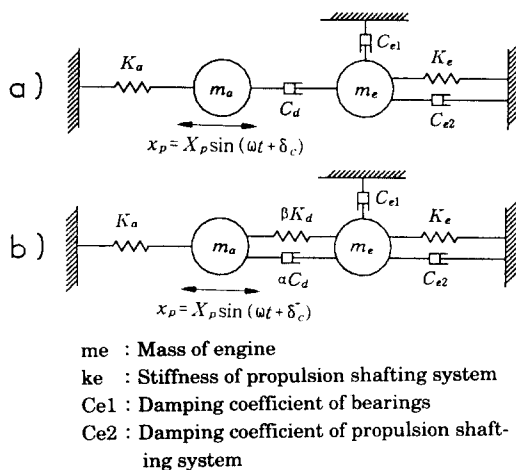


Fig. 3. 1 Lumped Mass System of the Axial Damper

- m_a : 종진동댐퍼의 질량
- C_d : 종진동댐퍼의 감쇠계수
- $F e^{j\omega t}$: 종진동의 기진력

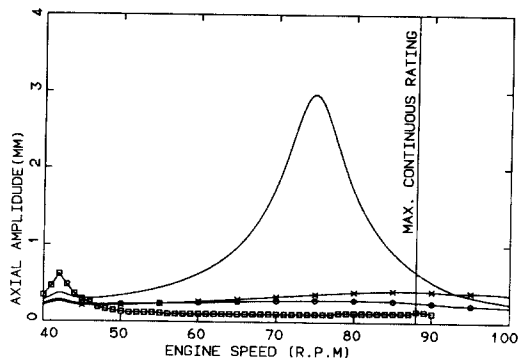
α, β 의 값은 댐퍼의 감쇠계수에 의존하는 값으로 감쇠계수가 작으면 α 값은 크게, 감쇠계수가 크면 α 값은 작게 된다.

4. 종진동 댐퍼를 부착한 추진축계에 대한 종진동 해석^{7)~11)}

종진동 댐퍼의 감쇠계수는 종진동 주파수와 진동진폭에 따라 값이 변하는 비선형성을 가지므로 종진동의 자유진동 및 강제진동 해석은 반복적인 계산으로 구하여진다. 종진동 해석에 모우드 해석법이나 임피던스법을 적용하여 반복 계산을 행하면 계산 과정이 복잡할 뿐만 아니라 계산 시간이 상당히 길어지게 된다. 따라서 이런 추진축계 진동 해석에는 전달매트릭스법이 비선형감쇠계수를 반복하여 적용하는데에 계산 시간이 단축되어 유용하다.

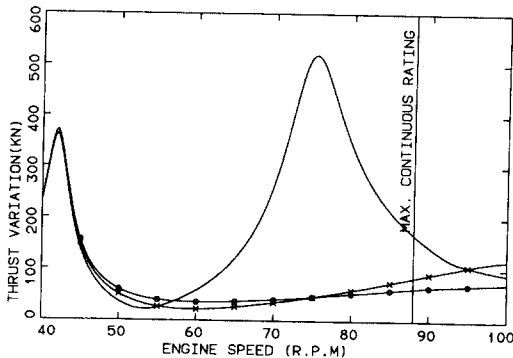
종진동 해석 대상 추진축계로는 6S70MC와 10K90MC를 각각 메인엔진으로 갖는 경우를 선정하여 행하였다. 이는 일반적으로 4~8시린더 엔진을 탑재한 추진축계의 종진동 위험회전수는 MCR근방에 위치하는 경우가 대부분이며, 9시린더 이상의 엔진을 탑재한 추진축계의 종진동 주위험회전수는 4~8시린더를 갖는 추진축계보다 낮은 엔진회전수에 존재하기 때문이다. 종진동 주위험회전수가 MCR근방에 존재하는 경우에는 종진동 댐퍼를 채택하여 종진동 댐퍼의 감쇠계수를 가능한 한 크게 하면 위험회전수를 MCR보다 높은 회전수로 이동시킬 수 있다. 그러나 종진동 주위험회전수가 낮은 엔진회전수에 존재하는 경우에 종진동 댐퍼의 감쇠계수를 크게 하면 주위험회전수가 MCR근방으로 이동하여 더욱 상태를 악화시킬 수 있다. 이런 경우에는 선체 상부구조물의 고유진동수와 크랭크축의 진동진폭을 고려하여 적절하게 종진동 댐퍼의 감쇠계수를 조정하면 이들의 종진동 진폭을 줄일 수 있다.

먼저 주기관으로 6S70MC(MCR : 88rpm)을 탑



- : Calculation result(without axial damper)
- : Calculation result(modelling of axial damper : Fig. 3. 1(a))
- ×—× : Calculation result(modelling of axial damper : Fig. 3. 1(b))
- : Measurement result(with axial damper)

Fig. 4. 1 Axial Amplitudes of the Crankshaft Fore-side(Engine : 6S70MC)



- : Calculation result(without axial damper)
- : Calculation result(modelling of axial damper : Fig. 3. 1(a))
- ×—× : Calculation result(modelling of axial damper : Fig. 3. 1(b))

Fig. 4. 2 Thrust Variation Forces on the Thrust Block due to the 6th Order Axial Vibration(Engine : 6S70MC)

재한 추진축계에서 종진동 댐퍼를 장착하지 않은 경우와 종진동 댐퍼를 장착하여 감쇠계수를 조정 한 경우에 대한 고유진동수 계산 결과를 Table 4. 1에, 강제진동 계산 결과 및 계측 결과를 Fig. 4. 1, Fig. 4. 2에 보인다.

Table 4. 1에서 알 수 있는 바와 같이 6S70MC 엔진에서 종진동 댐퍼가 장착되지 않은 경우 0절 6

Table 4. 1 The Axial Natural Frequencies for 6S70MC Engine's Propulsion Shafting System

Damping coefficient (Nsec/m × 10 ⁻⁶)	0 node (c.p.m)	1 node (c.p.m)	2 node (c.p.m)
without axial damper	450.73	1156.53	1435.28
0.5	488.62	1168.29	1462.76
1.0	518.43	1174.89	1478.25
2.0	559.02	1181.85	1494.42
4.0	600.23	1187.62	1507.54
8.0	631.43	1191.52	1516.23

차의 위험회전수는 75rpm이 된다. 여기서 종진동 댐퍼의 감쇠계수를 증가시키면 주위험회전수는 MCR이후로 이동하게 된다.

Fig. 4.1을 검토하여 보면 종진동 댐퍼가 장착되지 않는 경우에는 0절 6차 위험회전수인 75rpm 근처에서 크랭크축 선단진폭이 상당히 높은 것을 알 수 있다. 이 경우 66rpm~83rpm에서는 크랭크축에 과도한 굽힘응력이 작용하므로 엔진을 운전할 수 없다. 여기서 종진동 댐퍼의 감쇠계수를 4.0 × 10⁶Nsec/m로 조정하여 계산 및 계측한 크랭크축 선단진폭은 엔진 상용회전수내에서 양호한 결과를 주고 있다. Fig. 4. 2는 트러스트 블럭을 통하여 선체로 전달되는 추력변동력을 계산한 결과이다. 이 경우에도 종진동 댐퍼의 감쇠계수를 4.0 × 10⁶Nsec/m로 조정하면 엔진 상용회전수내에서 추력변동력이 상당히 감소하고 있는 것을 알 수 있다. 40rpm 근방에서 추력변동력이 약간 증가한 것은 추진축계의 비틀림진동과의 연성진동에 의한 것이다. Fig. 4. 1, Fig. 4. 2의 계산 결과는 종진동 댐퍼의 감쇠계수가 높아짐에 따라 공진진동수도 함께 높아져 댐퍼의 모델링을 Fig. 3. 2(a), Fig. 3. 2(b)중 어느 것을 적용하여도 엔진 상용회전수 내에서는 별로 차이가 없음을 알 수 있다.

다음에 주기관으로 10K90MC(MCR : 93rpm)을 탑재한 추진축계에서 고유진동수 계산 결과를 Table 4. 2에, 댐퍼의 모델링을 Fig. 3. 2(a)로 하여 트러스트 블럭의 0절 5차 추력변동력을 계산한 결과를 Fig. 4. 3에, Fig. 3. 2(b)로 모델링하여 계산한 결과를 Fig. 4. 4에 보인다. 이 추진축계에서 종진동 댐퍼를 장착하지 않은 경우의 0절 5차 위험

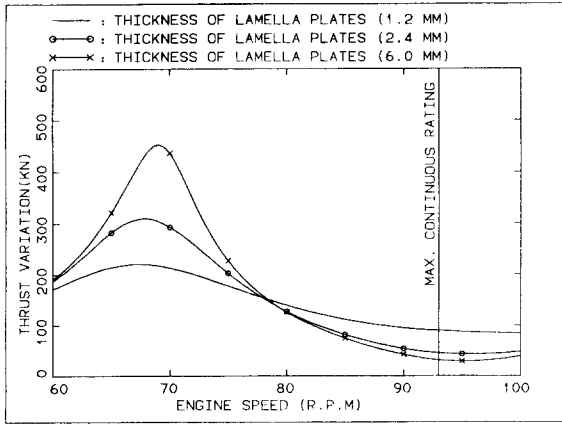


Fig. 4.3 Thrust Variation Forces on the Thrust Block due to the 5th Order Axial Vibration (Modeling of Axial Damper : Fig. 3. 1(a), Engine : 10K90MC)

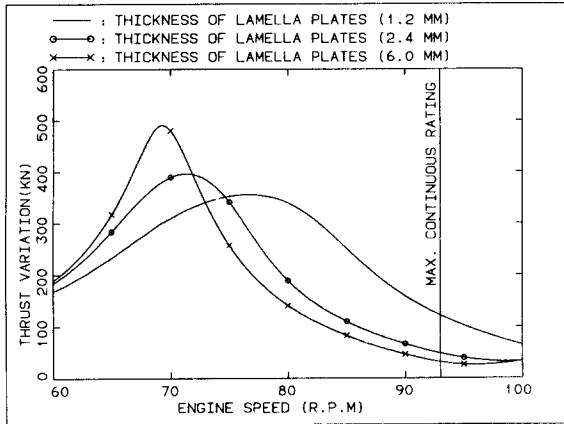


Fig. 4.4 Thrust Variation Forces on the Thrust Block due to the 5th Order Axial Vibration (Modeling of Axial Damper : Fig. 3. 1(b), Engine : 10K90MC)

회전수는 69rpm으로 되며, 이 위험회전수를 MCR이후로 이동시키기 위하여 감쇠계수를 증가시키면 댐퍼에 작용하는 응력이 과도하게 증가하게 된다. 따라서 이런 경우에는 종진동 댐퍼의 감쇠계수를 낮추어 종진동을 제어하는 것이 바람직하다. 종진동 댐퍼의 감쇠계수는 댐퍼내부에 설치된 판(lamella plate)의 간격을 조절하여 조정하였다.

이들 계산 결과의 신뢰성을 확인하기 위하여 선체 상부구조물의 종방향 진동속도를 측정하였으

Table 4.2 The Axial Natural Frequencies for 10K90MC Engine's Propulsion Shafting System

Damping coefficient (Nsec/m × 10 ⁻⁶)	0 node (c.p.m)	1 node (c.p.m)	2 node (c.p.m)
without axial damper	346.36	779.29	1108.22
0.5	359.71	781.55	1122.90
1.0	372.13	783.46	1134.79
2.0	393.90	786.50	1152.47
4.0	426.41	790.58	1173.60
8.0	463.36	794.92	1193.00

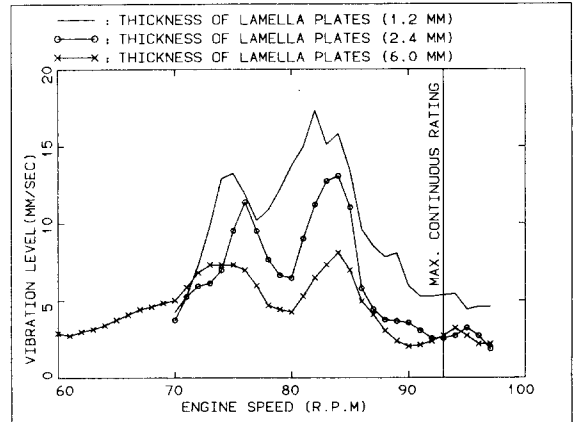


Fig. 4.5 Measured Results on the Navigation Bridge due to the 5th Order Longitudinal Vibration

며 이를 Fig. 4.5에 보인다. 이들 그림을 검토하여 보면 선체 상부구조물의 종방향 진동속도는 종진동 댐퍼의 감쇠계수가 어느 정도 낮아질 때까지 감소하였다. 특히 83rpm근방은 선체 상부구조물의 고유진동수로 트러스트 블럭의 추력변동력과 공진하고 있음을 알 수 있다. 종진동 댐퍼를 Fig. 3. 2(a)로 모델링하여 계산한 트러스트 블럭의 추력변동력은 83rpm근방에서 별로 차이가 없지만(Fig. 4. 3참조), Fig. 3. 2(b)로 모델링한 경우에는 83rpm 근방에서 종진동 댐퍼의 감쇠계수가 작은 것이 추력변동력이 작게 되어 선체 상부구조물(wheel house)의 진동 측정 결과와 같은 양상을 보이고 있다.

5. 결 론

최근 대형 저속 디젤엔진의 최대폭발압력이 증가하고 고출력화 됨에 따라 종진동 기진력이 급격하게 증가하게 되었다. 이에 따라 거의 모든 선박용 대형 엔진에는 종진동 댐퍼의 설치가 요구되고 있다. 종진동 댐퍼를 이용하여 종진동을 적절하게 제어하기 위해서는 추진축계의 종진동 위험회전수의 위치, 크랭크축의 허용굽힘응력, 선박의 진동 특성등을 고려하여 종진동 댐퍼의 동적 특성치를 적절하게 조정할 필요가 있다. 종진동 댐퍼의 감쇠계수는 진동진폭과 진동 주파수에 따라 비선형적으로 변하므로 이런 특성을 갖는 추진축계의 종진동 해석은 일반적으로 반복계산에 의하게 된다. 전달 매트릭스법은 전체 반복계산 시간을 줄일 수 있고 계산 정도에도 별로 차이가 없으므로 유용하다.

본 논문에서는 종진동 댐퍼의 감쇠계수를 조정하여 종진동을 제어하는 방법을 검토하였으며 이들 논점을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 종진동 댐퍼의 감쇠계수를 종진동 댐퍼를 여러 구간으로 모델링하여 시간변화에 따른 유속, 레이놀드수, 압력손실 및 마찰력을 구하여 정량화 하였다.
- 2) 종진동 댐퍼는 단순히 감쇠력만 있는 것이 아니고 항상 감쇠력과 강성력이 동시에 존재하게 된다. 본 논문에서 제시한 계산법의 신뢰성을 확인하기 위하여 6S70MC와 10K90MC를 주기관으로 갖는 추진축계에 적용한 결과 만족할 만한 신뢰성을 얻었다.

6. 참고문헌

- 1) K. Fujii, "Exciting Forces of Ship Vibration Induced by Torsional and Longitudinal Vibration of Shafting System", ICMES, '84.
- 2) Lars Bryndum & Stig. B. Jakabsen, "Vibration Characteristics of Two - stroke Low Speed Diesel Engines", Motor Ship Mar. 12 - 13, 1987.
- 3) Shinji Kumazzaki, "Fore and Aft Vibration of Main Engine and Ship Vibration Due to the Torsional of 5 - cylinder M/E", ICMES, '84.
- 4) 油壓技術便覽編集委員會編, 油壓技術便覽, 日刊工業新聞社.
- 5) 全孝重, 船用動力傳達裝置, 太和出版社, 1986.
- 6) 岩本昭一, "ディーゼル機関における粘性ねじり振動タンバ作動油の實效粘度に関する研究", 日本船用機關學會誌 第17卷 第7號, 1982, p. 54 - 60.
- 7) Hyojung Jeon, "Theoretical Analysis of the Coupled Torsional - Axial Undamped Vibration of the Marine Diesel Engine Shafting.", Japan Ship & Marine Eng. Vol. 4 No. 5 1969.
- 8) 若林克彦, "傳達マトリックス法による往復内燃機關クランク軸系の振動解析", 日本船用學會誌 第17卷 第12號, 1982, p. 4 - 11.
- 9) 김의간의 4명, "비선형 탄성커플링을 갖는 박용디젤엔진 추진축계의 비틀림진동 해석에 관한 연구", 1993, 대한기계학회 춘계학술초록집.
- 10) 이돈출외 3명, "저속 2행정디젤엔진의 가이스링거형 비틀림 진동댐퍼의 동특성 및 성능에 관한 연구", 한국박용기관학회지 제16권 제5호, p. 17 - 28, 1992, 12. 11.
- 11) S. Hylarides & W.Vangent, "Hydrodynamic Reactions to Propeller Vibration", Trans. IME(C) Vol. 91. Conference No. 4, Paper C37.