

중진동에 의한 크랭크축의 안전성 평가

⁰ 이돈출* · 윤완배* · 유정대*

Security Evaluation of Crankshaft due to Axial Vibration

by D.C. Lee · W.B. Yoon · J.D. Yu

ABSTRACT

Nowadays, the axial stiffness of crankshaft of long-stroke diesel engine is low compared to that of the old types of engine by increasing stroke/bore ratio and major critical speed might occur within engine operation speed. An axial damper needs to be installed in order to reduce the axial vibration of the crankshaft. And the associated effects on crankshaft in the event of reduced or stopped axial damper function are discussed.

1. 머리말

대형 저속 2행정 디젤엔진에서 기관의 열효율을 높이고 고출력을 얻기 위해 평균유효압력과 최대 폭발압력이 증가하여 중진동의 기진력이 종전의 엔진에 비하여 증가하게 되었다. 또한 선박의 추진효율을 높이기 위해 엔진의 회전수가 낮은 초장 행정 엔진을 주기관으로 채택하고 있어 중진동의 주 공진점이 엔진의 상용 회전수 내에 존재하는 경우가 늘어나고 있어 중진동 댐퍼(AVD)를 추가적으로 설치하여 진동을 제어하게 된다.

일반적으로 4~8실린더 엔진을 탑재한 축계 중진동의 주 위험회전수는 엔진의 최대연속출력(MCR) 근방에 존재하게 된다. 이런 경우에는 AVD의 구조상 강도가 허용하는 범위 내에서 댐퍼의 감쇠계수를 증가시키면 강성계수도 함께 증가하게 되므로, 중진동 주 위험회전수를 MCR 이상으로 이동시킬 수 있다. 이는 종래에 사용되었던 디튜너(detuner)와 같은 기능을 갖는다. 또한 9~12실린더 엔진을 탑재한 축계의 중진동

은 AVD를 부착하더라도 주 위험회전수가 엔진의 MCR보다 낮은 회전에 존재하므로 감쇠계수를 적절하게 조정해야 한다.

특히 5, 6실린더 탑재 엔진에서 AVD의 기능이 저하될 경우 중진동에 의한 크랭크축의 부가 굽힘응력이 증가되어 크랭크축의 절손 등의 대형 사고를 초래할 수도 있다.

따라서 본 논문에서는 5실린더 5S60MC엔진을 모델로 중진동 특성에 대한 이론적인 계산 및 실선 계측을 통하여 크랭크축의 안전성을 평가하고자 한다.

2. 중진동의 기진력

첫째, 축계 중진동의 기진력은 가스압력에 의한 크랭크스로우의 반경력과 왕복질량에 의한 관성력을 종방향의 추력으로 환산한 힘이 그 주된 성분이며, 여기에 선미의 반류 불균일로 인하여 발생하는 추력변동력도 함께 작용한다. 크랭크스로우의 반경력을 종방향 기진력으로 환산하기 위해서는 추력변환률을 구하여야 한다.⁽¹⁾

Fig. 1(a)과 같이 단일 크랭크스로우의 크랭크편

* 현대중공업 엔진사업본부

에 반경력 P_r 가 작용하면, 크랭크는 점선으로 표시된 바와 같이 변형되어 종방향으로 δ 길이의 변위가 발생한다. 또한 Fig. 1(b)에서와 같이 크랭크스로우에 종방향으로 δ 길이의 변위를 일으키는데 필요한 종방향의 힘을 P_a 라 하고, 변위의 관점에서 보면 크랭크핀에 작용된 반경력 P_r 는 저어널에 종방향으로 힘 P_a 가 작용한 것으로 생각할 수 있다. 여기서 η 를 추력변환률이라 하며, 크랭크스로우의 인접각, 실린더수, 실린더직경, 엔진형식 등에 의하여 다소 차이가 있으나, 대개 0.2~0.3사이의 값을 갖는다. 반경력 P_r 에 추력변환률을 곱하면 종진동의 기진력으로 된다. 추력변환률 η 는 식(1)과 같이 구할 수 있다.

$$\eta = P_a / P_r \quad (1)$$

η : 추력변환률

P_a : 크랭크저어널에 작용하는 종방향의 힘

P_r : 크랭크핀에 작용하는 반경방향의 힘

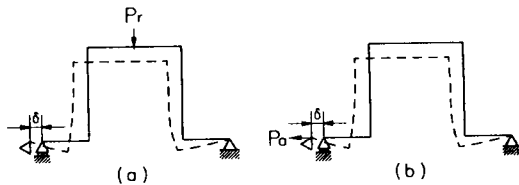


Fig. 1 Conversion of the radial force into the axial force

둘째, 비틀림진동에 의한 영향으로 기진토크의 주기가 축계 자신이 갖는 고유주기와 일치하면 비틀림진폭이 증가하게 된다. 이때 추력변동력이 발생하게 되며 종변위도 증가하게 된다. 비틀림진동에 의하여 발생하는 추력변동력을 크게 크랭크스로우와 피스톤 기구, 프로펠러로 나누어서 검토할 수 있다.

(a) 크랭크스로우와 피스톤 기구에 의하여 발생하는 추력변동력⁽²⁾

크랭크스로우와 피스톤 기구에 의하여 발생하는

추력변동력은 다음과 같이 이론적으로 해석되어진다. Fig. 2에서 반경방향의 힘 F_r 는 식(2)와 같이 된다.

$$F_r = -m_p X_p'' \{ \cos(\theta + \varphi) / \cos\varphi \} - m_c r \dot{\theta}^2 \quad (2)$$

m_p : 피스톤과 여기에 연결된 왕복운동부의 질량

m_c : 크랭크스로우의 회전질량

r : 크랭크의 회전반경

X_p : 피스톤의 변위

θ : 크랭크스로우 회전각,

φ : 연접부의 각도

λ : 연접봉비 (r / l)

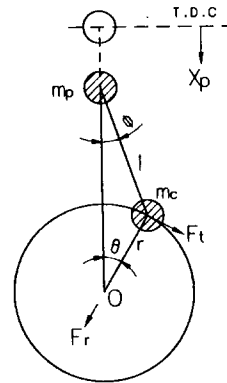


Fig. 2 Inertia force of crank and piston

식(2)을 전개하여 정리하면 식(3)과 같이 된다.

$$F_r = -\{m_c + (m_p/2)\} r \dot{\theta}^2 - (m_p/2) r \dot{\theta}^2 \cdot \{ \cos 2\theta + 0.5 \lambda \cdot (\cos \theta + 3 \cos 3\theta) \} - (m_p/2) r \ddot{\theta}^2 \cdot \{ \sin 2\theta + \lambda \cdot (-\sin \theta + \sin 3\theta) \} \quad (3)$$

여기서 비틀림진동의 각진폭을 a_0 라고 하면 각변위 θ 는 식(4)와 같이 표시할 수 있다.

$$\theta = \omega t + a_o \sin(n\omega t + p_h) + (2\pi/N_c)K \quad (4)$$

N_c : 실린더 수

K : 실린더 폭발 순서에 따른 계수

n : 진동 차수

a_o : 비틀림진동의 각진폭

p_h : 비틀림진동의 각변위 위상각

ω : 엔진의 회전 각속도

식(4)을 식(3)에 대입하고 해당 차수인 n 차만을 고려하여 정리하면 식(5)와 같이 된다.

$$F_m = \{m_c + (m_p/2)\} 2nr\omega^2 a_o \cdot \sin\{n\omega t + p_h + (\pi/2)\} \quad (5)$$

$$F_{tor} = \eta F_m \quad (6)$$

F_m : 반경방향의 힘

F_{tor} : 비틀림진동에 의한 추력변동력

(b) 프로펠러에 의하여 발생하는 추력변동력⁽³⁾

프로펠러에 의한 추력변동력은 비틀림진동에 의한 프로펠러 각속도 변동때문에 발생되며 종방향만을 고려한 운동방정식을 유도하면 식(7)과 같이 된다. 여기서 사용되는 각종계수들은 프로펠러의 모델 실험을 통해서 얻어진 자료를 이용하였다.

$$m\ddot{x}_p + K_l x_p = A_2 \ddot{x}_p + A_1 \dot{x}_p + B_2 \ddot{\theta}_p + B_1 \dot{\theta}_p$$

$$(m - A_2)\ddot{x}_p - A_1 \dot{x}_p + K_l x_p = B_2 \ddot{\theta}_p + B_1 \dot{\theta}_p \quad (7)$$

K_l : 프로펠러의 종방향 동강성 계수

m : 프로펠러의 질량

x_p : 프로펠러의 종변위

θ_p : 프로펠러의 회전 각변위

A_1 : 프로펠러의 종방향 속도변동에 의하여 발생하는 경험적인 유체반력계수

A_2 : 프로펠러의 종방향 가속도에 의해서 발생

하는 경험적인 유체반력계수

B_1 : 프로펠러의 회전 속도변동에 의해서 발생하는 경험적인 종방향 유체반력계수

B_2 : 프로펠러의 회전 각가속도에 의해서 발생하는 경험적인 종방향 유체반력계수

식(5)을 미분하여 식(7)의 우항 θ_p 에 대입하면, 비틀림진동에 의한 프로펠러의 추력변동력 F_{torp} 는 식(8)과 같이 된다.

$$F_{torp} = \sqrt{F_s^2 + F_c^2} \sin\{p_h + \gamma + (\pi/2)\} \quad (8)$$

$$F_s = -B_2 a_o \rho D^4 n^2 \omega^2$$

$$F_c = 2 B_1 a_o \rho D^4 n \omega$$

$$\gamma = \tan^{-1}(F_c/F_s)$$

D : 프로펠러의 직경

ρ : 해수의 밀도, γ : 위상각

F_c : 프로펠러의 회전 각속도변동에 의해서 발생하는 힘

F_s : 프로펠러의 회전각 가속도에 의해서 발생하는 힘

3. 크랭크축의 종진동 계산

일반적으로 종진동 댐퍼를 집중질량계로 치환하면 Fig. 3(a)와 같다. 그러나 댐퍼의 감쇠계수가 증가하게 되면 Fig. 3(a)에서 무시하였던 댐퍼의 강성계수도 함께 고려하여 축계의 종진동을 계산하는 것이 바람직하다. 댐퍼의 감쇠계수와 강성계수를 함께 고려하여 모델링하면 Fig. 3(b)와 같다. 여기서 변위와 속도는 90° 의 위상차를 갖고, 이를 고려하여 Fig. 3(b)에 대한 운동방정식을 유도하면 식(9)와 같이 된다.^{(4),(5)}

$$m_a \ddot{x}_d + \alpha C_d (\dot{x}_d - \dot{x}_e) + \beta K_d (x_d - x_e) + K_a x_d = F e^{j\omega t} \quad (9)$$

$$\alpha^2 + \beta^2 = 1$$

α : 감쇠특성상수, β : 강성특성상수

x_d : 종진동 댐퍼의 종진폭

x_e : 엔진의 종진폭

K_a : 종진동 댐퍼 지지구조물의 강성계수

K_d : 종진동 댐퍼의 강성계수

m_a : 종진동 댐퍼의 질량

C_d : 종진동 댐퍼의 감쇠계수

$Fe^{i\omega t}$: 종진동의 기진력

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

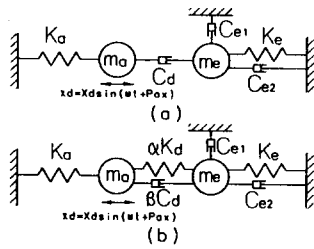


Fig. 3 Lumped mass system of AVD

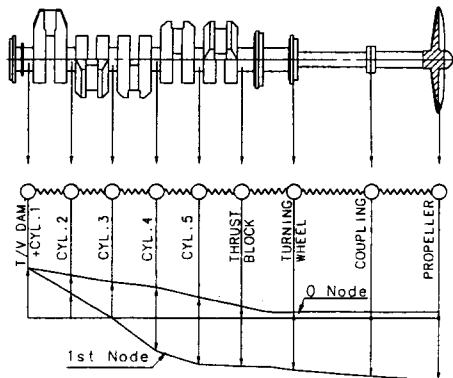


Fig. 4 Mode shapes of axial vibration for the propulsion shafting

이론적인 계산은 5S60MC엔진을 대상으로 하였으며 엔진 및 프로펠러의 주요요목은 Table 1과 같으며 종진동의 진동모드는 Fig. 4와 같다. Table 2는 Fig. 3(b)에서와 같이 댐퍼가 강성계수를 갖는 디튜너라고 가정하여 감쇠계수의 변화에 따른 고유진동수를 계산한 결과다.

이 결과에 의하면 댐퍼가 작동되지 않더라도 주진동인 5차의 공진점은 MCR보다 약간 높다. Fig. 5, 6은 AVD의 감쇠계수 변화에 따라 각각 주진동인 5차성분의 선단진폭과 실린더 5번과 트러스트 블록 사이의 부가 굽힘응력을 이론적으로 계산한 결과다. 여기서 종진동이 심하게 일어나는 49 rpm 근처는 비틀림진동에 기인된 것으로 진동진폭은 증가하지만 부가 굽힘응력은 크게 증가하지 않는다. 그러나 댐퍼의 기능이 점차 떨어질 경우 크랭크축의 선단진폭이 증가할 뿐 아니라 부가 굽힘응력도 증가하게 된다. 그리고 구조적으로 취약한 크랭크축의 필릿(fillet) 부위에서 응력이 집중되어 크랙으로 진전될 수도 크다. 따라서 이러한 사고를 미연에 방지할 목적으로 종진동 모니터링 시스템(AVM)을 설치하여 크랭크 선단진폭을 감지하도록 하고 있다. 종진동에 대한 크랭크축의 안전 영역은 5차의 부가응력이 6 N/mm^2 내로 하고 이를 AVM에 적용하였다.

Table 1 Specification of the 5S60MC engine

| | | |
|-----------|-------------------------------------|---------------------|
| Damper | Stiffn. of thrust | 220 MN/m |
| | Relat. damping | 1.2 MN·s/m |
| | Weight | 1800 kg |
| Engine | Type | 5S60MC |
| | Cyl.bore × stroke | 600 × 2292 mm |
| | Power at MCR | 11,200 bhp × 90 rpm |
| | Recip./rot. mass | 5559/4000 kg/cyl. |
| | Firing order | 1-4-3-2-5 |
| | Conn. ratio(r/l) | 0.436 |
| | No. of cylinder | 5 ea |
| Propeller | Weight(dry) | 341 ton |
| | Type | FPP |
| | No. of blade | 4 ea |
| | Skew angle | 24 deg. |
| | Diameter | 6.9 m |
| Weight | 21.7 ton | |
| M.O.I | $55480 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ | |

Table 2 Natural frequencies of axial vibration for the 5S60MC engine

| Damping coefficient (MN s/m) | 0 node (cpm) | 1 node (cpm) |
|------------------------------|--------------|--------------|
| Without axial damper | 473.6 | 1041.6 |
| 0.5 | 526.4 | 1053.5 |
| 1.0 | 567.8 | 1062.1 |
| 2.0 | 622.5 | 1073.4 |
| 4.0 | 674.8 | 1085.0 |

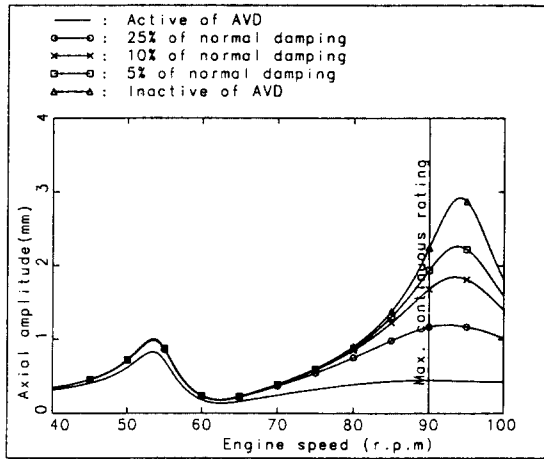


Fig. 5 5th order axial amplitude of crankshaft free end for the 5S60MC engine

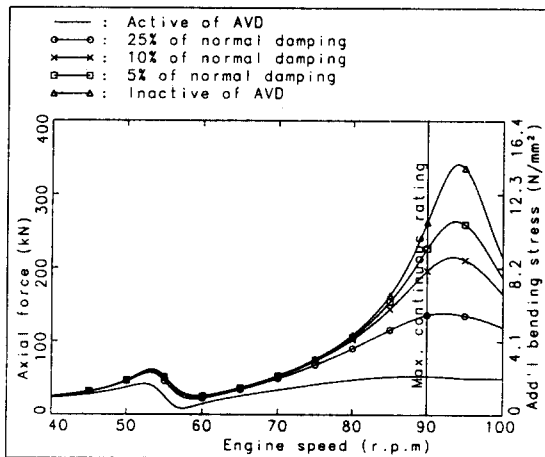


Fig. 6 5th order axial force between cyl. No.5 and thrust block for the 5S60MC engine

4. 중진동의 측정 및 고찰

먼저 AVM에 대한 신뢰성을 파악하기 위하여 Fig. 7과 같이 실험실에서 성능 테스트를 수행하였으며, 그 결과는 Fig. 8에 보인다. 여기서 갠센서는 초기 교정 테이블을 작성하여 AVM과 서로 비교하였으며 센서와 가진기의 이격거리도 엔진에 설치되는 동일조건인 8.5 mm로 하였다. 그 결과에 의하면 중진폭은 AVM이 갠센서보다 10%정도 높다. 실선에서 중진폭은 Fig. 9에서 보는 바와 같이 크랭크축의 선단에 각각 갠센서와 AVM을 그리고 추력 베어링쪽은 갠센서를 이용하여 계측하였다. Fig. 10, 11은 각각 AVD가 정상적으로 작동할 때 5차성분과 합성된 중진폭의 계산 및 계측결과로 5차성분은 차이를 보이지 않지만, 합성진폭은 계산결과와 큰 차이를 보인다. 이는 엔진에 비틀림진동 댐퍼를 부착하여 크랭크축의 횡진동이 증가한 것으로 추정된다. 또한 5차성분의 중진폭의 경우 AVM과 갠센서의 계측 위치는 약간 다르지만 성능테스트와 유사하게 10%정도 높은 값을 보여주고 있다.

AVD의 효과를 확인하기 위하여 댐퍼가 작동되지 않도록 댐퍼에 공급되는 오일을 차단하고 진동을 계측하였다. Fig. 12, 13은 이때 각각 크랭크축의 선단과 추력 베어링쪽에서 계측한 5차성분의 결과를 보인다. 댐퍼가 작동되지 않을 경우 82 rpm이상은 Fig. 5, 6에서 보는 바와 같이 크랭크축을 보호하기 위해 엔진을 운전할 수 없는 영역임을 알 수 있다. 또한 Fig. 14는 크랭크축의 합성된 선단진폭으로 계산결과와 상당히 큰 차를 보이고 있다. 이는 Fig. 11과 유사하게 크랭크축의 1차 횡진동 영향을 받은 것으로 추정된다. 또한 AVM과 갠센서의 계측결과를 비교할때 엔진의 회전수가 높을수록 Fig. 10의 양상과는 다르게 갠센서의 합성진폭이 크다. 이는 중진폭과 비틀림진동을 계측하기 위해 크랭크 선단에서 설치한 계측용 축의 횡진동에 기인된 것으로 판단된다.

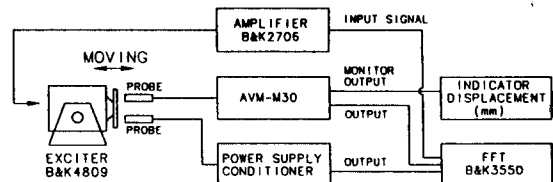


Fig. 7 Schematic diagram for the AVM test

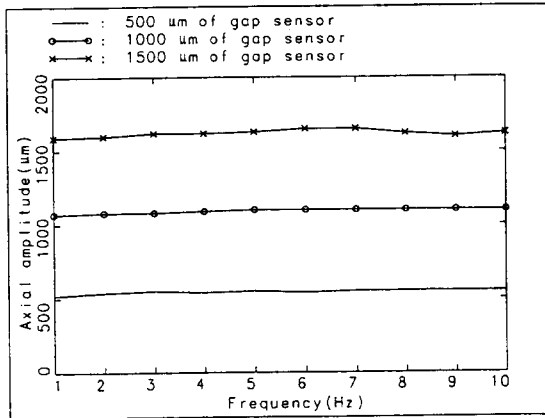


Fig. 8 Comparison of axial amplitude in AVM and gap sensor

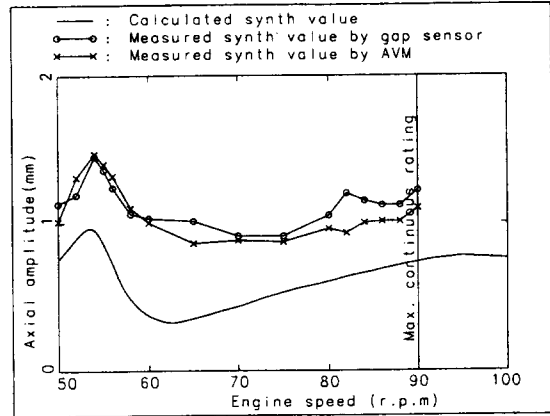


Fig. 11 Synthesized axial amplitude of crankshaft free end in AVD active condition

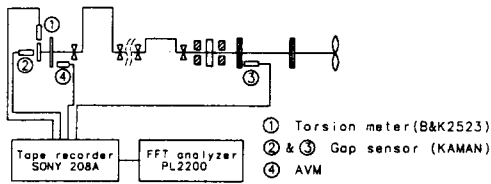


Fig. 9 Schematic diagram for the axial vibration measurement

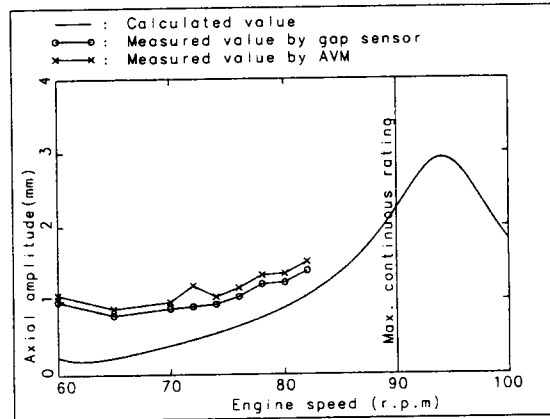


Fig. 12 5th order axial amplitude of crankshaft free end in AVD inactive condition

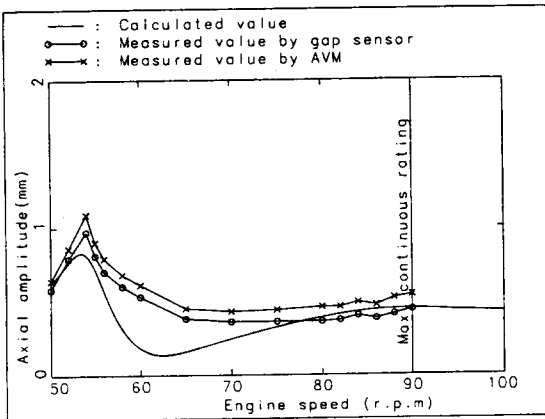


Fig. 10 5th order axial amplitude of crankshaft free end in AVD active condition

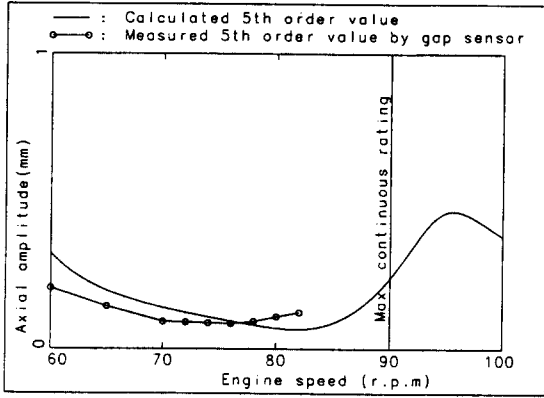


Fig. 13 5th order axial amplitude of inter shaft in AVD inactive condition

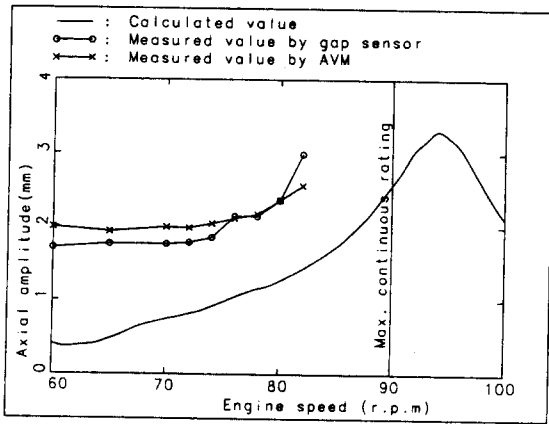


Fig. 14 Synthesized axial amplitude of crank-shaft free end in AVD inactive condition

5. 맺음말

최근 대형 저속디젤엔진의 최대폭발압력의 증가와 고효율화로 인하여 종진동이 증가하는 경우가 늘어나고 있다. 이때 발생하는 크랭크축의 부가 굽힘응력을 줄이기 위해 AVD를 설치하게 되는데, 그 기능이 저하될 경우 크랭크축의 절손 등의 대형 사고를 유발할 수도 있다.

따라서 본 논문에서는 5S60MC엔진을 모델로 종진동에 의한 크랭크축의 안전성을 평가하기 위하여 이론적인 계산을 수행하고 인위적으로 댐퍼에 공급되는 오일을 차단하여 크랭크축의 한계 영역까지 엔진의 회전수를 높이면서 진동계측을 수행하였으며 이를 요약하면 다음과 같다.

1) 종진동 댐퍼가 작동되지 않을 경우 주 진동 차수인 5차 공진점을 확인할 수 없었지만 이론적인 계산결과보다 약간 낮은 것으로 추정되었다. 이로 인하여 엔진회전수가 MCR에 가까워질수록 종진폭이 이론적인 계산보다 증가하였다. 따라서 AVD의 기능 저하시 엔진의 운전 가능영역은 크랭크축의 안전을 고려하여 계측결과를 중심으로 설정하는 것이 바람직할 것으로 판단되어 진다.

2) 크랭크축을 보호할 목적으로 AVM을 설치하게 되는데 이 장비의 성능을 파악하기 위하여 자체 테스트와 엔진에 부착하여 진동계측을 수행하였다. 그 결과 AVM은 갭센서를 이용하여 계측한 값보다 10%정도 높았다. 따라서 이를 감안하여 알람 포인트를 상향 조정하는 것이 바람직할 것으로 판단되어 진다.

3) AVM은 크랭크축단의 합성진폭에 의해서 AVD의 성능을 확인할 수 있어 크랭크축을 보호할 수 있는 기능으로는 적합하였다. 그러나 비틀림진동 댐퍼나 튜닝 휠 등이 엔진에 설치될 경우 기능상 종진동의 주 진동차수와 무관한 1차 횡진동의 영향을 받아 합성진폭이 증가하게 되므로 이를 고려하여야 한다.

6. 참고문헌

- (1) 金義玕·全孝重, “舶用ディーゼル機関クランク軸系縦振動에 關する 研究”, 日本舶用機關學會誌 第22卷 第2號, 1987, p.126
- (2) K. Fujii and K. Tanida “Exciting Forces of Ship Vibration Induced by Torsional and Longitudinal Vibration of Shafting System”, ICMES' 84, 1984.
- (3) S. Hylarides and W. van Gent, “Hydrodynamic Reactions to Propeller Vibrations”, Trans. I Mar E(C), Vol.91, Conference No.4, Paper C37, 1979.
- (4) D. C. Lee, J. S. Choi and U. K. Kim, “Dynamic Characteristics of Axial Vibration Damper and Its Application for the Propulsion Shafting System with Marine Diesel Engine”, ICVE' 94, Beijing, China, 1994, p.471.
- (5) 이돈출·김정렬·김의간, “저속 2행정 디젤엔진의 종진동댐퍼 동특성에 관한 연구”, 한국박용기관학회지, 제18권 제2호, 1994, p.113.