

<논 문>

육상 디젤 발전소용 저속 2행정 디젤엔진의 종진동에 관한 연구
A Study of Axial Vibration of Two Stroke Low Speed Diesel Engine
on the Diesel Power Plant

이 돈 출[†] · 남 정 길* · 고 재 용**

D. C. Lee, J. G. Nam and J. Y. Ko

(2001년 5월 3일 접수 : 2001년 10월 13일 심사완료)

Key words : Axial Vibration(종 진동), Diesel Power Plant(디젤 발전소), Synchronized Speed(동조 회전수), Generator Shaft(발전기축), Thrust Variation Force(추력 변동)

ABSTRACT

The maximum and mean indicated pressure of two stroke low speed diesel engine has been continuously increased with a view of increasing engine power and also reducing fuel consumption. As a result, axial excitation has been increased comparing to that of the previous one. So the axial vibration damper in standard one is applied to all two stroke low speed diesel engine at the free end of crankshaft. Though many studies were carried out for marine use, few has been made for diesel power plant because there was little demand for power plant. Nowadays, diesel engine is much to be used for many benefits. In this paper, the optimum design of axial vibration on the 65 kW diesel power plant with two 9K80MC-S engines of 9 cylinders was carried out. And the axial-torsional coupled vibration of this shafting system is identified by theoretical analysis and vibration measurement.

1. 서 론

대형 저속 2행정 디젤엔진은 기관의 열효율을 높이고 고출력을 얻기 위해 평균유효압력과 최대 폭발압력이 증가하여 왔으며, 종진동의 기진력이 종진의 엔진에 비하여 증가하게 되었다. 선박의 추진용으로 적용되었을 경우 종진동에 의한 추력 변동은 선체진동과 밀접한 관계를 가지며 지금까지 많은 연구들이 수행되어 왔다.^(1~6) 하지만 육상디젤발전소용 디젤엔진

은 선박용에 비하여 그 수요가 적고 동조회전수에서 제한적으로 사용하고 있어 연구 대상에서 제외되는 경우가 많았다. 그러나 최근 육상 발전소용 엔진의 수요가 증가하고 설계 형태가 다양해지면서 축계 종진동에 의해서 크랭크축과 발전기축의 굽힘응력이 증가하여 커플링의 절손사고가 발생한 사례도 있었다. 또한 이때 발생하는 추력변동에 의해서 이차적으로 엔진에 부착된 각종 구조물 및 기기들에서 국부진동이 발생할 수 있는 가능성이 크므로 설계 초기부터 정확한 진동해석과 필요시 적절한 방진대책이 필요하다.⁽⁷⁾

일반적으로 선박과 육상 디젤발전소에 적용되는 저속 2행정 디젤엔진은 종진동 댐퍼(axial vibration damper)를 표준으로 부착하기 때문에 크랭크축의 종진폭은 감소하게 된다. 그러나 주 진동차수가 발전기

† 책임저자, 정회원, 목포해양대학교 기관시스템공학부
E-mail : ldcvib@mail.mmu.ac.kr
Tel : (061) 240-7089, Fax : (061) 240-7282

* 목포해양대학교 기관시스템공학부

** 목포해양대학교 해양시스템공학부

의 동조회전수와 일치하거나 발전기 회전축의 종강성이 낮아 발전기축의 진동진폭이 크랭크축에 비해 상대적으로 클 경우 진동문제가 야기될 수 있다. 따라서 본 논문에서는 6만5천 kW급의 육상 디젤발전소에 적용되는 9실린더인 9K80MC-S엔진의 회전축계를 모델로 비틀림진동이 고려된 종-비틀림 연성진동을 이론적으로 계산하고 발전소 시운전 중 진동계측을 통하여 이들 방법에 대한 신뢰성과 타당성을 확인하고자 한다.

2. 종진동의 기진력

육상디젤 발전소용 디젤엔진의 종진동 기진력은 첫째, 가스압력에 의한 크랭크 스톱의 반경력과 왕복 질량에 의한 관성력을 종방향의 추력으로 환산한 힘이다. 크랭크 스톱의 반경력을 종방향 기진력으로 환산하기 위해서는 추력변환율을 구하여야 한다.^(2,3)

Fig. 1(a)과 같이 단일 크랭크 스톱의 크랭크 핀에 반경력 P_r 가 작용하면, 크랭크는 점선으로 표시된 바와 같이 변형되어 종방향으로 δ 길이 만큼의 변위가 발생한다. 또한 Fig. 1(b)에서와 같이 크랭크 스톱이 종방향으로 δ 길이의 변위를 일으키는데 필요한 종방향의 힘을 P_a 라 하고 변위의 관점에서 보면 크랭크핀에 작용된 반경력 P_r 는 저널에 종방향으로 힘 P_a 가 작용한 것으로 생각할 수 있다. 여기서 η 를 추력변환율이라 하며, 크랭크 스톱의 인접각, 실린더수, 실린더직경, 엔진형식 등에 의하여 다소 차이가 있으나 저자들의 경험에 의하면 0.15~0.25 사이의 값을 갖는다. 반경력 P_r 에 추력변환율을 곱하면 종진동의 기진력이 되므로 추력변환율 η 는 식 (1)과 같이 구할 수 있다.

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

- η : 추력변환율
- P_a : 크랭크 저널에 작용하는 종방향의 힘
- P_r : 크랭크 핀에 작용하는 반경방향의 힘

둘째, 비틀림진동에 의한 영향으로 기진토크의 주기가 축계 자신이 갖는 고유주기와 일치하면 비틀림진동이 증가하게 된다. 이때 추력변동이 발생하게 되며 종변위도 증가하게 된다. 비틀림진동에 의하여 크

랭크스톱과 피스톤 기구에서 발생하는 추력변동력은 다음과 같이 이론적으로 해석되어지며, Fig. 2에서 반경방향의 힘 F_r 는 식 (2)와 같이 된다.⁽³⁾

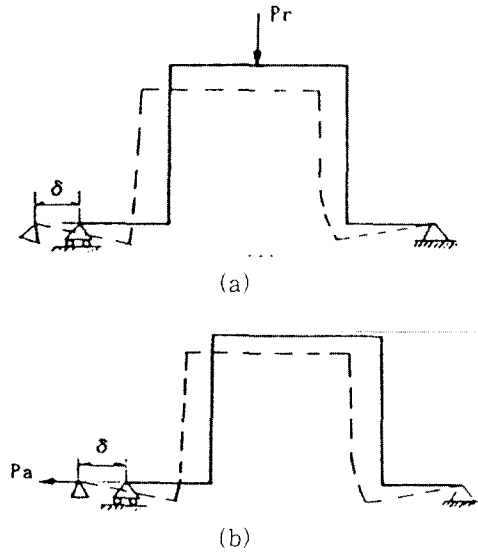


Fig. 1 Conversion of the radial force to the axial force

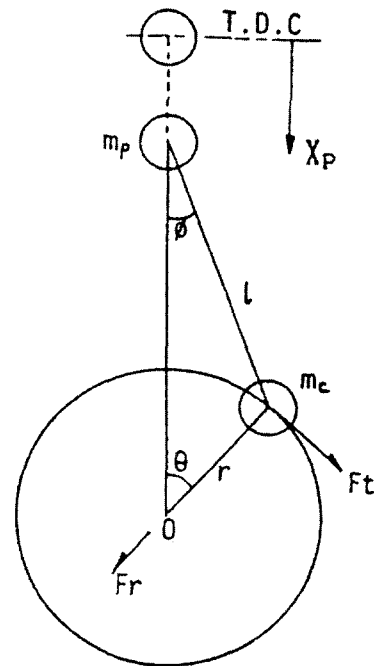


Fig. 2 Inertia force of crank and piston

$$F_r = -m_p \ddot{x}_p \{ \cos(\theta + \varphi) / \cos\varphi \} - m_c r \ddot{\theta}^2 \quad (2)$$

- m_p : 피스톤과 여기에 연결된 왕복운동부의 질량
- m_c : 크랭크 스로우의 회전질량
- r : 크랭크의 회전반경
- x_p : 피스톤의 변위
- θ : 크랭크 스로우 회전각,
- φ : 연결부의 각도
- λ : 연결봉비 (r / l)

식 (2)를 전개하여 정리하면 식 (3)과 같이 된다.

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

여기서 비틀림진동의 각진폭을 a_o 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)를 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

3. 종진동의 이론적 검토

축계의 종진동계 운동방정식은 식 (7)과 같이 표현할 수 있으며, 감쇠 및 기진력을 무시한 자유진동 계산에 의해 고유진동수와 진동모드를 구할 수 있다.⁽⁵⁾

$$[M] \{ \ddot{X} \} + [C] \{ \dot{X} \} + [K] \{ X \} = \{ F_{ti} \} \quad (7)$$

- $[M]$: 질량 매트릭스, $\{ X \}$: 종진폭 벡터

- $[C]$: 종감쇠 매트릭스, $\{ F_{ti} \}$: 내부 기진력
- $[K]$: 종강성 매트릭스

본 연구에서는 종진동 멤버의 비선형성을 고려하고 동시에 계산시간을 절약하기 위하여 전달매트릭스법을 이용하여 자유 및 강제 진동계산을 수행하였으며 디젤엔진과 발전기의 주요 요목은 Table 1과 같다. 여기서 발전기 권선을 설치하기 위한 림(rim)을 지지하고 있는 대형 원판(disc)과 발전기축은 28개의 커플링 볼트에 의해 연결되어 있다. 그리고 이 거대

Table 1 Specification of the 9K80MC-S generator set

Axial damper	Stiffn. of thrust	290 MN/m
	Rel. damping	2.4 MN · s/m
	Weight	4200 kg
Engine	Type	9K80MC-S
	Cyl.bore × stroke	800 × 2300 mm
	Power at MCR	41460 bhp × 103.4 rpm
	Recip./rot. mass	12381/8600 kg/cyl.
	Firing order	1-6-7-3-5-8-2-4-9
	Conn. ratio(r/l)	0.364
	No. of cylinder	9 ea
Generator	Weight(dry)	1101 ton
	Maker	ABB
	No. of poles	58 ea
	Idling speed	50 rpm
	Dia of rotor	8.86 m
	Weight of rotor	288 ton
	Thickness of rim	150 mm
	M.O.I	3200 ton · m ²

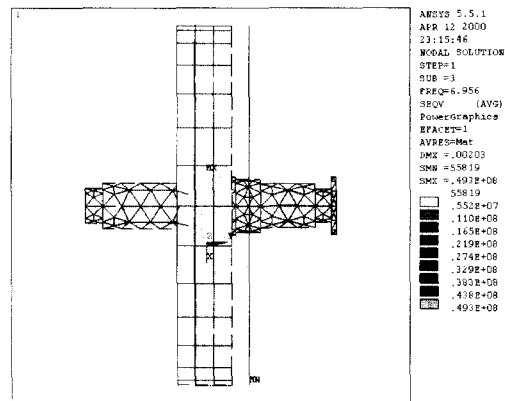


Fig. 3 Natural frequency and mode shape of generator rotor rim (0,0 mode)

한 원판구조는 림에 비해 두께가 상대적으로 아주 얇기 때문에 종강성은 일반축과 비교하여 현저하게 낮다. 본 연구에서는 원판의 신뢰성 있는 종 강성계수를 얻기 위하여 ANSYS을 이용 FEM해석(노드수 : 10512, 요소수 : 7833) 수행하였다. 그리고 Fig. 3과 같이 이 진동계에 유효한 영향을 주는 (0,0)모드만^(8,9) 추출하여 집중질량계로 환산하여 적용하였으며, 이때 진동 모드 형태가 마치 우산을 펼 때 발생하는 현상과 유사하여 대형 디젤엔진 제작사에서는 일명 'umbrella effect' 라고 한다.

Fig. 4는 커플링 볼트를 모델링한 것으로 Fig. 5와 같이 (0,0) 진동모드에 의해서 발전기축과 원판을 연결하는 체결용 볼트에서 응력이 집중된다.

중진동 해석을 위하여 크랭크는 실린더당 2개의 집

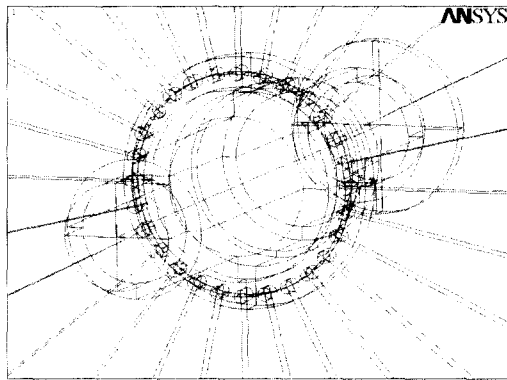


Fig. 4 Modeling of coupling bolts between generator shaft and rotor rim

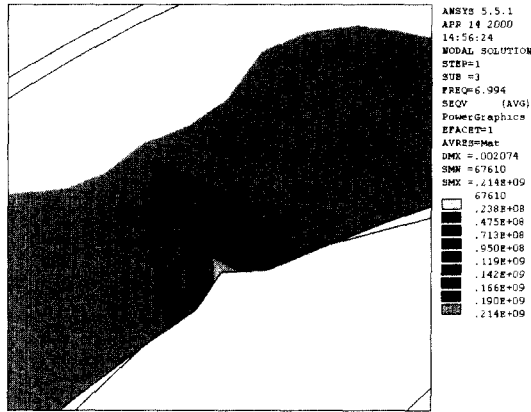


Fig. 5 Stress concentration of coupling bolt between generator shaft and disc at (0,0) mode

중질량으로 나누어서 총 26개의 집중질량계로 적용하였다. 이 진동계에서 절점이 없는 0절 진동은 비교적 낮은 지반의 종강성에 좌우되며 Fig. 6은 발전기 림 지지구조의 원판 종강성 변화에 따른 고유진동수 변화를 나타내고 있다. 따라서 강성계수가 $2.0 \sim 3.0 \cdot 10^8$ N/m 범위에 있으면 2차 진동이 발전기의 동조 회전수와 일치할 가능성이 크다.

발전기의 원판 구조와 크랭크축에 절점이 있는 1, 2절 진동은 원판의 종강성에 좌우되며 Fig. 7은 림 지지구조의 원판 종강성 변화에 따른 2절 진동의 고유진동수 변화를 보여주고 있다. 여기서 중진동이 최적설계가 되도록 하기 위해서는 여러 가지 방법이 있다. 우선 중진동에 지배적인 크랭크축과 각 실린더간의 배치 조정은 제한되어 현실적으로 실현 가능성이 희박하다. 그리고 댐퍼의 감쇠계수 조정은 Fig. 6, 7에 보는 바와 같이 댐퍼 작동유무에 따라 큰 변화가 없다. 또한 엔진이 설치되는 지지구조의 강성을 증가시

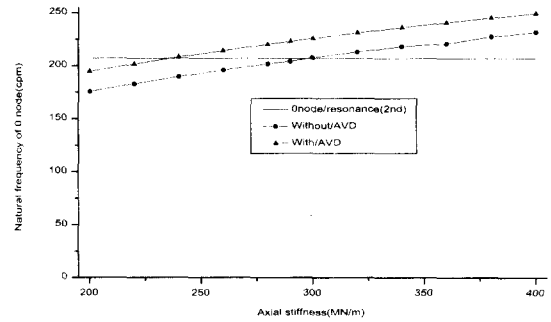


Fig. 6 Natural frequency of 0-node axial vibration by the axial stiffness of generator disc

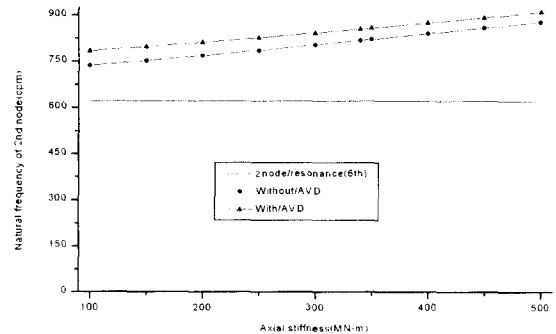


Fig. 7 Natural frequency of 2nd-node axial vibration by the axial stiffness of generator disc

키는 방법이 있기는 하지만 경제적 부담이 크기 때문에 발전기 축과 림 사이의 대형 원판의 두께를 조정하여 종강성을 증가시키는 방법이 적합하다.

본 연구에서는 이러한 여러 진동모드와 발전축의 커플링 볼트를 보호하기 위하여 설계 초기에 구조적으로 문제가 없는 $1.0 \cdot 10^8$ N/m 이하인 종강성계수를 발전기 대형 원판의 원 제작사인 ABB와 협의하여 원판의 두께를 2배로 증가시켜 종강성계수가 $3.4 \cdot 10^8$ N/m이 되도록 설계를 변경함으로써 종진동을 최적화할 수 있었다.

Figs. 8, 9는 발전기 최대 부하시 종진동 댐퍼가 정상적으로 작용할 때 종진동 댐퍼와 추력 베어링에서 이론적으로 계산한 추력 변동이다. 여기서 3차 진동은 이론적으로 a)1~3, b)4~6, c)7~9 세 실린더군으로 나눌 수 있고 a)와 b)군 사이의 기진력 위상이 반대이고 또한 b)와 c) 위상이 반대이다. 따라서 공진 점과 관계없이 이론상 진동진폭과 추력이 대단히 커

지나 실제로는 크랭크축의 복잡한 구조에 의하여 이들은 상당히 줄어들 것으로 판단된다. 이외에도 6차 성분의 기진력은 엔진구조물을 통해서 엔진상부에 설치된 배기가스를 모으는 배기관 구조물과 기초부를 통하여 인접건물로 전달되어 전후 또는 2차 진동을 일으킬 수 있다.

Fig. 10은 발전기 회전축과 림 사이의 원판구조에 걸리는 축 방향의 힘이며, 이로 인하여 굽힘 모멘트가 발생하고 커플링 볼트에서 굽힘 응력이 증가하여 파손의 원인이 되기도 한다.

9K80MC-S 엔진의 배기관계 전후방향 고유진동수는 비교적 낮은 반면, 주 기진원인 6차 진동의 가진 주파수가 높아 공진 가능성은 희박하며 실제로 현지 공장 시운전시 전후방향 공진현상은 발생하지 않았다. 종진동 댐퍼가 정상적일 경우 종진동은 대체적으로 양호하나 댐퍼 공급 오일이 누수되거나 또는 댐퍼 내부의 O-링이 마모되어 댐퍼가 비정상적으로 작동하

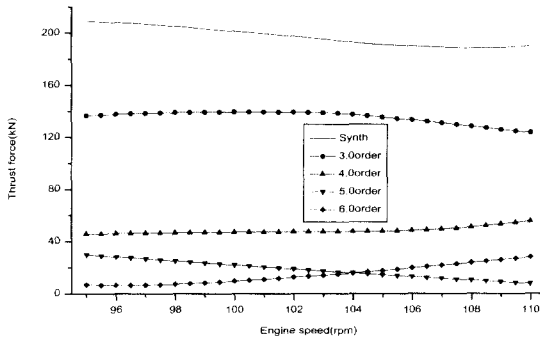


Fig. 8 Thrust variation force of axial damper with full load and AVD active condition

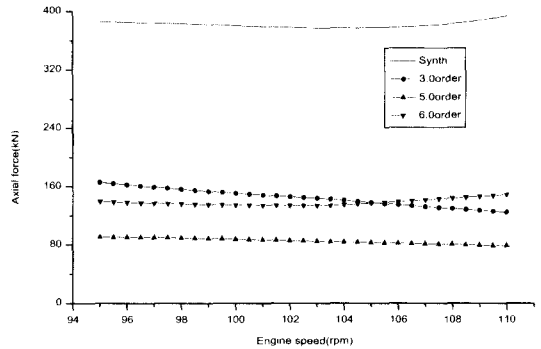


Fig. 10 Axial force between gen. shaft and rotor rim with full load and AVD active condition

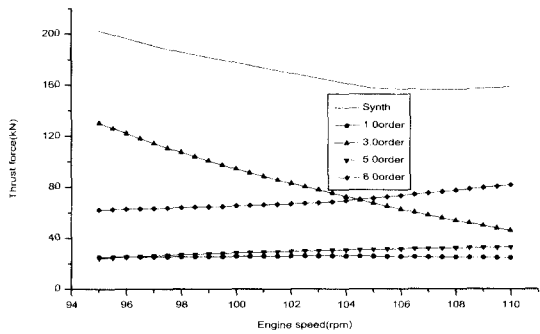


Fig. 9 Thrust variation force of thrust bearing with full load and AVD active condition

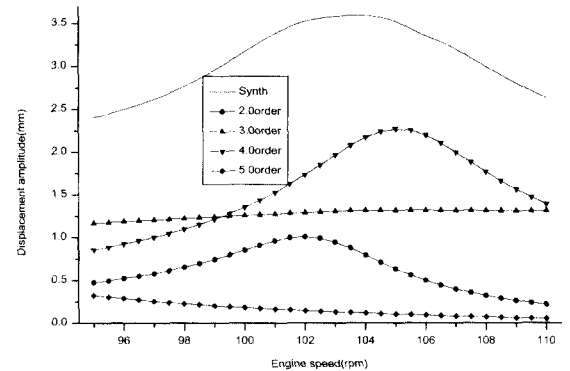


Fig. 11 Displacement ampl. of crank shaft free end with full load and AVD inactive

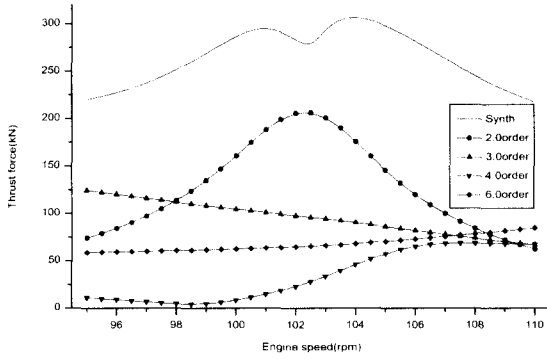


Fig. 12 Thrust variation force of thrust bearing with full load and AVD inactive

면 감쇠를 기대할 수 없다. 따라서 이러한 경우에 발전기 부하가 증가하면 종진동과 추력변동은 Figs. 11, 12에서 보는바와 같이 급격하게 증가하므로 이를 감지할 수 있는 모니터링 시스템이 필요하다.

4. 종진동의 측정 및 고찰

Fig. 13은 디젤발전소에서 종진동을 계측하기 위한 장비의 배치도를 보여주고 있다. 여기서 크랭크축 선단 종진폭은 종진동 모니터링 시스템을 이용하였고, 발전기 회전축의 림의 종진폭은 발전기 내부에 안전을 고려하여 갭(gap) 센서를 설치하여 계측하였다.

우선 종진동의 고유진동수와 진동모드를 확인하기 위해서 종진동 댐퍼에 공급되는 오일을 차단하고 발전기에 부하를 걸지 않은 상태에서 진동계측을 수행하였다. Fig. 14는 0절 2차의 크랭크축 선단 종진폭으로 공진점이 동조회전수와 거의 일치하고는 있지만 댐퍼가 정상적으로 작동되면 Fig. 6에서와 같이 댐퍼

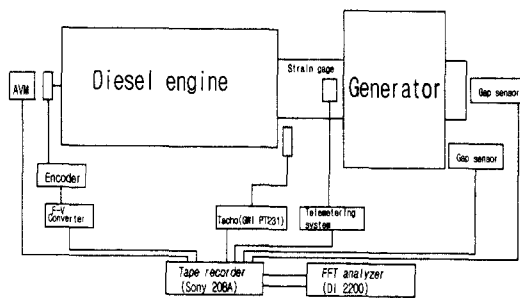


Fig. 13 Schematic diagram for axial-torsional coupled vibration measurement

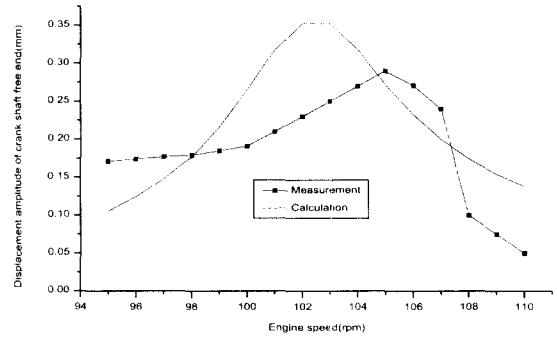


Fig. 14 The 2nd order displacement amp. of crankshaft free end with AVD inactive

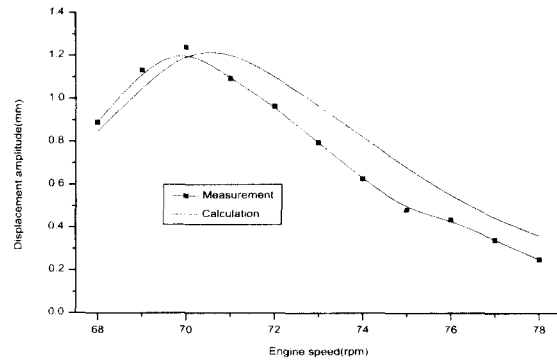


Fig. 15 The 6th order disp. amp. of crank shaft free end with AVD inactive

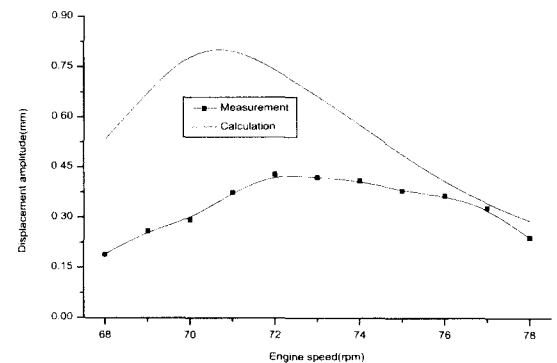


Fig. 16 The 6th order displacement amp. of rotor rim end with AVD inactive

감쇠에 의해 고유진동수가 약간 증가하고, 또한 발전기 부하가 증가할수록 피스톤의 관성력에 의해서 기진력이 감소하므로 안전하다. Fig. 15는 1절 6차 성분의 크랭크축 선단 종진폭으로 고유진동수는 계산결과보다 약간 낮으나 진폭은 거의 일치하고 있으며, Fig.

16은 발전기 림에서의 종진폭으로 계산결과보다 상당히 낮게 계측되었고 이 원인은 차후 좀더 상세하게 검토할 예정이다.

다음으로는 종진동 댐퍼가 정상적으로 작동할 때 진동계측을 수행하였으며 이때 고유진동수는 Fig. 7에서 보는 바와 같이(디튜너로 가정) 20 cpm 정도 증가한다. Fig. 17은 6차 크랭크축 선단 종진폭으로 계측결과가 계산결과보다 약간 낮으며 이는 종진동이 여러 차수의 합성으로 종진동 댐퍼의 감쇠가 증가한 것으로 판단된다. 최대 부하시 동조회전수에서의 종진동계산 및 계측결과는 Table 2와 같으며 계산결과와 계측결과의 오차가 크다. 그 원인으로 세가지 정도로 추정할 수 있는데 첫째는 발전기의 부하 증가로 평균유효압력 및 최대폭발압력이 증가하여 기진력이 증가하고 이를 종진동의 추력으로 환산하는 과정에서 일어나는 것으로 판단되며 본 연구에서는 각 차수 및 부하에 관계없이 동일한 추력변환율을 적용하였다. 둘째 댐퍼가 작용하지 않을 때보다 크랭크축 선단 종진폭이 상대적으로 적고 초기 크랭크축 설치시 베어링 상하 갭이(약 0.5 mm) 있는 상태에서 기진력 증가로 크랭크축의 상하, 좌우 및 기울기(tilt)운동 증가로 오차가 증가한 것으로 예상할 수 있다. 마지막으로 본 연구에서는 진동계산을 위해 댐퍼의 감쇠계수를 1~16차 까지 비례점성 값을 적용하였지만 실제로 이 감쇠계수는 이들의 합성치 종진폭 영향을 고려하여 적용하여야 한다. 그러나 이를 적용하기 위해서는 주파수 함수영역뿐만 아니라 시간영역함수에서 진동계산을 수행하여야 하는데 이는 현실적으로 대단히 어렵다.

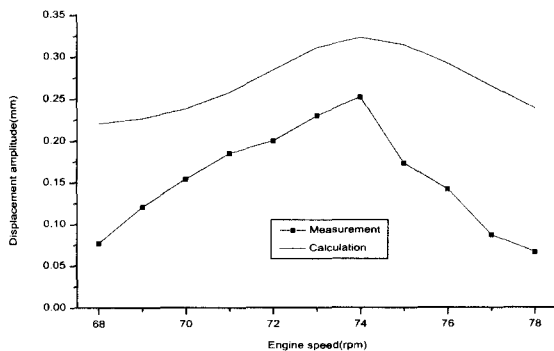


Fig. 17 The 6th order displacement amp. of crankshaft free end with AVD active

Table 2 Axial vibration of 9K80MC-S at full load and AVD active condition

Order	Axial amplitude of crank shaft free end(mm)		Axial force between generator shaft and rotor rim(kN)	
	Calculated	Measured	Calculated	Converted
1	0.132	0.164	2.2	2.7
2	0.076	0.157	3.4	7.0
3	0.998	0.560	143.7	80.6
4	0.340	0.044	68.3	8.8
5	0.117	0.042	84.6	30.4
6	0.104	0.062	134.0	79.9
9	0.019	0.001	7.3	-

5. 결론

본 논문에서는 6만 5천 kW 육상 디젤발전소에 적용된 9K80MC-S 엔진을 대상으로 종진동을 이론적으로 검토하였다. 그리고 최적설계를 통해서 실제 엔진을 제작하였으며, 이론적인 해석에 대한 타당성을 확인하기 위하여 종진동 댐퍼에 오일을 차단하고 진동모드를 확인하였으며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

- (1) 육상 디젤발전소용 저속 2행정 디젤엔진에서 0절 종진동은 지반의 강성에 좌우되지만, 경제적인 면을 고려할 때 고유진동수나 진동모드의 변경은 현실적으로 어렵다. 따라서 방진대책으로 공진 가능성이 높은 차수의 기진력을 줄이는 것이 합리적이다.
- (2) 1, 2절 종진동의 고유진동수와 진동모드는 발전기 림을 지지하는 원판구조의 종강성에 좌우되며 주진동의 공진점과 발전기 동조회전수와 서로 분리하여야 한다. 또한 커플링 볼트의 응력집중을 방지하기 위하여 크랭크축 선단과 발전기축의 림의 상대 종진폭이 크지 않도록 설계하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 원판구조의 두께를 조정하여 발전기의 동조회전수에서 공진을 피하도록 하여 만족할만한 결과를 얻을 수 있었다.
- (3) 림의 지지구조인 원판구조와 발전기축을 연결하는 커플링 볼트의 굽힘응력을 FEM 및 종진동 계산과 계측에 의해서 추정하였지만 좀더 정확한 값을 얻기 위해서는 이 부위의 응력계측에 관한 추가 연구가 필요할 것으로 판단된다.
- (4) 종진동 댐퍼가 비정상적일 경우 종진동이 증가

하여 크랭크축과 발전기축에서 굽힘응력이 증가하므로 종진동 모니터링 시스템을 설치하는 것이 바람직하다.

참 고 문 헌

(1) Tsuda, K., Jeon, H., 1969, "Theoretical Analysis of Coupled Torsional-Axial Undamped Vibration of Marine Diesel Engine Shafting", Japan Shipbuilding & Marine Eng., Vol. 4, No. 5.

(2) Jeon, H., 1974, "Theoretical Analysis of Coupled Torsional Axial Forced Vibration of the Marine Diesel Engine Shafting", J of Faculty of Engineering, The University of Tokyo Vol. 32, No. 3, pp. 535~561.

(3) Fujii, K. and Tanida K., 1984, "Exciting Forces of Ship Vibration Induced by Torsional and Longitudinal Vibration of Shafting System", ICMES '84.

(4) Hylarides, S. and Gent van W., 1979, "Hydro

Dynamic Reactions to Propeller Vibrations", Trans. I Mar E(C), Vol. 91, Conference No. 4, Paper C37.

(5) Lee, D. C., Choi J. S. and Kim, U. K., 1994, "Dynamic Characteristics of Axial Vibration Damper and Its Application for the Propulsion Shafting System with Marine Diesel Engine", ICVE'94, Beijing, China, p. 471.

(6) 이돈출, 김정렬, 김의간, 1994, "저속 2행정 디젤엔진의 종진동댐퍼 동특성에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제 18 권 제 2 호, p. 113.

(7) 박종포, 신언탁, 2000, "발전용 대형 2행정 디젤 및 기초의 구조진동해석", 한국소음진동공학회지, 제10권 제3호, p. 493.

(8) 이승엽, 1999, "정보 저장기기의 회전 디스크 임계속도에 관한 연구", 한국소음진동공학회 1999 춘계학술대회논문집, pp. 185~191.

(9) 임경화, C. M. Mote Jr, 1999, "고속회전 원형톱의 불안정 현상", 한국소음진동공학회지, 제9권, 제6호, pp. 1210~1217.