

대형 디젤엔진의 진동 분석과 저감[§]

배용채^{*†} · 김희수^{*} · 이옥륜^{*} · 이두영^{*} · 김봉수^{*}

* 한전 전력연구원

Vibration Analysis and Reduction for Large-scale Diesel Engines

Yong Chae Bae^{*†}, Hee Soo Kim^{*}, Wook Ryun Lee^{*}, Doo Young Lee^{*} and Bong Soo Kim^{*}

* KEPCO Research Institute

(Received June 1, 2011 ; Revised July 29, 2011 ; Accepted August 3, 2011)

Key Words: Diesel Engine(디젤엔진), Torsional Vibration(비틀림 진동), Resonance(공진), Modal Analysis(모드 해석), Vibration Reduction(진동 저감)

초록: 디젤엔진은 기동 정지 시간이 빠르고 내구성과 신뢰성이 높아 대용량 발전소의 비상 발전기뿐 아니라 제한된 도서지역의 발전용으로 유용하게 사용되고 있다. 그러나 디젤엔진에 고진동이 발생될 경우 엔진 구조물 자체의 손상뿐 아니라 운전 신뢰성을 저해하는 요소가 될 수 있다. 본 논문은 고진동으로 인하여 수년간 출력을 감발하여 운전되었던 대형 발전용 디젤엔진의 고진동 원인을 분석하기 위하여 수행한 시험 및 해석과 대책 수립에 대하여 기술하였다. 진동의 원인으로서는 발전기 축의 비틀림 가진으로 인한 엔진 구조물의 공진으로 분석되었으며 수립된 대책을 시뮬레이션 후 실제 발전소에 적용하여 양호한 진동 저감 결과를 얻을 수 있었다.

Abstract: Diesel engines are widely used as power supplies for isolated islands as well as emergency power supplies for large-capacity power plants because of their rapid response to operation, high reliability, and good durability. However, diesel engines are also vulnerable to damage or degradation of reliability when high levels of vibration are generated in them. This paper shows experiments and analysis for the determination of the causes of high-vibration phenomena in large-scale diesel engines, which have experienced various power decreases over several years because of the high levels of vibration. The main cause of the vibration is identified as the resonance created by the torsional vibration of its crank axis, and the appropriate countermeasures that were designed worked well when applied in field tests.

1. 서론

디젤엔진은 열 효율이 타 기관에 비해 높고 기동 특성이 뛰어나 원자력 발전소의 비상 발전기 또는 도서지방과 같이 제한된 지역에서의 발전용 엔진으로 유용하게 활용되고 있다. 그러나 디젤엔진은 실린더 내의 연료 연소 등으로 인한 진동과 소음이 높게 되는 단점이 있다. 이러한 진동은 엔진의 지지 구조물 과 주요 부품을 손상 시켜 정격 부하로 발전할 수 없거나 운전 신뢰성을 저해할

수 있다. 디젤엔진의 진동은 일반적으로 실린더의 수에 따라 다르나 실린더의 폭발력에 의한 압력 맥동 또는 피스톤의 왕복 관성력에 의해 H mode, X mode, L mode 의 형태로 나타난다.⁽¹⁾

본 논문은 발전소에서 운전되고 있는 디젤 엔진에서 발생된 고진동의 원인 분석과 대책 수립을 위한 시험 및 해석, 대책 수립과 진동 저감 효과에 대하여 기술하였다. 본 논문의 대상은 저속 2행정 디젤엔진으로써 기기의 안정적 운전을 위해 정격 출력 대비 80% 이하의 부하 감발 운전을 하였다. 특히 과급기에서의 진동이 55mm/sec, o-p 이상으로 매우 크게 나타났으며 엔진의 구조 진동 원인 규명을 위하여 엔진 구조 분석과 진동 측정 및 특성 시험을 수행하여 진동 원인을 규명하였다. 또한 유한 요소 해석을 통하여 규명된 원인에 따

§ 이 논문은 2011년도 대한기계학회 에너지 및 동력공학부문 춘계학술대회(2011. 6. 2., 한국발전교육원) 발표논문임
† Corresponding Author, ycbae@kepri.re.kr
© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

른 대책을 수립하고 실제 발전소에 적용함으로써 유효성을 검증하였다. 대책 수립 후 디젤엔진은 40% 이상의 진동 저감 효과를 가져왔으며 현재 출력을 상승하여 정격 출력으로 운전하고 있다.

2. 디젤 엔진 진동 형태

2.1 엔진 본체 진동 가진력과 진동 형태

일반적으로 디젤엔진 본체에 진동을 유발시키는 주요 기진원은 연료 분사와 함께 실린더 폭발 행정에서 일어나는 압력 맥동에 의한 가진력과 피스톤의 왕복 관성력을 들 수 있다. 즉, 엔진 본체는 고압의 폭발 가스에 의해 압력 변동 가진력을 받으며 크랭크 축의 불평형 모멘트 등에 의한 외력이 지지 베어링과 실린더 프레임을 통해 전달된다. 디젤엔진의 진동은 비틀림 진동, 종진동, 크랭크 축의 횡진동 및 엔진 본체 진동을 들 수 있다. 디젤엔진에서 나타나는 진동 형태는 Fig. 1 과 같이 H 형 모드와 L 형 모드 그리고 이들이 혼합된 X 형 모드 형태를 들 수 있다.⁽¹⁾ H 형 모드의 경우 주로 7 실린더 이하의 엔진에서 상부의 좌우 방향에 대하여 진동 진폭의 크기가 거의 같고 동 위상의 진동 형태로 나타난다. 반면에 L 형 모드의 경우는 육상 발전용 디젤엔진에서 잘 나타나지 않으며 주로 선박용 엔진에서 프로펠러의 영향에 의해 발생된다. 발전용 디젤엔진의 경우 L 형 진동 모드는 실린더 수와는 상관없이 추진축 계의 종 방향 진동 및 비틀림 연성 진동에 의한 추력

변동력에 의하여 일어날 수 있다. 따라서 엔진축의 종 방향 진동 감쇄를 위해 진동 댐퍼를 채택하기도 한다. X 형 진동 모드는 H 형 모드나 L 형 모드와 다르게 가진력의 형태가 엔진을 뒤틀리게 하는 형상을 보인다. 주로 8 실린더 이상의 엔진에서 본체의 무게 중심을 기준으로 엔진의 앞쪽과 뒤쪽의 진동 방향이 서로 반대이다.

3. 엔진 구조 및 제원

3.1 엔진 구조

본 논문의 대상인 디젤엔진은 2 행정 7 실린더 형식으로써 발전기의 회전수는 138.5 rpm 이고 극수는 52 이다. Fig. 2 는 디젤엔진의 내부 구조를 나타낸다. 엔진 앞쪽에는 회전체의 관성 모멘트에 의한 가진력을 감소시키기 위하여 비틀림 진동 댐퍼가 설치되어있다. 7 개의 실린더가 1 축에 배치되어 있으며 발전기축 끝에는 종진동 댐퍼가 설치되어 있다. 엔진 상부에는 실린더 블록과 배기가스 저장장치, 그리고 과급기가 설치되어 있다. 배기 밸브에서 나온 배기가스는 저장조로 들어가며 이곳에서 맥동압력을 균등하게 하여 SCR(Selective Catalytic Reduction) 장치를 거쳐 과급기로 연결된다.

3.2 엔진 제원

Table 1 은 7 실린더 디젤 엔진의 주요 제원을 나타낸다.

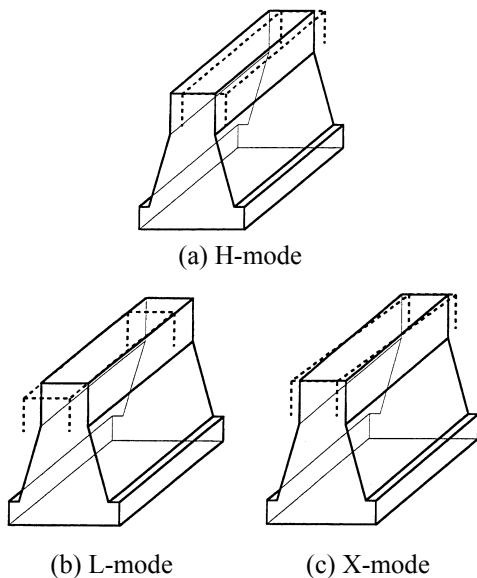


Fig. 1 Vibration mode of diesel engine structure

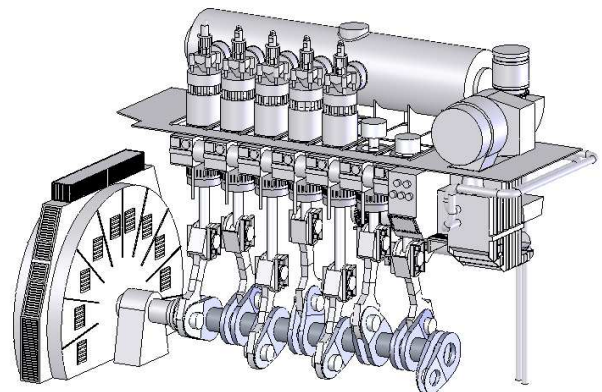


Fig. 2 Structure of diesel engine

Table 1 Engine specification

Engine	Power(kW, MCR)	10,450
	No. of cylinder	7
	Firing order	1725436
	Dia. of crank shaft(mm)	670
	Weight(ton)	350
Generator	No. of pole	52
	Rotor Diameter(mm)	73,000
	Weight(ton)	34.7

Table 2 Result of vibration measurement

Location	Direct	Mag. (mm/s, o-p)			
		@ Freq.(Hz)		OA	
Engine body	Cy #7	L	9.25	8.5	9.9
		H	9.25	25	25.5
	Cy #1	L	25.5	4.2	8.5
		H	9.25	7.2	9.2
T/C	L	23.0	5.5	8.3	
	H	9.25	43.9	44.8	

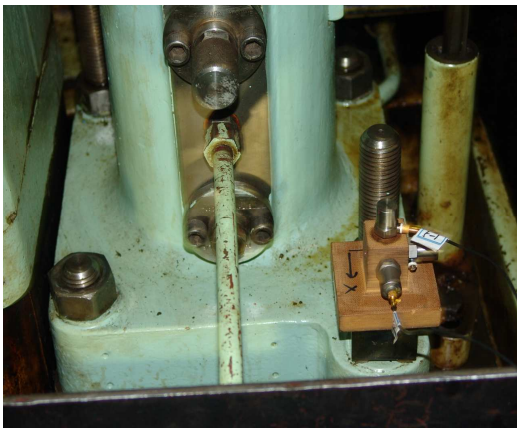


Fig. 3 Location of vibration measurement

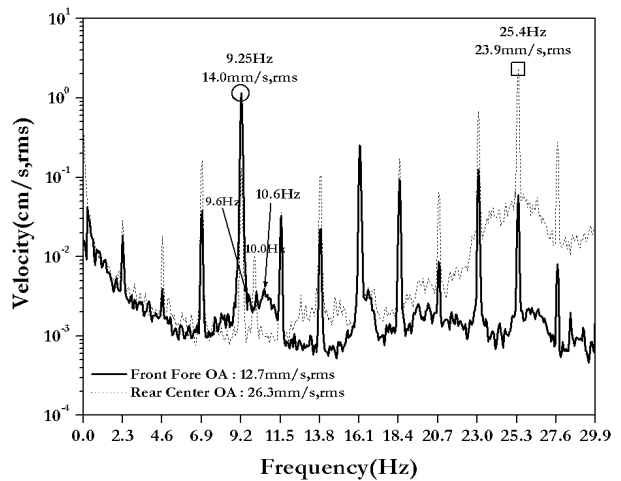


Fig. 4 Comparison of vibration for front/rear side

4. 진동 계측 및 특성시험

4.1 엔진 본체 진동 계측

디젤엔진의 진동 수준을 파악하기 위하여 먼저 Fig. 3 과 같이 엔진의 실린더 상부의 각 위치에서 진동을 계측하였다. 그 결과, Table 2 와 같이 엔진 본체의 경우 과급기 방향의 7 번 실린더 측에서 25.5mm/s, o-p 로 제작사의 허용 권고치를 초과하였으며 과급기 지지대의 진동 수준은 45mm/s, o-p 로 매우 높았다. Fig. 4 는 90% 출력에서의 엔진 본체에 대한 전면부와 후면부에 대한 횡진동 측정 결과이다. 디젤엔진의 주진동은 9.25Hz 에서 나타나나 배기가스 저장조가 위치한 후면부 엔진 본체에서는 25.4Hz 에서 높은 진동 값(34mm/s, o-p)을 나타냈다. Fig. 5 는 엔진 본체에서 진동이 높은 7 번 실린더 위치에서의 부하별 진동 수준을 나타내며 그림에서 보는 바와 같이 4 차 성분인 9.25Hz 가 탁월 주파수로 나타나고 부하가 커질수록 진동이 커짐을 알 수 있다.

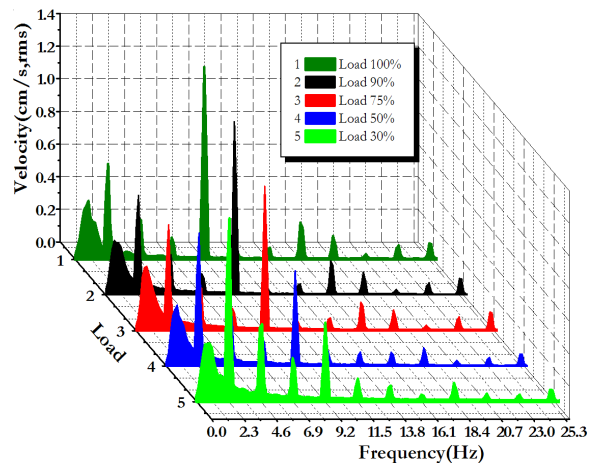


Fig. 5 Vibration level at 7 cylinder for engine load.

4.2 엔진 기동 시험

디젤엔진의 고진동의 원인을 종합 분석하기 위

하여 엔진 기동 조건에서 속도에 따른 엔진 본체의 진동 특성시험을 수행하였다. 비틀림 진동을 측정하기 위하여 Fig. 6 과 같이 갭 센서를 설치하였으며 엔진 구조진동은 #1(Generator side, Fig. 1), #4, #7(T/C side) 실린더 위치에 각각 가속도 센서를 설치하여 진동을 계측하였다. Fig. 7 은 엔진 기동중 엔진 축계의 비틀림 진동 결과이며 7 차 진동의 공진점이 96Hz 에 존재함을 알 수 있다. 또한 Fig. 8 은 엔진 승속시 #7 실린더 측에서의 엔진 진동 형태로 81rpm 에서 7 차 진동의 공진점이 나타남을 알 수 있다. 또한 엔진 회전수가 증가하면서 비틀림 진동의 가진으로 인해 진동의 크기가 유지됨을 볼 수 있다. 앞에서 언급한 바와 같이 진동의 주성분이 4 차이므로 이를 4 차 성분으로 분석해 보면 141rpm 이 공진 주파수가 되어 디젤 엔진의 운전 속도인 138.5rpm 과는 매우 근접해 있음을 알 수 있다. 따라서 엔진 운전 영역에서의 4 차 공진에 의한 진동 대책이 필요함을 알 수 있다.

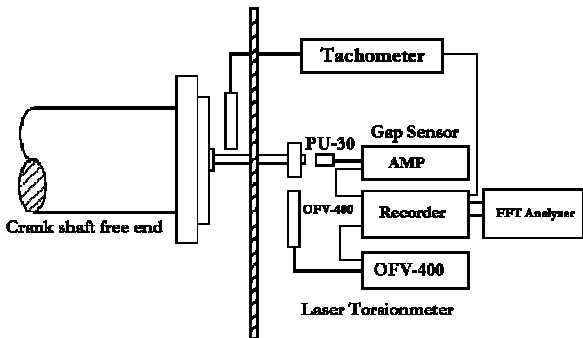


Fig. 6 Set up for engine vibration measurement

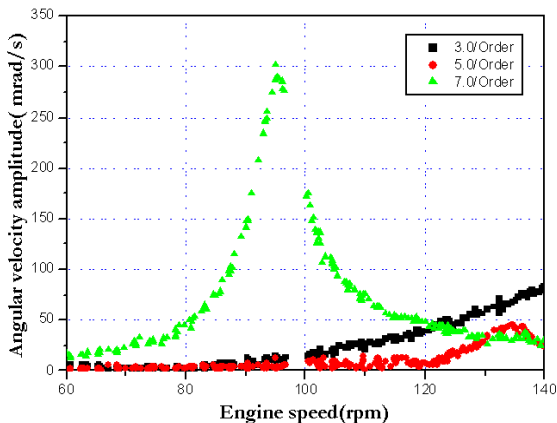


Fig. 7 Torsional vibration for engine shaft

5. 진동 대책 수립

5.1 유한요소 모델 및 검증

디젤엔진의 고진동에 대한 대책을 수립하기 위하여 엔진 구조물에 대한 유한요소 해석을 수행하였다. Fig. 9 는 해석 모델로써 본 연구에서는 일반적으로 단순화된 엔진 또는 국부 구성에 대한 단순 모델을 피하고 과급기와 선박용 엔진에서 고려되지 않는 엔진 베이스를 포함하여 해석을 수행하였다. 상용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS 를 이용하였으며 총 요소 수는 60,000 개 이다.

Fig. 10 은 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 실제 엔진 본체에 대한 모드 시험을 수행한 결과와 해석 결과를 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 해석결과(Fig.10-b)가 10.2Hz 에서 시험 결과(Fig.10-a)와 동일한 모드가 나타남을 알 수 있다.

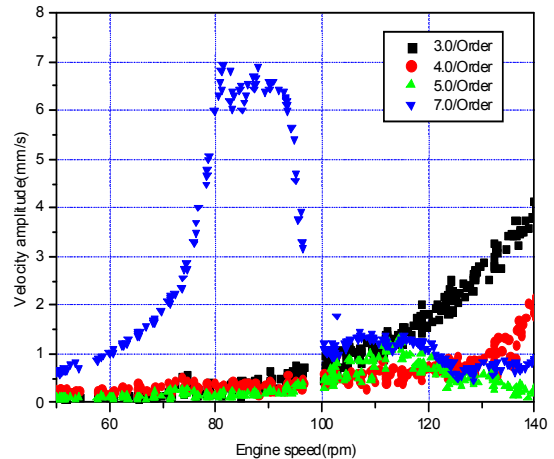


Fig. 8 Engine body vibration at 7 cylinder side

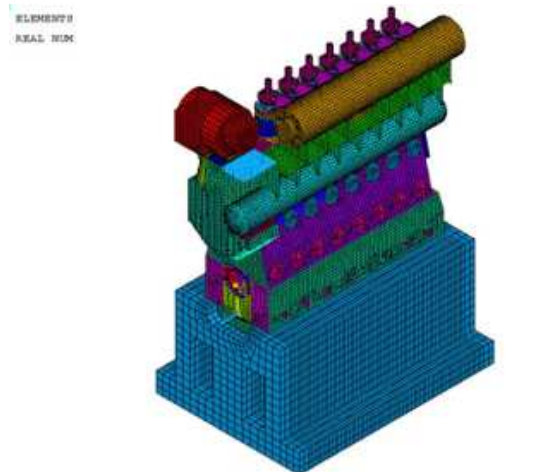
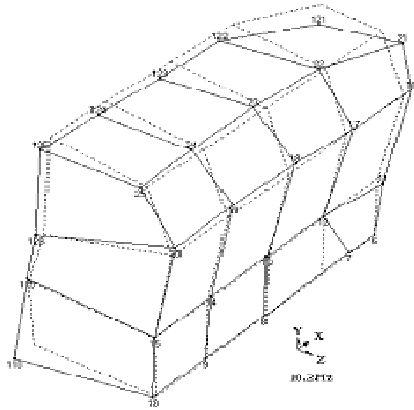
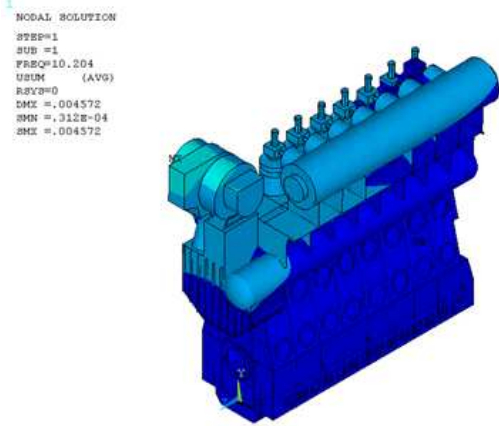


Fig. 9 FEM model of diesel engine



(a) Result of modal test



(b) Result of FE analysis

Fig. 10 Comparison of modal test and FE analysis

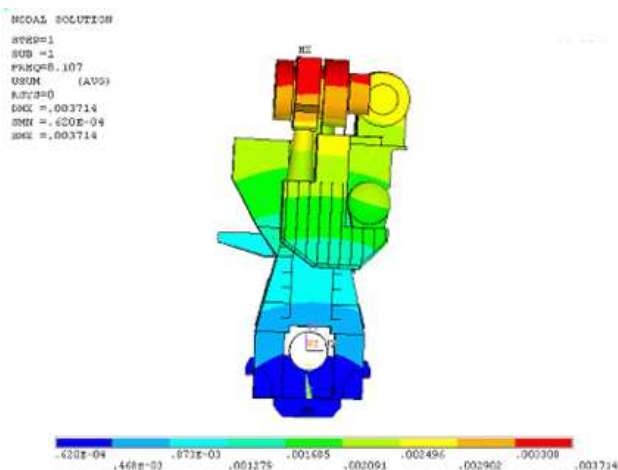
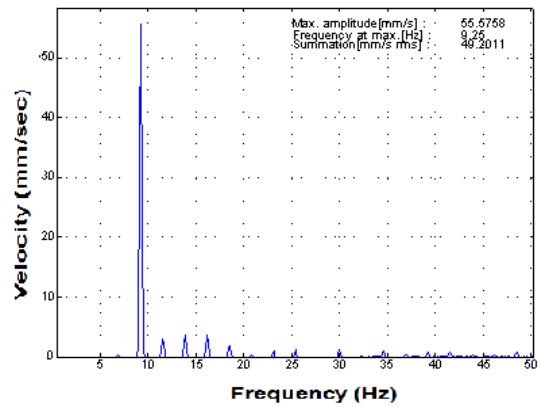


Fig. 11 Result of FE analysis for added mass

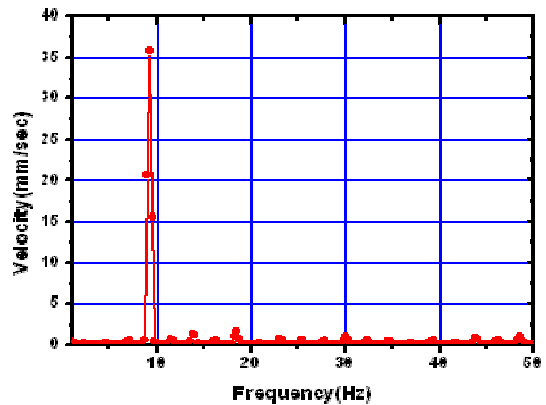
5.2 진동 저감 대책 수립 및 시뮬레이션
 디젤엔진의 진동 원인 분석을 통하여 엔진의 고진동 원인을 엔진 구조물의 공진 현상으로 규명하



Fig. 12 Added mass location I



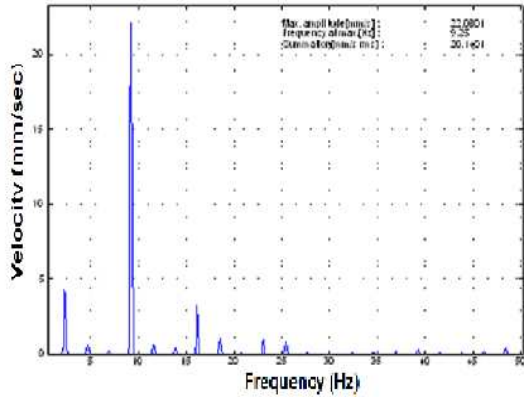
(a) Vibration result before modification



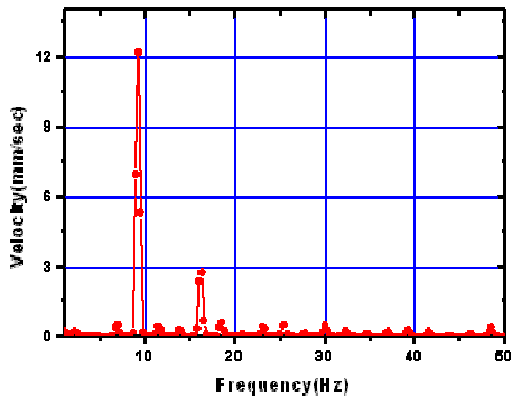
(b) Vibration result after modification

Fig. 13 Comparison of vibration result at T/C support

였다. 이는 비틀림 가진으로 인한 엔진 진동의 4차 성분이 디젤엔진의 운전 속도인 138.5rpm 근처에서 나타나는 현상으로 엔진 구조물의 고유 특성을 변경하여야 한다. 엔진의 고유 특성을 변경하는 방법으로 강성 또는 질량을 변경하는 방법이 있으나 본 논문의 경우에는 질량 부가 방법이 보다 경제적이라고 판단되어 이를 채택하였다. 이를 위하여 엔진 상부의 7번 실린더와 과급기 사이에



(a) Vibration Result before Modification



(b) Vibration Result after Modification

Fig. 14 Comparison of vibration result at engine body (front side)

엔진 전체 질량(350ton)의 1~1.5% 질량 부가를 고려하여 해석하였으며 Fig. 11 은 약 4.8ton 의 질량 부가에 대한 시뮬레이션 결과이다. 그림에서 보는 바와 같이 질량 부가 후의 엔진 고유 주파수가 질량 부가 전의 엔진 고유 주파수인 10.2Hz(Fig.10-b)에서 8.1Hz 로 변경되었으며 이를 통하여 약 1%의 질량 부가를 통하여 디젤엔진의 공진 영역을 유효하게 벗어날 수 있음을 확인 하였다.

6. 발전소 적용 및 진동 저감

6.1 현장 적용

디젤엔진에 대한 시뮬레이션 결과, 4.8ton 의 질량 부가를 통하여 공진 영역을 회피할 수 있다는

것을 알 수 있다. 그러나 실제 엔진 구조상 4ton 이상의 질량을 집중하여 부가 할 수 없어 0.6~2.0 ton 의 질량을 적정 위치에 분산하여 설치하였다. Fig. 12 는 몇 개의 위치 중 과급기 주위에서의 질량 부가 후의 상태이다.

6.2 진동 저감 효과 검증

디젤엔진에 질량을 분산 부가한 후 진동 상태를 측정함으로써 대책 수립 전 후에 대한 진동 저감 효과를 분석하였다. Fig. 13 은 대책 수립 전 후에 대한 과급기 지지대에서의 진동 변화를 보이며 Fig. 14 는 엔진 본체의 진동 변화를 보인다. 과급기 지지대의 경우(Fig. 13) 엔진의 주된 진동 주파수인 9.25Hz 에서 36%(56mm/s 에서 36mm/s), 엔진 본체의 경우(Fig. 14) 45%(22mm/s 에서 12mm/s)의 진동 저감 효과를 볼 수 있었다.

7. 결론

발전소에서 운전되는 디젤엔진의 부품 손상과 더불어 출력을 80% 이하로 감발하여 운전하던 진동의 원인을 현장 시험 및 분석을 통하여 규명하고 대책을 수립하였다. 진동의 원인은 발전기 축의 비틀림 진동 가진 주파수와 엔진 본체의 공진으로 4 차 성분의 진동 특성이 주도적으로 나타났다. 따라서 유한 요소 해석을 통하여 부가 질량에 의한 엔진의 고유 특성 변화의 유효성을 확인한 후 실제 발전소에 적용함으로써 디젤 엔진의 진동을 40% 이상 저감하였다.

참고문헌

- (1) MAN B&W, 1997, "MAN B&W Diesel Two-Stroke Uniflow Diesel Engine for Power Generation Type K60MC-S, MAN B&W Diesel A/S"
- (2) Lee, D.C., Kim, Y. K., Kim, U. K., and Jeon, H. J., 1998, "A Study on the Vibration Controls for the Diesel Power Plant with paralleled Two Stroke Low Speed Diesel Engines," CIMAC World Congress
- (3) Bae, Y.C., Kim, H. S., Lee, W. R. and Lee, D. Y., 2008, "A Study on the Vibration Reduction Technology for Low Speed Diesel Engine," KOSPO