

발전용 대형 2 행정 디젤 엔진의 비틀진동 해석

박종포* · 박희주**
(2000년 2월 15일 접수)

Torsional Vibration Analysis in Large Two-Stroke Diesel Engines for Stationary Power Plants.

Jong-Po Park and Heui-Joo Park

Key Words : Torsional Vibration(비틀진동), Diesel Engine(디젤엔진), Mis-Firing Condition(착화실패 상태), Uneven Firing Condition(불균일 착화상태), Transfer Matrix Method(전달행렬법)

Abstract

Torsional vibration analysis in a large two-stroke low speed diesel engine and generator system for stationary power plants is performed to verify that the vibration characteristics of shafting system meet design requirements. Our own developed S/W is employed for the analysis, whose results are evaluated comparing with measurements. Vibration analysis results of the system are presented according to the change of loading(unload, 100%load, 110% load) and operating(mis-firing, uneven firing) conditions of the stationary power plants.

기호설명

- J : 질량관성모멘트
- c_{abs} : 절대감쇠(엔진감쇠 = $-2\rho J\omega$)
- c_{rel} : 상대감쇠(댐퍼감쇠)
- k : 비틀 강성계수
- θ : 각변위
- ρ : 절대감쇠 계수
- ω : 각속도
- t : 내부토크
- $f(t)$: 외부토크
- $\{\theta\}$: 각변위 벡터
- $\{F(t)\}$: 가진력 벡터
- $\{Z\}$: 상태량 벡터
- $[J]$: 질량관성모멘트 행렬
- $[C]$: 감쇠행렬
- $[K]$: 강성행렬
- $[P]$: 질점행렬
- $[F]$: 필드행렬
- L, R : 등가 질점의 좌우측 표시

1. 서론

대형 저속 디젤엔진의 일반적인 용도는 크게 대형 선박의 추진용과 내연 발전소의 발전기 구동용으로 나눌 수 있다. Fig. 1 은 각 엔진의 부하 특성을 평균 지시압력(Mean Indicated Pressure, MIP)으로 나타낸 것이다. 선박용 엔진은 사용 회전수 범위가 넓으며, 회전수에 따라 엔진의 출력이 변하므로 전 구간에 대한 비틀진동 응답이 중요시된다. 반면에 내연 발전용 엔진은 사용 회전수가 발전기의 극수와 전원 주파수에 따라 결정되며, 내연 발전용 엔진의 부하 특성은 Fig. 1 에서와 같이 연속 최대 회전수 부근에서 결정된다.^(1,2)

Fig. 2 는 내연 발전용 엔진과 발전기의 사진을 나타낸다. 내연 발전용 엔진에서 발전기 축 부하 변동에 의해 회전수가 심하게 변할 경우 전원 주파수 변동으로 인한 플리커링(flickering) 현상과 축계에 손상을 초래할 수 있으므로 엔진의 설계 초기에 이에 대한 검토가 반드시 이루어져야 한다.

비틀진동 계산에서도 선박용 엔진과는 달리 정해진 회전수에서 엔진의 부하가 변동하는 특성을 충분히 고려해야 한다. 이를 위해 엔진의 부하를

* 회원, 한국중공업(주) 기술연구원
E-mail: jppark@hanjung.com
TEL: (055)278-3712 FAX: (055)278-8532

** 한국중공업(주) 기술연구원

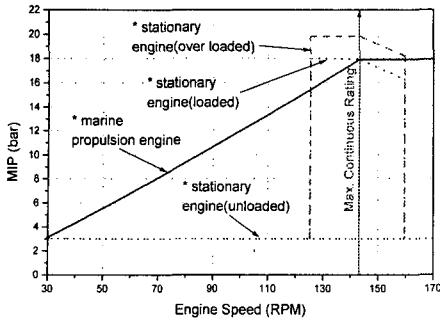


Fig. 1 Load characteristic curves of diesel engines

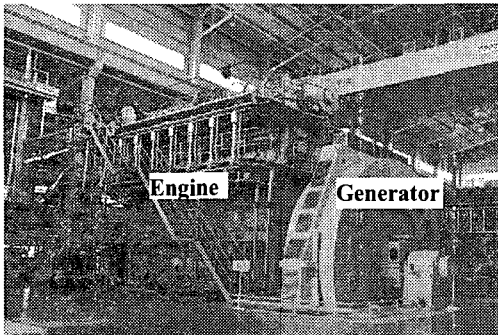


Fig. 2 Diesel engine and generator for a stationary power plant

무부하, 부하, 과부하 상태로 나누고, 계산 회전수 범위를 연속 최대회전수의 $\pm 10\%$ 로 설정하여 계산을 행한다.

본 논문에서는 내연 발전용 대형 2 행정 저속 디젤 엔진-발전기 축계의 비틀림진동 해석을 위한 수학적 모델링을 행하였으며, 이를 통한 해석결과를 실측치와 비교, 설계 조건 만족여부를 검토하였다.

2. 엔진 축계의 비틀림진동 해석

2.1 축계의 해석 모델링

해석 대상 모델인 7K60MC-S 엔진-발전기 축계의 비틀림진동을 계산하기 위해서 먼저 Fig. 3 과 같이 14 개의 집중질량 비틀림진동 등가계로 모델링하였다. 모델링된 축계의 구성을 간략히 살펴보면 J_1 은 발전기, J_2 는 엔진과 발전기 사이의 중간축, J_3 은 가이드 베어링, $J_4 \sim J_{10}$ 은 각 크랭크 스톱 및 기구, J_{11} 은 체인 드라이브, J_{12} 는 플라이 휠의 질량 관성 모멘트를 나타낸다. 축계의 선단에는 비틀림점성페어가 적용되었으며, J_{13} , J_{14} 와 같이 하우징과 링의 질량 관성 모멘트 및 c_{rel} 의 상대감쇠로 모델링 하였다. 또한 c_{abs} 는 각 질점의 절대감쇠로

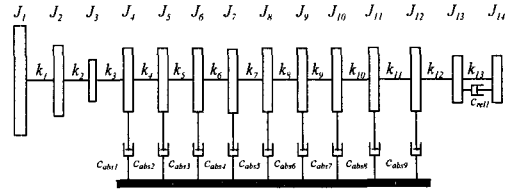


Fig. 3 Engine-generator shafting model

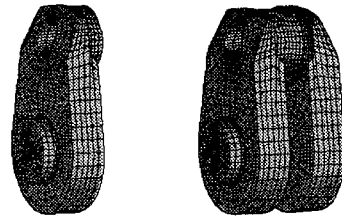


Fig. 4 Finite element models of half and single crank Throws

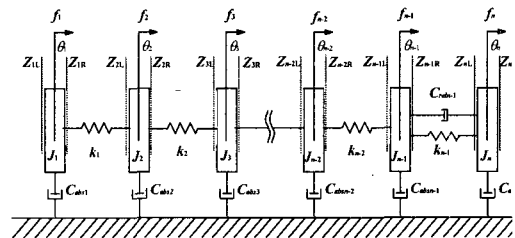


Fig. 5 Multi-DOF shafting system

$c_{abs} = -2\rho J\omega$ 로 정의 된다.

엔진 크랭크의 강성계수는 크랭크 스톱 절반의 유한 요소 모델링과 정적 축약법 (static condensation)을 이용하여 티모셴코 보(Timoshenko beam)로 축약하여 구하였다.⁽³⁻⁵⁾ Fig. 4 는 유한요소 해석에 사용된 크랭크 스톱의 유한 요소 모델을 보여준다.

강제진동 해석에서의 가진력은 압력-부피 선도로부터 구한 실린더 내부의 가스 폭발력 (1~16 차) 과 왕복동 질량 관성력 (1~4 차) 의 조화성분으로 구성된다.^(1,6-8)

축계에서 규명한 동특성계수와 기진력을 이용하여 자유진동해석은 모드 해석법, 강제진동해석은 전달 행렬법^(9,10)으로 각각 행하였다.

2.2 자유진동 및 강제 진동해석

Fig. 5 에서와 같이 n -질점을 갖는 다자유도 점성 감쇠계의 운동 방정식을 행렬 형태로 표시하면 식 (1)과 같이 된다.

$$[J]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

식 (1)에서 $[J]$, $[C]$ 및 $[K]$ 는 실수값을 갖는 대칭 행렬(real symmetric matrix)로 된다. 감쇠항과 기진력항을 제거하면 식 (2)와 같이 다자유도 무감쇠 진동 방정식으로 된다. 식 (2)의 고유치 및 고유벡터는 모드 해석법을 사용하여 구하였다.

$$[J]\{\ddot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = 0 \quad (2)$$

전달 행렬법은 Fig. 5 에서와 같이 질점의 좌우 축 및 질점과 질점 사이에 대한 상태 방정식을 구하고 초기조건을 이용하여 각 구간에 대한 상태량을 구하는 방법이다. 강제 진동의 계산은 각진동 주파수에 종속적인 감쇠항 때문에 반복계산이 필요하므로 본 프로그램에서는 계산 시간면에서 유리한 전달 행렬법을 사용하였다. 전달 행렬법에 대한 정의는 다음과 같다.

1) 질점행렬 (Point Matrix)

1 번 질점에 정현파 하중 f_1 이 작용한다고 가정하면 질점은 강체이므로 질점의 좌우에 생기는 비틀 각변위는 같게 되고 토크의 평형 방정식은 식 (3)과 같이 정의된다.

$$t_1^R + f_1(t) = t_1^L + (-\omega^2 J_1 + j\omega c_{abs1}) \theta_1^R = \theta_1^L \quad (3)$$

여기서 외부 토크 $f_1(t)$ 를 우변으로 이항하면, 우변은 3 개의 변수 ($t_1^L, \theta_1^L, f_1(t)$)를 갖게 된다. 식 (3)을 행렬식으로 나타내면 식 (4)와 같이 되며, 여기서 $[P]$ 를 확장 질점행렬이라고 한다.

$$\{Z_1\}^R = [P] \cdot \{Z_1\}^L$$

$$\begin{Bmatrix} \theta \\ t \\ 1 \end{Bmatrix}_R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -\omega^2 J_1 + j\omega c_{abs1} & 1 & -f_1(t) \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ t \\ 1 \end{Bmatrix}_L \quad (4)$$

2) 필드행렬 (Field Matrix)

등가계로 모델링 된 엔진 축계에서 임의의 질점 J_1 과 J_2 사이의 등가축에 대하여 내부 토크는 같고 비틀 각 θ 의 관계는 식 (5)와 같이 된다.

$$\theta_2^L = \theta_1^R + \frac{t_1^R}{k_1 + j\omega c_{rel1}} \quad (5)$$

$$t_2^L = t_1^R$$

식 (5)를 행렬식으로 나타내면 식 (6)과 같으며, 여기서 $[F]$ 는 확장 필드행렬이라고 한다.

$$\{Z_2\}^L = [F] \cdot \{Z_1\}^R$$

$$\begin{Bmatrix} \theta \\ t \\ 1 \end{Bmatrix}_2^L = \begin{bmatrix} 1 & 1/(k_1 + j\omega c_{rel1}) & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ t \\ 1 \end{Bmatrix}_1^R \quad (6)$$

3) 상태행렬 (State Matrix)

앞서 구해진 질점행렬과 필드행렬을 이용하여 각 질점과 등가축에 대한 내부 토크와 상대 변위를 계산할 수 있다. 즉, 식 (4)를 식 (6)의 우변에 대입하여 상태행렬을 만들 수 있으며, 등가계로 모델링 된 엔진 축계의 진동응답은 식 (7)과 같이 상태 행렬의 곱으로 구할 수 있다.

$$\{Z_n\}^L = [P_n][F_{n-1}][P_{n-1}] \cdots [F_2][P_2][F_1][P_1]\{Z_1\}^L \quad (7)$$

$$= [P_n][Z_{n-1}] \cdots [Z_2][Z_1]\{Z_1\}^L$$

식 (7)에서 각 질점에 대한 강제 진동응답은 등가계 모델의 경계 조건에 의해 정해지는 초기조건을 이용하여 구할 수 있다.

3. 해석 및 실측치의 비교검토

내연 발전용 엔진 축계의 자유 진동과 강제 감쇠 비틀진동을 계산하였으며, 대상엔진의 사양은 Table 1 과 같다. 대상 엔진 축계의 고유진동수 계산결과를 Table 2 에 나타내었다.

Fig. 6 은 엔진의 무부하 운전 중 회전수를 천천히 증가 시키면서 축계의 댐퍼 축 선단에 설치한 엔코더를 통해 얻어진 비틀진동 신호의 차수추적(order tracking) 캐스케이드 선도(cascade plot)를 보여준다. 엔진 축계에서 크랭크 배치각이 균일할 경우 주위험차수는 실린더 수의 배수차수가 되며, 주위험차수의 공진점이 운전범위 내에 존재할 경우 지배적인 값을 갖게 된다. Fig. 7 은 엔진의 운전 범위에서 주위험차수인 7 차 진동 성분의 계산 결과와 측정결과를 비교한 것이다. 7 차 진동 성분의 공진점이 약 1.8RPM (2.2%)의 근소한 오차를 보이고 있으며, 계산결과와 측정결과와의 진동진폭은 7 차와 합성치 진동성분의 경향 및 크기가 서로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

Table 1 Specification of 7K60MC-S engine

| Engine type | HAJUNG-MAN B&W 7K60MC-S |
|-----------------|-------------------------|
| Output at M.C.R | 18,000BHP - 142.9RPM |
| Bore diameter | 600 mm |
| Stroke | 1650 mm |
| No. of cylinder | 7ea |
| MIP | 18.0 bar |

Table 2 Calculated natural frequencies

| Modes | Natural frequencies | |
|-----------------|---------------------|---------|
| | Hz | CPM |
| 1 st | 2.97 | 177.98 |
| 2 nd | 11.73 | 703.90 |
| 3 rd | 34.05 | 2042.95 |
| 4 th | 57.78 | 3466.73 |

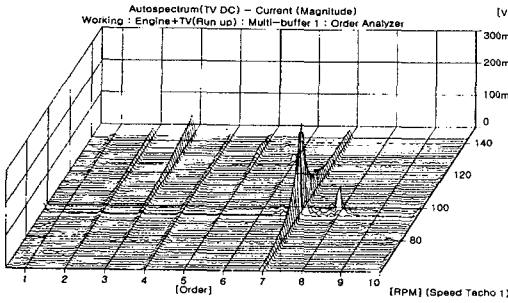


Fig. 6 Cascade plot of order tracking of torsional vibration at fore-end of crankshaft (damper side)

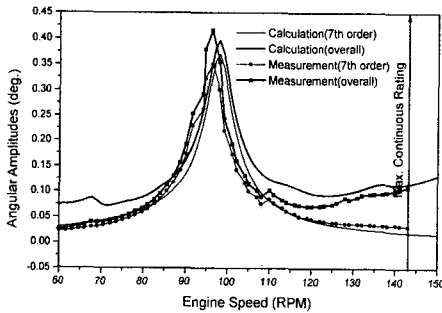


Fig. 7 Angular amplitudes of calculations and measurements

4. 강제 진동 해석결과 검토

이상의 결과를 바탕으로 엔진 축계의 비틀진동 진폭과 진동 부가 응력을 계산하였다. 계산결과 의 대표적인 경우로 엔진 운전 조건에 대해 엔진 축계 댐퍼 축 선단에서의 비틀진동 진폭과 2 번 과 3 번 실린더 사이의 크랭크 축에 작용하는 진 동부가 응력을 보인다.

4.1 엔진 정상 운전시의 비틀진동

엔진의 정상 운전은 앞서 언급한 바와 같이 크 게 3 가지로 나눌 수 있으며, 엔진 시동에서부터 발전기 부하 적용 전까지의 무부하 운전과 발전기 100% 부하시의 운전 및 110% 과부하 운전시의 엔진 축계의 비틀진동을 계산하였다.

Fig. 8 및 Fig. 9 는 엔진 무부하 운전시에 대한

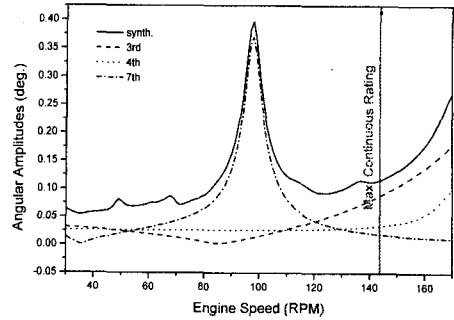


Fig. 8 Angular amplitudes at fore-end of crankshaft (unload)

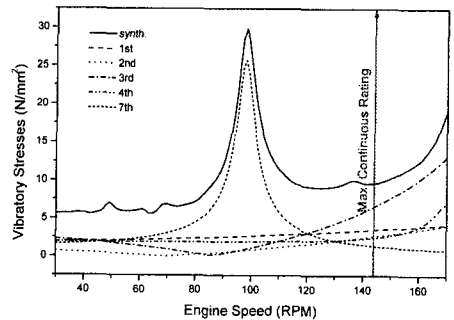


Fig. 9 Vibratory stresses at the shaft before No.3 cylinder (unload)

계산결과를 나타낸다. 98 RPM 부근에서 주위협 차수인 7 차 진동성분의 영향으로 합성진동 진폭 이 다른 진동 성분에 비해 크게 발생하고 있으며, 진동 부가 응력도 크게 영향을 받고 있음을 알 수 있다. 그러나 7 차 진동 성분의 공진점인 회전수 는 엔진이 연속적으로 운전 구역이 아니며, 비틀 진동 댐퍼가 적용되어 있으므로 엔진 축계에 큰 영향이 없는 것으로 사료된다.

Fig. 10 과 Fig. 11 은 엔진 100% 부하, 정상운전 시의 계산결과를 나타낸다. 4 차 진동성분이 주로 크게 발생하고 있으며, 이의 영향으로 2 번과 3 번 실린더 사이의 크랭크 축에 작용하는 진동 부가 응력이 전 계산구간에서 평균적으로 28 N/mm² 의 크기를 보이고 있음을 알 수 있다.

Fig. 12 와 Fig. 13 은 엔진 110% 부하시에 대한 계산결과를 나타낸다. 100% 부하시와 마찬가지로 4 차 진동 성분이 크게 영향을 미치고 있으며, 실린더 내부의 폭발압력 증가로 인한 가진력의 증 가로 각종 진동 응답의 크기가 이전에 비해 증가 한 것을 알 수 있다. 그리고, 축계에 진동 부가 응 력이 모두 설계 요구 조건인 32 N/mm² 이내이므로 축계는 구조적으로 건전하다고 판단되었다.

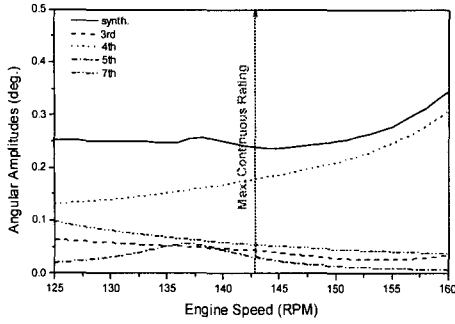


Fig. 10 Angular amplitudes at fore-end of crankshaft (100% load)

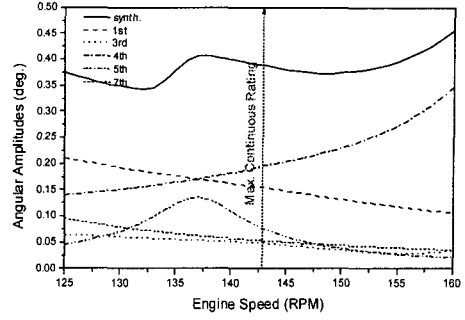


Fig. 14 Angular amplitudes at fore-end of crankshaft (No.1 cylinder mis-firing)

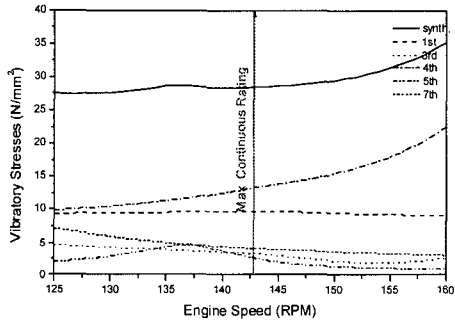


Fig. 11 Vibratory stresses at the shaft before No.3 cylinder (100% load)

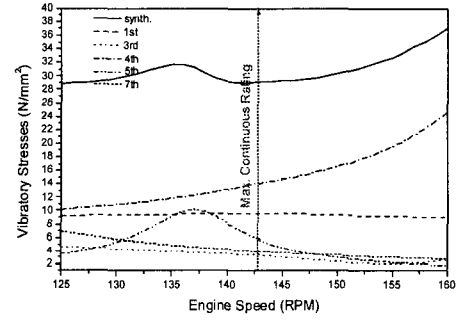


Fig. 15 Vibratory stresses at the shaft before No.3 cylinder (No.1 cylinder mis-firing)

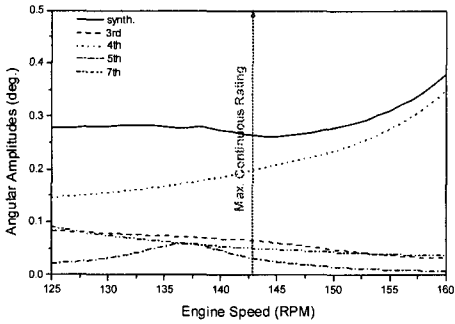


Fig. 12 Angular amplitudes at fore-end of crankshaft (110% load)

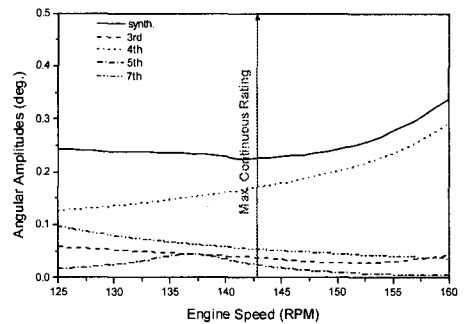


Fig. 16 Angular amplitudes at fore-end of crankshaft (uneven firing)

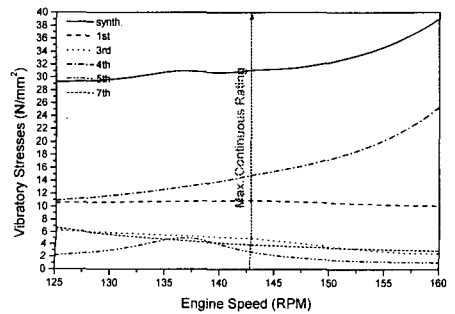


Fig. 13 Vibratory stresses at the shaft before No.3 cylinder (110% load)

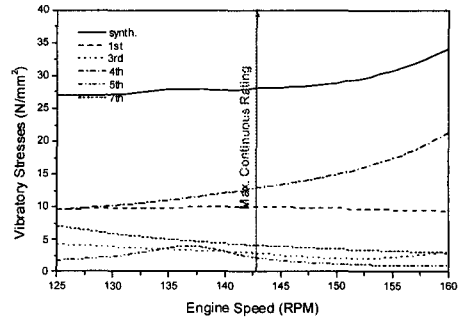


Fig. 17 Vibratory stresses at the shaft before No.3 cylinder (uneven firing)

4.2 엔진 비정상 운전시의 비틀진동

엔진의 비정상 운전은 크게 실린더 착화 실패, 실린더별 불균일 폭발압력을 들 수 있다.

먼저 Fig. 14 및 Fig. 15는 1번 실린더 착화 실패시의 비틀진동 계산결과를 나타낸다. 그 결과를 살펴보면 착화 실패의 영향으로 정상운전시 연속 최대 회전수에서 약 0.25 도의 비틀진폭이 0.38 도로 증가하였으며, 진동 부가응력도 28 N/mm^2 에서 30 N/mm^2 로 증가했음을 알 수 있다. 또한 연속 최대 회전수 부근에서 부위험차수인 5 차 진동성분이 착화실패의 영향으로 그 크기가 증가하여 진동진폭과 진동응력의 합성치를 증가시키고 있음을 알 수 있다.

Fig. 16 및 Fig. 17은 실린더 내의 폭발압력 불균일시의 비틀진동 계산결과를 나타낸다. 실제 엔진에서는 실린더간 최대 폭발압력의 허용 편차를 $\pm 3bar$ 정도 두고 있으며, 이를 평균 지시압력으로 계산하면 약 0.5bar가 된다. 따라서 실린더 간 최대 0.5bar의 평균 지시압력 차이를 두고 1번 실린더부터 순서대로 0.5, 0.25, -0.25, 0.5, -0.25, -0.25, -0.5 값을 적용하였다. 계산결과를 살펴 보면 실린더 간 불균일 착화에 대한 영향은 거의 없는 것으로 판단된다. 두 운전조건에서도 축계에 진동 부가 응력이 모두 설계 요구조건 이내이므로 축계는 구조적으로 건전하다고 판단되었다.

5. 요약 및 결론

내연 발전용 엔진-발전기 시스템의 사용 회전수에 따른 부하특성과 운전특성을 살펴보았다. 무부하 운전 시의 계산결과 및 부하 운전 시와 운전 조건에 따른 강제진동 해석결과를 간략히 요약하면 다음과 같다.

(1) 해당 엔진 축계에 대한 비틀진동 계산과 측정을 실시하였으며, 합성치와 7차 진동성분의 공진점을 대상으로 비교한 결과 공진점과 진동진폭이 서로 잘 일치함을 확인하였다.

(2) 엔진 축계의 7차 진동 성분의 공진점이 98 RPM 부근에 존재하나, 이는 운전 범위 외에 존재

하며, 이에 의한 영향은 비틀진동 댐퍼를 설치하여 제거하였다.

(3) 엔진의 정상 운전 시에 대한 비틀진동 계산 결과 연속 최대 회전수에서의 진동 부가 응력이 28 N/mm^2 로 엔진 축계에 큰 영향이 없는 것으로 판단되나, 110% 과부하 운전 또는 실린더 착화 실패 시 부근 회전수에서 기준치에 근접 하므로 운전 시 주의할 필요가 있다.

(4) 실린더 간 폭발압력 불균일에 대하여 최대 0.5 bar의 차이를 두어 계산하였으며, 그 결과 엔진의 정상 운전 시의 크게 차이 없음을 알 수 있었다.

(5) 해석한 운전 및 부하조건에서 모두 축계에 진동 부가 응력이 모두 설계 요구조건 이내이므로 축계는 구조적으로 건전하다고 판단된다.

참고문헌

- (1) MAN B&W, 1998, "Torsional Vibration Calculation Program for NT and Unix," *Proc. of Symposium of Engine Dynamics*, pp. 11-49.
- (2) J. Jenzer, 1996, "Dynamic Aspects in Diesel Power Plants with Two-Stroke Diesel Engines," *Wartsila New Sulzer Diesel Technical Paper*, pp. 1-28.
- (3) M. Paz, 1991, *Structural Dynamics Theory and Computation*, Van Nostrand Reinhold.
- (4) W. T. Thomson, 1988, *Theory of Vibration with Applications*, Prentice-Hall International.
- (5) MAN B&W, 1996, "Vibration Characteristics of Two-Stroke Low Speed Diesel Engines," *Proc. of MAN B&W Diesel Course 1996*, pp. 235-262.
- (6) D.C. Hesterman, S. J. Drew, and B. J. Stone, 1996, "Vibration of Engines Resulting from Torsional Vibration of Crankshafts," *Proc. of 6th Int. Conf. On Vibrations in Rotating Machinery*, IMECHE, pp.713-723.
- (7) W. K. Wilsion, 1971, *Practical Solution of Torsional Vibration Problems*, Chapman & Hall.
- (8) J. P., Hortog, *Mechanical Vibrations*, 1956, McGraw-Hill.
- (9) 전효중, 1997, 개정신판 내연기관강의, 효성출판사, pp. 327-360.
- (10) 한국선급, 1997, 선박 진동 소음 제어 지침, (사)한국선급.