

중속 디젤엔진 크랭크축의 피로해석

손정호[†] · 이종환* · 김원현*

Fatigue Analysis of Crankshaft for Medium-speed Diesel Engine

Jung-Ho Son, Jong-Hwan Lee and Won-Hyun Kim

Key Words : Medium-speed Diesel Engine(중속 디젤엔진), Crankshaft(크랭크축 Non-proportional Fatigue Analysis(비비례 하중 피로해석))

Abstract

Moving parts of the rotating and reciprocating mechanism are the most important components of the diesel engines and require very high reliability in their design. Especially the crankshaft, the key component of running gear (powertrain), is subject to complicated loadings such as bending, shear and torsion coming from firing pressure, inertia forces and torsional vibration of crankshaft system. Intrinsically they show different cyclic patterns of loading in both direction and magnitude, and thus ordinary approach of proportional loading is less valid to analyze the dynamic structural behavior of crankshaft. In this paper, new fatigue analysis method is introduced to analyze and design the crankshaft of a medium-speed diesel engine in order to consider the non-proportional multi-axial loads realistically as well as to present the general fatigue analysis approach for an engine crankshaft.

1. 서론

중속 디젤엔진(medium-speed diesel engine)은 대형 상선의 보기류 또는 소형 선박의 추진용으로 널리 사용되는 제품이며, 최근에는 고속 디젤엔진이 주종을 이루었던 육상 발전시장에 진출하여 각광을 받고 있다.

크랭크축(crankshaft)은 엔진 연소실 내부의 폭발력을 커넥팅 로드(connecting rod)를 통해 전달받아 동력을 전달하는 주요 부품 중의 하나이다. 중속 디젤엔진의 크랭크축은 180 bar 이상의 최대 폭발압을 받아 1200 rpm 까지 회전할 뿐만 아니라 축계가 비틀림 진동을 하기 때문에 구조 부재로서 중요한 부품이다.

일반 기계요소로서의 축은 동력을 전달하며,

축에 대한 피로설계는 오랜 역사만큼이나 잘 정립된 이론을 가지고 있다. 피로강도 측면에서 축이 받는 하중은 가장 중요하며, 하중의 크기 뿐만 아니라 하중의 종류와 그 특성 또한 중요하다.

축이 받을 수 있는 하중은 축력, 굽힘 모멘트, 전단력, 비틀림 모멘트 등이 있다. 이러한 하중이 복합적으로 작용하게 되면 구조 취약부의 응력상태가 단축 응력(uni-axial stress) 상태가 아니라 다축 응력(multi-axial stress) 상태가 되어 피로설계를 할 때 이를 고려해 주어야 한다.

피로해석을 할 경우 주어진 하중에 대한 응력 상태에 따라 크게 2 가지로 나누어 피로해석을 수행한다. 2 가지로 구분하는 기준은 국부 응력(local stress) 상태가 전체 응력 사이클 중에 크기는 비례적으로 변하지만, 주응력이 변하지 않는 경우와 주응력의 방향이 계속으로 바뀌는 경우이다. 전자를 비례 하중(proportional load) 조건이라고 하고, 후자를 비비례 하중(non-proportional load) 조건이라고 한다.

[†] 회원, 현대중공업(주) 선박해양연구소
E-mail : jhson@hhi.co.kr
TEL : (052)202-7410 FAX : (052)202-5495

* 현대중공업(주) 선박해양연구소

비틀림과 인장 하중이 동시에 작용할 때 비례 하중과 비비례 하중의 특성을 Figure 1 에 나타내었다. 비비례 다중 하중이 작용할 때에는 하중이 작용하는 순서나 각 하중의 최대 또는 최소 시점이 서로 달라 각 하중 간의 위상(phase)이 다를 경우에도 이를 고려해 주어야 한다.

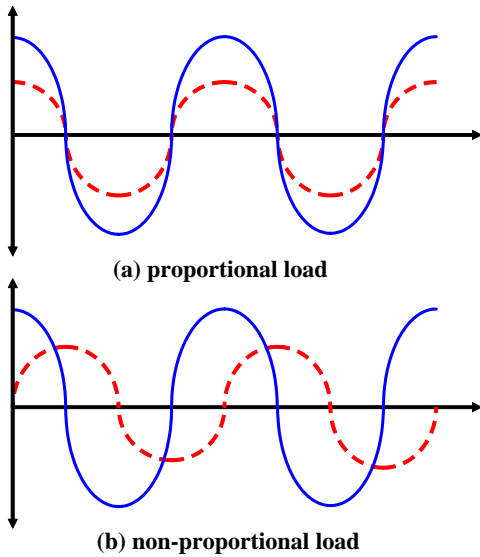


Fig. 1 Example of non-proportional multiple load

비례 하중일 경우 변동응력 또는 평균응력이 큰 곳이 손상이 가장 크게 나타나기 때문에 재질에 따른 파손 이론을 바탕으로 피로해석을 수행하면 된다. 비비례 하중일 경우 매 순간 변하는 주응력의 방향을 고려하여 피로해석의 대상인 구조물의 각 위치에서의 최대 손상 면을 찾아 그 손상면에서의 특성 응력을 추출하여 피로해석을 수행하여야 한다.

본 연구에서는 비비례 다중 하중을 받는 중속 디젤엔진의 크랭크축의 하중 특성을 고려하여 피로해석을 수행하였고, 비비례 하중을 비례 하중으로 가정한 일반적인 크랭크축의 피로설계 방법으로 피로해석을 수행하고 이를 비교하였다.

2. 하중 계산

하중 계산의 대상은 Figure 2 에 보이는 바와 같이 실린더 직경(bore)이 320 mm 이고 행정(stroke) 길이는 400 mm 인 엔진이다. 실린더당 출력이 500 kW 이고, 기통수에 따라 3000~4500 kW 의 출력을 자랑한다. 연소실 내부의 폭발에 의한 폭발력과 크랭크축의 회전에 의해 발생하는 관성력으로부터 엔진 구동계 부품에 작용하는 힘을 계산하기 위해 Figure 3 과 같이 모델을 구성하여 기진력 계산을

수행하였다. 발전기가 연결된 크랭크축계에 대한 비틀림 진동해석을 위해 Figure 4 와 같은 비틀림 진동해석 모델을 구성하여 비틀림 진동해석을 수행하였다.

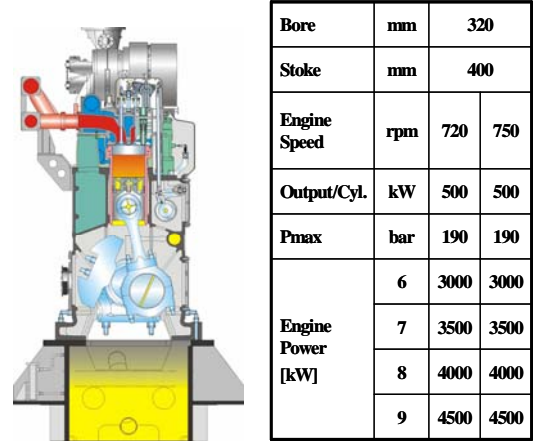


Fig. 2 Cross section and principal specification

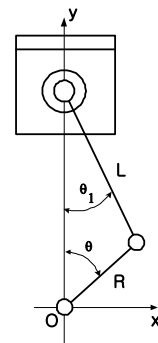


Fig. 3 Dynamic force calculation model

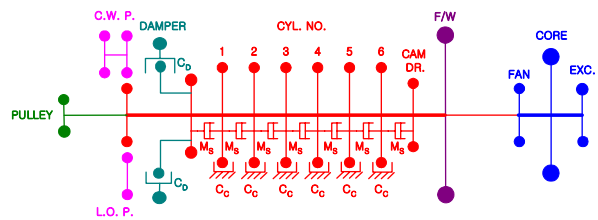


Fig. 4 Torsional vibration calculation model

기진력 해석 모델 및 비틀림 진동해석 모델을 이용한 계산 결과의 신뢰성을 검증하기 위해 Figure 5 에 보이는 바와 같이 크랭크 핀 필렛부에 스트레인 게이지를 부착하여 응력을 계측하였다. 고속으로 회전하는 크랭크축의 응력 계측을 위해 무선 계측 시스템(telemetry system)을 사용하였다. Figure 6 은 해석 모델과 계측 결과를 비교하여 그린 것이다. 해석 결과와 계측 결과가 잘 일치함을 알 수 있다. 한 사이클(720 도) 동안의 굽힘응력(bending stress)과 비틀림 응력(torsional stress)을 비교해 보면 최대 또는 최소점의 위치가 다를 뿐만

아니라 주기 등 기본적인 형태가 서로 다를 수 있다.

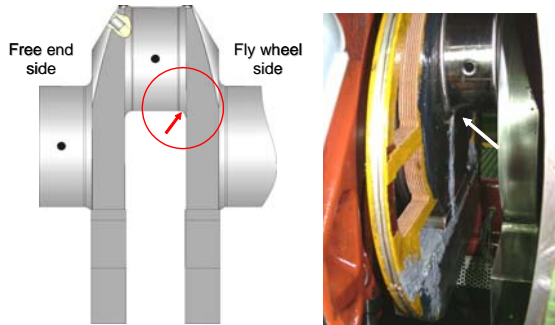
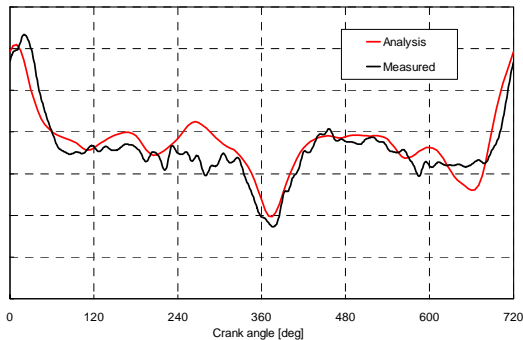
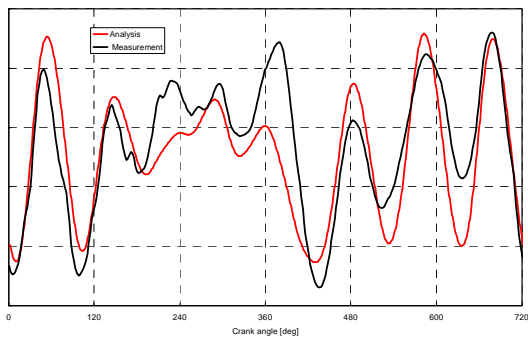


Fig. 5 Stress measurement by telemetry system



(a) Bending stress



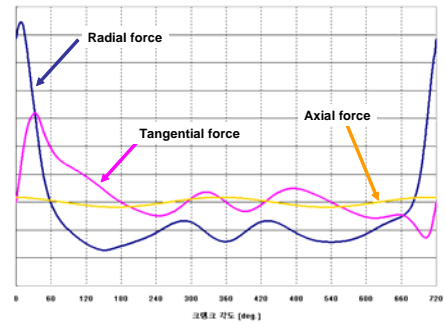
(b) Torsional stress

Fig. 6 Comparison with calculation and measurement

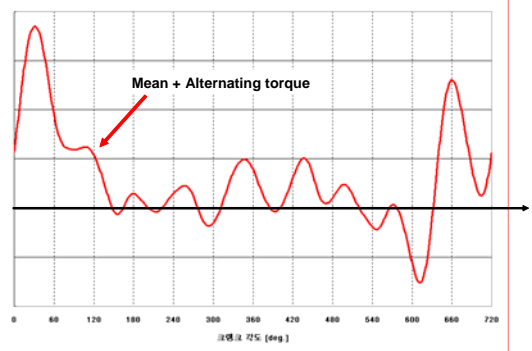
3. 크랭크축 구조해석

구조해석을 위한 하중을 계산하기 위해 전체 크랭크축계(crankshaft system)에 대하여 기진력 해석과 비틀림 진동해석을 수행하였으며, 그 결과를 Figure 7에 나타내었다. 기진력 해석으로부터 계산된 하중은 크랭크 핀 중심에 대하여 반경방향 하중과 원주방향 하중으로 분리하여 적용하였으며, 비틀림 토크는 엔진 출력으로 계산된 평균 성분과 비틀림 진동해석으로 계산된 변동 성분으로 나누어 적용하였다. 앞에서 언급한 하중 외에 크랭크

축의 축방향 하중도 추가로 고려하였다.



(a) Bearing force and axial force



(b) Mean torque and alternating torque

Fig. 7 Dynamic loads

모든 하중의 최대값을 작용시켰을 때 크랭크축에 발생한 등가응력(von-Mises stress)분포를 Figure 8에 나타내었다. 조합하중이 작용할 때 크랭크 핀 필렛부와 저널 필렛부에서 높은 응력이 발생함을 알 수 있다. 변동응력과 평균응력도 핀 필렛과 저널 필렛이 크기 때문에 이 2개 영역에 대하여 피로해석을 수행하였다.

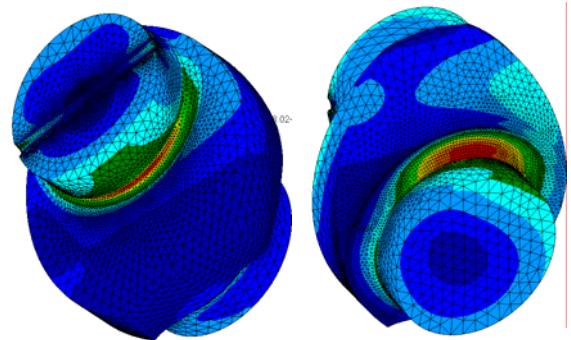


Fig. 8 Combined von-Mises stress distribution

구조해석은 2 가지 하중 조건에 대하여 실시하였다. 첫 번째 하중은 Figure 7에 나와 있는 각 하중의 최대 및 최소 값이 동일 시점에 발생한다고 가정하여 구조해석을 한 비례 다중 하중 조건이며 두 번째 하중은 Figure 7에 나와 있는 하중에 따라 각 하중을 크랭크각(crank angle)별로 구조해석

한 결과를 조합한 비비례 다중 하중 조건이다.

4. 피로해석

4.1 사용응력

구조해석 결과를 이용한 피로해석은 3 가지 방법으로 나누어 실시하였다. 비비례 하중을 비례하중으로 가정하여 구조해석 결과를 이용한 것으로 첫 번째 방법은 Sines 방법(이하, Method A)이며 두 번째 방법은 von-Mises 방법(이하, Method B)이다. 세 번째 방법은 실제 엔진이 받은 하중을 그대로 고려한 상태인 비비례 하중 방법이다.

굽힘 하중, 전단력, 축력, 비틀림 하중을 동시에 받는 축은 다축 응력 상태에 놓이게 되며 다축 응력 상태에 놓인 축의 피로해석을 위해서는 등가 변동응력과 등가 평균응력을 계산하여야 한다. 각 하중의 위상을 고려하지 않는 비례 하중 아래 다축 응력 상태에 놓인 축에 대한 등가 변동응력과 등가 평균응력을 계산하는 방법으로 Sines 방법과 von-Mises 방법 2 가지 있다. 두 방법 모두 등가 변동응력으로 식(1)과 같이 von-Mises 변동응력을 사용한다[1].

$$\sigma_{a,eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_{1,a} - \sigma_{2,a})^2 + (\sigma_{2,a} - \sigma_{3,a})^2 + (\sigma_{3,a} - \sigma_{1,a})^2}{2}} \quad (1)$$

두 방법은 등가 평균응력으로 사용하는 응력이 서로 다르며, Sines 방법은 식(2)와 같이 평균응력 성분 중 제 1 불변량(1st invariant)을 사용하고, von-Mises 방법은 식(3)과 같이 평균응력 성분 중 von-Mises 응력을 사용한다.

$$\sigma_{m,eq} = \sigma_{1,m} + \sigma_{2,m} + \sigma_{3,m} \quad (2)$$

$$\sigma_{m,eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_{1,m} - \sigma_{2,m})^2 + (\sigma_{2,m} - \sigma_{3,m})^2 + (\sigma_{3,m} - \sigma_{1,m})^2}{2}} \quad (3)$$

식 (2)와 같은 등가 평균응력을 사용할 경우 평균 토크만 작용할 때에는 평균 토크가 없는 것으로 계산되어 비교적 간단한 방법임에도 불구하고 잘못된 평가를 내릴 수 있기 때문에 주의를 기울여야 한다.

비비례 다중 하중에 대한 피로해석은 상용 피로 해석 프로그램인 FEMFAT(이하, Method C)[2]을 사

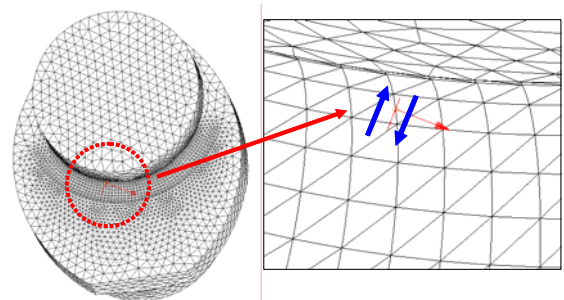
용하였다. FEMFAT 프로그램에서는 1 개의 절점에 대하여 여러 면(cutting plane) 상에서 손상(damage)을 계산하고 손상이 가장 큰 면에서 변동응력과 평균응력을 계산하여 피로해석을 수행한다.

4.2 피로해석 결과

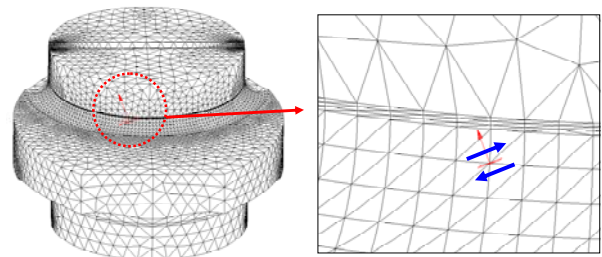
Table 1 은 크랭크 핀 필렛부에서 3 개 방법으로 부터 계산된 변동응력과 평균응력을 보여준다. 방법 A 와 B 의 경우 변동응력은 같으며, Sines 방법이 von-Mises 방법보다 평균응력이 더 크게 예측되었다. 비비례 하중에 대한 방법 C 가 비례 하중에 대한 방법 A 와 B 에 비해 평균응력과 변동응력이 더 크게 예측되었다. 즉, 실제 하중 이력을 고려한 비비례 하중에 대한 결과가 더 낮은 피로 안전율을 주는 것을 알 수 있다.

Table 1 Stress amplitude and mean stress

Method	Load	Stress amplitude	Mean stress
A	Proportion	0.66	0.16
B	Proportion	0.66	0.12
C	Non-proportion	0.75	0.20



(a) 방법 B



(b) 방법 C

Fig. 9 Direction of critical cutting plane

Figure 9 는 비례 하중과 비비례 하중에 대한 피

로해석 결과로부터 크랭크 핀 필렛부에서 최소 피로 안전율이 나타난 임계면의 방향을 보여준다.

비례 하중으로 가정하여 계산한 방법 B의 경우 비틀림 하중의 영향이 크게 나타나는 반면, 비비례 하중으로 계산한 방법 C의 경우 굽힘 하중의 영향이 크게 나타남을 알 수 있다.

5. 결 론

중속 디젤엔진 구동부의 핵심 부품인 크랭크축에 대한 피로해석을 수행하였다. 크랭크축에 작용하는 하중 계산 결과를 계측을 통해 검증하였다.

크랭크축에 대한 피로해석에서는 비틀림 하중, 굽힘 하중 등 복합 하중이 크기와 위상을 달리하는 비비례 하중 조건과 이를 동일한 시점에 작용한다는 비례 하중 조건에 대하여 수행하였으며, 실제 하중 이력을 고려한 비비례 하중 조건이 더 높은 변동응력과 평균응력을 보여주었다. 또한, 피로 손상면도 차이를 보였다.

참고문헌

- (1) Dowling, N.E., 1997, *Mechanical Behavior of Materials : Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue*, Prentice Hall International, Inc. International Edition.
- (2) Unger B., 2003, *Theory Manual FEMFAT V4.4*, Steyr, Magna Steyr Engineering Center Steyr.
- (3) B.R. You and S.B. Lee, 1996, "A critical review on multiaxial fatigue assessments of metals," *Int J Fatigue* Vol. 18, No. 4, pp. 235-244.