

선박 엔진 베어링 거더의 유한요소해석에 관한 연구

박영준* · 심문보** · 김현준* · 서명원†

(2004년 5월 15일 접수, 2004년 10월 6일 심사완료)

A Study on FEM of the Bearing Girder in the Large Vessel Engine Structure

Young-Joon Park, Mun-Bo Shim, Hyun-Jun Kim and Myung-Won Suh

Key Words : Bearing Girder(베어링 거더), Exciting Force(기진력), Finite Element Method(유한요소 해석), Vessel Engine(선박 엔진), Superposition(선형중첩법)

Abstract

The purpose of this study is to show pressure distribution of the bearing girder in large vessel engine and to consider finite elements analysis using the pressure distribution. Various kinds of the exciting forces act on a bearing girder. And at the same time, it is necessary to consider the contact between a crankshaft and a bearing girder because a bearing girder supports a crankshaft. However it is to need the computer resource with much time if we apply the contact element to a complex solid model and perform a repeated analysis. Thus we have accomplished a contact analysis in the simplistic finite element model of the bearing girder. After that we take a pressure distribution, and apply this to actual finite element model and accomplish finite element analysis. The result of stresses and strains has been produced using superposition method. The concept of superposition method is to find the resultant deflection of several loads acting on a member as the sum of contributions of individual loads. The results were compared with measured results and were verified to be accurate. Resulting analyzed strain favorably coincides with measured strain. The experiment result justifies this paper method.

1. 서 론

선박의 운항을 위해 엔진이 작동하면 거대한 크랭크샤프트의 회전으로 인해 심한 변동 하중 및 동적 부하가 크랭크샤프트 지지용 베어링 거더(bearing girder)에 작용하게 된다. 따라서 베어링 거더에는 크랙의 발생 가능성이 높아진다.

실제로 운항중인 다수의 선박에서 거더의 크랙 현상이 보고되었다.⁽¹⁾ 이는 선박의 안전 운항에 심각한 문제를 야기 시켰으며, 엄청난 경제적 손실을 유발하였다. 그럼에도 불구하고 국내에서는 선박 엔진에 관해서 그 연구실적이 미약한 편이다.

그러나 자동차 엔진의 구조 해석에 관해서는 대학, 연구소 그리고 자동차 제작 업체간에 많은 공동 연구를 수행하고 있다.⁽²⁻⁴⁾ 하지만 자동차용 엔진의 경우에는 엔진의 자중에 비해 회전수가 높고, 기진력(exciting force)이 작을 뿐만 아니라 사용 조건 및 운전 조건에 있어서도 선박용 엔진과는 차이가 커서 해석 내용을 선박에 적용 시키는 것은 한계가 있다. 그러다 보니 선박 엔진에 구조적 문제가 발생하였을 경우에는 모든 사항을 외국 설계 회사에 전적으로 의존하고 있는 실정이다.⁽⁵⁾

이에 본 연구에서는 대형 선박 엔진의 베어링 거더에 대한 유한요소해석(finite element method, FEM) 방법을 제시하고자 한다. 이를 위해 거더 표면에 나타나는 하중의 분포와 경계조건의 해석적 고찰을 통한 후 신뢰성 있는 응력 데이터를 구하였다. 설계 단계에서 신뢰성 있는 응력 데이터를 유한요소해석을 통해 추출할 수 있다면 제품의 신뢰성 확보 및 비용의 절감 측면 등 많은 경제적

† 책임저자, 회원, 성균관대학교 기계공학부
E-mail : suhmw@yurim.skku.ac.kr
TEL : (031)290-7447 FAX : (031)290-5849

* 성균관대학교 대학원 기계공학과

** Dept. of Mechanical Engineering, Carnegie Mellon Univ.

이익을 얻을 수 있다. 이 응력 데이터는 설계 단계에서 신뢰성 평가 및 수명 평가에 사용될 수 있기 때문이다.

베어링 거더와 크랭크샤프트는 유막에 의해 접촉을 이루고 있어 비선형해석을 수행해야지만 저속으로 운용되는 선박엔진의 거더이기에 탄성유체운환상태임을 무시했다. 또한 변형을 측정위치가 접촉면과 상당히 떨어져 있기에 유막에 의한 영향을 무시하였다. 이에 본 연구에서는 해석 시간의 단축과 함께 접촉현상을 고려하기 위해 Ansys 에서 제공하는 접촉요소(contact element)를 사용하였다. 그리고 각각의 하중조건에서의 응력 및 변형을 구한 후, 선형중첩법(superposition)을 이용하여 최종결과를 도출하였다. 또한 해석 결과와 실제 측정 결과와의 비교 검토를 통해 유한요소해석에 적용한 하중 분포 경향 및 경계조건 타당성을 입증하였다. 이러한 연구는 다른 선박 엔진 구조물의 유한요소해석의 토대가 될 수 있다.

2. 기하학적 모델 및 유한요소해석 모델

해석 대상이 되는 엔진 모델은 7개의 실린더와 크랭크샤프트를 지지하고 있는 9개의 베어링 거더로 구성되어 있다. Fig. 1은 해석 모델의 엔진을 간략하게 보여주고 있다. 이 중 모델링 대상이 되는 것은 3번 실린더와 4번 실린더 사이에 있는 5번 거더이다. 거더의 형상은 모두 동일하지만 측정 결과와의 비교를 위해 5번 거더를 그 해석 대상으로 하였다. 유한요소해석 모델은 Ansys에서 제공하는 전처리 기능을 이용하였다.

Fig. 2는 베어링 거더의 유한요소 모델이다. 유한요소 모델링 데이터는 10,972개의 절점과 8,796개의 요소로 구성되어 있다.

3. 베어링 거더에 작용하는 하중의 수학적 표현

3.1 피스톤과 크랭크 기구의 운동학적 해석

피스톤-크랭크 기구의 운동에서 크랭크의 각속도 ω 를 일정하다고 가정하여 $\alpha = \omega t$ 라 하면 피스톤의 위치, 속도, 가속도는 피스톤의 위치에 따라 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$x = r(\cos \alpha + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \alpha}) \tag{1}$$

여기서 $\lambda = l/r$ 로 정의되고 l 은 커넥팅로드의 길이, r 은 크랭크스로우의 길이이다.

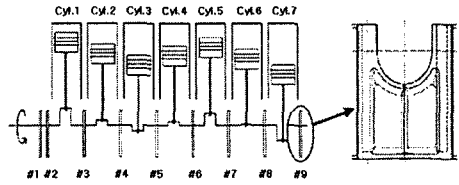


Fig. 1 A schematic illustration of the large vessel engine

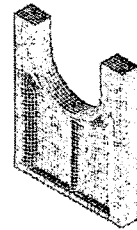


Fig. 2 Finite element analysis model of the bearing girder

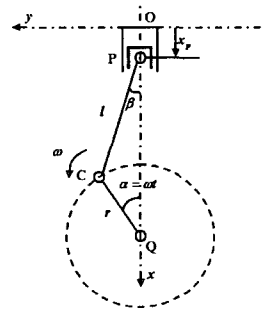


Fig. 3 Mechanism of a piston and crank

식 (1)의 2항을 급수 전개하면 식 (2)와 같이 표현된다.

$$x_p = r(1 + \lambda - \cos \alpha - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \alpha}) \tag{2}$$

$$= r(1 + \lambda - \cos \alpha - \lambda - \sum_{n=0}^{\infty} A_{2n} \cos 2n\alpha)$$

$$A_0 = \frac{1}{4\lambda} - \frac{3}{64\lambda^3} + \frac{5}{256\lambda^5} - \dots$$

$$A_2 = \frac{1}{4\lambda} + \frac{1}{16\lambda^3} + \frac{5}{256\lambda^5} + \dots$$

$$A_4 = -\frac{1}{64\lambda^3} - \frac{3}{256\lambda^5} - \dots$$

여기서 일반적으로 선박 엔진과 같은 거대 구조물에서는 $\lambda = \frac{l}{r}$ 이 되어 3승 이상을 고려해야 한다 또한 속도, 가속도는 식 (2)를 이용하여 일반적인 형태로 식 (3), (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dx_p}{dt} = r\omega(\sin \alpha + \sum_{n=1}^{\infty} 2nA_{2n} \sin 2n\alpha) \tag{3}$$

$$\frac{d^2x_p}{dt^2} = r\omega^2(\cos \alpha + \sum_{n=1}^{\infty} 4nA_{2n} \cos 2n\alpha) \tag{4}$$

3.2 피스톤-크랭크 기구의 운동에 의한 관성력

일반적으로 피스톤-크랭크 기구의 질량부는 왕복운동 질량부와 회전운동 질량부로 나누어 생각할 수 있다. 커넥팅로드의 경우, 질량 m_r 은 왕복운동 질량부 m_{rs} 와 회전 운동 질량부 m_{rb} 로 표시되고, 크랭크샤프트는 집중질량 m_c , 피스톤은 m_p 로 표시할 수 있다. 따라서 피스톤-크랭크 기구의 왕복질량 m_{tra} , 회전질량 m_{rot} 는 다음과 같은 식으로 표시된다.

$$\begin{cases} m_{tra} = m_p + m_{rs} \\ m_{rot} = m_c + m_{rb} \end{cases} \quad (5)$$

식 (4)과 (5)를 이용하면 왕복운동 관성력 F_{tra} 과 회전운동 관성력 F_{rot} 을 식 (6), 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} F_{tra} &= m_{tra} \frac{d^2 x_p}{dt^2} \\ &= m_{tra} r \omega^2 (\cos \omega t + \sum_{n=1}^{\infty} 4n^2 A_{2n} \cos 2n\omega t) \end{aligned} \quad (6)$$

$$F_{rot} = m_{rot} r \omega^2 \quad (7)$$

식 (6)과 식 (7)의 합력 성분을 x, y 성분으로 분리하면 식 (8)과 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} F_x &= m_{tra} r \omega^2 (\cos \omega t + \sum_{n=1}^{\infty} 4n^2 A_{2n} \cos 2n\omega t) \\ &\quad + m_{rot} r \omega^2 \cos \omega t \end{aligned} \quad (8)$$

$$F_y = -m_{rot} r \omega^2 \sin \omega t \quad (9)$$

Fig. 4는 관성력 성분을 도식화한 것이다. 크랭크 각도는 3번 실린더를 기준으로 하고 있다.

3.3 가스 폭발에 의한 폭발력

가스 폭발력은 실험에 의해 측정된 가스 폭발력 데이터를 이용하여 계산하였다. 그리고 가스 폭발 압력을 유한요소 모델에 적용하기 위해서는 가스 폭발 시간에 대한 폭발력의 데이터를 함수로 작성하여 관성력 성분과 같은 위치에 적용되도록 하였다. Fig. 5는 가스 폭발에 의해 작용하는 폭발력의 기구학적인 형태를 보여주고 있으며 식 (10)과 식 (11)은 가스 폭발력에 의해 발생하는 힘의 성분별 수식이다. Fig. 6은 가스 폭발력 선도이다.

$$F_x = F \quad (10)$$

$$\begin{aligned} F_y &= F \tan \phi = F \frac{\sin \omega t}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \omega t}} \\ &= F \frac{\sin \omega t}{\lambda + \sum_{n=0}^{\infty} A_{2n} \cos 2n\omega t} \end{aligned} \quad (11)$$

3.4 하중의 해석 결과

본 해석에서는 해석 대상이 되는 선박 엔진의 피스톤-크랭크 기구의 재원, 기구학적 형식 및 가스 폭발력 등의 운전 조건을 동일한 것으로 가정하였다. Table 1은 해석 대상 엔진의 재원 및 성능을 나타낸 것이다.

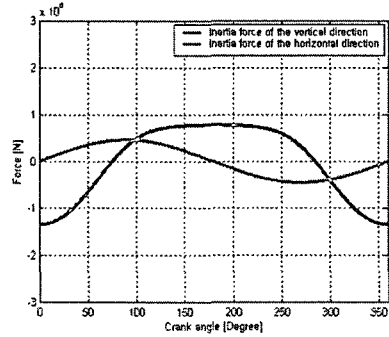


Fig. 4 Inertia force components

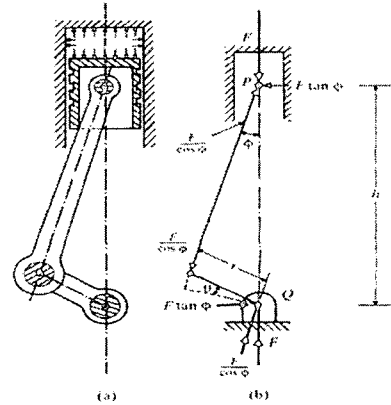


Fig. 5 Schematic diagram of a cylinder of a reciprocating engine

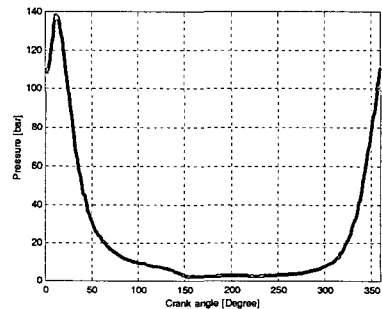


Fig. 6 Diagram of the gas combustive pressure

Table 1 Specification of the analysis engine

Translating mass	kg	12717
Rotating mass	kg	9749
Length of the crankthrow	m	1.575
Length of the con-rod	m	3.3
Stroke of the piston	m	3.3
Diameter of the piston	m	0.575
Young's modulus	Pa	1.21E11
Poisson's ratio	-	0.286
Operating speed	rpm	74

운동학적 해석 및 하중 결과는 Fig. 7 ~ 11에 나타나 있다. 상사점 0°에서의 피스톤 위치를 기준으로 하여 하사점 180°에서의 피스톤 위치는 3.15m에 있다.

Fig. 8은 피스톤의 속도를 나타내고 있다. 최대 속도는 크랭크 각도 68°에서 약 13.6m/s이고, 292°에서 약 -15.6m/s이다. Fig.9는 피스톤의 가속도이다. 최대가속도는 크랭크 각도 0°와 360°에서 각각 139.6 m/s²이다.

Fig. 10은 단일 실린더에서 발생하는 관성력과 폭발력의 선도를 보이고 있다. 하중선도에서 알 수 있듯이 폭발 행정 근방에서는 관성력의 영향보다는 가스 폭발력의 영향이 크고, 그 이외의 부분에서는 관성력의 영향이 지배적임을 알 수 있다.

Fig. 11은 각각의 단일 실린더 하중으로부터 베어링 거더에 작용하는 하중 선도이다. 하나의 실린더에서 발생하는 하중은 양단의 베어링 거더에 1/2의 하중이 전달될 것임을 알 수 있기 때문에 이를 실린더별 위상차를 고려하여 적용할 수 있다

이와 같은 하중 전달 경로를 검증하기 위해 보 (beam) 요소를 이용한 유한요소 모델링을 통해 시뮬레이션을 하였다. 모델은 7개의 모든 실린더와 9개의 베어링 거더 모두를 고려하였고, 관심 베어링 거더 부분의 양단을 지지하였고, 다른 베어링 거더에 대해서는 단일 지지하였다. Fig 12는 보 요소를 이용하여 엔진 내부를 단순화 시켜 베어링 거더의 반력을 알아보기 위한 모델이다.

반력 해석을 위해 각 실린더에서 발생하는 힘을 위상차를 고려하여 크랭크 각도 1°씩 증가시켜 가면서 해석을 수행하였다. Fig. 13은 유한요소해석을 통해 얻은 베어링 거더에 작용하는 힘을 나타낸 것이다. Fig. 11과 Fig. 13의 비교를 통해 한 실린더에서 발생하는 하중은 양단의 베어링 거더에 1/2 하중이 전달될 것이라는 가정이 타당함을 알 수 있다.

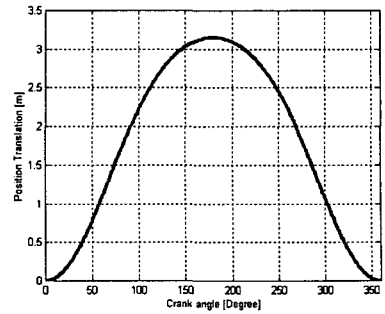


Fig. 7 Displacement diagram of the piston

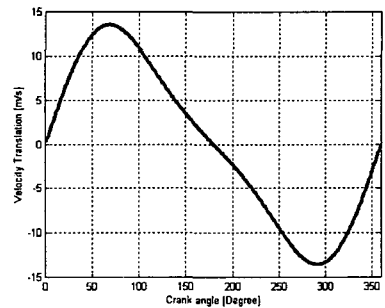


Fig. 8 Velocity diagram of the piston

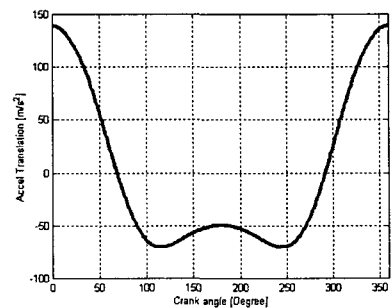


Fig. 9 Acceleration diagram of the piston

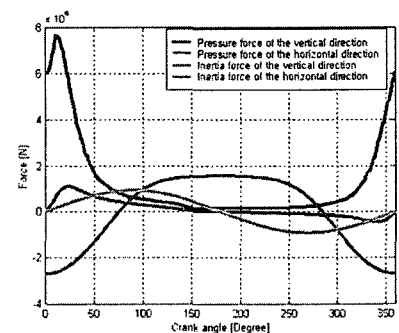


Fig. 10 Load components at one cylinder

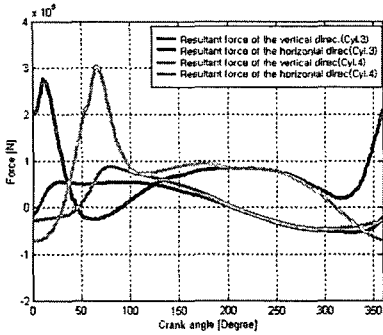


Fig. 11 Bearing girder load components by cylinder No.3 and No.4



Fig. 12 Simplified engine model using the beam element

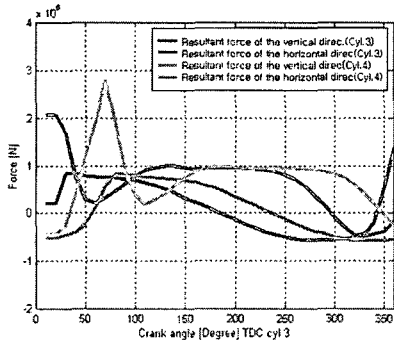


Fig. 13 Load components of bearing girder by cylinder 3 and cylinder 4 using FEM

4. 경계조건의 적용

4.1 변위 구속 조건

유한요소해석을 위한 경계조건은 베어링 거더의 윗면은 모든 방향에 대해 구속시켰으며 아래방향은 상하방향에 대해서만 구속시켰다. 윗면은 잭볼트와 스테이 볼트에 의해 단단하게 체결되어 있기 때문에 모든 방향에 대해 구속을 시켰으며, 아랫면은 베드 플레이트에 베어링 거더가 올려져 있는 상황에서 스테이 볼트만 체결되어 있기 때문에 상하 방향에 대해서만 구속을 시켰다.

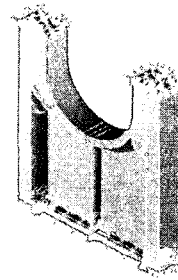


Fig. 14 Boundary condition of the bearing girder

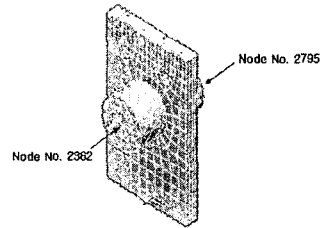


Fig. 15 Simplified FE model of the bearing girder and crankshaft and the point to load

베어링 거더의 옆면은 셸 형태의 얇은 판에 의해 지지 되기 때문에 구속 조건을 적용하지 않았다. Fig. 14는 구속 조건이 적용된 모델을 보여주고 있다.

4.2 베어링 거더에 작용하는 하중 조건

베어링 거더에 작용하는 하중은 왕복운동에 의한 관성력과 회전운동에 의한 관성력, 그리고 가스 폭발력을 실린더 별로 적용하였다. 베어링 거더면에 하중을 적용하기 위해 유한요소 접촉 해석을 통해 각 실린더의 하중 비에 따른 베어링 거더면에 발생하는 압력분포를 분석하고, 이를 통해 베어링 거더면에 적용할 압력 분포를 도출하였다.

베어링 거더는 크랭크샤프트와 거더면이 유막에 의한 접촉을 이루고 있다. 따라서 앞서 유도한 하중 분포들을 유한요소해석 모델에 적용하기 위해서는 접촉면의 압력분포를 알아야 한다. 이에 베어링 거더와 크랭크샤프트를 간략화한 모델을 통하여 베어링 거더면에 나타나는 압력 분포를 추정하였다. Fig. 15는 베어링 거더와 크랭크샤프트를 간략화한 모델이다.

Fig. 15와 같이 간략화한 모델에 대해 접촉요소를 사용하고 3번 실린더와 4번 실린더에 의해 작용하는 힘의 비를 고려하여 각각의 경우에 대한 해석을 수행하여 압력분포 경향을 추정할 수 있다. 해석 수행은 Fig. 15에서 보는 것과 같이 크랭크샤프트에 위치한 2362번 절점의 수평, 수직 방향 힘을 1로 고정된 후 2795번 절점의 힘을 수평, 수직 방향에 대해 0.1~1.0 로 0.1 단위로 변화시켜 가면서 접촉해석을 수행하였다.

Fig. 16 과 Fig. 17 은 크랭크샤프트에 작용하는 수평 방향 및 수직방향 힘의 비에 의해 거더면에 형성되는 압력 분포 형상을 보여주고 있다. 압력 분포 형상으로부터 수직방향 하중의 경우 하중비가 커짐에 따라 베어링 거더 두께 방향으로 선형적인 큰 기울기를 가지고 감소하는 경향을 보이고 있다. 수직방향 하중의 지배적인 성분은 각각의 실린더에서 발생하는 폭발력 성분으로 위상차를 가지고 발생하므로 하중비가 어느 정도 존재하기 때문에 이를 적절히 묘사할 수 있는 베어링 거더면에 작용하는 압력 분포를 가정해야 한다. 또한 수평방향 하중의 경우는 최대 압력의 위치가 베어링 캡에 작용하기 때문에 베어링 거더면에 압력 분포를 구현하기 위해 베어링 캡에 작용하는 위치와 마주 보는 베어링 거더면 반대방향의 압력을 가정해야

한다. 그리고 수평방향 하중의 지배적인 성분은 관성력 성분으로 작은 하중 비로 인해 베어링 두께 방향으로 일정한 압력 분포로 가정해야 한다. Fig. 18은 크랭크샤프트의 수평방향 힘의 비에 대한 압력 분포 형상을 보여주고 있다. Fig. 19는 베어링 거더에 적용될 수평, 수직 방향의 하중에 따른 압력분포를 나타내고 있다. 유체 정역학적 계산 방법을 사용하여 베어링 거더에 작용하는 힘을 식 (12)-(13)과 같이 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 F_x &= \iint P_h(z) \cos\theta \cos\theta r d\theta dz \\
 &= 2r \int_0^\pi \cos\theta \cos\theta d\theta \int_0^b \left(\frac{0.75}{b} z + 0.25 \right) P_h dz \quad (12) \\
 &= \frac{5}{16} \pi P_h br
 \end{aligned}$$

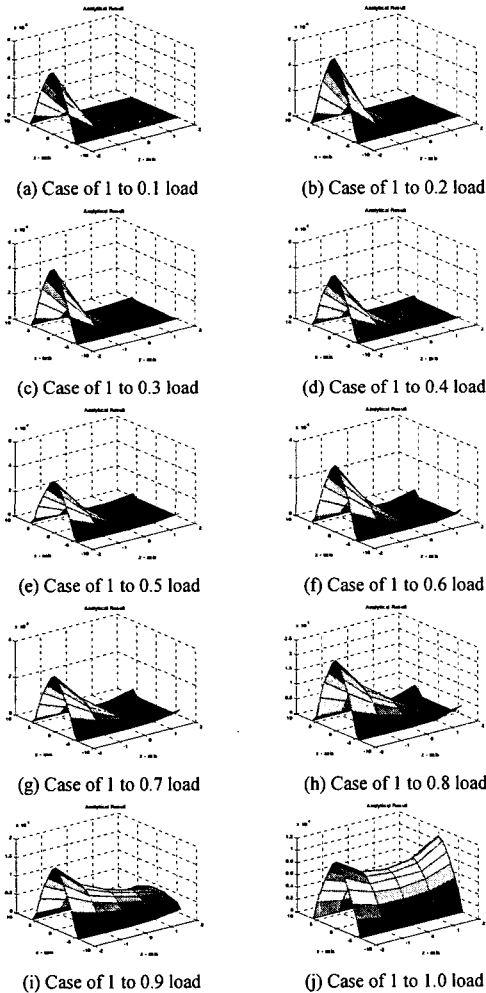


Fig. 16 Distributed pressure shape by the vertical direction load on the crankshaft

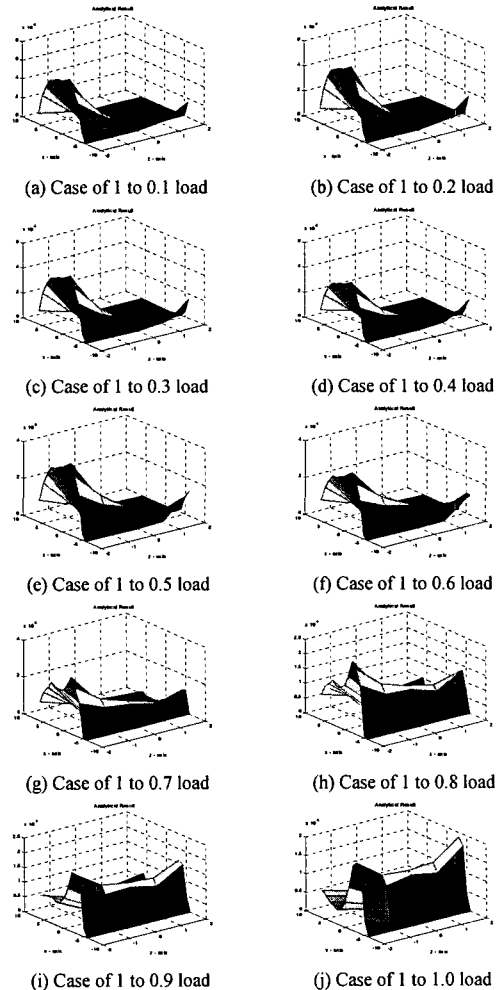


Fig. 17 Distributed pressure shape by the horizontal direction load on the crankshaft

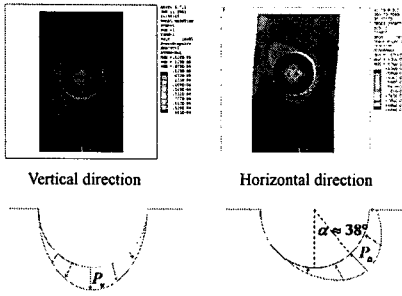


Fig. 18 Distributed pressure shape of bearing girder applied to a vertical and horizontal force ratio on the crankshaft

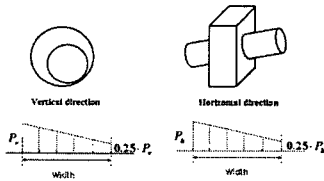


Fig. 19 Distributed pressure shape toward width of the bearing girder for FEM

$$\begin{aligned}
 F_y &= \iint P_v(z) \cos \theta \cos \theta br d\theta dz \\
 &= 2r \int_0^{\pi} \cos \theta \cos \theta d\theta \int_0^b \left(\frac{0.75}{b} z + 0.25 \right) P_v dz \quad (13) \\
 &= \frac{5}{16} \pi P_v br
 \end{aligned}$$

5. 유한요소해석 결과 및 검증

변형을 및 응력 해석은 선형중첩법을 이용하였다. 즉 Ansys를 이용하여 베어링 거더면에 작용하는 단위 압력에 대해 수평, 수직 성분에 대한 해석을 각각 수행하고 실제 작용하는 압력을 도출된 변형을 및 응력에 곱해 결과를 얻었다. 이러한 해석 방법을 적용함으로써 압력 분포의 변화에 따른 반복적인 접촉 해석을 피하고 해석 시간을 단축할 수 있었다. 복잡한 형상의 솔리드 모델에 직접 접촉 해석을 수행하면 해석시 많은 시간이 소모되며 컴퓨터 자원 또한 많이 필요로 한다. 어떠한 경우에는 해석 자체가 불가능한 경우도 발생하게 된다. 이와 같은 제약 조건들은 여러 번 반복 해석을 해야만 하는 유한요소해석에서 문제가 될 수 밖에 없다. 이러한 해석상의 문제들을 우선 간략화한 베어링 거더 모델에서 접촉 해석을 수행하고 압력 분포를 추출한 후 복잡한 유한요소 모델에 압력 분포를 적용하여 충분히 해결 할 수 있었다. 이와 같이 해석된 결과를 실험 결과와 비교하여 그 타당성을 검토해 보았다. Fig. 20은 실제 베어링 거

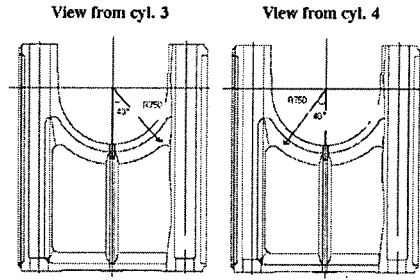


Fig. 20 Measurement and analytical point

더의 변형을 측정 및 해석 위치를 나타내고 있다.

5.1 베어링 거더의 변형을 비교

유한요소해석 모델의 타당성을 검증하기 위해 측정을 통해 얻은 변형률과 해석적으로 얻은 변형률을 비교해 보았다. 측정 결과와 비교한 해석 결과가 Fig. 21과 22에 나타나 있다. 유한요소해석결과와 측정결과가 유사한 경향을 나타내고 있다.

그러나 베어링 거더에서 실측한 변형률과 유한요소해석에 의한 변형률을 비교해보면 부분적으로 불일치하는 영역이 존재함을 볼 수 있다. 이러한 결과는 정역학적으로 계산된 반력 성분 이외의 또 다른 힘의 존재를 의미한다. 따라서 크랭크샤프트의 동특성을 고려한 해석을 통해 베어링 거더에 작용하는 반력을 계산해볼 필요가 있음을 알 수 있다.

해석결과와 측정결과에서 불일치 영역이 나타나 는 또 다른 이유로는 인접 실린더의 영향 때문으로 판단된다. 따라서 인접 실린더의 폭발력과 관성력에 의한 영향을 고려해 볼 필요가 있다. 인접 실린더에 의한 영향은 해석에 의한 변형률 결과와 정역학적으로 계산한 성분력을 비교해봄으로써 알 수 있었다. 엔진의 실린더별 폭발 순서는 1-6-3-4-5-2-7번 실린더 순서이며, 해석 대상이 되는 5번 베어링 거더는 3번과 4번 실린더 사이에 위치한다. Fig. 23에서 위치 A는 3번 실린더의 수직 성분력이 증가하기 시작하는 위치인 동시에 6번 실린더가 폭발하는 시점이다. 그러나 변형률을 계산할 때 6번 실린더는 5번 거더에서 멀리 떨어져 있기에 고려대상이 아니었다. 따라서 측정 거더면의 반대방향에 있는 6번 실린더 성분력에 의한 거더에 작용하는 힘의 감소가 고려되지 않아 측정결과보다 해석결과가 크게 나옴을 확인할 수 있다. 또한 3번 실린더가 폭발하는 위치 B에서 5번 실린더가 폭발하는 위치 D까지는 3, 4번 실린더의 영향이 지배적인 구간이지만, 4번 실린더가 폭발하는 C점은 5번 실린더의 수직성분력도 증가하는 구간이다. 5번 실린더는 해석 지점의 반대방

향에 있기에 5번 실린더 성분력의 증가는 측정거더면의 작용력 감소를 유발한다. 그러나 5번 실린더는 해석 거더면에서 멀리 떨어져 있어 고려대상이 아니었기에 해석결과가 측정결과보다 크게 나왔음을 알 수 있다. 위치 D에서는 2번 실린더의 수직성분력이 증가하기 시작한다. 측정거더면과 같은 방향에 있는 2번 실린더의 성분력은 거더면의 작용력을 증가시킨다. 따라서 이 성분력이 고려되지 않는다면 해석결과는 측정결과보다 작게 나옴을 예상할 수 있다. 위치 E부터는 7번 실린더의 폭발, 1번 실린더의 성분력이 증가하는 구간임과 동시에 2번 실린더 폭발에 의한 수직력 성분이 동시에 작용하는 구간이다. 이 구간에서는 1, 2번 실린더의 성분력이 측정거더면에 합쳐져 작용하기 때문에 실제로 변형률이 크게 측정되었다. 따라서 유한요소해석에서는 1, 2번 실린더 성분력을 무시했기 때문에 측정결과보다 작은 해석결과를 얻게 된 것이다.

변형률이 불일치 하는 영역이 나타나는 다른 원인으로 크랭크샤프트와 베어링 거더면 사이의 유막에 의한 영향을 생각 할 수 있다. 베어링 거더면의 압력분포는 유막의 두께, 압력구배, 마찰손실, 점성 등에 따라 달라진다. 또한 베어링에 작용하는 하중이 증가할수록 최소압력과 최대압력의 절대값은 증가하고 최대압력의 위치는 최소유막두께 위치로 이동하며, 온도가 상승함에 따라 윤활 유막의 압력은 감소하는 경향이 있다.^(6,7) 따라서 동하중이 작용하는 순간의 윤활유 거동에 의해 압력 분포 경향은 순간순간 달라지며 베어링 거더와 크랭크샤프트 사이의 유막두께 및 온도분포 등을 고려해야 정확한 변형률 도출이 가능하다. 그러나 온도변화, 점도변화 등에 따른 윤활특성, 유동패턴, 소재의 변형특성, 운동특성 등이 단독으로 일어나는 것이 아니라 서로 복잡하게 연계되어 변하기 때문에 해석이 대단히 난해하다.

이와 같은 분석결과들로부터 변형률의 정확한 해석결과를 도출해 내기 위해서는 크랭크샤프트의 동특성을 고려한 해석과 인접되어 있는 모든 실린더들의 성분력 그리고 베어링 거더면과 크랭크샤프트와의 접촉 유막에 의한 효과 등을 고려해야만 한다는 것을 알 수 있다.

5.2 베어링 거더의 응력

베어링 거더의 건전성 및 수명 평가를 위한 신뢰성 있는 응력 데이터를 구하는 것이 필수적이다. 구조물에 항복응력 (yield stress) 미만의 응력이 작용할 때 그 구조물은 안전하다고 판단 할 수 있다. 그러나 이와 같은 응력이 반복될 경우에는 구조물

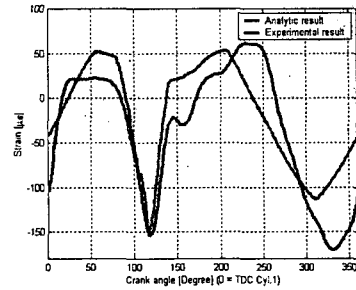


Fig. 21 Comparison analytical strain with experimental strain of bearing girder toward cylinder 3

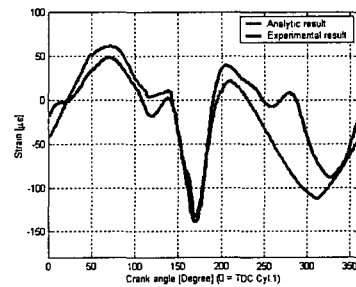


Fig. 22 Comparison analytical strain with experimental strain of bearing girder toward cylinder 4

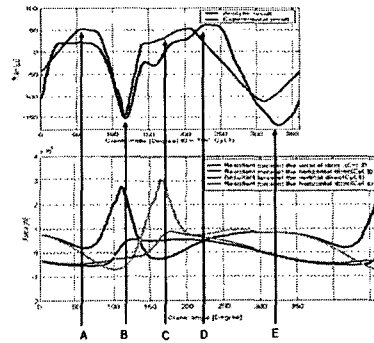


Fig. 23 Comparison load with analytical strain of bearing girder toward cylinder 3

에서 피로 파괴가 발생하게 된다. 구조물의 피로 수명 평가를 위해서는 응력을 측정 또는 해석을 통해 계산하고 이를 재료의 피로파괴 특성과 비교하여 구하게 된다.

이에 본 논문에서는 유한요소해석을 통해 응력을 구해 보았다. 해석 위치는 변형률 해석의 경우와 동일하며 반경방향의 응력을 구하였고 이를 Fig. 24 와 Fig. 25 에 나타내었다.

본 연구에서 수행한 유한요소해석을 통하여 응력을 구하고, 이를 이용해 피로한도와 인장강도를 계산한 후 피로 파손의 한계를 나타내는 피로평가 선도를 그린다면 구조물의 피로수명 평가에도 이용할 수 있다.

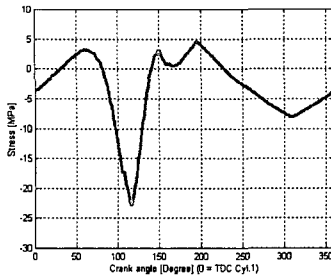


Fig. 24 Analytical stress of bearing girder toward cylinder 3

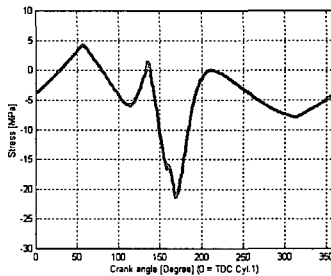


Fig. 25 Analytical stress of bearing girder toward cylinder 4

6. 결론

본 연구에서는 대형 선박 엔진 구조물의 베어링 거더에 대해 압력 분포 경향을 도출하였다. 그리고 이를 바탕으로 선박엔진용 베어링 거더의 유한요소해석 방법을 제안 하였다.

이를 위해 우선 간략화한 베어링 거더 모델에서 단위 힘에 대한 접촉 해석을 수행하여 각각의 경우에 대한 거더면의 압력 분포를 도출하였고, 이 결과를 실제 베어링 거더 유한요소해석 모델에 적용하여 변형률 및 응력 결과를 얻을 수 있었다. 그리고 이와 같은 해석 방법으로 얻은 결과에 중첩의원리를 적용시켜 변형률 및 응력 데이터를 확보하였다. 유한요소해석을 통해 변형률 및 응력을 구할 수 있다면 설계 단계에서 구조물의 수명 평가 및 건전성 평가 자료를 제공할 수 있고, 이를 통해 구조물의 안정성 및 신뢰성을 확보한 제품 생산이 가능하다.

향후 연구로는 본 논문에서 제안한 해석 방법에 동적 하중에 의한 영향과 인접해 있는 실린더들의

영향을 고려하고 크랭크샤프트와 거더면 사이의 유막에 의한 압력분포 경향을 자세히 분석한 해석이 수행된다면 좀 더 정확한 데이터를 확보할 수 있으리라 본다. 이는 설계단계에서 매우 신뢰할 수 있는 엔진 구조물의 최적설계를 가능하게 할 것이다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 산하 성균관대학교 산업설비 안전성평가 연구센터의 연구비 지원 및 두뇌한국 21 사업의 지원으로 이루어진 것으로써, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) WNSD, 2000, "Assessment of Girder Cracks RTA84T/T-B Engines."
- (2) Welsh, W. A. and Booker, J. F., 1983, "Dynamic Analysis of Engine Bearing Systems," SAE NO. 830065.
- (3) Sergey M. Zakharov and Elias A. Zharov, 1997, "Modeling of the Engine Mechanical System Crankshaft, Its Bearing and Supports," SAE NO. 970511.
- (4) Tianut, F. V., Melgar, A. and Gimenez, B., 2000, "A Method to Determine the Two Components of the Crankshaft Load on Bearing Cap in Firing Engine," SAE NO. 2000-01-1340.
- (5) Kim, S.C., Lee, D.C. and Kim, U.K., 1994, "A Study on the Design of Resilient Mounting Systems for Marine Diesel Engines" *Journal of the Korea society of marine engineers*, Vol. 18, No. 5, pp. 56~67.
- (6) Shin, Y.J. and Kim, K.W., 1988, "An Experimental Study on the Pressure Temperature Distribution in a Plain Journal Bearing," *Journal of the KSLE*, Vol.4, No. 1, pp. 69~73.
- (7) Kim, C. K. and Han, D.C., 1995, "Finite Element Analysis to Analyzing the Oil Film Pressure Distribution due to Viscosity Conditions in Engine Bearings," *Journal of the KSTLE*, Vol.11, No. 1, pp. 12~19.
- (8) Cho, M.R., Oh, D.Y. and Ryu, S.H., 2000, "Load characteristics of Engine Main Bearing: Comparison Between Theory and Experiment" *KSME international journal*, vol.16, No.8 pp. 1095~1101.
- (9) ANSYS Structural Analysis Guide, ANSYS Inc., Chapter 10.