

<論 文>

디젤 엔진의 연결봉에 대한 응력해석

오 성 환* · 이 장 무**

(1985년 3월 25일 접수)

Stress Analysis of a Diesel Engine Connecting Rod

Sung Hwan Oh and Jang Moo Lee

Key Words: Diesel Engine(디젤 엔진), Connecting Rod(연결봉), Stress Analysis(응력해석), Bolt(보울트), Plane Stress(평면응력)

Abstract

A connecting rod is modelled in two dimensional plane stress and truss elements. This model includes the bolt rod with threads and heads.

The working load developed in the fasteners is dependent upon the stiffness of the bolt and compression abutments. The model of the bolt assembly is influenced by the bolt pretension and applied forces.

The resulting finite element analysis determines the stress contours and deformed shapes for various loading conditions.

1. 서 론

최근 디젤 기관에 있어서 과급도 및 폭발압력의 상승, 평균 유효압력의 증대, 기관의 경량화등으로 인하여 엔진부품의 설계조건이 가혹해지고 있다. 따라서, 엔진 설계자들은 엔진부품의 작동 및 제작과정을 고려하여 부품의 강도를 최대한 활용해야 한다. 이러한 일을 추진하기 위하여는 부품의 변형과 응력에 관한 정확한 지식을 가지고 있어야 한다. 엔진부품의 응력을 해석하기 위하여 최근에는 부품에 대하여 실제로 시험을 행하지 않고도 정확한 해를 얻을 수 있는 유한요소법¹⁾을 사용하여 값싸게 모든 강도 문제를 해결해 나가고 있다. 디젤 엔진이 고속화됨에 따라 피스톤과 크랭크축 사이에서 왕복운동을 회전 운동으로 바꾸는 연결봉이 부가적으로 큰 관성력을 받게 되므로 최대 압

축 하중상태에서 최대 인장하중 상태까지의 모든형태를 고려하여 설계하여야 한다. 본 연구에서는 SUPERB/SUPERTAB 구조해석 소프트웨어를 연결봉의 캡과 로드부, 보울트헤드와 로드, 나사를 일체로 모델링하고 응력을 해석하였다.

2. 모델링 방법

고속 디젤 엔진의 연결봉을 아래와 같이 모델링 하였다.

- (1) 이차원 평면응력(plane stress) 요소로 연결봉의 기하학적 형태를 모델링하였다.
- (2) 연결봉의 대단부는 보울트의 모델과 응력분포 때문에 다른 부분에 비해 조밀하게 요소를 나누었다.
- (3) 가능한 한 사각형 요소로 나누고, 기하학적 형상이 부득이한 경우는 삼각형 요소로 나누었다.
- (4) 보울트헤드는 이차원 평면응력 요소, 로드는 트러스(truss) 요소로 모델하고 나사부는 강체로 가정하

* 정희원, 대우중공업(주) 기술연구소
** 정희원, 서울대학교 공과대학 기계설계학과

였다.

(5) 보울트 헤드부분과 보울트 자리면에는 두개의 절점을 만들어 연성(coupling)되게 하였다.

(6) 캡과 로드부의 접촉면은 분리되어 있으나, 하중의 작용에 의해 연성되게 하였다.

(7) 보울트헤드와 로드를 포함해서 연결봉을 일체로 모델링하였다.

모델을 만드는 과정에서 SUPERTAB 을 이용하였는데, SUPERTAB 은 전처리(pre-processor)와 후처리(post-processor)기능을 같이 가진 프로그램으로, 일반적으로 사용되고 있는 와이어 프레임(wire frame)의 방식을 도입해서 면(surface) 혹은 부피(volume)를 만

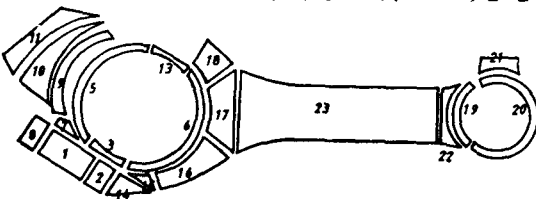


Fig. 1 Flow of process of element generation

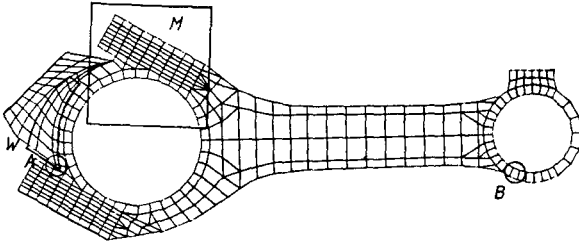


Fig. 2 Final finite element model of a Diesel engine connecting rod

들어 여기에 직접 원하는 대로 절점과 요소를 자동 발생시키는 기능을 가지고 있다. 연결봉의 모델을 만들어 나가는 과정은 Fig. 1 과 같으며 여러개의 면으로 나누어지는 것은 기하학적 형태 또는 다른면과의 연결 상태 때문이다. 보울트 부분에서 한개의 보울트만 만들어 주면 1, 2, 7, 8 에서 만들어진 요소를 반대쪽 부분의 위치로 복사(copy)시켜 물체를 완성할 수 있다. 최종적인 모델은 Fig. 2 와 같다.

3. 하중조건

연결봉의 대단부에 미치는 힘은 가스압력에 의해 전달되는 압축력, 피스톤 조립체 및 연결봉의 왕복질량에 의해 유기되는 관성력에 의한 인장력과 연결봉의 회전질량에 의해 유기되는 원심력에 의한 인장력의 합성력이⁽¹¹⁾ 작용한다.

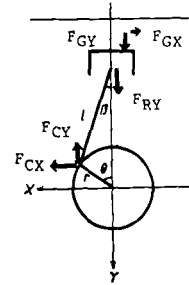


Fig. 3 Force acting at the connecting rod bearing

크랭크 각도에 따른 연소실 내의 압력을 측정하여 얻은 결과를 $P(\theta)$ 라고 하면, X축, Y축 방향의 힘 F_{cx} , F_{cy} 는,

$$F_{cy} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot P(\theta) \tag{1}$$

$$F_{cx} = -F_{cy} \cdot \tan\beta \tag{2}$$

여기서 D 는 실린더의 지름이다.

왕복질량에 의한 관성력은,

$$F_{ry} = m_r \cdot R \cdot \left(\frac{\pi N}{30}\right)^2 \cdot \left(\cos\theta + \frac{R}{l} \cos 2\theta\right) \tag{3}$$

여기서 m_r 는 피스톤 조립체 무게와 연결봉 왕복질량 무게의 합,

R 은 크랭크 회전 반경,

N 은 엔진 회전수 (rpm),

l 은 연결봉 중심간 거리이다.

연결봉의 회전질량 m_c 에 의한 X축, Y축 방향의 원심력은,

$$F_{cx} = m_c \cdot R \cdot \left(\frac{\pi N}{30}\right)^2 \cdot \sin\theta \tag{4}$$

$$F_{cy} = -m_c \cdot R \cdot \left(\frac{\pi N}{30}\right)^2 \cdot \cos\theta \tag{5}$$

그러므로, 연결봉의 대단부에 작용하는 X축, Y축 방향의 힘 X_R , Y_R 은,

$$X_R = F_{cx} + F_{cy} \tag{6}$$

$$Y_R = F_{cy} + F_{ry} + F_{cy} \tag{7}$$

힘의 합성 즉, 대단부에 작용하는 하중 P_t 의 크기는 $\sqrt{X_R^2 + Y_R^2}$ 이다. 이는 크랭크 각도에 따라 크기와 방향이 달라지는데 최대 하중은 폭발 및 배기 행정시 피스톤이 상사점에 이룰때 발생한다.

실험적으로 측정된 결과에 의하여 크랭크축의 접촉면에 대해서 하중은 정현파 모양으로(sinusoidal) 분포된다고 가정할 수 있다.

즉, 법선 압력 $P = P_0 \cos\theta$ 로 주어진다.

$$P_t = \int P n dA = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} P_0 \cos^2\theta \cdot r \cdot d\theta \cdot dt = P_0 \cdot r \cdot t \cdot \frac{\pi}{2} \tag{8}$$

여기서, P_n 는 연결봉의 축방향으로 걸리는 압력 성

분

r 는 크랭크 핀부의 반경

t 는 하중면에 대한 연결봉의 두께

식 (8)을 법선 압력 P 에 대해서 풀면,

$$P = \frac{Pt \cdot \cos\theta}{r \cdot t \cdot \frac{\pi}{2}} \quad (9)$$

식 (9)에 의하여 크랭크 핀에 걸리는 하중 Pt 를 알면 대단부에서의 압력분포를 알 수 있다. 여기서 경계 조건은 피스톤 핀부 즉, 소단부에서 180° 의 접촉면을 통해서 구속된다. 이와 같은 하중조건은 Fig. 4와 Fig. 5에 도시하였다.

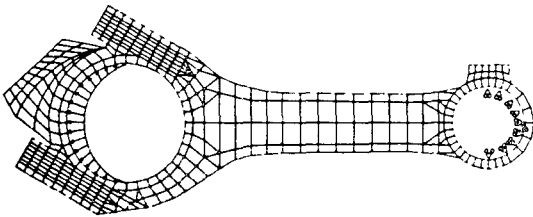


Fig. 4 Tension loading and boundary condition of the connecting rod

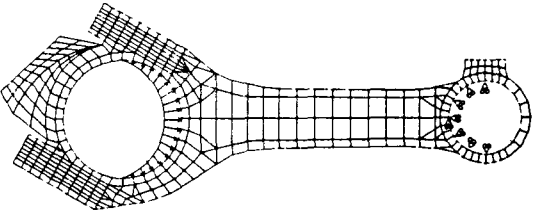


Fig. 5 Compression loading and boundary condition of the connecting rod

4. 체결요소 모델

체결요소가 인장 하중을 받을 때에는 Fig. 6과 같은 변형을 갖는다⁽⁴⁻⁶⁾. 여기서 보울트에 작용하는 힘은 외부적으로 작용된 힘과 여하중(prying force)의 합력임을 알 수 있다. Fig. 6과 같은 변형을 하는 유한요소 모델을 구하기 위하여 몇차례의 시행착오를 거친후 보울트 부분의 최종적인 모델은 Fig. 7과 같이 하였다. 보울트 헤드부분과 보울트자리면은 단지 수직방향으로만 연성되고 파일럿(pilot) 부분은 캡과 수평방향으로만 연성되게 하였다. 로드부에 연결되는 보울트나사는 연결봉과 강체로 작용한다고 가정하였다.

또한 인장하중과 압축하중이 작용할때 연결봉 캡의 연결면은 완전하게 접촉되지 않고 분리되나 여하중을 받기 때문에 Fig. 8과 같이 연성된다.

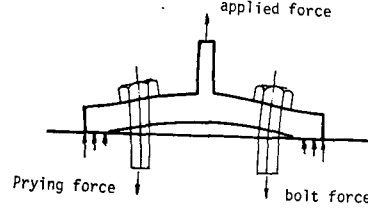


Fig. 6 Schematic diagram of the joint deformation

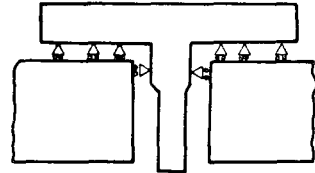


Fig. 7 Final modified coupling for the bolt model

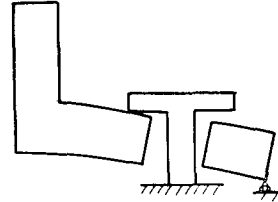


Fig. 8 Mating surface conditions between cap and rod

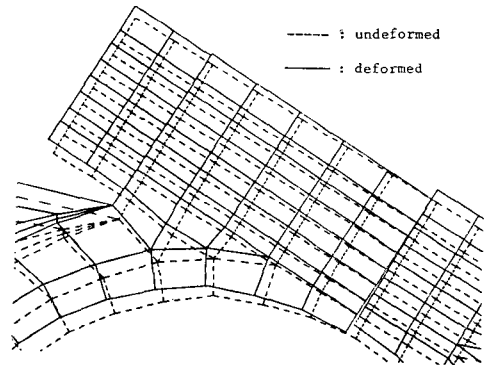


Fig. 9 Deformation of the connecting rod for model 2

위와 같이 모델링하여 대단부에 인장하중을 작용시킬때 Fig. 2의 M 부분의 변형상태를 보면 Fig. 9와 같다. 점선은 변형되기 전의 상태를 나타내고 실선은 변형후의 상태를 나타낸다.

5. 보울트 예하중(Pretension)

보울트 예하중은 보울트의 질 토크를 알면 일반적으로 사용되는 식으로부터 구할 수 있다. 이 하중은 연결봉의 대단부 부분의 응력과 캡과 로드의 연결면의

변형에 영향을 준다. 그러므로 이 하중을 유한요소법으로 해석할 때에 어떻게 적용하는가가 문제이다. 참고문헌 (1)에서는 보울트 예하중을 작용시키기 위하여 보울트 로드와 중간 부분을 끊어서 두개의 절점을 만들어 반대방향으로 하중을 작용시켰다. 더구나 여기서 캡과 로드와의 접촉면은 보울트 예하중이 작용할때 완전히 접촉된 상태이고, 인장 또는 압축중이 작용할때는 완전히 끊어진 상태로 가정하였기 때문에, 외력이 작용할때에 보울트 로드와 캡과 로드부의 연결면이 불연속 상태로 되어 외력과 보울트 예하중을 동시에 작용시킬 수 없으므로 따로 해석하여 응력을 선형적으로 중첩해야 된다. 본 논문은 예하중이 요구되는 만큼의 변형률(strain)을 열적으로 유발시켜 외력과 보울트 예하중을 동시에 작용시켜 유한요소법으로 해석할 수 있도록 하였다.

즉, 예하중 L_p 에 의한 변형율을 ΔT 에 의한 열변형율과 같다고 놓고, 계산한다⁽⁶⁾.

$$\text{보울트의 변형율 } \epsilon_m = \frac{L_p}{AE} \quad (10)$$

$$\text{열 변형율 } \epsilon_{th} = \alpha \cdot \Delta T \quad (11)$$

$$\frac{L_p}{AE} = \alpha \cdot \Delta T \quad \Delta T = \frac{L_p}{AE\alpha} \quad (12)$$

예하중, 재질, 보울트단면이 주어지면 보울트와 연결봉 사이의 온도차를 계산할 수 있다. 위의 식은 연결봉과 보울트가 완전 강체로 가정한 경우이다. 그러므로 온도 ΔT 에 의한 실제 예하중은 보울트의 강성(stiffness)과 자리면의 강성에 의존한다.

$$T = \frac{L_p}{\alpha \cdot L} \left(\frac{1}{K_{bolt}} + \frac{1}{K_{abutment}} \right) \quad (13)$$

여기서 보울트와 자리면 강성의 계산은,

$$K_{bolt} = \frac{E_b}{\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_1} + \dots} \quad (14)$$

$$K_{abutment} = \frac{E_c \cdot A_c}{l_c} \quad (15)$$

여기서, E_b 는 보울트재질의 탄성 계수,

l_i 는 A_i 의 단면적을 갖는 보울트 길이,

E_c 는 자리면의 탄성계수,

A_c 는 자리면의 등가 단면적,

l_c 는 보울트 로드 길이이다.

이 온도차를 보울트 로드와 작용시켜 해석한다.

6. 결 과

본 연구에서 고려한 연결봉에서 조사대상이 된 부위

를 Fig. 2에 A, B로 표시하였다. 이 중에서 특히 고속회전에 따라 문제가 발생하는 곳은 A이다. 그러므로 부분의 응력에 미치는 인자들을 찾아내고, 그 개선 대책을 알아보기 위하여 세가지의 모델을 택하였다.

모델 1은 지금까지 해석해온 방법으로 보울트의 영향과 캡과 로드부의 접촉측면의 영향을 무시해서 연결봉 전체를 강체로 가정한 경우이다. 모델 2는 이 논문의 해석 방법에 의해 보울트 예하중과 캡과 로드부의 접촉면의 영향을 고려한 경우이다. 모델 1과 모델 2의 변형과 응력 해석 결과를 비교 검토하면 다음과 같다.

Fig. 10은 모델 1에서 인장 하중을 받을때의 변형을 나타내고 Fig. 9는 모델 2에서 인장하중을 받을때의 변형 상태이다. 여기서 보울트의 형상과 캡과 로드부의 연결면 상태를 고려한 경우와 고려하지 않은 경우가 서로 다르다는 것을 알 수 있다. 이로 부터 응력분포도 달라진다는 것을 예측할 수 있다. Fig. 11과 Fig. 12는 VON-MISES 응력분포를 등고선(contour)으로 나타낸 것이다. 보울트 예하중을 고려할 경우가 응력 레벨(level)의 크기도 커지고 응력분포의 등고선도 다른 형태를 가지는 것을 알 수 있다. 연결봉 모델 2의 경우에 대해서 여러 하중조건을 작용시켜 해석한 응력 분포 결과를 Fig. 12에서 부터 Fig. 15까지 도시하였다. 응력이 많이 걸리는 부분은 대단부에서 보울트 자리면 근방의 부근, 보울트의 나사부분과 연결되는 부분, 보울트의 헤드, 소단부와 로드부가 연결되는 부분, 대단부와 로드가 연결되는 부분임을 알 수 있다. 보울트 예하중이 작용하는 경우와 그렇지 않는 경우를 비교해 보면 보울트 예하중이 작용하는 경우에 연결봉 전체의 응력분포의 응력값이 커지는 것을 알 수 있고, 인장하중이 작용할 경우에는 더욱더 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. Table 1은 보울트 예하중이 3,200kg 일때의 최대응력의 위치와 크기를 보여주고 있다. 대단부에서의 최대압력 성분 P_o 의 값은 인장일때는 1.1kg/mm²이고 압축일때는 2.3kg/mm²이다. P_o 의 값은 압축일때가 크나 최대응력값은 인장일때가 크게 나타나는 것을 Table 1에서 알 수 있다.

문제 지점 A와 최대응력값이 걸리는 보울트 헤드에 대해서 보울트 예하중의 영향을 보면 Fig. 16 및 Fig. 17과 같다. 실선은 인장하중이 작용할때의 응력값 선도이고 점선은 압축이 작용할때의 응력값 선도이다. 문제 지점 A에서의 응력값은 인장이 작용할 경우는 포물선 곡선을 나타내고 압축이 작용할 경우는 직선을 나타낸다. 엔진은 항상 주기적인 회전수로 회전을 계속하므로 인장과 압축하중이 주기적으로 작용한다.

Table 1 Magnitudes of stresses

Loading condition	Maximum Von-Mises stress (kg/mm ²)	Location
Tension	14.6	Connecting rod small end
Tension & bolt pretension	56.4	Bolt head
Compression	14.0	Shank
Compression & bolt pretension	48.6	Bolt head

그러므로 평균 응력과 응력진폭을 최소화하는 것이 필요하다. Fig. 16의 두 꼭선으로 응력변동이 적은 지점을 찾아낼 수 있다. 반면에 보울트 헤드의 응력값은 Fig. 17에서 처럼 인장과 압축하중에 관계없이 선형적으로 증가한다. 인장하중이 작용할때가 약간 큰 값을 취한다. 문제 지점 A에 미치는 인자들을 찾기 위하여 모델 2를 변형에서 모델 3을 만드는데 그때의 변수로 생각할 수 있는 것은 Fig. 2의 W부분의 두께를 증가시켜서 단면계수를 변화시키는 경우, 보울트자리면의 위치를 높혀서 A부분의 두께를 증가시키는 경우 보울트 점 토오크를 변화시키는 경우, 보울트의 직경을 변화시켜서 M부위의 두께를 증가시키는 경우이다. 두번째의 경우는 A부분의 응력값이 감소한다는 것을 알 수 있으나, 중량의 많은 첨가로 인하여 중량 조절을 할 수 없어 무게중심의 위치가 옮겨진다. 더욱이 실린더 블록과의 간섭관계, 크랭크축의 움직임, 엔진의 진동등 많은 문제를 발생시키므로 거의 불가능하게 된다. 세번째의 경우에 대하여는 이미 Fig. 16에 나타내었다. 보울트 예하중이 3,200kg일때 W부분의 두께의 변화에 대한 A지점의 응력변화는 Fig. 18과 같다. 여기서 두께의 변화에 대해 큰 변화가 없다는 것을 알 수 있다. 이때에 최대응력값이 걸리는 보울트 헤드에는 응력값이 거의 변화가 없었다. 네번째의 경우 즉, 보울트의 직경의 변화에 대한 응력의 변화는

Fig. 19와 Fig. 20에 도시하였다. A지점에서의 응력값은 거의 변화가 없으나 보울트 헤드 부분의 응력값은 보울트 직경의 변화에 의해 변화하는 것을 볼 수 있는데 이것은 보울트 로드 직경의 증가로 인하여 연결봉의 두께가 얇아지기 때문이다.

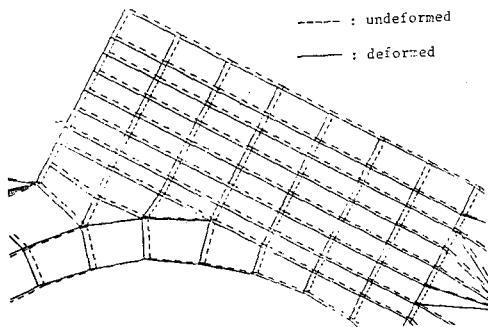


Fig. 10 Deformation of connecting rod for model 1

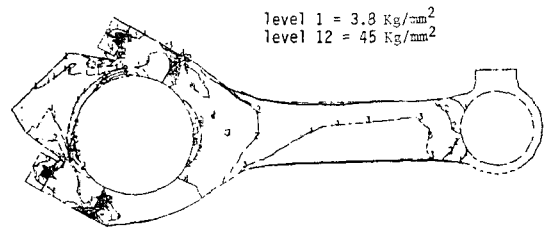


Fig. 11 Stress contours of tension loading for model 1

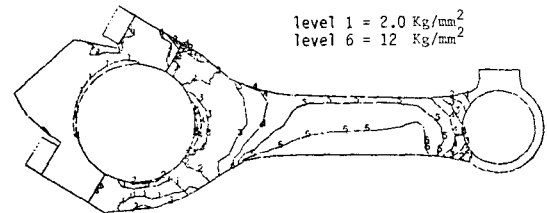


Fig. 12 Stress contours of tension loading for model 2

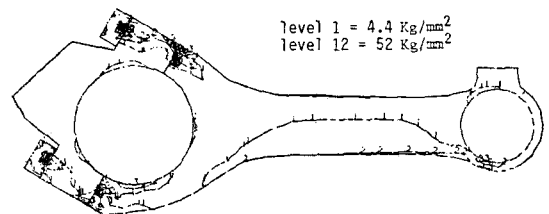


Fig. 13 Stress contours of tension and bolt pretension loading for model 2

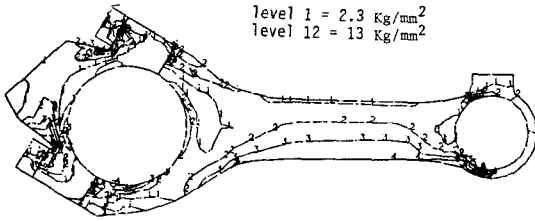


Fig. 14 Stress contours of compression loading for model 2

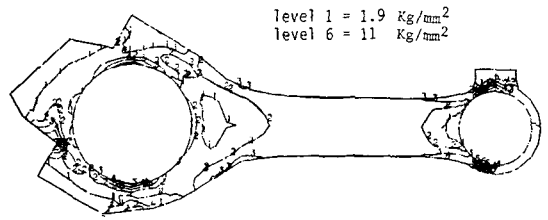


Fig. 15 Stress contours of compression and bolt pretension loading for model 2

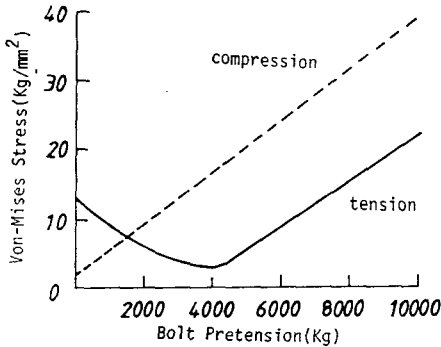


Fig. 16 Stress value of 'A' position for changing the bolt pretension

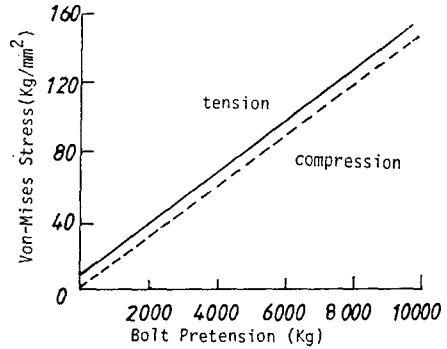


Fig. 17 Stress value of bolt head for changing the bolt pretension

7. 결 론

연결봉 설계의 주요한 목적은 압축력과 인장력에 의한 파손을 막고, 베어링의 마멸과 파손을 막는 것이다. 연결봉이 파괴되면 실린더 블록을 때리기 때문에 결국 엔진 자체를 못쓰는 경우가 된다. 그러므로 엔진이 고속화됨에 따라 연결봉에 대한 재설계가 요구되고 있는 것이다. 이에 따라 유한요소법으로 연결봉 전체를 일체로 모델링해서 변형과 응력을 예측할 수 있다. 변형으로부터 대단부의 크랙크핀 내경 변형, 캡과 로드의 연결면의 움직임 등을 파악할 수 있고, 응력으로부터는 보울트의 예하중을 고려하여 실제의 엔진에서와 같은 응력분포를 얻을 수 있다. 여기서는 연결봉 형상을 변경하지 않는 관점에서 문제지점 A의 응력에 미치는 인자들을 찾아본 결과 A 지점 주위의 두께의 변화에 의한 A 지점의 응력의 변화는 미소하고 보울트 예하중

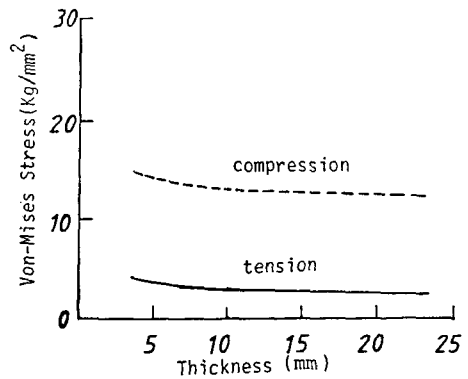


Fig. 18 Effect of changing the thickness of 'W' position

의 변화에 의한 A 지점의 응력의 변화는 민감하다는 것을 알 수 있었다. 연결봉을 설계할때 보울트 예하중의 영향을 고려해서 설계해야 된다는 것을 알 수 있다.

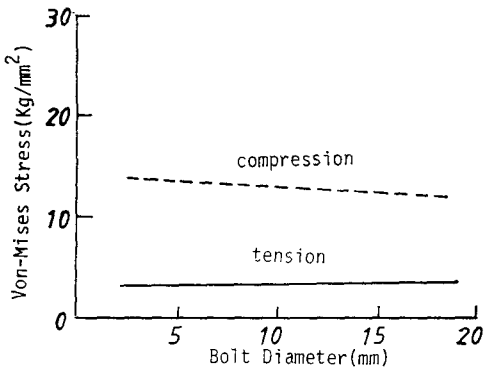


Fig. 19 Stress value of 'A' position for changing the bolt diameter

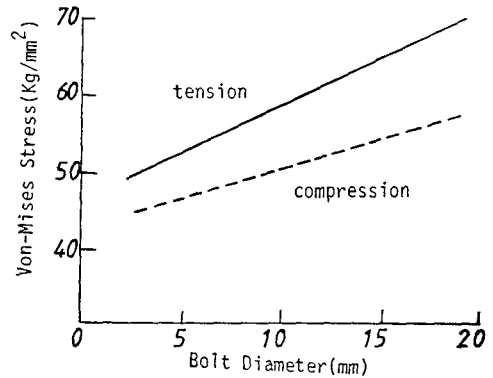


Fig. 20 Stress value of bolt head for changing the bolt diameter

참 고 문 헌

- (1) William D. Webster and Roy Coffell, A Three Dimensional Finite Element Analysis of a High Speed Diesel Engine Connecting Rod, SAE-Paper 831322, 1983
- (2) Brian L. Carison and James H. Ruff, New Considerations in Connecting Rod Design, SAE-Paper 831323, 1983
- (3) Sung Hwan Oh, The Calculation of Journal Bearing Load and Minimum Film Thickness in Internal Combustion Engine, Journal of the KSME, Vol. 24, No. 5, pp. 367~372, 1984
- (4) J.W. Fisher and J.H.A. Struik, Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints' John

Willey and Sons, Inc. 1974

- (5) John H. Bickford, An Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints, Marcel Dekker, Inc. 1981
- (6) M. Wayne Simon and James B. Hengeholn, Finite Element Analysis of Prying Action in Bolted Joints, SAE-Paper 770545, 1977
- (7) Supertab Users Manual, Structural Dynamics Research Corporation, 1983
- (8) Superb Users Manual, Structural Dynamics Research Corporation, 1983
- (9) SAP6 Users Manual, SAP Users Group, 1982
- (10) Klaus-Jürgen Bathe, Finite Element Procedures in Engineering Analysis, Prentice-Hall, Inc. 1982
- (11) 大道寺, ディーゼル 機関設計法, 工學圖書株式會社版, 1964