

〈논 문〉

볼트결합부가 있는 구조물의 유한요소 모델링 및 실험적 검증

김진곤* · 박성수* · 김윤영** · 최석환*** · 김병권***

(1995년 12월 1일 접수)

Finite Element Modelling and Experimental Verification of the Structures with Bolted Joints

J. G. Kim, S. S. Park, Y. Y. Kim, S. H. Choi and B. K. Kim

Key Words: Bolted Joint(볼트결합부), Finite Element Modelling(유한요소 모델링), Von-Mises Strain(본 미세스 변형률)

Abstract

A reliable and practical finite element modelling technique to estimate the behavior of complex structures with bolted joints is important for engineers in the industry. Accordingly, we have examined several simplified modelling techniques which do not require the use of special elements such as a gap element. The dynamic and static experiments have confirmed that the technique to model the bolted joints with eight-noded three dimensional elements which fill the bolt space gives most satisfactory results.

1. 서 론

자동차의 차체 구조를 포함한 대부분의 기계 구조물은 볼팅, 점용접 등의 방법으로 여러 부분구조를 결합하여 전체 구조를 형성하게 된다. 특히 대형 상용차의 트러니언 브라켓과 차체 프레임 사이 볼트결합부에서의 볼트풀림현상 및 화공현상에 의해, 프레임에 크랙이 발생하여 차량의 안전한 주행에 심각한 문제를 일으킬 수 있다. 따라서, 기계 구조물의 볼트결합부에서의 크랙발생과 같은 구조적 문제점에 대한 적절한 대책을 수립하기 위해서는 결합부를 포함한 전체 구조에 대한 역학적 해석이 이루어져야 할 것이다.

볼트결합부의 모델링기법과 관련하여 이미 수행

된 기존의 연구는 대부분 결합부를 상세 모델링하여 정적인 해석을 통해 결합부의 강성을 추출하는 방법들에 관한 것이다.^(1~6) 볼트결합부의 정확한 거동을 보기 위해서는 접촉에 의한 마찰, 예압 효과 그리고 결합에 의한 비선형 거동 등을 고려한 상세한 3차원 모델링을 하여야 하나, 실제 구조물의 유한요소 모델링시 이러한 점들을 정확히 고려하기 위해서는 많은 유한요소가 필요하여 해석시간이 많이 걸릴 뿐 아니라, 여러 복잡한 현상의 고려로 인한 수렴성의 보장이 어려운 문제점들이 있다.

따라서 본 연구에서는, 실제 차량과 같이 복잡한 구조물에서 볼트결합부를 유한요소 모델링할 수 있는 여러 실용 가능한 방법들을 살펴보았으며, 볼트결합부를 갖는 간단한 평판모델에 대해 정 동적 실험을 수행하여 고려한 유한요소 모델링기법들의 신뢰성을 검증하였다. 실험과 해석결과를 비교한 결과 볼트 몸통을 3차원 연속체요소로, 평판을 판 요소로 모델링한 비교적 간단한 기법으로 매우 신뢰성있는 결과를 얻을 수 있었다. 유한요소해석을 위

*서울대학교 대학원 기계설계학과

**회원, 서울대학교 기계설계학과

***대우상용차

해 상용 구조해석 프로그램인 MSC/NASTRAN을 이용하였다.

2. 볼트결합부 모델링기법 연구

볼트결합부의 정확한 거동을 해석하기 위해서는 볼트 머리-윗판, 너트-아랫판, 윗판-아랫판의 3군데의 접촉면을 갖는 3차원의 볼트결합부 형상을 상세하게 모델링해야 하지만, 접촉요소는 접촉상태에 따라 접촉면적이 변하고 또한 인접요소에 작용하는 작용력이 달라지는 비선형거동을 하기 때문에, 이를 제대로 모델링하기 매우 어렵다. 특히 쿨롱마찰이 발생할 때 마찰계수를 실험적으로 구하는 것도 대단히 어려운 일로 알려져 있다. 실제 볼트체결시 결합력의 증가와 외력의 변동 영향을 감소시키기 위해서 예압을 가하게 되는데, 이로 말미암아 볼트 및 주변 부재가 초기응력상태에 놓인다. 따라서, 실제 볼트결합부의 상세하고 정확한 거동을 예측하기 위해서 실제 유한요소해석시 예압도 모델링되어야 할 것이다. 이를 위해 볼트 재료의 열팽창계수를 적절히 조절한 후 가상의 온도차를 주어 예압이 작용하는 것처럼 모델링할 수 있다. 하지만, 열-접촉-변형 등을 고려한 3차원 유한요소해석은 그 수렴성에도 문제가 있을뿐만 아니라, 모델링자체도 어렵고, 계산량도 매우 많기 때문에 현실적인 설계에서 적용하기는 아직 어렵다.

따라서, 본 연구에서는 볼트결합부를 가지는 평판 구조물의 모델링시 쉽게 사용할 수 있는 방법을 제시하기 위하여 다음과 같은 5가지 모델링방법을 시도해 보았다. Fig. 1에서 평판은 판의 중립면을 2차원 평판요소로 모델링하여 판사이의 거리는 a 가 되며, 볼트는 볼트머리와 너트부분은 무시하고 직경 d 인 볼트 몸통부분만을 고려하였다.

첫째, 볼트를 Fig. 2와 같이 하나의 강체보

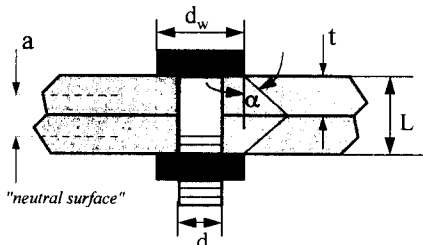


Fig. 1 General bolted joint region

(NASTRAN의 RBE2요소)로 모델링하였다. (모델링 a)

둘째, 볼트를 (a)와 같이 하나의 강체보로 모델링하였으나, Fig. 3에서 볼트 몸통에 해당하는 빗금친 부분(Fig. 1의 직경 d)의 판의 2차원 평판요소(NASTRAN의 CQUAD4요소)의 종탄성계수값

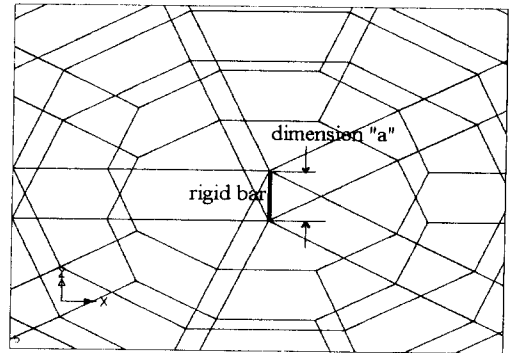


Fig. 2 Modelling (a) : one rigid bar

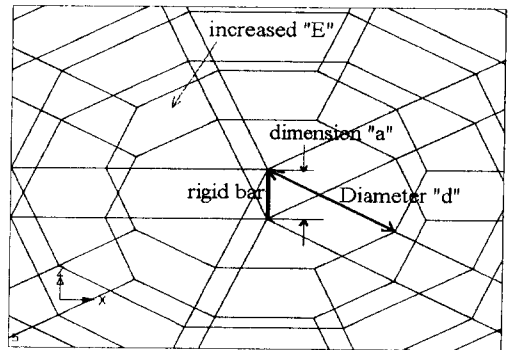


Fig. 3 Modelling (b) : one rigid bar and increased elastic modulus of shading area

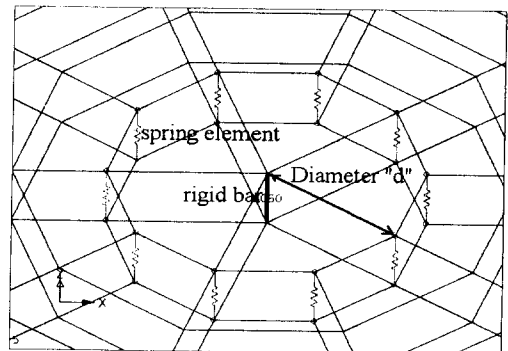


Fig. 4 Modelling (c) : one rigid bar and spring elements

을 인접 요소보다 약 100배 정도 큰 값을 줌으로써 볼트몸통이 하나의 강체와 같은 거동을 하게 하였으며, 모델링 (a)보다는 볼트 몸통에 해당하는 판의 평판요소의 강성이 커도록 모델링되었다. (모델링 b)

셋째, 볼트를 Fig. 4와 같이 가운데 부분은 강체보로 모델링하였으며, 볼트결합에 의한 판의 등가의 강성을 추출하여, 볼트몸통의 직경 d에 해당하는 위치의 판 사이를 스프링요소(NASTRAN의 CELAS2요소)로 모델링하였다. 결합된 판들의 거동은 볼트보다 훨씬 복잡하므로 몇 가지 가정에 의하여 근사적으로 강성을 구할 수 있다. (모델링 c) 판사이에 삽입되는 스프링의 강성을 평가하는 몇몇 이론은 다음과 같다.^(4,5) 먼저 Röttscher는 Fig. 1과 같은 볼트결합부에서 다음과 같은 판요소들의 결합된 강성을 추출하였다.

$$k_m = \frac{\pi E}{4L} \left[\left(d_w + \frac{L}{2} \right)^2 - d^2 \right] \quad (1)$$

여기서,

L : the grip length of the joint

d : the bolt diameter

d_w : the diameter of the washer

Bosch, Bach와 그리고 Findeisen는, Röttscher의 가정을 완화하여 각도 α를 45°로 하여 다음과 같은 강성을 구하였다.

$$k_m = \frac{\pi E d}{21n \left\{ \frac{(d_w + L - d)(d_w + d)}{d_w + L + d} \frac{(d_w - d)}{d_w - d} \right\}} \quad (2)$$

Shigley와 Mitchell은 위의 강성에서 압축력을 작용시키는 와셔의 직경을 d_w=1.5d로 가정하여 아래의 결과를 구하였다.

$$k_m = \frac{\pi E d}{21n \left\{ 5 \frac{L + 0.5d}{L + 2.5d} \right\}} \quad (3)$$

Shigley와 Micshke은 적분과정에서 각도 α를 변수로 두어 다음과 같이 강성을 표현하였다.

$$k_m = \frac{\pi E d t \tan \alpha}{21n \left\{ \frac{(L t \tan \alpha + d_w - d)(d_w + d)}{L t \tan \alpha + d_w + d} \frac{(d_w - d)}{d_w - d} \right\}} \quad (4)$$

넷째, 볼트 몸통의 위와 아래는 평판요소로 모델링하고 볼트 몸통의 직경 d에 위치하는 마추보는 평판요소의 절점들을 Fig. 5와 같이 모델링 c의 스

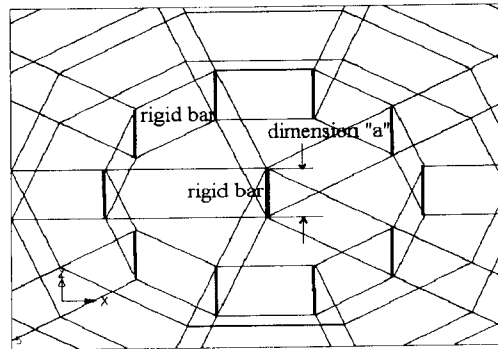


Fig. 5 Modelling (d) : rigid bars

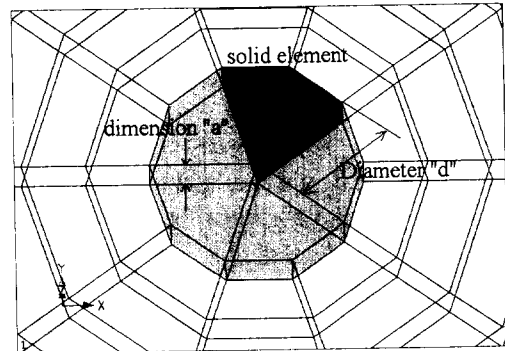


Fig. 6 Modelling (e) : solid elements

프링요소 대신에 강체보요소를 사용하여 각각의 자유도를 묶어주었다. (모델링 d)

다섯째, Fig. 1에서 직경 d를 가지는 볼트의 몸통을 Fig. 6과 같이 8개의 절점을 가지는 3차원 연속체요소(NASTRAN의 CHEXA요소)를 사용하여 이상화시켰다. 하지만, 평판요소와 3차원 연속체요소는 각각의 절점에서 서로 다른 자유도를 가지므로, 이를 결합시켜 주기 위해서 NASTRAN의 RBE3요소를 사용하여 평판요소와 3차원 연속체요소를 연결하였다. (모델링 e)^(7,8)

이상의 5가지 모델링기법에서 볼트가 체결하는 상판과 하판부분은 평판요소를 이용하여 중립면을 따라서 모델링하였으며, 따라서 판 사이의 거리는 Fig. 1의 판의 중립면 사이의 거리 a와 같다. 또한 상판과 하판사이의 구속은 볼트로 체결되어지는 부분에서만 이루어졌으며, 볼트결합부를 제외한 다른 부분에서의 판 사이의 마찰이나 구속은 특별히 고려하지 않았다. 다음 절에서는 이러한 모델링기법의 타당성을 실험결과와 비교하여 검증하였다.

3. 모델링기법 검증을 위한 실험

3.1 진동모드실험

앞에서 언급한 여러 모델링기법에 의한 유한요소 진동해석결과와 진동실험 결과를 비교하여 각각의 모델링기법이 해석대상 구조의 전체강성을 얼마나 잘 평가하는지를 검증하고자 하였다. 진동모드실험을 통하여 실험 모델의 고유진동수와 고유 모드를 추출하였는데, 검증용 모델의 진동모드 실험장치와 상세한 치수는 Fig. 7과 8에 나타나 있다. 검증용 모델은 2개의 단순한 평판을 6개의 볼트로 체결한 것으로, 볼트 모델링기법 검증용으로 타당한 것으로, 실험이 비교적 용이한 양단 자유 경계조건을 선택하였다. 실험시 검증용 모델의 양단을 자유 경계조건으로 하기 위하여 판의 끝에 구멍을 뚫어 고무줄로 매단 다음 검증용 모델의 각 절점에 가속도계를 부착하고 충격해머로 나머지 절점들을 차례로 가진하여 주파수응답을 측정하였다(주파수응답 실험에서 좋은 코히어런스가 나옴을 확인할 수 있었다).

Table 1은 실험과 유한요소해석에 의한 고유진동수값을 보여주고 있다. 이 결과에서 알 수 있듯이, 볼트를 3차원 요소로 모델링했을 때 가장 실험과 근사한 결과를 얻을 수 있다. 1개의 강체보로 연결된 모델링(모델링 a)에 있어서는 강성이 실제보다 낮게 평가되어서 전체적으로 낮은 진동수가 얻어졌으며, 높은 진동수로 갈수록 더욱 큰 차이를 보이고 있다. 따라서, 볼트 몸통의 위와 아래에 해당되는 부분의 종탄성계수(E)값을 높게 해주거나, 볼트결합부 위치에 있는 판요소의 결합강성을

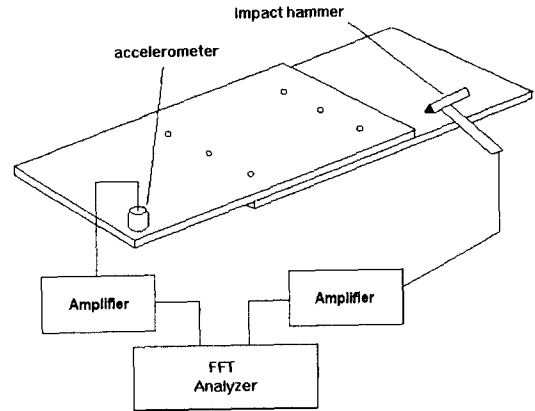


Fig. 7 Dynamic experimental setup for modal analysis

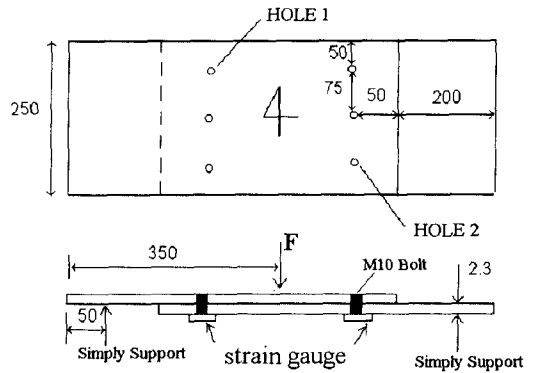


Fig. 8 Geometry of the test model (unit=mm) : The gauge location for static analysis is also shown

스프링 요소(CELAS2)로 보완해 주면 강성이 높아져 비교적 실험과 가까운 고유진동수를 얻을 수 있다.

Table 1 Natural frequencies obtained from the experiment and finite element analysis. (unit = Hz)

Mode No.	Experiment	Modelling (a)	Modelling (b)	Modelling (c)	Modelling (d)	Modelling (e)
1	30.83	28.6	29.1	30.3	31.5	31.01
2	55.94	52.9	53.7	55.2	57.2	56.2
3	58.49	55.9	55.9	59	59.6	58.96
4	82.65	80.0	80.3	82.6	83.7	82.7
5	140.1	135.8	137.4	140.4	144.1	142.1
6	155.1	143.1	145.8	148.7	154.5	152
7	193.2	175.9	175.9	193.7	197	194.8

하지만, 국부적인 곳의 응력분포는 진동의 고차 모드와 연관이 있으며 이러한 고차모드는 높은 진동수에서 나타나므로, 볼트를 윗판과 아래판의 한 곳만을 강체보로 연결하는 단순한 모델링기법으로는 본 연구에서 다루고자 하는 볼트결합부 주위의 국부적인 해석에는 적합하지 않음을 알 수 있다. 따라서 국부적인 응력분포를 보다 정확히 구하기 위해서는 볼트몸통 면적이 고려될 수 있도록 적어도 위판과 아래판의 몇 군데 점을 서로 연결하여야 한다는 것을 알 수 있다.

고유진동수의 비교만으로는 실험과 해석결과의 상관도를 확인할 수 없으므로, Fig. 9에서는 실험과 진동수가 가장 잘 맞는 볼트를 3차원 요소로 모델링 한 경우(모델링 e)에 대한 유한요소해석 모드(ϕ_j)와 실험모드(ϕ_x)간의 아래와 같이 정의되는 MAC(modal assurance criterion)값을 비교하였다.⁽⁹⁾

$$MAC(f, x) = \frac{|\sum_{j=1}^n (\phi_x)_j (\phi_j)_j^*|^2}{(\sum_{j=1}^n (\phi_x)_j (\phi_x)_j^*) \cdot (\sum_{j=1}^n (\phi_j)_j (\phi_j)_j^*)} \quad (5)$$

대각선을 중심으로 1에 가까운 값이 나타나 실험과 해석간의 모드가 잘 일치함을 알 수 있다. Fig. 10과 11은 수치해석과 실험에 대한 모드들을 보여주고 있는데, 4번째 모드까지 두 결과가 매우 근접함을 알 수 있다. 그러나 3번째 굽힘모드에서 해석은 순수한 굽힘모드만 보여주고 있는데 반해, 실험

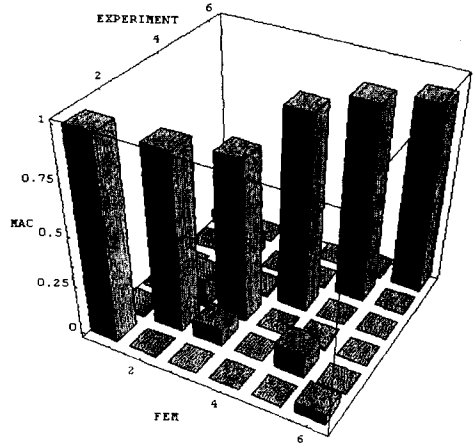


Fig. 9 MAC(modal assurance criteria) values. 'FEM' indicates the results obtained from modelling technique (e)

은 국부적인 비틀림이 굽힘모드에 섞인 형상을 나타내고 있다. 이는 실험에서는 판과 판 사이의 불균일한 접촉에 의해, 전체적인 두번째 굽힘모드에 국부적인 비틀림이 작용하기 때문으로 판단된다. 이상의 진동모드 실험결과로부터, 볼트를 3차원 연속체요소로 모델링한 경우가, 다른 여러 가지 경우의 모델링방법보다 훨씬 실험결과와 잘 일치하였다. 따라서 이러한 방법이 모델의 전체적인 강성을 가장 잘 평가함을 알 수 있었다.

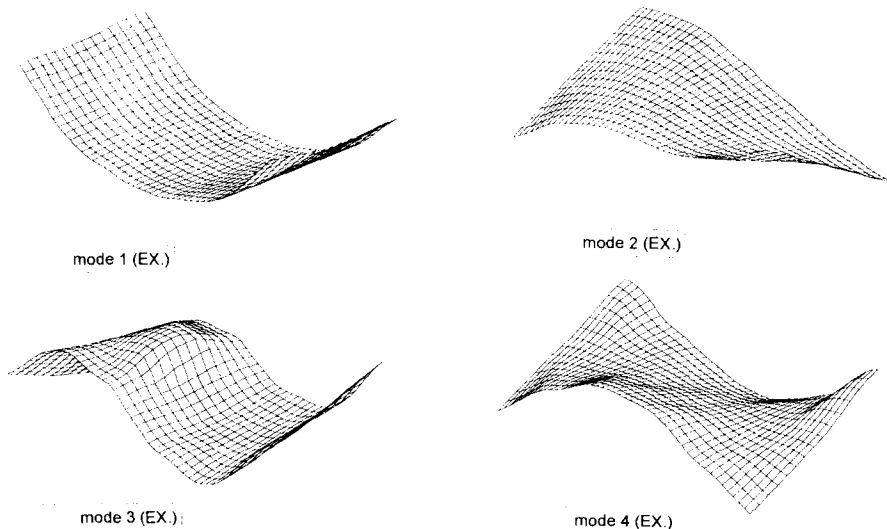


Fig. 10 Mode shapes from the experiment

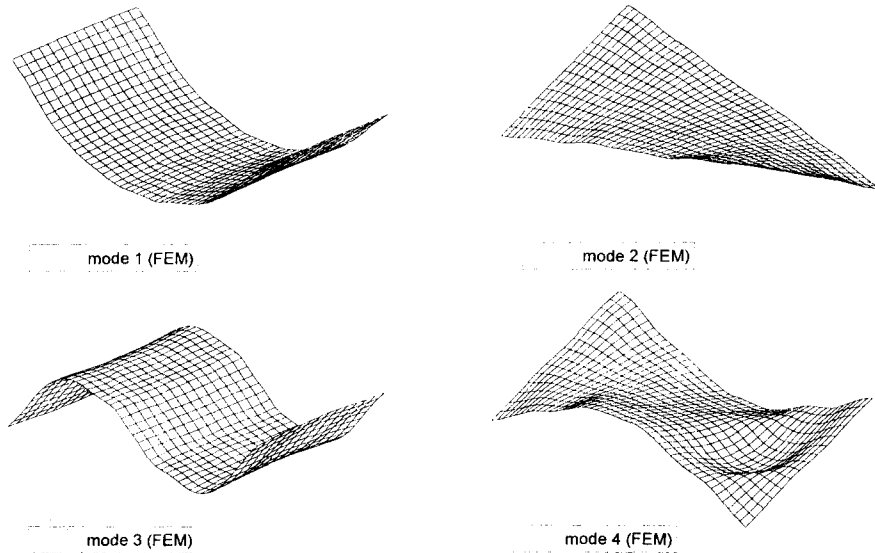


Fig. 11 Mode shapes from the finite element analysis

3.1 정적실험

3.1절에서 모델링에 대한 하나의 검증수단으로 진동해석을 수행하였는데 본 절에서는 볼트 주위의 국부응력(변형률)에 대한 모델링의 신뢰성을 검증하기 위하여 정적실험을 수행하였다. 정적실험을 위해서 MM사의 062RF형의 3요소 직각 로제트를 Fig. 12와 같이 두 군데의 볼트 구멍 둘레 약 4 mm 지점에 각각 4군데씩 부착하여, 중심선을 따라서 하중을 주고 양쪽 끝단에서 50 mm 안쪽부분

을 단순 지지시켜 3점 굽힘실험을 하였다.

3요소 직각 로제트는 0°, 45° 그리고 90°에 게이지가 위치하고 있으며, 각 변형률 성분은 다음과 같이 나타난다.

$$\epsilon_A = \epsilon_{xx}; \epsilon_B = \frac{1}{2}(\epsilon_{xx} + \epsilon_{yy} + \gamma_{xy}); \epsilon_C = \epsilon_{yy} \quad (6)$$

유한요소해석 결과와 실험결과의 비교를 쉽게 하기 위하여 실험에서 구해진 스트레인 성분으로부터 Von-Mises 변형률을 계산하였다. 본 실험에서 사용한 3요소 직각 로제트는 측정된 각 게이지의 변형률 성분으로부터, 변형률의 직교 좌표성분과 (cartesian components of strain) 주변형률(principal strain)을 계산할 수 있다. 이로부터 아래와 같이 정의되는 Von-Mises 변형률을 구할 수 있다. (10)

$$\epsilon = \sqrt{\frac{(\epsilon_1 - \epsilon_2)^2 + (\epsilon_3 - \epsilon_2)^2 + (\epsilon_3 - \epsilon_1)^2}{3}} \quad (7)$$

Fig. 13은 1번 구멍과 2번 구멍 주위에서의 실험과 유한요소해석 결과와의 비교를 보여주고 있다. 이 경우에도 역시 여러 가지 경우의 유한요소 모델링 중 볼트를 3차원 연속체요소로 모델링한 경우의 Von-Mises 변형률이 실험치와 가장 근사함을 알 수 있다. 여기서, 예압이나 접촉면의 마찰을 고려하지 않은 것 등이, 실험치와는 다소 차이가 나는

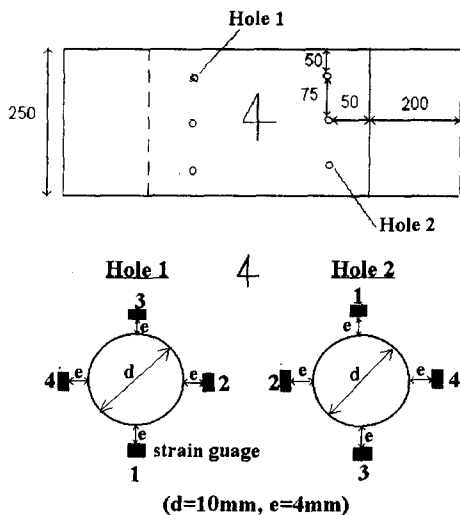


Fig. 12 Static experimental setup

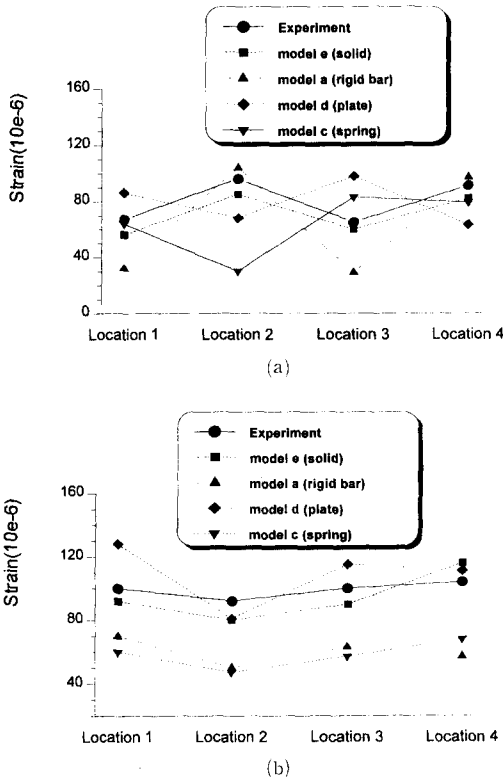


Fig. 13 Von-Mises strain (a) around Hole 1. and (b) around Hole 2. Models (a) through (e) indicate the results from the finite element analysis.

유한요소해석 결과를 얻은 원인이 된다고 보인다. 하지만, 전체적으로 보면, 볼트를 3차원 연속체 요소로 모델링하여 정적인 해석을 하는 경우, 접촉에 의한 마찰이나 예압 등을 고려하지 않더라도, 다른 모델링 방법들보다 실험결과와 매우 유사한 결과를 얻었다. 따라서 이와 같은 모델링기법(모델링 e)을 실제 볼트 결합부를 가지는 복잡한 기계 구조물의 유한요소해석에 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

4. 응용 사례

-트러니언 브라켓 마운팅부위 해석-

상기의 내용에 대한 실제 응용 예로서 대형 상용차의 뒷바퀴 부분의 트러니언 브라켓 마운팅 주위 해석을 수행하였다. 트러니언 브라켓은 대형 상용차에서 사용되는 하중분산 기구인데, 과적과 비포장 도로 주행이 많은 15 ton급 이상의 대형 상용차

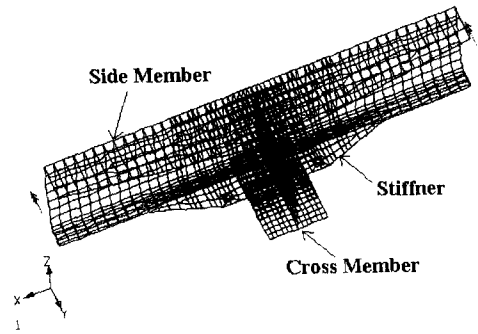
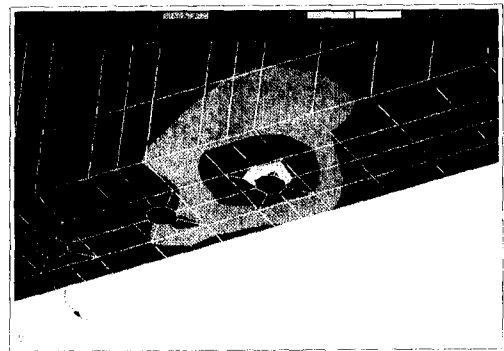
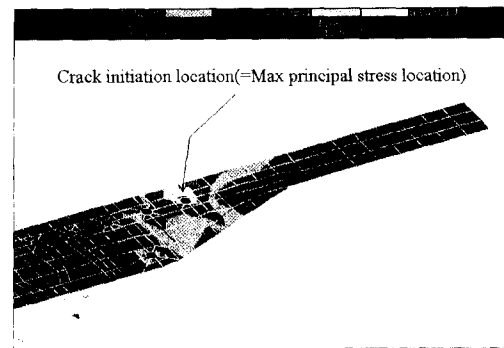


Fig. 14 An example for the finite element modelling near trunnion bracket mounting



(a) Side member flange



(b) Gusset plate(stiffener)

Fig. 15 Von-Mises stress distribution (a) in the flange of the side member and (b) in the gusset plate(stiffener)

에서 트러니언 브라켓이 프레임에 볼트로 체결되는 부위 주변에 균열 등이 발생한다. 따라서 이를 개선하기 위한 방향을 찾기 위해서는 문제지점의 올바른 유한요소 모델링(볼트결합부를 3차원 연속체 요소로 모델) 및 해석을 통한 설계 개선방안이 도

출되어야 한다. 이를 위해서는 트리니언 브라켓 마운팅 부위에서의 역학적으로 타당한 응력분포를 구해야 한다. Fig. 14는 트리니언 브라켓 마운팅부 프레임 구조물의 유한요소 모델링을 보여주고 있다. 이 문제에 대한 자세한 해석결과는 추후의 연구에서 살펴보고자, 본 논문에서는 생략하였다. Fig. 15는 측면 프레임과 보강재에서의 응력분포를 나타내고 있으며, 실제 균열이 발생하는 부분과 유한요소해석에서 최대응력이 나타나는 위치가 동일하게 나타남으로써 본 연구결과의 유용성을 확인할 수 있었다.

5. 결 론

본 연구에서는 볼트결합부를 가지는 평판 구조물에 적용가능한 일반적인 모델링기법들을 살펴보고, 실험실에서 실험이 가능한 간단한 모델에 대해 진동 및 정적응력(변형률) 실험을 수행하여 고려한 유한요소 모델링기법들의 신뢰성을 검증해 보았다. 연구 결과 볼트를 3차원 연속체요소로 모델링한 경우 실험과 가장 근사한 결과를 얻을 수 있었다. 따라서, 이러한 모델링기법이 비교적 간단하면서도 신뢰성있는 결과를 주기 때문에, 볼트결합부를 갖는 일반적인 기계 구조물의 구조해석에 적용할 수 있는 방법으로 판단된다.

참고문헌

- (1) Tanaka, M., Miyazawa, H., Asaba, E. and Hongo, K., 1981, "Application of the Finite Element Method to Bolt-Nut Joints-Fundamental Studies on Analysis of Bolt-nut Joints Using the Finite Element Method," *Bulletine of JSME*, Vol. 24, No. 192, pp. 1064~1071.
- (2) Gould, H. H. and Mikic, B. B., 1972, "Areas of Contact and Pressure Distribution in Bolted Joints," *Trans. of ASME, J. of Mech. Design.*, pp. 864~870.
- (3) 이재윤, 1994, "결합부가 있는 복합구조물의 동적 해석," 박사학위논문, 서울대학교, 서울.
- (4) Wileman, J., Choudhury, M. and Green, I., 1991, "Computation of Member Stiffness in Bolted Connetions," *Trans. of ASME, J. of Mech. Design.*, pp. 432~437.
- (5) Shiely, J. E., and Mischke, C. R., 1989, *Mechanical Engineering Design*, 5th Edition, McGraw-Hill, New York.
- (6) Nabil Motosh, 1976, "Determination of Joint Stiffness in Boted Connetions," *Trans. of ASME, J. of Mech. Design.*, pp. 858~861.
- (7) Beermann, H. J., 1989, *The Analysis of Commercial Vehicle Structures*, Mechanical Engineering Publications Limited, London.
- (8) Reymond, M. and Miller, M., 1994, *MSC/NASTRAN Quick Reference Guide*, The Macneal-Schwendler Corp., Los Angeles, Version 68.
- (9) Ewins, D. J., 1984, *Modal Testing : Theory and Practice*, Research Studies Press Ltd.
- (10) Dally, J. W. and Riley, W. F., 1991, *Experimental Stress Analysis*, MacGraw-Hill, Inc. , 3rd Edition.